INTERNATIONAL SYMPOSIUM
1÷3 NOVEMBER 2012

p: ISBN 978-973-0-13670-8
cd: ISBN 978-973-0-13671-5

ISB INMA TEH 2012

BUCHAREST
2012

INTERNATIONAL SYMPOSIUM
1÷3 NOVEMBER 2012

p: ISBN 978-973-0-13670-8
cd: ISBN 978-973-0-13671-5

ISBTEH 2012

- REALIZĂRI ŞI DIRECȚII ÎN INGINERIA SISTEMELOR BIOTEHNICE

/

- *ACHIEVEMENTS AND PROSPECTS IN BIOTECHNICAL SYSTEMS ENGINEERING*

Cu ocazia sărbătoririi / *Occasion of the Jubilee*
"50 de ani de la Înființarea Facultății de Mecanică Agricolă "/
"50 Years Since Founding the Faculty of Agricultural Mechanics"

INMATEH 2012

- INGINERIE AGRICOLĂ. SOL - PLANTĂ - ECHIPAMENTE TEHNICE ÎN CONTEXTUL AGRICULTURII ECOLOGICE ŞI EFICIENȚEI ECONOMICE

/

- AGRICULTURAL ENGINEERING. SOIL - PLANT - TECHNICAL EQUIPMENT WITHIN THE CONTEXT OF ECOLOGICAL AGRICULTURE AND ECONOMIC EFFICIENCY -

BUCHAREST
2012

ORGANIZING COMMITTEE

- Prof. Ph.D. Eng. PARASCHIV Gigel -P.U. Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. CARP-CIOCARDIA Crăița - P.U. Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. MAICAN Edmond - P.U. Bucharest (RO);
- Lecturer Ph.D. Eng. DAVID Mihaela - P.U. Bucharest (RO);
- Ph.D. Eng. COSTOIU Mihnea - P.U. Bucharest (RO).
- Prof. Ph.D. Eng. PIRNĂ Ion - INMA Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. BIRIŞ Sorin-Ştefan - P.U. Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. CRAIFĂLEANU Andrei - P.U. Bucharest;
- Ph.D. Eng. VLĂDUȚ Valentin - INMA Bucharest (RO);
- Ph.D. Eng. GANEA Ioan - INMA Bucharest (RO).

PROGRAM COMMITTEE

- Prof. PhD. Eng. ANDRONESCU Ecaterina - PU Bucharest (RO);
- Prof. PhD. Eng. CASANDROIU Tudor - P.U. Bucharest (RO);
- Prof. PhD. Eng. COZMA Danuta -T.U. Iasi (RO);
- Prof. PhD. Eng. DAVID Ladislau - P.U. Bucharest (RO);
- Prof. PhD. Eng. ENESCU Nicolae - P.U. Bucharest (RO);
- Prof. PhD. Eng. FILIP Nicolae - Technical University Cluj Napoca (RO);
- Prof. PhD. Eng. IBANESCU Radu - T.U. "Gh. Asachi" of Iasi (RO);
- Prof. PhD. Eng. NEDEFF Valentin – Univ. of Bacau (RO)
- Prof. PhD. Eng. NEGREAN Iuliu - T.U of Cluj Napoca (RO);
- Prof. PhD. Eng. PADUREANU Vasile - T.U. Brasov (RO);
- Prof. PhD. Eng. PANDREA Nicolae – Univ. of Piteşti (RO);
- Assoc.Prof.PhD. Eng. GOANTA Adrian – D.J. Univ. Galati (RO);
- Assoc.Prof.PhD. IACOMI Cristian - USAMV Buc (RO);
- Prof. PhD. Eng. SEGARCEANU Marcel - P.U. Bucharest (RO);
- Prof. PhD. Eng. STROE Ion - P.U. Bucharest (RO);
- Prof. PhD. Eng. TUCU Dumitru - P.U. Timisoara (RO);
- Prof. PhD. Eng. VOICU Gheorghe - P.U. Bucharest (RO);
- Prof. Ph.D. Eng. PARASCHIV Gigel -P.U. Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. CARP-CIOCARDIA Crăița - P.U. Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. MAICAN Edmond - P.U. Bucharest (RO);
- Lecturer Ph.D. Eng. DAVID Mihaela - P.U. Bucharest (RO);
- Ph.D. Eng. COSTOIU Mihnea - P.U. Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. CRAIFĂLEANU Andrei - P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D.Eng. SOARE Marin - University of Craiova (RO).
- Assoc. Prof. PhD. Eng. ATANASOV Atanas - University of Rousse (BG);
- Prof. PhD. Eng. BRKIC Miladin - University of Novi Sad (SR);
- Assoc.Prof. PhD. Eng. ERTEKIN Can - Akdeniz University (TR);
- Prof. PhD. GÜZEL Emin – Çukurova University (TR);
- Prof. PhD. JOVANOVIC Larisa – Soc. for Env. Prot. of Serbia (SR);
- Assoc. Prof. PhD. Eng. KOSTANDINOV Georgi - Institute of Soil Science, Agrotechnologies and Plant Protection "Nikola Poushkarov" (BG);
- Prof. PhD. Eng. KOSUTIC Silvio - Zagreb University (HR);
- Prof. PhD. Eng. MARTINOV Milan – University of Novi Sad (SR);
- Prof. PhD. Eng. MIHAILOV Nikolai - University of Rousse (BG);
- Assoc.Prof. PhD. Eng. SAVIN Lazar - University of Novi Sad (SR);
- PhD. Eng. USENKO Mykhaylo - State Technical University Lutsk (UKR);
- Prof. PhD. Sc. Eng. VARTUKAPTEINIS Kaspars - Latvia University of Agriculture (LV);
- Assoc.Prof.PhD. Eng. BUNGESCU Sorin – USAMVB Timisoara (RO);
- Assoc. Prof.PhD. Eng. BORUZ Sorin - University of Craiova (RO);
- PhD. Eng. VOICU Emil - INMA Bucharest (RO);
- Prof. Ph.D. Eng. PIRNĂ Ion - INMA Bucharest (RO);
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. BIRIŞ Sorin-Ştefan - P.U. Bucharest (RO);
- Ph.D. Eng. VLĂDUȚ Valentin - INMA Bucharest (RO);
- Ph.D. Eng. GANEA Ioan - INMA Bucharest (RO).

ISBTEH 2012 / INMATEH 2012

NATIONAL INSTITUTE OF RESEARCH-DEVELOPMENT FOR MACHINES AND INSTALLATIONS DESIGNED TO AGRICULTURE AND FOOD INDUSTRY - **INMA Bucharest**
6 Ion Ionescu de la Brad Bld., sector 1, Bucharest

BIOTECHNICAL SYSTEMS ENGINEERING - **ISB Bucharest**
290 Splaiul Independenței Str., sector 6, Bucharest

p: ISBN: 978-973-0-13670-8
cd: ISBN: 978-973-0-13671-5

Edited by: INMA Bucharest

CUPRINS / *CONTENTS*

SECTION 1

Pag.

1. **STUDIES AND RESEARCHES ON ENERGETIC OPTIMIZATION OF FODDER HARVESTING COMBINES - ONE DIMENSIONAL MODELS /** 7
STUDII ŞI CERCETĂRI ASUPRA OPTIMIZĂRII ENERGETICII COMBINELOR DE RECOLTAT FURAJE – MODELE UNIDIMENSIONALE
Mat. Cârdei P.[1)], Eng. Sfîru R.[1)], PhD. Stud. Ştefănoiu M.D.[2)], Prof. PhD. Eng. Bădescu M.[2)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.[2)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Lazar S.[3)]
[1)]INMA Bucharest / Romania; [2)]University of Craiova / Romania; [3)]University of Novi Sad / Serbia

2. **STUDIES AND RESEARCHES ON ENERGETIC OPTIMIZATION OF FODDER HARVESTING COMBINES - TWO DIMENSIONAL MODELS /** 17
STUDII SI CERCETARI ASUPRA OPTIMIZARII ENERGETICII COMBINELOR DE RECOLTAT FURAJE – MODELE BIDIMENSIONALE
PhD. Stud. Ştefănoiu M.D.[1)], Mat. Cârdei P.[2)], Prof. PhD. Eng. Pirnă I.[2)], Prof. PhD. Eng. Bădescu M.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Atanasov At.[3)]
[1)]University of Craiova / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]University of Rousse / Bulgaria

3. **STUDIES AND RESEARCHES ON ENERGETIC OPTIMIZATION OF FODDER HARVESTING COMBINES - THREE DIMENSIONAL MODELS /** 25
STUDII SI CERCETARI ASUPRA OPTIMIZARII ENERGETICII COMBINELOR DE RECOLTAT FURAJE – MODELE TRIDIMENSIONALE
PhD. Stud. Ştefănoiu M.D.[1)], Mat. Cârdei P.[2)], PhD. Eng. Vlăduț V.[2)], Prof. PhD. Eng. Bădescu M.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.[1)], Prof. PhD. Eng. Mihailov N.[3)]
[1)]University of Craiova / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]University of Rousse / Bulgaria

4. **RESEARCH ON IMPROVING THE WORKING PROCES OF THE PICK-UP TYPE DRUM WITH THE RETRACTABLE FINGER /** 31
CERCETĂRI CU PRIVIRE LA ÎMBUNĂTĂȚIREA PROCESULUI DE LUCRU AL TOBEI CU DEGETE ELASTICE RETRACTABILE
Ph.D. Eng. Caba I.L.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.[2)], Prof. PhD. Eng. Moise V.[2)]
[1)]USAMVB Timişoara / Romania; [2)]P.U. Bucharest / Romania

5. **SOME PHYSICAL PROPERTIES OF "BALO" BELL PEPPER IN THREE HARVEST TIME FOR SORTING MACHINE DESIGN /** 41
SINIFLANDIRMA MAKINASI TASARIMI İÇİN ÜÇ FARKLI HASAT ZAMANINDA"BALO" DOLMALIK BİBERİN BAZI FİZİKSEL ÖZELLIKLERİ
Ph.D. Kabas O., Prof. Ozmerzi A.
Batı Akdeniz Agricultural Research Institute, Antalya /Turkey

6. **RESEARCH REGARDING THE BEHAVIOUR OF THE STIHL BT 121 MOTTO-BORER, EQUIPPED WITH A 150 MM DRILL, FOR DRILLING HOLES FOR PLANTING SAPLINGS /** 47
CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA MOTOBURGHIULUI STIHL BT 121, ECHIPAT CU UN BURGHIU DE 150 MM DIAMETRU, LA FORAREA GROPILOR DE PLANTAT PUIEȚI
Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Boja N.[1)], Lect. Ph.D. Eng. Boja F.[1)], Ph.D. Eng. Caba I.[2)], Eng. Gligoraş D.[3)], Prof. Ph.D. Dărău P. A.[1)]
[1)]Vasile Goldiş" Western University of Arad – Faculty of Natural Sciences, Engineering and Informatics / Romania; [2)]USAMVB Timisoara / Romania; [3)]Regional Development Agency Alba Iulia / Romania

7. **RESEARCH ON IMPROVEMENT OF WORKING PROCESS OF FIBROUS FORAGES SHREDDING BODIES /** 57
CERCETĂRI PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PROCESULUI DE LUCRU AL ORGANELOR DE MĂRUNȚIT FURAJE FIBROASE
PhD. Eng. Caba I.L.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.[2)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.[1)], PhD. Eng. Vlăduț V.[3)], PhD. Stud. Eng. Nițu M.[3)]
[1)]USAMVB Timisoara / Romania; [2)]P.U. Bucharest / Romania; [3)]INMA Bucharest / Romania

8. **CONTRIBUTION TO THE MODELING AND SIMULATION OF U – 650 TRACTOR'S HYDROSTATIC POWER STEERING /** 67
CONTRIBUȚII LA STUDIUL MODELĂRII ŞI SIMULĂRII SERVODIRECȚIEI TRACTORULUI U 650 M
PhD. Stud. Eng. Anghel St.
P.U. Bucharest / Romanaia

9. **STUDY OF A MODEL WITH TWO DEGREES OF FREEDOM FOR TRACTOR /** 73
STUDIUL MODELULUI CU DOUA GRADE DE LIBERTATE PENTRU TRACTOR
Lect. PhD. Eng. David M.F., Assoc.Prof. PhD. Eng. Maican E.,
Prof. PhD. Eng. David L, Lect. PhD. Eng. Rusănescu C.O.
P.U. Bucharest / Romania

10. **RESEARCH ON THE USE OF FINITE ELEMENT METHOD TO OPTIMIZE THE WHEEL EXPLOITATION FOR AGRICULTURAL VEHICLES /** 81
CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA METODEI ELEMENTELOR FINITE PENTRU OPTIMIZAREA EXPLOATĂRII PNEURILOR VEHICULELOR AGRICOLE
Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.Şt.[1)], PhD. Stud. Eng. Ungureanu N.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Maican E.[1)],
PhD. Eng. Vlăduț V.[2)], PhD. Eng. Ganea I.[2)], PhD. Eng. Caba I.L.[3)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]USAMVB Timişoara / Romania

11. **DETERMINATION OF THE MINIMUM SURFACE OF AN AGRICULTURAL FARM FROM WHICH A POWER RANGE OF TRACTORS BECOME PROFITABLE, FOR A CERTAIN AGRICULTURAL WORK /** 89
DETERMINAREA SUPRAFETELOR MINIME DE LA CARE TRACTOARELE DINTR-O ANUMITA GAMA DE PUTERI DEVIN RENTABILE, PENTRU A ANUMITA LUCRARE AGRICOLĂ
Prof. PhD. Eng. Moise V.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.Şt.[1)], PhD. Stud. Eng. Ungureanu N.[1)],
PhD. Eng. Vlăduț V.[2)], Prof. Boureci Gh.[1)], Prof. Stroe I.[1)], PhD. Eng. Caba I.L.[3)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]USAMVB Timişoara / Romania

12. **CONTRIBUTION TO THE MODELING AND SIMULATION OF HYDRAULIC SERVOSYSTEMS FOR TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINERY /** 99
CONTRIBUȚII LA STUDIUL MODELĂRII ŞI SIMULĂRII SERVOMECANISMELOR HIDRAULICE PENTRU TRACTOARE ŞI MAŞINI AGRICOLE
PhD. Stud. Eng. Anghel St.
P.U. Bucharest / Romania

SECTION 2

13. **NUMERICAL MODELING AND SIMULATION OF CUTTING VEGETABLE PRODUCTS /** 103
MODELAREA NUMERICĂ ŞI SIMULAREA TĂIERII PRODUSELOR VEGETALE
Assist. Ph.D. Eng. Ipate G.[1)], Ph.D. Stud. Eng. Ciulică L.G.[2)] Prof. Ph.D. Eng. Rus F.[2)]
[1)] Politehnica University of Bucharest / Romania; [2)] Transylvania University Brasov / Romania

14. **NUMERICAL MODELING AND SIMULATION OF SEPARATION PROCESS IN CYCLONE /** 109
MODELAREA NUMERICĂ ŞI SIMULAREA PROCESULUI DE SEPARARE ÎN CICLON
Ph.D. Stud. Eng. Marinuc M.[1)], Assist. Ph.D. Eng. Ipate G.[2)], Prof. Ph.D. Eng. Rus F.[1)]
[1)]Transylvania University Brasov / Romania; [2)]Politehnica University of Bucharest / Romania

15. **RESEARCH OF THE GRIST DIMENSIONAL CHARACTERISTICS AT THE SECOND-BREAK GROUND IN A INDUSTRIAL WHEAT MILL /** 117
CERCETAREA CARACTERISTICILOR DIMENSIONALE ALE MĂCINIŞULUI CELUI DE-AL DOILEA ŞROT ÎNTR-O MOARĂ DE GRÂU INDUSTRIALĂ
As. PhD. Stud. Eng. Constantin G.A., Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh., As. Ph.D. Stud. Eng. Ştefan M.E.,
Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G.
P.U. Bucharest / Romania

16. **RESEARCH ON VARIATION OF GRIST PARTICLE SIZE PARAMETERS WITH CONSTRUCTIVE CHARACTERISTICS OF GRINDING ROLLS /** 125
CERCETĂRI ASUPRA VARIAȚIEI PARAMETRILOR GRANULOMETRICI AI MĂCINIŞURILOR CU CARACTERISTICILE CONSTRUCTIVE ALE CILINDRILOR DE MĂCINARE
Ph.D. Stud. Eng. Ştefan E.M., Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh., Ph.D. Stud. Eng. Constantin G.
P.U. Bucharest / Romania

17. **DYNAMICAL MODELLING OF A CONICAL VIBRATORY SIEVE SUSPENDED IN THREE POINTS /** 131
MODELAREA DINAMICĂ A UNEI SITE CONICE VIBRATOARE SUSPENDATĂ ÎN TREI PUNCTE
Ph.D. Eng. Stoica D., Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh., Prof. Ph.D. Eng. Plosceanu B.,
Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Carp-Ciocârdia C., Prof. Ph.D. Eng. Moise V.
P.U. Bucharest / Romania

SECTION 3

18. **EVALUATION METHOD OF ENERGY POTENTIAL OF SOLID VEGETAL BIOMASS /** 139
METODA DE EVALUARE A POTENTIALULUI DE ENERGIE DIN BIOMASA SOLIDA VEGETALA
PhD. Stud. Eng. Nagy E.M.[1)], PhD. Stud. Eng. Coța C. [1)], PhD. Eng. Cioica N. [1)], Prof. PhD. Eng. Brkic M. [2)]
[1)]INMA Bucharest-Cluj Napoca Branch / Romania
[2)] University of Novi Sad / Serbia

19. **SOME PHYSICAL – BIOLOGICAL CHARACTERISTICS OF MISCANTHUS ENERGETIC PLANT STALKS /** 147
UNELE CARACTERISTICI FIZICO-BIOLOGICE ALE TULPINILOR PLANTEI ENERGETICE MISCANTHUS
PhD. Stud. Eng. Moiceanu G.[1)], Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh.[1)], Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G.[1)],
PhD. Stud. Eng. Poenaru I.C.[1)], Prof. PhD. Eng. Pirnă I.[2)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania

20. **ANALYSIS OF COMPLEX TECHNOLOGY FOR VEHICLE FUELING WITH BIOMETHANE /** 153
KOMPLEKSAS TEHNOLOĢIJAS SPĒKRATA UZPILDĪŠANAI AR BIOMETĀNU ANALĪZE
Inventor Safronov A.[1)], Prof.PhD.Habil.Phys Gelfgat Y.[2)], Assist. Prof. Ph.D.Sc.Eng. Šmigins R.[3), 4)]
[1)]Hygen Ltd.; [2)]Institute of Physics of University of Latvia; [3)]Latvia University of Agriculture; [4)]Institute of Physical Energetics / Latvia

21. **MONITORING SOLAR RADIATION INTENSITY IN THE YEAR 2011 IN THE NORTH WEST OF BUCHAREST WITH SUN-EARTH ANGLE /** 159
MONITORIZAREA INTENSITĂȚII RADIATIEI SOLARE IN ANUL 2011 IN PARTEA DE NORD-VEST A ORASULUI BUCURESTI CU AJUTORUL UNGHIURILOR SOARE-PĂMÂNT
Lecturer Ph.D. Eng. Rusănescu C.O., Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G., Conf. Ph.D. Eng. Murad E.,
Lecturer Ph.D. Eng., David M.F.
P.U. Bucharest / Romania

22. **DETERMINATION OF SOME SOIL PHSICO-CHEMICAL CHARACTERISTICS USING FACTOR ANALYSIS FOR SOIL TILLAGE IN VERTISOL AND ENTISOL /** 165
ENTİSOL VE VERTİSOLDE TOPRAK İŞLEME İÇİN FAKTÖR ANALAZİ KULLANARAK BAZI TOPRAK FİZİKO-KİMYASAL ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ
Assist. Prof. Dr. Sağlam M., Ress. Assist. Selvi K.Ç., Assoc. Prof. Dr. Dengiz O.,
Ress. Assist. Sarıoğlu E.F.
Department of Soil Science and Plant Nutrition, Agricultural Faculty, Ondokuz Mayis University, Samsun / Turkey

23. **CHANGING EXISTING IRRIGATION SYSTEMS AND MANAGEMENT IN BULGARIA FOR SUSTAINABLE USE OF WATER /** 173
ПРОМЯНА НА СЪЩЕСТВУВАЩИТЕ НАПОИТЕЛНИТЕ СИСТЕМИ В БЪЛГАРИЯ И УПРАВЛЕНИЕТО ИМ ЗА УСТОЙЧИВО ИЗПОЛЗВАНЕ НА ВОДАТА
Assist. Prof. Ph.D. Patamanska G., Assoc. Prof. Ph.D. Chehlarova-Simeonova S.
Institute of Soil Science, Agrotechnology and Plant Protection "Poushkarov" Sofia / Bulgaria

24. **ALGORITHM FOR COMPUTING CAPACITY OF WATER OXYGENATION /** 179
ALGORITM PENTRU CALCULUL CAPACITĂȚII DE OXIGENARE A APEI
Lect. Ph.D. Eng. Safta V., As. PhD. Stud. Eng. Dilea M., As. PhD Stud. Eng.Constantin G.A.
P.U. Bucharest / Romania

25. **ALGORITHM FOR DETERMINATION OF CHARACTERISTIC PARAMETERS OF FILTERING PROCESS IN INCOMPRESSIBLE GRANULAR MATERIAL LAYER /** 185
ALGORITM PENTRU DETERMINAREA INDICILOR CARACTERISTICI AI PROCESULUI DE FILTRARE PRIN STRAT INCOMPRESIBIL DE MATERIAL GRANULAR
Lect. Ph.D. Eng. Safta V., As. PhD. Stud. Eng. Dilea M., As. PhD Stud. Eng.Constantin G.A.
P.U. Bucharest / Romania

SECTION 4

26. **THE ASYMMETRY COEFFICIENTS - AN EFFICIENT TOOL FOR CHAOS DETECTION. APPLICATIONS TO SOME CONTINUOUS DYNAMICAL SYSTEMS** 191
COEFICIENȚII DE ASIMETRIE – UN INSTRUMENT EFICIENT IN DETECTAREA HAOSULUI. APLICAȚII IN CAZUL UNOR SISTEME DINAMICE CONTINUE
Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Deleanu D.
Maritime University Constanta / Romania

27. **VARIATIONS OF KINEMATIC PARAMETERS OF THE CARDANIC JOINTS ACCORDING TO TEHNOLOGICAL DEVIATIONS /** 199
VARIAȚIILE PARAMETRILOR CINEMATICI AI ARTICULAȚIEI CARDANICE ÎN FUNCȚIE DE ABATERILE TEHNOLOGICE
PhD. Eng. Stud. Bulac I., Prof. PhD. Eng. Pandrea N.
University of Piteşti / Romania

28. **MOVEMENT AND COLLISION OF NANOPARTICLES IN THE PROCESS OF CHEMICAL MECHANICAL POLISHING (CMP) /** 207
MISCAREA ŞI COLOZIUNEA NANOPARTICULELOR ÎN PROCESUL DE LUSTRUIRE CHIMICO-MECANICĂ
Prof. Dr. Eng. Filip Ilie
P.U. Bucharest / Romania

29. **STUDY CONCERNING THE MODERNIZATION OF THE MAC – 3 MACHINES FROM THE SUBSTITUTION OF THE MECHANISM OF THE PRESSING ROOM /** 213
STUDIU REFERITOR LA MODERNIZAREA MAŞINII MAC – 3 PRIN ÎNLOCUIREA MECANISMULUI CAMEREI DE PRESARE
Prof. PhD. Eng. Dinu I., Lect. Ph.D. Eng. Popa C., Lect. Ph. D. Eng. David M.F.
P.U. Bucharest / Romania

30. **EXPERIMENTAL STUDY OF VIBRATIONS IN HOUSEHOLD AIR CONDITIONING INSTALLATIONS /** 219
STUDIUL EXPERIMENTAL AL VIBRAȚIILOR LA INSTALAȚIILE CASNICE DE CONDIȚIONARE A AERULUI
Assist. Ph.D. Eng. Ion G.C.
P.U. Bucharest, Department of Mechanics / Romania

31. **THEORETICAL AND EXPERIMENTAL VIBRATION OF TILLAGE CUTTER** 225
CERCETARI TEORETICE SI EXPERIMENTALE ALE VIBRATIILOR UNEI FREZE
As. PhD. Stud. Eng. Ovanisof A., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Savu M., Prof. Ph.D. Eng. Magheți I.
P.U. Bucharest / Romania

32. **ON THE VIBRATIONS OF THE CENTRIFUGES WITH THE BASKET IN CONSOLE /** 229
ASUPRA VIBRAȚIILOR CENTRIFUGELOR CU TAMBURUL ÎN CONSOLĂ
Assoc. Prof. PhD. Eng. Boiangiu M.[1)], Math. Prof. Boiangiu G.[2)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]Secondary School No.11 Buzău / Romania

33. **ACHIEVEMENT OF AN OMNI-DIRECTIONAL SOUND SOURCE OF HIGH POWER /** 237
REALIZAREA UNEI SURSE OMNIDIRECȚIONALE DE MARE PUTERE ACUSTICĂ
Assoc. Prof. PhD. Eng. Carp-Ciocârdia D.C., Eng. Badea Cr., Assist. Ph.D. Eng. Ion G.C., Prof. PhD. Eng. Magheți I.
P.U. Bucharest / Romania

34. **ULTRASONIC TORSIONAL WAVES IN PIPES /** 241
UNDE ULTRASONORE TORSIONALE IN CONDUCTE
Prof. Ph.D. Eng. Predoi M.V., Lecturer Ph.D. Eng. Vasile O.
P.U. Bucharest, Department of Mechanics / Romania

35. **RESEARCH FOR MODAL ANALYSIS UTILIZATION AS A TOOL FOR FATIGUE AND STRUCTURAL CHANGE ASSESSMENT OF MECHANICAL STRUCTURES /** 247
CERCETĂRI PRIVIND UTILIZAREA ANALIZEI MODALE CA INSTRUMENT PENTRU EVALUAREA STĂRII DE OBOSEALĂ ŞI A MODIFICĂRILOR STRUCTURALE ALE STRUCTURILOR MECANICE
PhD. Phys. Manea I. [1)], Eng. Gîrniță I. [1)], PhD. Stud. Eng. Matache M. [2)], Eng. Muscalu A. [2)], Eng. Persu C. [2)], PhD. Stud. Eng. Voicea I. [2)]
[1)]SC Softronic Craiova / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania

36. **THE ANALYSIS OF THE CUTTER PROFILE IN SLIDE CUTTING AT SELF-LODING HAY TRAILERS /** 257
DETERMINAREA PROFILULUI CUȚITULUI LA REMORCILE AUTOÎNCĂRCĂTOARE FURAJE FIBROASE LA TĂIERE CU ALUNECARE
Ph.D. Eng. Caba I.L.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.[1)], PhD. Eng. Boja N.[2)], PhD. Stud. Eng. Danciu A.[3)]
[1)]USAMVB Timişoara / Romania; [2)]Vasile Goldiş" Western University of Arad / Romania; [3)]INMA Bucharest / Romania

37. **REDUCTION OF A BENT PLATE, WITH CONCURRENT EDGES /** 261
REDUCEREA UNEI PLĂCI OMOGENE ÎNDOITE, CU MUCHIILE CONCURENTE
Lect. PhD. Eng. Orăşanu N., Assoc. Prof. PhD. Eng. Craifaleanu A.
P.U. Bucharest, Department of Mechanics / Romania

SECTION 1
POWER AND MACHINERY

STUDIES AND RESEARCHES ON ENERGETIC OPTIMIZATION OF FODDER HARVESTING COMBINES-UNIDIMENSIONAL MODELS
/
STUDII ŞI CERCETĂRI ASUPRA OPTIMIZĂRII ENERGETICII COMBINELOR DE RECOLTAT FURAJE – MODELE UNIDIMENSIONALE

Mat. Cârdei P.[1)], Eng. Sfîru R.[1)], PhD. Stud. Ştefănoiu M.D.[2)], Prof. PhD. Eng. Bădescu M.[2)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.[2)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Lazar S.[3)]
[1)]INMA Bucharest / Romania; [2)]University of Craiova / Romania; [3)]University of Novi Sad / Serbia
e-mail: petru_cardei@yahoo.com

Abstract: *This article is the first among a series of articles describing mathematical models of fodder harvesting combines energegetics, in order to optimize their working regimes. Starting from scientific literature of 1970-1980s, the classical models have been improved and adjusted, obtaining new models and results. The calibrating method of mathematical models is shown in order to determine the model constants which are not given by specialty literature. There are made references to manner of validating the results and possible applications in a wider domain of technique and science. The three articles are structured according to complexity of mathematical models elaborated and used for optimization. The first article deals with generalities and unidimentional model, namely that model considering a unique speed for working regime, idle speed and at turnings. The second contains models that consider the working speed and turning speed equal to idle speed, and the third one will describe the models containing the three speeds as independent variables..*

Keywords: *combine, energetics, optimization*

Rezumat: *Acest articol este primul dintr-o serie de trei articole dedicate descrierii unor modele matematice ale energeticii combinelor de recoltat furaje, modele folosite pentru optimizarea regimurilor de lucru ale acestor utilaje agricole. Pornind de la literatura ştiinţifică a anilor 1970-1980, modelele clasice au fost îmbunătăţite şi corectate, obţinându-se modele şi rezultate noi. Se ilustrează modul de calibrare a modelelor matematice în scopul determinării constantelor de model care nu sunt date în literatura de specialitate. Se fac referiri la modul de validare a rezultatelor şi la aplicaţiile posibile într-un domeniu mult mai larg în cadrul tehnicii şi ştiinţei. Cele trei articole sunt structurate după complexitatea modelelor matematice elaborate şi folosite pentru optimizare. Primul se ocupă de generalităţi şi de modelul unidimensional, adică cel care consideră o singură viteză pentru regimul în lucru, în gol şi la întoarcere. Al doilea articol conţine modele care consideră viteza în lucru şi viteza de întoarcere egală cu cea în gol, iar al treilea articol va descrie modelele care conţin cele trei viteze ca variabile independente.*

Cuvinte cheie: *combină, energetică, optimizare*

INTRODUCTION

Optimization of agricultural machines and equipment energetics is a continous concern, especially in this era marked not only by fossile fuel crisis, being generally an energetic crisis, but also by the negative change of planet climate determined by the increased consumption of fossile fuels and power.

As a general rule, this theme, focused on agricultural machines and equipment has not been widely tackled in specialty literature, being rather difficult to solve, unless optimum combinations of parameters are obtained, as the energetic terms structure is in such a way that optimum points strictly speaking (local extremum points of aim or objective functions) almost do not exist, without introducing additional terms, or calculation special restrictions.. There are theoretical approaches but also experimental approaches of optimization or energetic efficiency increment of agricultural machinery. Among the few relevant references, we started from Romanian specialty literature, [1], [3], [4], where we could find articles treating about the cereal and fodder harvesting combines energetics optimization. The manner which the problem is dealt with is clear and simple. Nevertheless, in some formulae, mistakes appeared, which should be corrected. Therefore, none of mathematical models elaborated within the paper is similar to those given in [1], [3] and [4]. Mathematical models developed within this paper have started from criticisms addressed to models elaborated in [1], [3] and [4]. Another reason for which the models built in this paper differ from those in [1], [3] and [4], is that new terms beside the above authors, have been introduced. On the one hand, these terms have been

INTRODUCERE

Optimizarea energeticii maşinilor şi echipamentelor agricole este o preocupare permanentă, mai ales în această epocă marcată nu numai de criza combustibililor fosili şi în general energetică, ci şi de modificările negative ale climatului planetar datorate creşterii masive a consumului de combustibili fosili şi de energie.

În general, tema, centrată pe maşini şi utilaje agricole, nu este foarte mult abordată în literatura de specialitate, fiind destul de greu rezolvabilă până la obţinerea unor combinaţii optimale de parametri, deoarece structura termenilor energetici ai acestora este de aşa natură încât puncte optimale în sens strict (de puncte de extremum locale ale unor funcţii scop sau obiectiv) aproape că nu există, fără introducerea unor termeni suplimentari sau a unor restricţii speciale în calcul. Există abordări teoretice, dar şi experimentale ale problemei optimizării sau creşterii eficienţei energetice a maşinilor şi utilajelor egricole. Din puţinul material bibliografic, am pornit de la literatura românească de specialitate, [1], [3], [4], unde am găsit o abordare a optimizării energeticii combinelor de recoltat cereale sau furaje. Metoda de abordare a problemei este clară şi simplă. Totuşi în unele formule s-au strecurat greşeli care au trebuit îndreptate. Pentru acest motiv, niciunul dintre modelele matematice elaborate în lucrare nu este similar celor date în [1], [3] şi [4]. Modelele matematice dezvoltate în lucrare au plecat de la criticile aduse modelelor elaborate în [1], [3] şi [4]. Un alt motiv pentru care modelele construite în lucrare diferă de cele din [1], [3] şi [4], este acela că s-au introdus termeni noi faţă de lucrările autorilor susmenţionaţi. Pe de-o parte s-au introdus aceşti termeni pentru a putea calibra modelul

introduced for enabling the calibration of the model on basis of experimental data, and on the other hand new variables have been introduced, because it is natural that the idle speed when moving to a dislevelment area, or the reverse rate should not be equal or simple relations between them should not exist. During the modeling activity, starting from power needed to idle driving of combine working parts, it was considered as interesting to model and estimate the existance of optimum points, and, at idle driving and turning, the power supply from PTO is stopped (either by the tractor driver or by means of an automated device based on sensors which are able to perceive the absence of vegetal matter in front of cutting device).

In this article we will present the classical model obtained from correcting and completing the model from [1], [3] and [4], model with a single variable, a unique speed 6, 7, 8].

MATERIAL AND METHOD

In order to optimize the energetics of the tractor-trailed fodder harvesting combine aggregate, we will follow a way similar to that from [1], [3] and [4], where such a calculation is made for self-carried combines. Method used in [1], [3], [4] is clear, consisting of the following stages: writting down the power balance of cereal harvesting combine; obtaining the energetic balance out of power balance by multiplying each power term by the suitable working time; replacing the time according to plot characteristics and working speed (real speed, idle speed,at turnings); optimization of energetic consumption simultaneously with improving the working capacity.

In table 1 is presented the list comprising the model parameters, so that their explanation should not be necessary for each formula.

cu date experimentale, iar pe de altă parte s-au introdus variabile noi întrucât ni se pare natural ca viteza în gol, la deplasarea spre o zonă de greş, sau viteza de întoarcere, să nu fie egale între ele, sau, să nu existe relații simple între acestea. Pe parcursul activității de modelare, pornind de la puterea necesară acționării în gol a organelor de lucru ale combinei, s-a considerat interesant să se modeleze şi să estimeze existența unor puncte optimale şi în cazul în care la deplasările în gol şi întoarceri, debitarea de putere la priza de putere se opreşte (fie de către tractorist, fie cu ajutorul unui dispozitiv automat bazat pe senzori care pot sesiza absența materialului de vegetal din fața aparatului de tăiere).

În acest articol se va prezenta modelul clasic obținut prin corectarea şi completarea modelului din [1], [3] şi [4], model cu o singură variabilă, o singură viteză [6, 7, 8].

MATERIAL ŞI METODĂ

Pentru a încerca să ajungem la optimizarea energeticii agregatului format din tractor şi combina tractată de recoltat furaje, vom urma o cale asemănătoare cu cea din [1], [3] şi [4], unde se face un astfel de calcul pentru combine autopurtate. Metoda folosită în [1], [3], [4] este clară, constând în următoarele etape: scrierea bilanțului de putere al combinei de recoltat cereale; obținerea bilanțului energetic din cel de putere prin înmulțirea fiecărui termen putere cu timpul de lucru corespunzător; înlocuirea timpului funcție de caracteristicile parcelei şi vitezele de lucru (efectiv, în gol, la întoarceri); optimizarea consumului energetic simultan cu maximizarea capacității de lucru.

În tabelul 1 se prezintă lista parametrilor modelului, astfel încât să nu fie nevoie explicitarea acestora la fiecare formulă întâlnită.

Table 1 / *Tabelul 1*

List of parameters of mathematical model used for optimizing the energetics of tractor-trailed fodder harvesting combine aggregate / *Lista parametrilor modelului matematic folosit la optimizarea energeticii agregatului tractor-combina tractată de recoltat furaje*

No./Nr.	Parameter / Parametrul	Notation / Notație	MU / UM
1	Gravity acceleration / *Accelerația gravitațională*	g	ms^{-2}
2	Increment coefficient of energy specific for acting the harvesting parts / *Coeficient de creştere a energiei specifice pentru acționarea organelor active la recoltare*	p_{2r}	$Ws^2kg^{-1}m^{-1}$
3	Increment coefficient of resistance force to movement / *Coeficientul de creştere a forței de rezistență la deplasare*	f_v	sm^{-1}
4	Friction coefficient of combine wheels rolling on soil / *Coeficientul de frecare la rularea roților combinei pe sol*	f	-
5	Cefficient of connection between the idle speed and working speed / *Coeficientul de legatura intre viteza în gol şi viteza în lucru*	β	-
6	Maximum allowable flow rate / *Debitul maxim admisibil*	q	kgs^{-1}
7	Distance from the plot edge to the road / *Distanța de la marginea parcelei la drum*	e	m
8	Specific energy for acting the active parts when harvesting / *Energia specifică pentru acționarea organelor active la recoltare*	p_1	$Wskg^{-1}$
9	Coefficient of increment of energy specific to drive the active parts in work / *Coeficient de creştere a energiei specifice pentru acționarea organelor active în lucru*	p_2	$Ws^2kg^{-1}m^{-1}$
10	Specific weight of combine on working width / *Greutatea specifică a combinei pe lățimea de lucru*	$g_S = \frac{(M+m)\cdot g}{B}$	Nm^{-1}
11	Combine working width / *Lățimea de lucru a combinei*	B	m
12	Plot width / *Lățimea parcelei*	C	m
13	Plot length / *Lungimea parcelei*	L	m
14	Length of path run for repairing the dislevelments / *Lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurilor*	Ls	m
15	One turning's length / *Lungimea unei întoarceri*	l_i	m
16	Combine mass / *Masa combinei*	M	kg
17	Equipment mass / *Masa echipamentului EI*	m	kg
18	Production appropriate to surface unit / *Producția specifică unității de suprafață*	ρ	kgm^{-2}
19	Power consumed at PTO in idle speed / *Puterea consumată la priză în gol*	P_{pg}	W
20	Power consumed at PTO in idle speed / *Puterea consumată la priză în gol*	P_{pgef}	W
21	Real power at PTO / *Puterea efectivă la priza de putere*	P_p	W
22	Real power at PTO / *Puterea efectivă la priza de putere*	P_{pef}	W
23	Real power for combine trailing / *Puterea efectivă pentru tractarea combinei*	P_{tef}	W
24	Power necessary for acting the combine active parts in idle speed / *Puterea necesară pentru acționarea organelor de lucru ale combinei în gol*	P_{rg}	W
25	Power necessary for combine towing / *Puterea necesara pentru tractarea combinei*	P_t	W
26	Total effective power needed to drive the combine during work /	P_{Tef}	W

No./Nr.	Parameter / Parametrul	Notation / Notație	MU / UM
	Puterea totală efectivă pentru acționarea combinei în timpul lucrului		
27	Radius of turning / *Raza de întoarcere*	R	m
	Time necessary to turning / *Timpul necesar întoarcerilor*	t_i	s
28	Working time in idle speed / *Timpul de lucru în gol*	t_g	s
29	Working time at harvesting / *Timpul de lucru în recoltare*	t_r	s
30	Working speed (when harvesting or in load / *Viteza de lucru (în recoltare sau sarcină)*	v_r, v	m/s
31	Idle speed / *Viteza în gol*	v_g	m/s
32	Turning speed / *Viteza la întoarceri*	v_i	m/s
33	Specific fuel consumption of engine per HP and hour / *Consumul specific de combustibil al motorului pe cal putere şi oră*	c_{hcp}	$kgCP^{-1}h^{-1}$

Balance of power of fodder harvesting combine – a partition of power balance which is simplified

Authors [1] make a simplified power balance in order to solve as simply as possible the aggregate energetics optimization. In this chapter, a correct solution to problem from [1], generalized by two relations allowing to consider complex approaching situations will be given. So, it will be considered the power necessary to tow the trailed harvesting combine, P_t, as:

Bilanțul de putere al combinei de recoltat furaje - *o partiție a bilanțului de putere simplificată*

Autorii [1] fac un bilanț de putere simplificat pentru a rezolva cât mai uşor optimizarea energeticii agregatului. În acest capitol se va da o soluție corectă a problemei din [1], generalizată prin două relații care permit considerarea unor situații complexe de lucru. Astfel, se va considera puterea necesară tracțiunii combinei tractate de recoltat furaje, P_t, de forma:

$$P_t = \begin{cases} g_s f B v_r + g_s f_v B v_r^2, \text{ pentru lucru in sarcina (recoltare)} \\ g_s f B v_g + g_s f_v B v_g^2, \text{ pentru lucru in gol (la intoarceri)} \end{cases} \quad (1)$$

And for power acted at PTO:

iar pentru puterea acționării la priză:

$$P_r = \begin{cases} P_{pg} + p_1 B \rho v_r + p_2 B \rho v_r^2, \text{ pentru lucru in sarcina (recoltare, } \rho > 0) \\ P_{pg}, \text{ pentru lucru in gol } (\rho = 0) \end{cases}, \quad (2)$$

The second degree terms of working speed and idle speed are introduced to enable the appearance of an objective function which should have an optimum point as local extremum ,therefore minimizing the consumed energy. These terms contain the working speed square and idle speed square, as well as in case of machines for soil works, especially ploughs, [2]. Authors [1] have introduced the square term in working speed, v_r, and adding the square term in idle speed, v_g, represents a first original contribution of the author. The existence of this term is niether sure nor experimentally checked, but as we shall see, the experimental data allow the calibration of such a model.

For fodder harvesting using the method of circular displacing with turnings at the fourth points of the plot, the following formula representing the length of one turn, is obtained:

Termenii de gradul al doilea în viteza în lucru şi în viteaza în gol sunt introduşi pentru a face posibilă apariția unei funcții obiectiv care să aibă un punct optimal în sens clasic de extremum local, în acest caz, minimizând energia consumată. Aceşti termeni conțin pătratul vitezei de lucru şi pătratul vitezei în gol, ca şi la maşinile destinate lucrărilor solului, în special pluguri, [2]. Autorii [1] au introdus termenul pătratic în viteza de lucru, v_r, iar adăugarea termenului pătratic în viteza în gol, v_g, este o primă contribuție originală a autorului. Nu este sigură existența acestui termen, şi foarte probabil nici nu s-a verificat experimental, dar, aşa cum se va vedea, datele experimentale permit calibrarea unui astfel de model.

Pentru recoltarea furajelor, folosind metoda de deplasare circulară cu întoarceri în cele patru colțuri ale parcelei, se obține următoarea formulă pentru lungimea unei întoarceri:

$$l_i = R\left(\frac{\pi}{2} + 2\right) + \frac{B}{2} + e \cdot \quad (3)$$

The working time during harvesting, according to [1], is given by:

Timpul de lucru în recoltare, conform [1], este dat de:

$$t_r = \frac{CL}{B v_r}, \quad (4)$$

And the idle time in work (turnings and distances run for repairing the dislevelments), according to [1]:

iar timpul de lucru în gol (întoarceri şi distanțe parcurse pentru repararea greşurilor), tot conform [1]:

$$t_g = \frac{2C}{B v_g}\left(l_i + \frac{L_s}{C} B\right) \quad (5)$$

In these conditions, the energy consumed by the tractor on a plot when harvesting with fodder combine is obtained by multiplying the working power (harvesting), respectively without load, by the working time, respectively without load.

În aceste condiții energia consumată de tractor pe o parcelă la recoltarea cu combina de furaje, se obține înmulțind puterile în lucru (recoltare), respectiv în gol, cu timpii în lucru, respectiv în gol.

$$E=\left(fg_sBv_r+f_vg_sBv_r^2+p_1B\rho v_r+p_2B\rho v_r^2+P_{pg}\right)\frac{CL}{Bv_r}+ \\ +\frac{2C}{Bv_g}\left(fg_sBv_g+f_vg_sBv_g^2+\mathrm{P}_{pg}\right)\left(l_i+\frac{L_s}{C}B\right), \quad (6)$$

Noting:

Notând:

$$A=R\left(\frac{\pi}{2}+2\right)+e \quad (7)$$

And considering the linear relation between idle speed and working speed (a second original contribution):

şi considerând relaţia liniară între viteza în gol şi viteza în lucru (o a doua contribuţie originală):

$$v_g=\beta v_r \quad (8)$$

And, at the same time, according to [1], considering the additional relation:

şi, de asemenea conform cu [1], considerând relaţia suplimentară:

$$Bv\rho-q=0 \quad (9)$$

relation (9) being considered as a limit, then, eliminating the working width between (6) and (9), using for simplifying the notations:

relaţia (9) fiind considerată o restricţie, apoi eliminând lăţimea de lucru între (6) şi (9), folosind pentru simplificare notaţiile:

$$M=g_s fCL+p_1\rho CL+2g_s fCA+\frac{P_{pg}\rho C(C+2A)}{q}+f_vg_s\frac{\beta q(C+2L_s)}{\rho} \quad (10)$$

$$N=f_vg_sCL+2f_vg_sC\beta A+p_2\rho CL \quad (11)$$

and

şi

$$Q=\frac{(\rho P_{pg}+g_s fq)(C+2L_s)}{\rho} \quad (12)$$

A simple expression of energy is obtained (14):

se obţine o expresie simplă a energiei (14):

$$E=E(v)=M+Nv+\frac{Q}{v} \quad (13)$$

considering $v > 0$. Energy, depending on working speed v, has a minimum point whose abscissa (speed which reduces energy), is got by annuling the first derivative of E:

considerând $v > 0$. Energia, ca funcţie de viteza de lucru v, are un punct de minim a cărui abscisă (viteza care minimizează energia), se obţine anulând prima derivată a lui E:

$$\frac{dE}{dv}=N-\frac{Q}{v^2}=0 \quad (14)$$

From where:

de unde:

$$v_{\min}=\sqrt{\frac{Q}{N}} \quad (15)$$

respectively:

respectiv:

$$E_{\min}=M+2\sqrt{NQ} \quad (16)$$

Introducing (12) and (11) within the expression of optimum speed (15), is obtained the following expression of this speed:

Introducând (12) şi (11) în expresia vitezei optimale (15), se obţine următoarea expresie a acestei viteze:

$$v_{\min}=\sqrt{\frac{(\rho P_{pg}+g_s fq)(C+2L_s)}{\rho C(f_vg_sL+2f_vg_s\beta A+p_2\rho L)}} \quad (17)$$

This solution presents two generalizations in comparison with solution from [1], concretized in formulae (2) and (8). Solution is slightly modified taking into consideration the power necessary to idle displacement at PTO, which in [1] is not performed at the harvesting working regime. In this test, we considered the power

Această soluţie prezintă două generalizări faţă de soluţia din [1], concretizate în formulele (2) şi (8). Soluţia este uşor modificată şi prin considerarea puterii necesare la mers în gol la priza de putere, ceea ce în [1] nu se face la regimul de lucru în recoltare. În acestă încercare am considerat puterea necesară la priză în

necessary at PTO as load regime, as being the amount of power measured in idle speed at PTO and other two terms depending on linear and square working speed (2).

RESULTS

Solutions similar to that above, obtained by generalization and corrections, according to [4], are confortable solutions given by analytical calculation and emphasize the role and influence of each parameter involved. These solutions are classified by the authors [4] or [11, as belonging to problems of optimum with connections. Energy function *E* is the goal function, and relation of flow rate calculation, (9), is according to [4], the function or relation of restriction. The authors solution in [4] or [1] is Lagrange method of multipliers. In this paper, a simpler and smarter solution was given, comprehensible at level of elementary mathematical analysis.

In order to obtain a point of optimum, namely a working speed which should minimize one of the parameters defining the aggregate energetics, considering a simple expression of this parameter is not enough, precisely the very energy consumed for one plot harvesting. The natural structure of energy function (also, power, traction force or moment at PTO, etc.) does not allow to deduce an optimum speed which minimizes one of these objective functions, classically speaking (a local minimum outside of the definition domain). For this reason, it is necessary to introduce not only the linear terms but also the square terms in working or idle speed, and even more, to limit the working width and working speed, in case of this subchapter, (13). Eliminating the working width between restriction and goal function, leads to an expressionwhose derivative has a single real positive root, with variation of sign, proving that it is in fact the abscissa (speed) of a point of minimum of energy, so exactly what is looked for. This procedure supposed that less usual factors have been introduced in specialty literature of all types of combine:

- Coefficient of increasing the resistance force at displacement, f_v (which in terms of dimensions, is the reverse of a speed);
- energy specific for acting the active parts, p_1;
- coefficient of increasing the specific energy for acting the active parts when harvesting, p_2;
- combine specific weight, g_s or aggregate specific weight, less used, although it is a performance parameter in terms of design and manufacturing the combine.

Calibration of mathematical model

A mathematical model with not very complex relations but with many parameters (which for numerical studies need values, and these values are hardly found in specialty literature, being newly introduced by the author), needs, in order to be appropriately used for optimum speed calculation and its dependence on different parameters, a calibration, namely, setting the model parameters values in a concrete case [2, 3, 7, 8]. This operation is made using the experimental data from a fodder harvesting combine and adjusting (choosing) parameters of model so that the theoretical power resulted from mathematical model be sufficiently closed of the same power values measured in tests.

We have used the experimental data got on trailed fodder harvesting combine, CTF with the equipment for harvesting grassy fodder, EI, [6]. These values, as well as the theoretical ones got by calibration are given in table 2.

regim de sarcină ca fiind suma dintre puterea în gol la priză şi alți doi termeni care depind de viteza de lucru liniar şi pătratic (2).

REZULTATE

Soluțiile de tipul celei de mai sus, obținute prin generalizare şi corecții, după [4], sunt soluții comode care se dau prin calcul analitic şi pun în evidență rolul şi influența fiecărui parametru implicat. Aceste soluții sunt clasificate de autorii [4] sau [1], în categoria problemelor de optimum cu legături. Funcția energie *E* este funcția scop, iar relația de calcul a debitului, (9), este după [4], funcția sau relația de restricție. Soluția autorilor în [4] sau [1] se face prin metoda multiplicatorilor lui Lagrange. În această lucrare s-a dat am dat o soluție mai simplă şi mai elegantă, inteligibilă la nivel de analiză matematică elementară.

Pentru obținerea unui punct optimal, în esență a unei viteze de lucru care să minimizeze una dintre mărimile ce definesc energetica agregatului, este insuficientă considerarea unei expresii simple a acestei mărimi, în cazul concret din acest subcapitol chiar energia consumată pentru recoltarea unei parcele. Structura naturală a funcției energie (de asemenea putere, forță de tracțiune sau moment la priza de putere, etc.) nu permite deducerea unei viteze optimale care să minimizeze vreuna din aceste funcții scop (obiectiv), în sensul clasic al unui minim local nesituat pe frontiera domeniului de definiție. Pentru acest motiv, este nevoie de introducerea unor termeni pătratici şi nu numai liniari în viteza de lucru sau viteza în gol, şi, în plus de o restricție în care să fie implicată lățimea de lucru şi viteza de lucru, în cazul acestui subcapitol, (13). Eliminarea lățimii de lucru între restricție şi funcția scop conduce la o expresie a funcției scop a cărei derivată are o singură rădăcină reală pozitivă, cu variația de semn care arată că aceasta este abscisa (viteza) unui punct de minim a energiei, prin urmare exact ceea ce se căuta. Această procedură a presupus totuşi introducerea unor factori puțin uzuali în literatura de specialitate a combinelor de orice tip:

- coeficientul de creştere a forței de rezistență la deplasare, f_v (care, din punct de vedere dimensional, este inversul unei viteze);
- energia specifică pentru acționarea organelor active, p_1;
- coeficient de creştere a energiei specifice pentru acționarea organelor active la recoltare, p_2;
- greutatea specifică a combinei, g_s sau agregatului, puțin utilizată, deşi este un parametru de performanță în ceea ce priveşte proiectarea şi construcția combinei.

Calibrarea modelului matematic

Un model matematic cu relații nu neapărat foarte complexe, dar cu foarte mulți parametri (care, pentru studii numerice au nevoie de valori, iar aceste valori sunt greu de găsit în literatura de specialitate sau chiar imposibil, fiind nou introduşi de autor), are nevoie, pentru a putea fi folosit cu încredere la calculul vitezelor optimale şi la studiul dependenței acestora de diverşi parametri, de o calibrare, adică de fixarea valorilor parametrilor modelului pe un caz concret [2, 3, 7, 8]. Această operație se face, de exemplu, folosind datele experimentale de la o combină de recoltat furaje şi reglând (alegând) parametri de model astfel încât puterile teoretice rezultate din modelul matematic să fie suficient de apropiate de valorile aceloraşi puteri măsurate în la încercări.

Ca date au fost folosite datele experimentale obținute pe combina tractată de recoltat furaje, CTF cu echipamentul de recoltat furaje ierboase, EI, [6]. Aceste valori, precum şi cele teoretice obținute prin calibrare, sunt date în tabelul 2.

Table 2 / *Tabelul 2*

Physical size on basis of which calibration is performed and experimental and theoretical values by positive choice of model parameters / *Mărimile fizice în termenii cărora se face calibrarea şi valorile experimentală şi teoretică prin alegerea potrivită a parametrilor de model*

Size/ *Marimea*, MU	Measured value /.....	Calibrated value / ....
Real power for towing the combine / *Puterea efectiva pentru tractarea combinei, kW*	5.020 / *5,020*	5.020 / *5,020*
Real power at PTO / *Puterea efectivă la priza de putere, kW*	29.500 / *29,500*	29.500 / *29,500*
Power consumed in idle speed / *Puterea consumată la priză în gol, kW*	7.600 / *7,600*	7.600 / *7,600*
Total power for acting the combine in work / *Puterea totală efectivă pentru acționarea combinei în timpul lucrului, kW*	34.520 / *34,520*	34.520 / *34,520*

Table 3 / *Tabelul 3*

Model parameters, notations, measuring units and calibrating values. Parameters which denomination (second column) is hachured are the only directly involved in the calibration process. Parameters with cell of classifying hachured are newly introduced parameters / *Parametrii modelului, notații, unități de măsură şi valorile de calibrare. Parametrii ai căror denumire (coloana a doua) este haşurată sunt singurii direct implicați în procesul de calibrare. Parametri cu celula de ordine haşurată sunt parametri nou introduşi în model*

No./Nr.	Parameter/ Parametrul	Notation/Notație	MU/UM	Calibrating value/ Valoarea de calibrare
1	Gravity acceleration / *Accelerația gravitațională*	g	ms^{-2}	9.810 / *9,810*
2	Radius of turning / *Raza de întoarcere*	R	m	3.400 / *3,400*
3	Distance from the access road to plot edge / *Distanta de la drumul de acces la margienea parcelei*	e	m	0
4	Combine working width / *Lățimea de lucru a combinei*	B	m	2
5	Combine mass / *Masa combinei*	M	kg	1600
6	Equipment mass / *Masa echipamentului EI*	m	kg	650
7	Combine specific weight on working width / *Greutatea specifică a combinei pe lățimea de lucru*	$g_S = \frac{(M+m)\cdot g}{B}$	Nm^{-1}	11040
8	Friction coefficient of combine wheels when rolling on soil / Coeficientul de frecare la rularea roților combinei pe sol	f	-	0.0809 / *0,0809* ([5], pag. 28)
9	Coefficientul of growth of resistance force to displacement / de creştere a forței de rezistență la deplasare	f_v	sm^{-1}	0.005 / *0,005*
10	Energy specific for acting the active parts in idle speed/ Energia specifică pentru acționarea organelor active în gol	p_1	$Wskg^{-1}$	3277.750 / *3277,750*
11	Coefficient of growth of specific energy for acting the active parts during work / Coeficient de creştere a energiei specifice pentru acționarea organelor active în lucru	p_2	$Ws^2kg^{-1}m^{-1}$	178.600 / *178,600*
12	Specific production / *Producția specifică*	ρ	kgm^{-2}	1.420 / *1,420*
13	Maximum allowable flow rate / *Debitul maxim admisibil*	q	kgs^{-1}	5.166 / *5,166*
14	Linking coefficient between idle speed and working speed / *Coeficientul de legătură între viteza în gol şi viteza în lucru*	β	-	1
14	Ploth width / *Lățimea parcelei*	C	m	50
15	Plot length / *Lungimea parcelei*	L	m	700
16	Length of path run for repairing the dislevelments / *Lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurilor*	Ls	m	1750
17	Power output when trailing / *Randamentul de putere la tractiune*	η_t	-	0.720 / *0,720*
18	Yield of power transmission to PTO / *Randamentul de transmisie a puterii la priza de putere*	η_p	-	0.850 / *0,850*

Considering the values of parameters in table 3 and the results in table 2, the calibration proces is considered successfully finished. Optimum speed obtained by the optimization model built according to [4] including the relevant corrections, is of: 1.78 m/s [6,409 km/h, formula (17)]. Value got suitably frames within the speed range considered efficient also by the author [6], 2.4÷7.5 km/h.

CONCLUSIONS

It is important to see more clearly the manner in wich the optimum speed (17) acts according to different variables defining it. It is clearly observed that minimum speed lows along with plot length growing. Increasing the idle speed and working speed relation leads to reducing the optimum working speed.

These aspects can be found in graphic of fig. 1, which is created starting from data from table 3. Plot length, *L* and idle speed and working speed relation, *β*, are variable.

If the plot length is varied between 100 and 1100 m, respectively the report between the idle speed and working speed between 0.5 and 1.5 (both varying within reasonable limits), for the rest of data given in table 3, it is noticed (graphic in fig. 1) that optimum speed varies hyperbolically

Cu valorile parametrilor din tabelul 3 şi cu rezultatele din tabelul 2, se consideră procesul de calibrare încheiat cu succes. Viteza optimală obținută prin modelul de optimizare construit după [4] cu corecțiile de rigoare, au valorile: 1,78 m/s [6,409 km/h, formula (17)]. Valoarea obținută se încadrează bine față de intervalul de viteze considerate eficiente şi de către autorul [6], 2,4÷7,5 km/h.

CONCLUZII

Este important să vedem mai clar cum se comportă viteza optimală (17) funcție de diverse variabile care o definesc. Se observă clar că viteza minimă scade cu creşterea lungimii parcelei. Creşterea raportului dintre viteza în gol şi viteza în lucru, conduce la scăderea vitezei optimale de lucru.

Aceste aspecte sunt vizibile pe reprezentarea grafică din fig. 1, care este construită folosind date din tabelul 3. Lungimea parcelei, *L* şi raportul dintre viteza în gol şi cea în lucru, *β*, sunt variabile.

Dacă se variază lungimea parcelei intre 100 şi 1100 m, respectiv raportul dintre viteza în gol şi viteza în lucru între 0,5 şi 1,5 (ambele variabile în limite rezonabile), pentru restul datelor cu valorile din tabelul 3, se observă (reprezentarea grafică din fig. 1) că viteza optimală variază aproximativ

with plot length and practically very little with the report above. To be noticed that the influence of that report depends on its coefficients from the optimum speed expression.

hiperbolic cu lungimea parcelei şi, practic foarte puțin, relativ la raportul dintre viteza în gol şi cea în lucru. Se precizează că influența raportului dintre viteza în gol şi viteza în lucru depinde de coeficienții acestuia în expresia vitezei optimale.

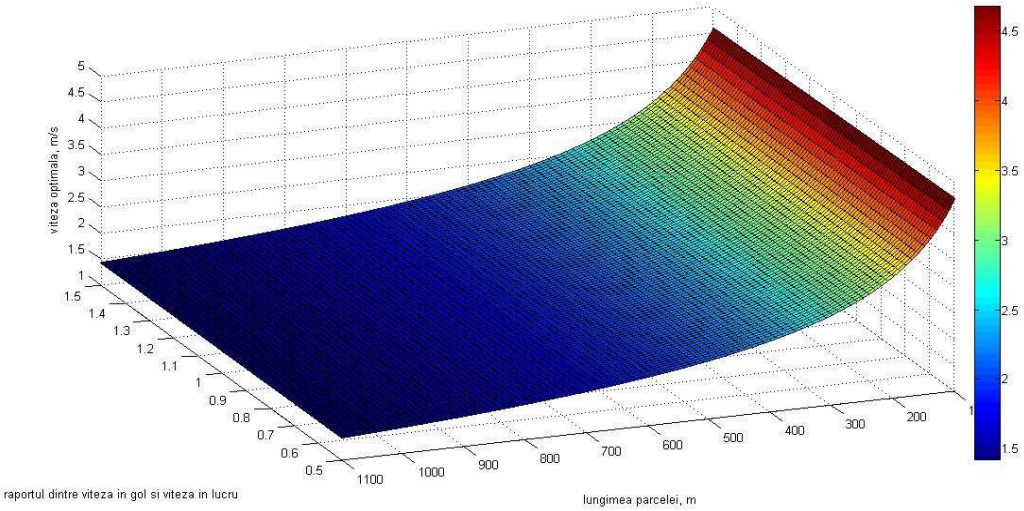


Fig. 1 Variation of optimum speed according to plot length, L and report *β* between the idle speed and working speed / *Variația vitezei optimale în raport cu lungimea parcelei, L, şi cu raportul β, dintre viteza în gol şi viteza de lucru*

Little dependence of optimum speed on the report between idle speed and working speed can be noticed in fig. 2, where it is graphically represented, for six length values. Dependence of optimum speed on the above report, whatever the plot length could be, is strictly decreasing.

Dependența slabă a vitezei optimale de raportul dintre viteza în gol şi viteza în lucru se poate observa în fig. 2, unde dependența este reprezentată grafic, pentru şase valori ale lungimii parcelei. Dependența vitezei optimale de raoprtul dintre viteza în gol şi viteza în lucru, indiferent de lungimea parcelei, este strict descrescătoare.

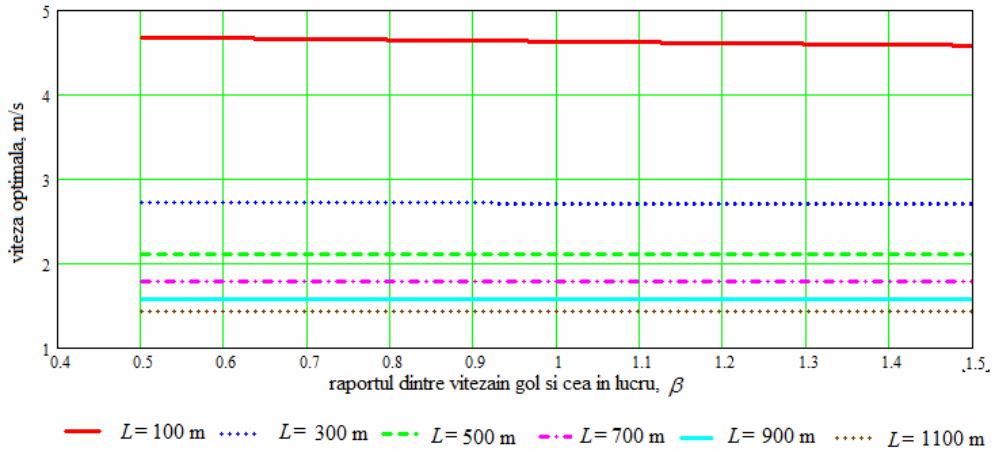


Fig. 2 –Variation of optimum speed according to the report between idle speed and working speed, for different length of plot / *Variația vitezei optimale relativ la raportul între viteza în gol şi cea în lucru, pentru diverse lungimi ale parcelei*

Influence of the path developed for repairind the dislevelments on optimum speed variation clearly results from graphical representation in fig. 3. Increasing L_s, involves growing the optimum speed, which can be seen from structure of fraction under the radical defining the optimum speed, where L_s appears at the counter. For a path without dilevelments, in case of model defined by values of parameters in table 3, the optimum speed is low under 1 m/s, instead of a path where the dislevelments that are corrected reaches 25 % out of the length of working path, optimum speed being around 2.5÷3 m/s. These remarks are shown in fig. 4, bidimensional representation of optimum speed dependence on plot length and path length developed for correcting the dislevelments as fraction from the length of path run by the aggregate on the entire plot.

Influența lungimii drumului parcurs pentru repararea greşurilor asupra variației vitezei optimale rezultă clar din reprezentarea grafică din fig. 3. Creşterea L_s, implică creşterea vitezei optimale, ceea ce se poate vedea şi din structura fracției de sub radicalul care defineşte viteza optimală, unde L_s apare la numărător. Pentru un parcurs fără greşuri, în cazul modelului definit de valorile parametrilor din tabelul 3, vitezele optimale sunt mici, sub 1 m/s, în timp ce pentru un parcurs în care lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurilor ajunge la 25 % din lungimea traseului în lucru, vitezele optimale sunt undeva între 2,5÷3 m/s. Aceste observații sunt vizibile şi în fig. 4, reprezentare bidimensională a dependenței vitezei optimale de lungimea parcelei şi de lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurilor ca fracție din lungimea traseului parcurs de agregat pe intreaga parcelă.

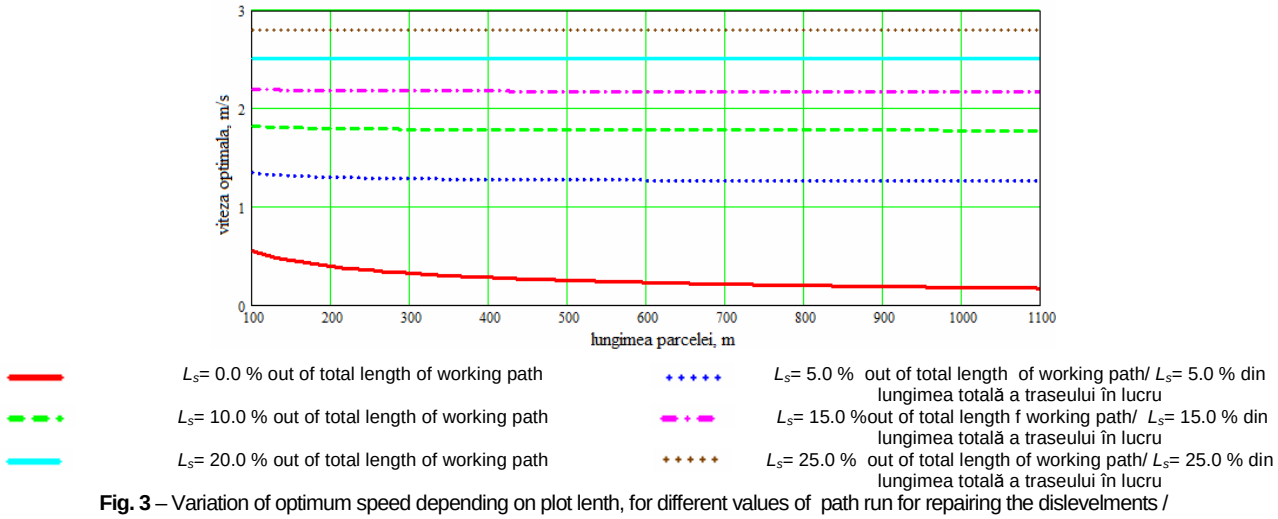


Fig. 3 – Variation of optimum speed depending on plot lenth, for different values of path run for repairing the dislevelments / *Variația vitezei optimale funcție de lungimea parcelei, pentru diverse valori ale lungimii drumului parcurs pentru repararea greşurilor*

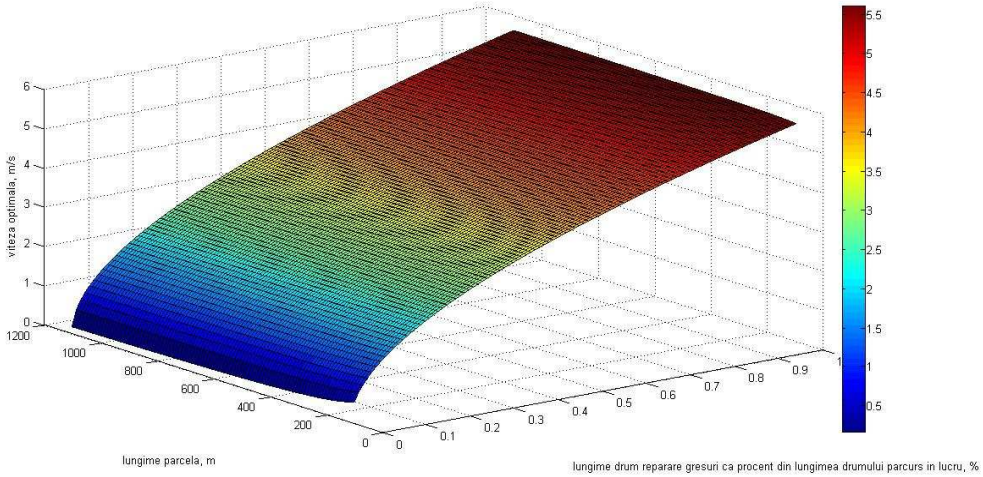


Fig. 4 - Variation of optimum speed alon with plot length and length of path developed for repairing the dislevelments as a fraction from total length of aggregate path / *Variatia vitezei optimale cu lungimea parcelei şi cu lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurilor ca fracție din lungimea totală a traseului parcurs în lucru de agregat*

Variation of optimum speed related to plot length and vegetal production, for two values of length of path developed for repairing the dislevelments, appears in figures 5 and 6, emphasizing not only the decrease of speed along with plot length but also the speed reducing along with vegetal production growing and optimum speed increasing when the path run is longer.

Variația vitezei optimale în raport cu lungimea parcelei şi cu producția vegetală, pentru două valori ale lungimii traseului parcurs pentru repararea greşurilor, apare în figurile 5 şi 6, punând în evidență în afară de scăderea vitezei cu lungimea parcelei (evidențiată şi mai sus), scăderea vitezei optimale cu creşterea producției vegetale, dar şi creşterea vitezei optimale atunci când lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurilor creşte.

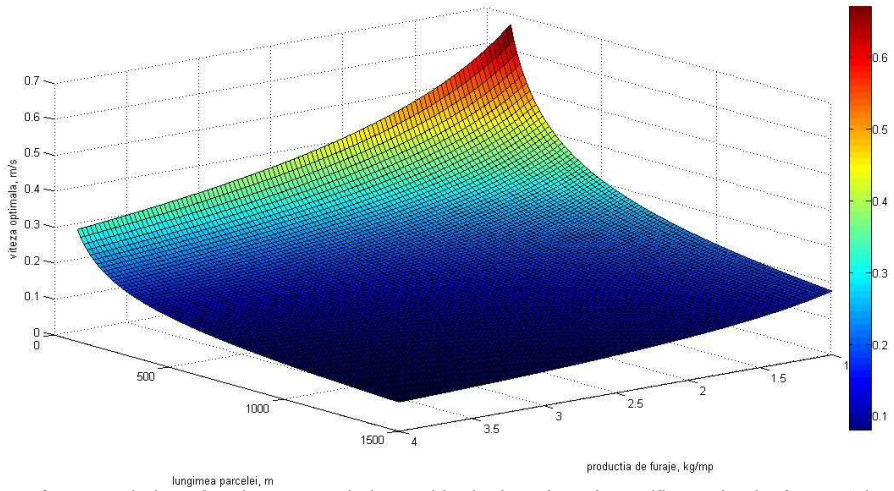


Fig. 5- Variation of optimumspeed along with plot length and specific productionfor L_s=0 / *Variația vitezei optimale cu lungimea parcelei şi producția specifică, pentru L_s=0*

In graph from fig. 7, is emphasized the energy variation related to working speed, so the point of minimum may be seen(optimum speed) appropriate to values of parameters in table 3. The minimum energy is of approx. 67 kWh.

În graficul din fig. 7, se pune în evidență şi variația energiei cu viteza de lucru, astfel încât se poate vizualiza punctul de minim (viteza optimală) corespunzătoare valorilor parametrilor din tabelul 3. Se identifică energia minimă de aproximativ 67 kWh.

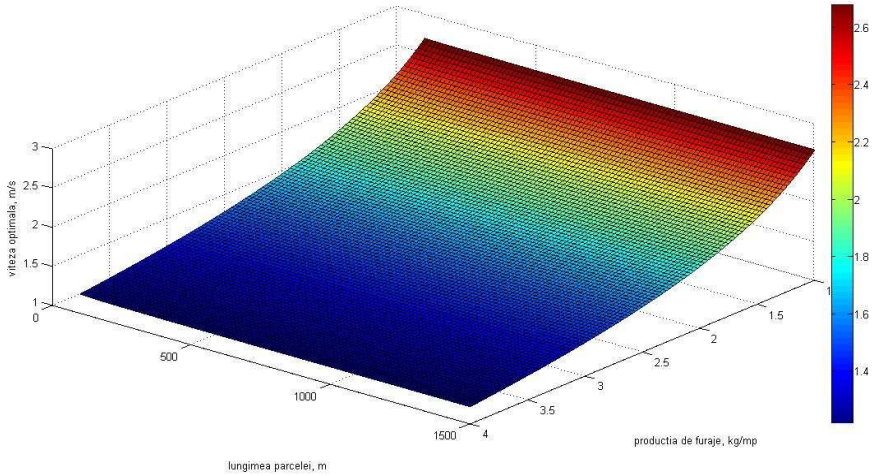


Fig. 6 – Variation of optimum speed along with plot length and specific production, for L_s=15 % out of harvesting path length / *Variația vitezei optimale cu lungimea parcelei şi producția specifică, pentru L_s=15 % din lungimea traseului în recoltare*

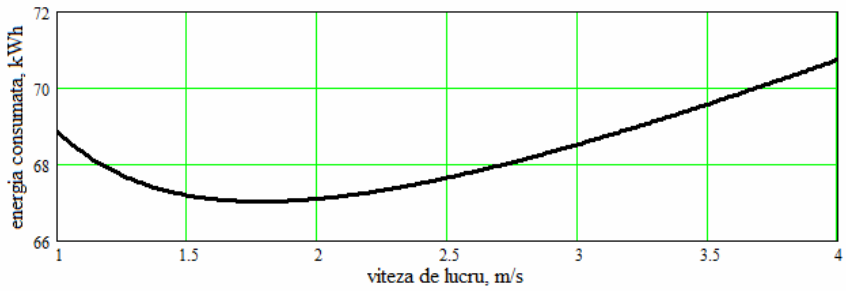


Fig. 7 – Numerical emphasizing of working point of optimum / *Punerea în evidență pe cale numerică a punctului optimal de lucru*

In order to estimate the behaviour of optimum speed according to variable g_s, we must make some test on trailed harvesting combine, for observing the interval within which this variable varies.

Pentru estimarea comportamentului vitezei optimale în raport cu variabila g_s, trebuie făcute câteva investigații asupra combinelor tractate de recoltat furaje, pentru a vedea în ce interval variază această variabilă.

Table 4 / *Tabelul 4*

Types of trailed combines and data necessary / *Tipuri de combine tractate şi datele necesare calculului g_s*

Nr./No.	Type/Tipul	Mass/Masa [kg]	Working width/Lățimea de lucru, [m]	g_s [N/m]
1	New Holland 790	1411	2.79 / *2,79*	4961.26 / *4961.26*
2	New Holland FP 230	2040 (+218)	3.30 / *3,30*	6060.36÷6712.42 / *6060,36÷6712,42*
3	New Holland FP 240	2130 (+231)	3.30 / *3,30*	6331.91÷7018.61 / *6331,91÷7018,61*
4	INMA CTF EI	2250	2.00 / *2,00*	11036.25 / *11036,25*
5	John Deer 625 Side-Pull MoCo	2027	2.50 / *2,50*	7953.95 / *7953,95*
6	John Deer 630 Side-Pull MoCo	2130	3.00 / *3,00*	6965.10 / *6965,10*
7	John Deer 635 Side-Pull MoCo	2388 (2233)	3.50 / *3,50*	6693.22 (6258.78) / *6693,22 (6258,78)*
8	John Deer 830 Mid-Pivot MoCo	2802 (2659)	3.00 / *3,00*	9162.54 (8694.93) / *9162,54 (8694,93)*
9	John Deer 835 Mid-Pivot MoCo	2916 (2762)	3.50 / *3,50*	8173.13 (7741.49) / *8173,13 (7741,49)*
10	John Deer 946 Mid-Pivot MoCo	3118 (2955)	4.00 / *4,00*	7646.89 (7247.14) / *7646,89 (7247,14)*
11	John Deer 956 Mid-Pivot MoCo	3325 (3055)	4.50 / *4,50*	7248.50 (6659.90) / *7248,50 (6659,90)*
12	JF-Stoll AMAKO	2760	2.10÷3.10 / *2,10÷3,10*	12893.14 - 8734.06 / *12893,14 - 8734,06*
13	CASE FHX300	2130	3.30 / *3,30*	6331.91 / *6331,91*
14	ROSTSELMASH Sterh KSD 2,0	1250	2.0 / *2,0*	6131.25 / *6131,25*
15	Tehinvest-CX, OOO	1250	2.0 / *2,0*	613125

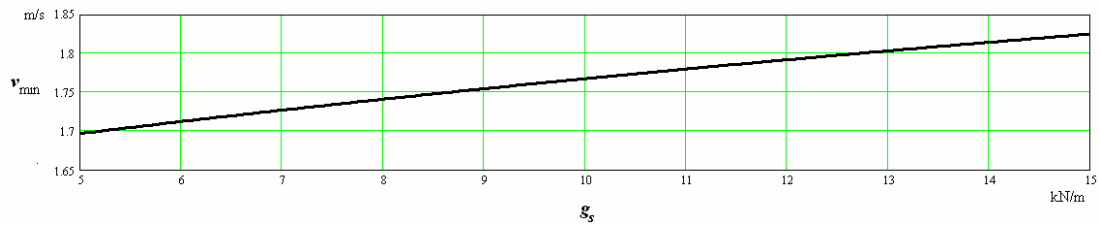


Fig. 8 – Variation of optimum speed given in data from table 1.2.2, according to parameter g_s /
Variația vitezei optimale pe datele din tabelul 1.2.2, funcție de parametrul g_s

As we can notice from fig. 8, the optimum speed increases along with variable g_s. At the same time, the optimum energy increases along with machine specific weight per working width, see fig. 9.

După cum din se observă în fig. 8, viteza optimală creşte odată cu creşterea variabilei g_s. De asemenea, energia optimală creşte şi ea odată cu creşterea greutății specifice a maşinii pe lățimea de lucru, aşa cum se poate observa din fig. 9.

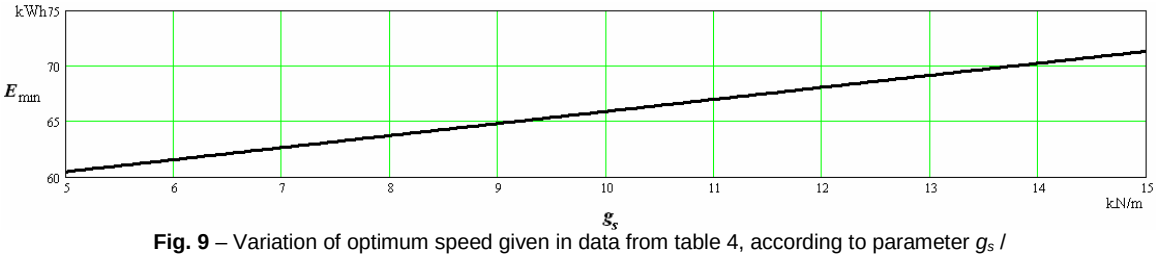


Fig. 9 – Variation of optimum speed given in data from table 4, according to parameter g_s /
Variația energiei optimale pe datele din tabelul 4, funcție de parametrul g_s.

Specific weight is usually considered as a performance parameter in design and manufacturing agricultural machinery.

Less is the value of this parameter, more the machine is performant, excepting the case of machines which need a bigger weight for specific works (soil works).

In our case, a weight specific to a smaller working width leads to a lower working speed (so, a reduced capacity of work), but also to a diminished optimum energy, namely a reduced fuel consumption, reduced harmful gas emissions and, finally reduced soil compaction.

Greutatea specifică lățimii de lucru este considerat, de obicei, un parametru de performanță al proiectării şi construcției maşinilor agricole.

Maşina se consideră că este cu atât mai performantă cu cât valoarea acestui parametru este mai mică, cu excepția acelor maşini care au nevoie de greutate mare pentru lucrările specifice (de exemplu lucrări ale solului).

În cazul nostru se observă că o greutate specifică lățimii de lucru mai mică, conduce la o viteză optimală de lucru mai mică (deci şi capacitate de lucru mai mică), dar conduce şi la o energie optimală mai mică, ceea ce înseamnă consum redus de combustibil, reducerea emisiilor de gaze în atmosferă şi nu în cele din urmă, reducerea fenomenului de compactare a solului.

REFERENCES

[1]. Dobrescu C. (1981) – *Optimization of agricultural aggregates parameters in order to reduce the energy consumption*, Editorial propaganda agricultural machinery Publishing, Bucharest;
[2]. Letoşnev N.N. (1959) - *Agricultural Machines*, State Agro-Forestry ublishing House;
[3]. Schuler R. T. (1991) - *Estimating Agricultural Field Machinery Costs*, A3510, Agricultural Bulletin, Rm. 245, 30 N. Murray St., Madison, Wisconsin 53715;
[4]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) – *Reducing the energy consumption by rationally using the agricultural aggregates,* Scrisul Românesc Publishing, Craiova;
[5]. Şandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) – *Exploitation of agricultural equipment*, Didactic and Pedagogic Publishing, Bucharest;
[6]. Voicu E. (2007) – *Researches on dynamic and energetic optimization of tractor-fodder harvesting combine aggregate,* Ph.D. Thesis, University Transilvania Braşov, Faculty of Mechanical Engineering;
[7]. *** Regional Statistics Office Bucharest, http://www.bucuresti.insse.ro
[8]. http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Dobrescu C. (1981) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacția de propagandă tehnică agricolă, Bucureşti;
[2]. Letoşnev N.N. (1959) - *Maşini Agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat;
[3]. Schuler R.T. (1991) - *Estimarea costurilor domeniul maşinilor agricole*, A3510, Buletinul Agricol, RM. 245, 30 N. Str.Murray, Madison, Wisconsin 53715;
[4]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) - *Reducerea consumului de energie prin folosirea rațională a agregatelor agricole,* Editura Scrisul Românesc, Craiova;
[5]. Şandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[6] Voicu E. (2007) - *Cercetări privind optimizarea dinamică şi energetică a agregatului tractor cu combină de recoltat furaje*, Teza de doctorat, Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Inginerie Mecanică ;
[7]. *** Direcția Regională de Statistica Bucureşti, http://www.bucuresti.insse.ro
[8]. http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99.

STUDIES AND RESEARCHES ON ENERGETICS OPTIMIZATION OF FODDER HARVESTING COMBINES - BIDIMENSIONAL MODELS
/
STUDII SI CERCETARI ASUPRA OPTIMIZARII ENERGETICII COMBINELOR DE RECOLTAT FURAJE – MODELE BIDIMENSIONALE

PhD. Stud. Ştefănoiu M.D.[1)], Mat. Cârdei P.[2)], Prof. PhD. Eng. Pirnă I.[2)], Prof. PhD. Eng. Bădescu M.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Atanasov At.[3)]
[1)]University of Craiova / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]University of Rousse
e-mail: geiacob@yahoo.com

Abstract: *In this article are presented original results obtained by the authors starting from classical works in the field of energetics optimization of forage harvester combines. The original models were corrected and developed the first article of this series, model in which it was considered a single speed in the formulas that give the energy consumed for performing the harvesting works. The model has led to an original formula for the optimum working speed. Because of certain objections related to the working process and of consideration of restrictions, authors considered useful extending to mathematical models of energy consumption with two and three speeds. These models consider the turning speed and the no load speed different from working speed, but not mandatory. Practically the energy consumed, depending on objective of the optimization process, becomes a function of two or three variables. In this paper is presented the model with two variables, the two-dimensional model. The bidimensional model considers the consumed energy dependent on the working speed and the no load speed, the turning speed being equated with that in no load. This last assumption will also be abandoned at the three dimensional model that will be presented in the third article of the series.*

Keywords: energetics, harvesters, optimization

Rezumat: *În acest articol se expun rezultate originale obținute de autori pornind de la lucrări clasice în domeniul optimizării energeticii combinelor de recoltat furaje. Modelele originale au fost corectate şi dezvoltate în primul articol din această serie, model în care s-a considerat o singură viteză în formulele ce dau energia consumată pentru efectuarea lucrărilor de recoltare. Modelul a condus la o formulă originală pentru viteza optimală de lucru. Datorită unor obiecții legate de procesul de lucru şi de considerarea restricțiilor, autorii au considerat utilă extinderea la modele matematice ale energiei consumate cu două şi trei viteze. Aceste modele consideră viteza de întoarcere şi viteza în gol diferite de viteza de lucru, nu obligatoriu însă. Practic energia consumată, funcție obiectiv a procesului de optimizare, devine o funcție de două sau trei variabile. În acest articol este expus modelul cu două variabile, modelul bidimensional. Modelul bidimensional consideră energia consumată dependentă de viteza de lucru şi viteza în gol, viteza de întoarcere fiind asimilată cu cea în gol. Această ultimă presupunere va fi şi ea abandonată la modelul tridimensional care va fi expus în al treilea articol al seriei.*

Cuvinte cheie: *combine, energetica, optimizare*

INTRODUCTION

The unidimensional model of consumed energy for actuating the combine, although initially considers the consumed energy as a function dependent on the working speed and the no load speed, makes along the assumption of equality of these speeds thus transforming a variant of a two-dimensional model into an unidimensional model. This hypothesis has inspired the authors the consideration of models with two and three variables, by introducing firstly the assumption that the speed in no load equal to that of turning (the bidimensional model) may differ of the working speed and then of the assumption that the three speeds could be different every two between them (the three dimensional model). Into reality it is possible that the no load speed (namly move to error zones without that the working bodies to operate) to be greater than that of working, and the speed of turning to be somewhat smaller than the speed of working. The sequence can be reversed in some cases, so that the consideration of consumed energy cases as a function of two or three variables is considered necessary [3, 4, 9, 10].

Another critical aspect to the address of unidimensional model from [5] is related to a restriction of equality type, which is a very improbable working case and was converted into other optimization variants in restriction expressed in inequality. This inequality makes sense of limiting the speed in order not to exceed a limit flow rate for processing of material into combine. Thus appeared the use of mathematical programming to optimize the energy as alternative to the path proposed in [2], [5] and [6].

An interesting aspect to dimensional models 2 and 3 is that the optimal speed in no load (to the bidimesional models this includes and the turning speed), respectively the optimal

INTRODUCERE

Modelul unidimensional al energiei consumate pentru acționarea combinei, deşi inițial considera energia consumată ca funcție dependentă de viteza de lucru şi viteza în gol, face pe parcurs ipoteza egalității acestor viteze şi transformă astfel o variantă de model bidimensional într-un de model unidimensional. Această ipoteză a inspirat autorilor considerarea modelelor cu două şi trei variabile, prin introducerea mai întâi a ipotezei că viteza în gol egală cu cea de întoarcere (modelul bidimensional) poate diferi de viteza în lucru şi apoi, a ipotezei că cele trei viteze ar putea să fie diferite fiecare două între ele (modelul tridimensional). În realitate se poate ca viteza în gol (adică deplasare spre zone de greşuri fără ca organele de lucru să opereze) să fie mai mare ca cea de lucru, iar viteza de întoarcere să fie ceva mai mică decât viteza de lucru. Ordinea se poate inversa în unele cazuri, aşa încât considerarea cazurilor energiei consumate ca funcție de două sau trei variabile este considerată necesară [3, 4, 9, 10].

Un alt aspect critic la adresa modelului unidimensional din [5] este legat de o restricție de tip egalitate, care este un caz de lucru foarte improbabil şi l-am convertit în alte variante de optimizare în restricție exprimată în inegalitate. Această inegalitate are sens de limitare a vitezei pentru a nu depăşi un debit limită de prelucrare a materialului în combină. Astfel a apărut utilizarea programării matematice pentru optimizarea energiei ca alternativă la calea propusă în [2], [5] sau [6].

Un aspect interesant la modelele 2 şi 3 dimensionale este acela că viteza optimală în gol (la modelele bidimesionale aceasta include şi viteza de întoarcere),

speed in no load and the optimal turning speed are higher than the optimal working speed (harvesting). It demonstrates that the choice of speeds in no load or in turning smaller than the optimal working speed, leads to energy losses smaller than 2%.

respectiv viteza optimală în gol şi viteza optimală de întoarcere sunt mai mari decât viteza optimală în lucru (recoltare). Se demonstrează că alegerea unor viteze în gol sau în întoarcere mai mici decât viteza optimală în lucru, conduce la pierderi energetice mici, sub 2 %.

MATERIAL AND METHOD

The first example of optimization by the method of mathematical programming uses the model (1) of the energy

MATERIAL ŞI METODĂ

Primul exemplu de optimizare prin metoda programării matematice foloseşte modelul (1) al energiei

$$E = \left(fg_s Bv_r + f_v g_s Bv_r^2 + p_1 B\rho v_r + p_2 B\rho v_r^2 + P_{pg} \right) \frac{CL}{Bv_r} + \\ + \frac{2C}{Bv_g} \left(fg_s Bv_g + f_v g_s Bv_g^2 + \mathrm{P}_{pg} \right) \left(l_i + \frac{L_s}{C} B \right), \quad (1)$$

completed with the relations (2)

completat cu relațiile (2)

$$A = R\left(\frac{\pi}{2} + 2 \right) + e, \quad (2)$$

and (5.58):

şi (5.58):

$$l_i = R\left(\frac{\pi}{2} + 2 \right) + \frac{B}{2} + e. \quad (3)$$

It is obtained the energy expression as a function of working speed and no load speed and is search for the existence of a point of minimum of the energy, with the only restriction that the two speeds to be positives, otherwise not having physical sense. This problem is written symbolically in the form:

Se obține expresia energiei ca o funcție de viteza în lucru şi viteza în gol şi se caută existența unui punct de minim al energiei, cu singura restricție ca cele două viteze să fie pozitive, altfel neavând sens fizic. Această problemă se scrie simbolic sub forma:

$$\begin{aligned} & v_r > 0 \\ & v_g > 0 \\ & E(v_r, v_g) \to \min \end{aligned} \quad (4)$$

Generally, mathematical programming means a subdomain of optimization, whose aim is to minimize or maximize a function, under the conditions of achieving under the conditions of achieving of a number of conditions (restrictions). If the function and restrictions are expressed by linear relations the optimization variables then the discipline is called linear programming, while otherwise, nonlinear programming [11]. According to [1], the mathematical programming is a branch of applied mathematics including the theoretical principles and numerical methods for solving of optimization problems (for determining the extremes) of some functions called function objective or purpose, whose variables satisfy a system of restrictive relations (expressing the link between them and the conditions imposed by the possibilities of the studied process). The quadratic or polynomial programming elements can be found, for example, in [7].

În general, prin programare matematică se înțelege un subdomeniu al optimizării, al cărui scop este minimizarea sau maximizarea unei funcții, în condițiile realizării unei serii de condiții (restricții). Dacă funcția şi restricțiile se exprimă prin relații liniare în variabilele de optimizare atunci disciplina se numeşte programare liniară, iar în caz contrar, programare neliniară [11]. Conform [1], programarea matematică este o ramură a matematicilor aplicate cuprinzând principiile teoretice şi metodele numerice de rezolvare a problemelor de optimizare (de determinare a extremurilor) a unor funcții numite funcții obiectiv sau scop, ale căror variabile satisfac un sistem de relații restrictive (care exprimă legătura dintre ele şi condițiile impuse de posibilitățile procesului studiat). Elemente de programare pătratică sau pozinomială se găsesc, de exemplu, în [7].

RESULTS

The numerical methods used in this field of mathematics are very different, from very simples to very complexes. These were developed in tens of years of intense researches, and after the development of electronic computers, the developed algorithms and programs have put the reach of the engineers working instruments calculating the optimal points very simple and quickly. One of these programs is Mathcad 2001 Professional, that we used in this paper.

Numerically, the Mathcad 2001 Professional software, usind as starting point vr = 0.5 and vg = 2, obtain for the optimal speeds working and in no load, the values: vr = 3.234 m/s, vg = 7.655 m/s.

The existence of the minimum point of this surface was anticipated and graphically, as shown in Fig. 1 and 2. Minimum is included in the indigo area of the lowest value. To determine more precisely the point, the chart can be detailed,

REZULTATE

Metodele numerice folosite în acest domeniu al matematicii sunt foarte variate, de la foarte simple la foarte complexe. Acestea au fost dezvoltate în zeci de ani de cercetări intense, iar după dezvoltarea calculatoarelor electronice, algoritmii şi programele dezvoltate au pus la îndemâna inginerilor instrumente de lucru care calculează punctele optimale foarte simplu şi rapid. Unul dintre aceste programe este Mathcad 2001 Professional, pe care l-am folosit în această lucrare.

Numeric, programul Mathcad 2001 Professional, folosind ca punct de start vr = 0,5 şi vg = 2, obține pentru vitezele optimale în lucru şi în gol, valorile: vr = 3,234 m/s, vg = 7,655 m/s.

Existența punctului de minim al acestei suprafețe era anticipabilă şi grafic, după cum se vede în fig. 1 şi 2. Minimumul se află inclus în zona indigo de cea mai mică valoare. Pentru a determina mai exact punctul, graficul se

as shown in Fig. 1 and 2, where there were taken larger areas of speeds to clearly delimit the entire area of minimum.

But the surprise is greater if without other hypotheses it develops a little the formula (1), without using other hypotheses. is obtained for energy the shape:

poate detalia, ca în fig. 1 şi 2, unde s-au luat zone mai mari de viteze pentru a delimita clar întrega zona de minimum.

Surpriza este însă mai mare dacă fără alte ipoteze se dezvoltă puțin formula (1), fără a folosi alte ipoteze. Se obține pentru energie forma:

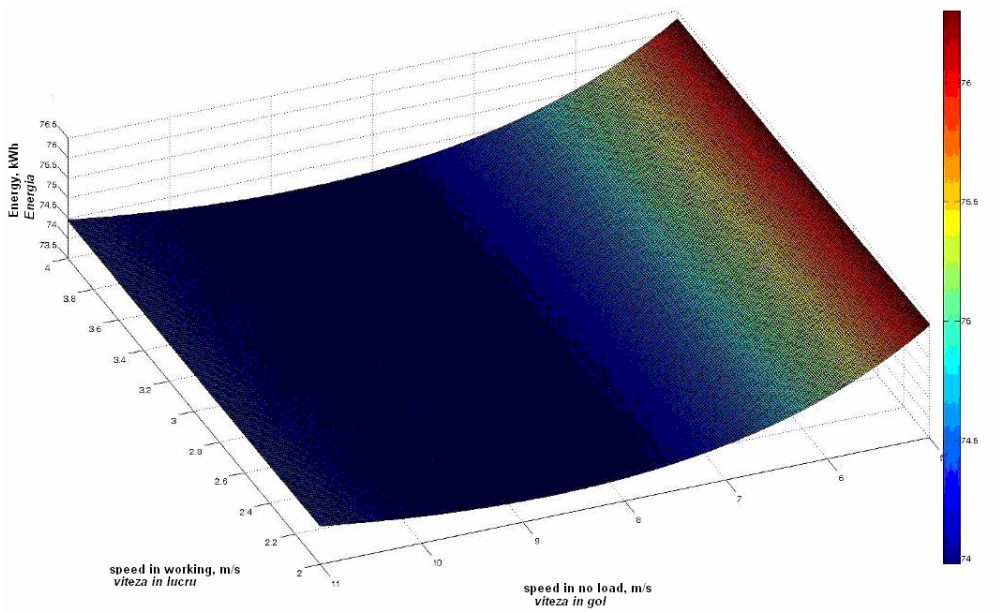


Fig. 1 - The surface that represents graphically the function energy which minimizes (in this subchapter) / *Suprafața care reprezintă grafic funcția energie care se minimizează (în acest subcapitol)*

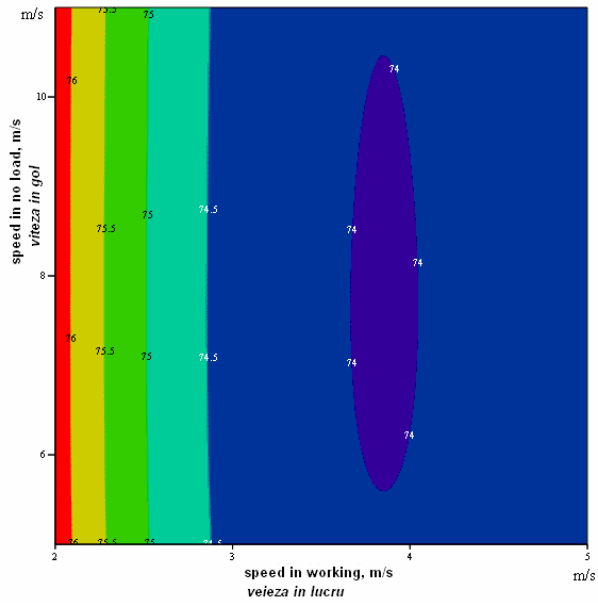


Fig. 2 - Representation by planar contours of the surface representing graphically the function energy which minimizes in this subchapter **/** *Reprezentare prin contururi plane a suprafeței ce reprezintă grafic funcția energie care se minimizează în acest subcapitol*

$$E(v_r, v_g) = g_s fCL + p_1 \rho CL + \left(f_v g_s CL + p_2 \rho CL \right) v_r + \frac{P_{pg}}{B} \cdot \frac{1}{v_r} + \left[2AC + B\left(C + 2L_s\right) \right] f g_s + \\ + \left[2AC + B\left(C + 2L_s\right) \right] f_v g_s v_g + \frac{P_{pg}\left[2AC + B\left(C + 2L_s\right) \right]}{B} \cdot \frac{1}{v_g} \quad (5)$$

The surprise consists in that this form of energy is with separate variables (with regard to the speeds, and the point of extreme is obtained easy by solving the system of equations obtained by the annulment of partial derivatives of the first order in relation to the two speeds:

Surpriza constă în aceea că aceată formă a energiei este cu variabile separate (în ceea ce priveşte vitezele, iar punctul de extrem se obține uşor prin rezolvarea sistemului de ecuații obținut prin anularea derivatelor parțiale de ordinul întâi în raport cu cele două viteze:

$$\frac{\partial E}{\partial v_r} = 0, \qquad \frac{\partial E}{\partial v_g} = 0 \tag{6}$$

Solving the system (6) are obtained the speeds which realises the minimum energy:

Rezolvând sistemul (6) se obțin vitezele care realizează energia minimă:

$$v_r = \sqrt{\frac{P_{pg}}{B(f_v g_s + p_2\rho)}}, \qquad v_g = \sqrt{\frac{P_{pg}}{B f_v g_s}} \tag{7}$$

A first essential observation is that the optimal solution (7) no longer depends on the geometry of plot (dimensions C and L), only the energy (5.85) depends on them. The independence of optimal speeds of the geometry of the plot is a useful property and given that generally the plots are not rectangulars, many of them having quite varied forms. The independence of optimal speeds of the plot geometry obtained in the formulas (7), gives the hope that things are going so and for plots of any form. But this should be rigorously demonstrated, being a problem that will remain from this study. But the optimal energy obviously depends on the geometry of the plot. the optimal solution (7) depends essentially on the power to the PTO in no load, parameter introduced following the calibration necessity of models. Certainly, there are still many aspects to comment. We limit ourselves to point out that the exact values of optimal speeds on the data from Table 5.6 are: vr = 3.234 m/s, vg = 7.651 m/s, consistent with the numerical calculation. The corresponding minimum energy has the value of 73.983 kWh. We also underline that this problem is the pure problem of energy minimization without imposing and the restriction:

O primă observație esențială este aceea că soluția optimală (7) nu mai depinde de geometria parcelei (dimensiunile C şi L), numai energia (5.85) depinde de acestea. Independența vitezelor optimale de geometria parcelei este o proprietate utilă şi având în vedere faptul că în general parcelele nu sunt dreptunghiulare, multe având forme destul de variate. Independența vitezelor optimale de geometria parcelei obținută în formulele (7), dă speranța că lucrurile se petrac astfel şi pentru parcele de formă oarecare. Acest fapt trebuie însă demonstrat riguros, fiind o problemă ce va rămâne în urma acestui studiu. Energia optimală însă, depinde evident de geometria parcelei. Soluția optimală (7) depinde în mod esențial de puterea la priză în gol, parametru pe care l-am introdus în urma necesității calibrării modelelor. Sigur că sunt de comentat încă multe aspecte. Ne mărginim să subliniem că valorile exacte ale vitezelor optimale pe datele din tabelul 5.6 sunt: vr = 3,234 m/s, vg = 7,651 m/s, în concordanță cu calculul numeric. Energia minimă corespunzătoare are valoarea de 73,983 kWh. Mai subliniem că această problemă este problema pură a minimizării energiei fără a impune şi restricția:

$$Bv\rho - q = 0 \tag{8}$$

If to the optimization problem (4) is add the condition (restriction) (8) then is obtained the mathematical programming problem:

Dacă problemei de optimizare (4) i se adaugă condiția (restricția) (8) atunci se obține problema de programare matematică:

$$\begin{aligned} & v_r > 0 \\ & v_g > 0 \\ & B\rho v_r = q \\ & E(v_r, v_g) \to \min \end{aligned}, \tag{9}$$

which has a very interesting solution: v_r = 1.819 m/s, v_g = 7.651 m/s, with the corresponding energy E = 77.29 kWh. It is noted that the value of the speed in working is the same as that used in the experiments described in [8] and very close to the optimal working speed given by the dimensional model 1 described in the first article of this series. The solution remains the same and if the restriction is put in the wider sense, $B\rho v_r \le q$. This restriction is more correctly implemented which can be interpreted as a limitation of speed for the purpose of not to exceed a maximal flow which may cause clogging or improper cutting and from here an inadequate quality of harvest.

At this chapter still have to remark an important aspect of the problem, namely that around the point of minimum, area that represents graphically the function of two variables (5) varies slightly, especially on the direction of no load speeds axis. This behavior has as a consequence the fact that, if it can not go practically with the optimal no load speed, it can choose a lower no load speed, without losing

care are o soluție foarte interesantă: v_r = 1,819 m/s, v_g = 7,651 m/s, cu energia corespunzatoare E = 77,29 kWh. Se observă că valoarea vitezei în lucru este aceeaşi cu cea folosită în experiențele descrise în [8] şi foarte apropiată de viteza de lucru optimală dată de modelul 1 dimensional descris în primul articol din această serie. Soluția rămâne aceeaşi şi dacă restricția se pune în sensul mai larg, $B\rho v_r \le q$. Această resricție este mai corect pusă putându-se interpreta ca o limitare a vitezei în scopul de a nu depăşi un debit maximal care poate produce înfundarea sau tăierea necorespunzătoare şi de aici o calitate necorespunzătoare a recoltării.

La acest capitol mai trebuie remarcat un aspect important al problemei, anume acela că în jurul punctului de minim, suprafața care reprezintă grafic funcția de două variabile (5), variază puțin, în special pe direcția axei vitezelor în gol. Acest comportament are drept consecință faptul că, dacă nu se poate merge practic cu viteza în gol optimală, se poate alege o viteză în gol mai mică, fără a pierde foarte

too much energy. This aspect can be seen in the graphical representation in Fig. 3. For example if it takes the optimal solution (4) or (7) and can not work with no load speed higher to the speed in working, then, energy consumption will be higher than in the optimal point with only 0.16%, that is from the optimal value 73.985 kWh, increases to 74.106 kWh, which is insignificant. This aspect characterizes all the models that have been developed from model built by calibration (described in the first article in the series). Due to this property it can work with speeds in no load conveniently chosen, without having significant losses of energy. In other words, this family of mathematical models is characterized by a high tolerance in relation to the compliance with the speed optimal in no load.

multă energie. Acest aspect se poate observa în reprezentarea grafică din fig. 3. De exemplu dacă se ia soluția optimală (4) sau (7), şi nu se poate lucra cu viteza în gol superioară vitezei în lucru, atunci, consumul de energie va fi mai mare decât în punctul optimal cu numai 0,16 %, adică de la valoarea optimă 73,985 kWh, creşte la 74,106 kWh, ceea ce este nesemnificativ. Acest aspect caracterizează toate modelele ce au fost dezvoltate din modelul construit prin calibrare (descrisa in primul articol din serie). Datorită acestei proprietăți se poate lucra cu viteze în gol convenabil alese, fără a avea pierderi însemnate de energie. Altfel spus, această familie de modele matematice este caracterizată de o toleranță mare în raport cu repectarea vitezei în gol optimale.

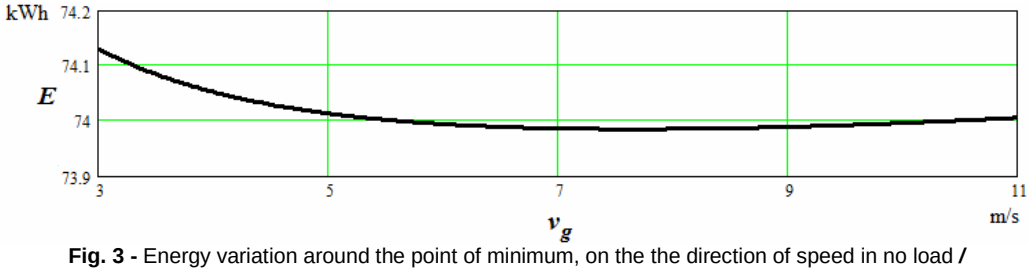


Fig. 3 - Energy variation around the point of minimum, on the the direction of speed in no load **/**
Variația energiei în jurul punctului de minim, pe direcția vitezei în gol

For the speed in working the models are no longer so tolerant. If it works with a speed equal to half of the optimal working speed, then results an energetic consumption with over 6.5% greater than the optimal one.

A bidimensional model of the energy consumed for harvesting of a plot

A more general model for the energy consumed can obtain starting from the model 1 - dimensionally described in the first of the three articles, but considering that there is no a relation between the speed in working (harvesting) and the no load speed. Besides the relation which gives the energy consumed by tractor on a plot at the harvesting with the forage combine will also be considered the relations expressing the length of a turning and the restriction in the form of equality (all described in the first article). With these relations and with the notations:

Pentru viteza în lucru modelele nu mai sunt atât de tolerante. Dacă se lucrează cu o viteză egală cu jumătate din viteza de lucru optimală, atunci rezultă cu consum energetic cu peste 6,5 % mai mare decât cel optimal.

Un model bidimensional al energiei consumate pentru recoltarea unei parcele

Un model mai general pentru energia consumată se poate obține plecând de la modelul 1-dimensional descris în primul dintre cele trei articole, dar considerând că nu există o relație între viteza în lucru (recoltare) şi viteza în gol. În afara relației care dă energia consumată de tractor pe o parcelă la recoltarea cu combina de furaje se vor mai considera relațiile ce exprimă lungimea unei întoarceri şi restricțiasub formă de egalitate (toate descrise in primul articol). Cu aceste relații şi cu notațiile:

$$M = fg_sCL + p_1\rho CL + \frac{P_{pg}\rho CL}{q} + 2Afg_sC \tag{10}$$

$$N = f_v g_s CL + p_2\rho CL \tag{11}$$

$$Q = 2Af_v g_s C \tag{12}$$

$$U = \frac{fg_s q\left(C + 2L_s\right)}{\rho} \tag{13}$$

$$S = P_{pg}\left(C + 2L_s\right) \tag{14}$$

$$T = \frac{2\rho ACP_{pg}}{q} \tag{15}$$

$$Z = \frac{f_v g_s q\left((C + 2L_s\right)}{\rho} \tag{16}$$

the expression of energy becomes:

expresia energiei devine:

$$E(v_r, v_g) = M + Nv_r + Qv_g + \frac{U}{v_r} + \frac{S}{v_g} + T\frac{v_r}{v_g} + Z\frac{v_g}{v_r} \quad (17)$$

obviously, for v_r >0 and v_g >0.

The surface which is the geometrical image of the function (17), is a surface area that has a point of minimum in the field of positive speeds. For an easier viewing we took a very broad range of speeds for fig. 4.

The speed range considered is intentionally exaggerated (working speed between 0.5 and 15 m / s and the speed in no load between 0.5 and 60 m / s, as well as the length of the traveled path for the repair of mistakes (45% of the length of the traveled path in working, at harvest).

It is noticed the dark blue spot of color containing the point of minimum. The point coordinates of minimum have the values: v_r = 2.708 m/s, v_g = 9.334 m/s. These were obtained by numerical way.

evident, pentru v_r >0 şi v_g >0.

Suprafața care este imaginea geometrică a funcției (17), este o suprafață care are un punct de minim în domeniul vitezelor pozitive. Pentru o vizualizare moi uşoară am luat un domeniu foarte larg de viteze pentru fig 4.

Intervalul de viteze considerat este intenționat exagerat (viteza în lucru între 0,5 şi 15 m/s, iar viteza în gol între 0,5 şi 60 m/s, precum şi lungimea traseului parcurs pentru repararea greşurillor (45% din lungimea traseului parcurs în lucru (recoltare).

Se observă pata de culoare albastru închis care conține punctul de minim. Coordonatele punctului de minim au valorile: v_r = 2,708 m/s, v_g = 9,334 m/s. Acestea au fost obținute pe cale numerică.

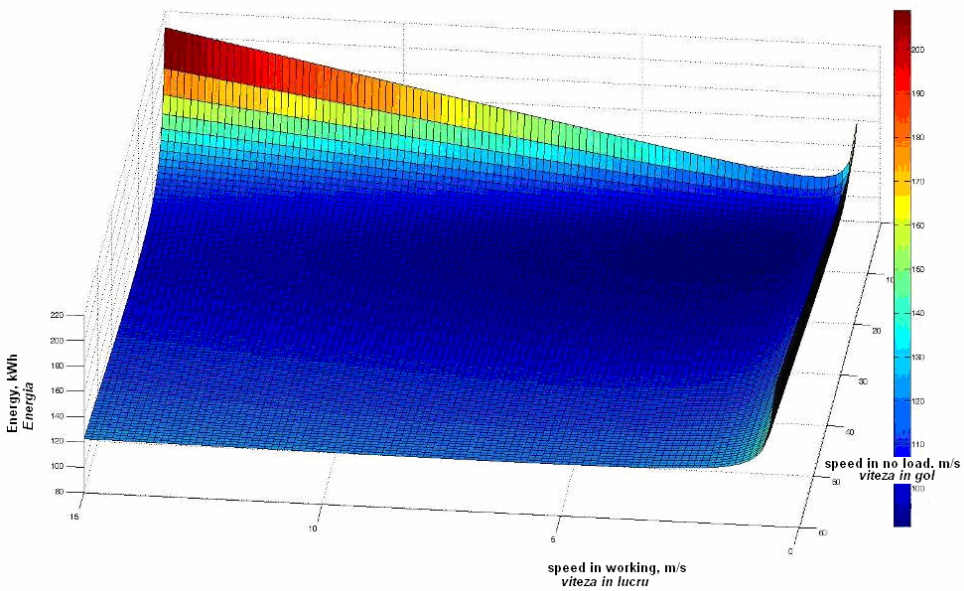


Fig. 4 - The area that is the graphical representation of the function / *Suprafața care este reprezentarea grafică a funcției E = E(v_r,v_g)*

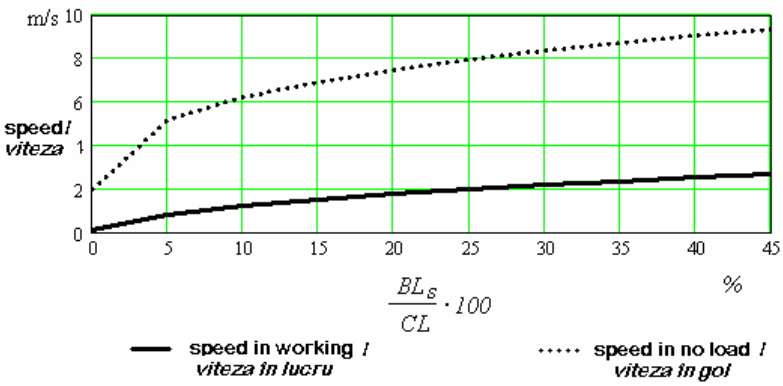


Fig. 5 - The increase of optimal speeds, in working and in no load, in relation to increasing of the length of traveled path for mending the mistakes, expressed as a percentage of the length of the total path traveled in working (harvesting) on the entire plot, for the datas of the calibration table (given in the first article of this series) / *Creşterea vitezelor optimale, în lucru şi în gol, în raport cu creşterea lungimii drumului parcurs pentru repararea greşurilor, exprimată ca procent din lungimea drumului total parcurs în lucru (recoltare) pe întreaga parcelă, pentru datele din tabelul de calibrare (dat în primul articol al acestei serii)*

The graphical representation from fig. 5 shows the way in which the optimal speeds in working and in no load provided by this model, varies when it grows the length og the traveled path for repairing the mistakes. The fact that optimal speeds grows, therefore the point of minimum of the surface $E = E(v_r,v_g)$ is moving on the vertical in positive sense, is not surprising, being in agreement with one-dimensional optimization model. The important aspect highlighted by this representation is that the

Reprezentarea grafică din fig. 5 arată modul în care vitezele optimale în lucru şi în gol, furnizate de acest model, variază atunci când creşte lungimea drumului parcurs pentru repararea greşurilor. Faptul că vitezele optimale cresc, deci punctul de minim al suprafeței $E = E(v_r,v_g)$ se deplasează pe verticală în sens pozitiv, nu este surprinzător, este în acord cu modelul de optimizare 1-dimensional. Aspectul important scos în evidență de

speed in no load has higher values than the speed in working and more, the speed in no load has even much higher values than the one in working. Appears thus and a possible dependence of some calibration results, especially since is quite possible that the calibration values not to be unique. This topic is however a completely different topic concerning models and calibration, to the univocity of calibration or consequences of non-uniqueness of calibration. Under the same conditions (data from the calibration table), for a journey without mistakes, is obtained the optimal the speed in working with the value of 0.124 m / s and the speed in no load optimal with the value of 1.997 m / s. Also, with these observations can be made and one on the refining of the model. It is normal that the speed in no load to be higher than the speed in working, but this when the machine goes straight or almost on a straight trajectory, not to the turnings, for example. In order to avoid this kind of situation, the model could be reformulated with three speeds: the speed in working, the speed in no load – aiming at equipment displacements in no load on the sides of the plot or for the repairing of mistakes and the speed at turnings.

această reprezentare este acela că viteza în gol are valori mai mari decât viteza în lucru şi mai mult, viteza în gol are valori chiar cu mult mai mari decât cea în lucru. Apare astfel şi o posibilă dependență a unor rezultate de calibrare, mai ales că este foarte posibil ca valorile de calibrare să nu fie unice. Acest subiect este însă un cu totul alt subiect referitor la modele şi calibrare, la univocitatea calibrării sau consecințele neunicității calibrării. În aceleaşi condiții (datele din tabelul de calibrare), pentru un parcurs fără greşuri, se obține viteza optimală în lucru cu valoarea 0,124 m/s şi viteza în gol optimală cu valoarea 1,997 m/s. De asemenea, odată cu aceste observații se poate face una referitoare şi la rafinarea modelului. Este normal ca viteza în gol să fie mai mare ca viteza în lucru, dar aceasta atunci când utilajul merge pe traiectorie dreaptă sau aproape dreaptă, nu şi la întoarceri, de exemplu. Pentru evitarea unor situații de acest tip, modelul ar putea fi reformulat cu trei viteze: viteza în lucru, viteza în gol – care vizează deplasările utilajului în gol pe laturile parcelei sau pentru repararea greşurilor şi viteza la întoarceri.

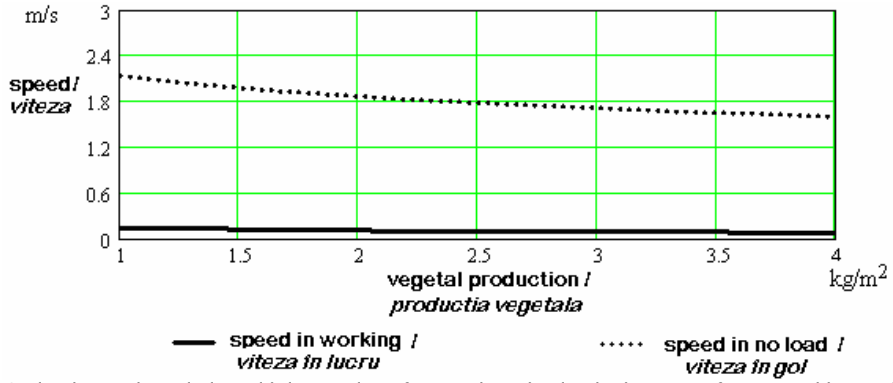


Fig. 6 - Optimal speeds variation with increasing of vegetal production in the case of a route without mistakes / *Variația vitezelor optimale cu creşterea producției vegetale în cazul unui parcurs fără greşuri.*

The optimal speeds variation with plant production and the effect of mistakes appears in Fig. 6 and 7. It is noted that for journeys without mistakesi the speeds varies within a lower range (Fig. 6), increasing of the length of the road for mending of mistakes leading to variation in superior intervals of speed (Fig. 7).

Variația vitezelor optimale cu producția vegetală efectul greşurilor apare în fig. 6 şi 7. Se observă că pentru parcursurile fără greşuri vitezele variază într-un interval inferior (fig. 6), creşterea lungimii drumului pentru repararea greşurilor conducând la variația în intervale superioare de viteză (fig. 7).

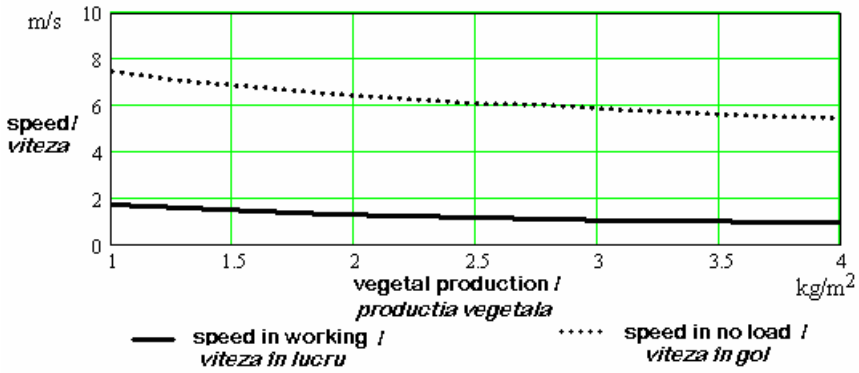


Fig. 7 - Optimal speeds variation with increasing of vegetal production in the case of a route with the length for repairing of mistakes of 15% of length of the road traveled in working **/** *Variația vitezelor optimale cu creşterea producției vegetale în cazul unui parcurs cu lungimea pentru repararea greşurilor de 15 % din lungimea drumului parcurs în lucru*

CONCLUSIONS

Theoretical and numerical results demonstrate that, at least for the case of calibration studied, the two-dimensional model is superior to the one-dimensional not only in terms of fidelity as against reality.

The optimal speeds indicated by theoretical way do not depend on the dimensions of parcels. Also is shown by numerical and graphical studies that the considerable failure to comply of

CONCLUZII

Rezultatele teoretice şi numerice demonstrează că, cel puțin pentru cazul de calibrare studiat, modelul 2-dimensional este superior celui 1-dimensional nu numai din punctul de vedere al fidelității fațăde realitate.

Vitezele optimale indicate pe cale teoretică nu depind de dimensiunile parceleor. De asemenea, se arată prin studii numerice şi grafice că nerespectarea apreciabilă a vitezei

the movement speed in no load does not have significant implications for the energetic consumption (substantial deviation of speed in no load from the optimal one produces increasing of energetic consumption compared to the optimal one with negligible amounts), while relatively small deviations of the working speed in relation to the optimal one, produces appreciable deviations of energetic consumption compared to the optimal one.

REFERENCES

[1]. Bobancu V., Mihaileanu N., Gheorghita S., Brezuleanu A., Stefanescu A., Balanescu T. (1974) - *Dictionary of general mathematics*, Romanian Encyclopedic Publishing House, Bucharest;
[2]. Dobrescu C. (1981) – *Optimization of agricultural aggregates parameters in order to reduce the energy consumption*, Editorial propaganda agricultural machinery Publishing, Bucharest;
[3]. Letoşnev N.N. (1959) - *Agricultural Machines*, State Agro-Forestry ublishing House;
[4]. Schuler R. T. (1991) - *Estimating Agricultural Field Machinery Costs*, A3510, Agricultural Bulletin, Rm. 245, 30 N. Murray St., Madison, Wisconsin 53715;
[5]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) – *Reducing the energy consumption by rationally using the agricultural aggregates,* Scrisul Românesc Publishing, Craiova;
[6]. Şandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) – *Exploitation of agricultural equipment*, Didactic and Pedagogic Publishing, Bucharest;
[7]. Udriste C., Tanasescu E., (1980) - *Minimum and maximum of real functions of real variables*, Technical Publishing House Bucharest.
[8]. Voicu E. (2007) – *Researches on dynamic and energetic optimization of tractor-fodder harvesting combine aggregate,* Ph.D. Thesis, University Transilvania Braşov, Faculty of Mechanical Engineering;
[9]. *** Regional Statistics Office Bucharest, http://www.bucuresti.insse.ro
[10]. http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99;
[11]. http://mathworld.wolfram.com/search/?query=mthematical +programming&x=14&y=9;

de deplasare în gol nu are implicații semnificative la consumul energetic (abaterea semnificativă a vitezei în gol de la cea optimală produce creşterea consumului energetic față de cel optimal cu cantități neglijabile), pe când abateri relativ mici ale vitezei de lucru în raport cu cea optimală, produce abateri apreciabile ale consumului energetic față de cel optimal.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Bobancu V., Mihăileanu N., Gheorghiță Ş., Brezuleanu A., Ştefănescu A., Bălănescu T. (1974) - *Dicționar de matematici generale*, Editura Enciclopedică Română, Bucureşti;
[2]. Dobrescu C. (1981) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacția de propagandă tehnică agricolă, Bucureşti;
[3]. Letoşnev N.N. (1959) - *Maşini Agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat;
[4]. Schuler R.T. (1991) - *Estimarea costurilor domeniul maşinilor agricole*, A3510, Buletinul Agricol, RM. 245, 30 N. Str.Murray, Madison, Wisconsin 53715;
[5]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) - *Reducerea consumului de energie prin folosirea rațională a agregatelor agricole,* Editura Scrisul Românesc, Craiova;
[6]. Şandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[7]. Udrişte C., Tănăsescu E., (1980) - *Minime şi maxime ale funcțiilor reale de variabile reale*, Edistura Tehnică Bucureşti.
[8] Voicu E. (2007) - *Cercetări privind optimizarea dinamică şi energetică a agregatului tractor cu combină de recoltat furaje*, Teza de doctorat, Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Inginerie Mecanică ;
[9]. *** Direcția Regională de Statistica Bucureşti, http://www.bucuresti.insse.ro
[10]. http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99;
[11]. http://mathworld.wolfram.com/search/?query=mthematical +programming&x=14&y=9

STUDIES AND RESEARCHES ON ENERGETIC OPTIMIZATION OF FODDER HARVESTING COMBINES - THREE DIMENSIONAL MODELS
/
STUDII SI CERCETARI ASUPRA OPTIMIZARII ENERGETICII COMBINELOR DE RECOLTAT FURAJE – MODELE TRIDIMENSIONALE

PhD. Stud. Ştefănoiu M.D.[1)], Mat. Cârdei P.[2)], PhD. Eng. Vlăduț V.[2)], Prof. PhD. Eng. Bădescu M.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.[1)], Prof. PhD. Eng. Mihailov N.[3)]
[1)]University of Craiova / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]University of Rousse
e-mail: geiacob@yahoo.com

***Abstract**: This article is the latest in a three series that have corrected and generalized classical problem of fodder harvesting combines energetic optimization. In order to fully understand this article, it is necessary to read at least the first article, because it contains the variables definitions that appear in the formulae used. This article exposes the last mathematical model generalization of energy consumed by an aggregate,* namely a *model with three variables: working speed,displacement idle speed and turning speed. Also there are made general comparisons between the energy consumed by the three mathematical models in work with this aggregate. These comparisons constitute a synthesis of these three articles.*

***Keywords:** combines, energetics, optimization*

INTRODUCTION

In the two articles from this series remarks on a very likely inequality of the three categories of speed involved in working processes of the fodder harvesting combine have been made.

Instead of authors [1], [4] or [5] it was also considered the case where idle speed does not equal work speed, be on one-dimensional or two-dimensional model. From the observations made in previous chapters it follows that the original model [1], [4] or [5], hides an unspecified hypothesis, namely that idle turns and idle displacements for repairing the errors are made at the same speed.

This hypothesis does not affect much the calculation because at the two speed model, presented in the second article of the series, it was noticed that working with an idle speed far from optimal, even with appreciable values, does not significantly alter the energy consumed compared to the optimal one. This article will expose a model which places separately the turning speed, to see if the situation metioned above persists in this case. Introduction turning speed v_i, is determined to the fact that, it is generally expected that the tractor driver can not turn the aggregate at the same speed moving towards errors to repair them [2, 3, 6, 7, 8].

MATERIAL AND METHOD

To obtain this model it has been sTrated from the model / formula (1) obtained in [1], [3] or [5]:

***Rezumat:** Acest articol este ultimul dintr-o serie de trei care au corectat şi generalizat problematica clasică a optimizării energetcii combinelor de recoltat furaje. Pentru a putea fi integral înțeles acest articol, este necesară citirea cel puțin a primului, pentru că acesta conține definițiile variabilelor care apar în formulele de calcul folosite. În acest articol se expune ultima generalizare a modelului matematic al energiei consumate de un agregat, anume modelul cu trei variabile: viteza de lucru, viteza de deplasare în gol şi viteza de întoarcere. De asemenea se fac comparații generale între cele trei modele matematice ale energiei consumate în lucru de acest agregat. Aceste comparații constituie o sinteză a celor trei articole.*

***Cuvinte cheie:** combină, energetică, optimizare*

INTRODUCERE

În cele două articole din această serie s-au făcut observații privind inegalitatea foarte probabilă a celor trei categorii de viteze care intervin în procesele de lucru ale combinelor de recoltat furaje.

Față de autorii [1], [4] sau [5], s-a considerat şi cazul în care viteza în gol nu este egală cu viteza în lucru, fie pe model unidimensional, fie pe model bidimensional. Din observațiile făcute în capitolele precedente rezultă că modelul original din [1], [4] sau [5], ascunde o ipoteză neprecizată, anume că întoarcerile şi deplasările în gol pentru repararea greşurilor se fac cu aceeaşi viteză.

Această ipoteză nu afectează cu mult calculul întrucât la modelul cu două viteze, expus în cele de-al doilea articol al seriei, s-a observat că lucrul cu o viteză în gol departe de cea optimală, chiar cu valori apreciabile, nu modifică semnificativ energia consumată în raport cu cea optimă. În acest articol se va expune un model care introduce separat şi viteza de întoarcere, pentru a constata dacă situația menționată mai sus se menține şi în acest caz. Introducerea vitezei de întoarcere v_i, se datorează faptului că, în general este de aşteptat ca tractoristul să nu poată întoarce agregatul cu aceeaşi viteză cu care se îndreaptă spre greşuri pentru a le repara [2, 3, 6, 7, 8].

MATERIAL ŞI METODĂ

Pentru a obține acest model se pleacă de la modelul/formula (1), obținut în [1], [4] sau [5]:

$$E=\left(fg_sBv_r+f_vg_sBv_r^2+p_1B\rho v_r+p_2B\rho v_r^2+P_{pg}\right)\frac{CL}{Bv_r}+ \\ +\frac{2C}{Bv_g}\left(fg_sBv_g+f_vg_sBv_g^2+P_{pg}\right)\left(l_i+\frac{L_s}{C}B\right), \quad (1)$$

written as:

scris sub forma:

$$E\left(v_r,v_g,v_i\right)=\left(Bfg_sv_r+Bf_vg_sv_r^2+p_1B\rho v_r+p_2B\rho v_r^2+P_{pg}\right)\cdot\frac{CL}{Bv_r}+ \\ +\left(Bfg_sv_g+Bf_vg_sv_g^2+P_{pg}\right)\cdot\frac{2L_s}{v_g}+ \\ +\left(Bfg_sv_i+Bf_vg_sv_i^2+P_{pg}\right)\cdot\left(A+\frac{B}{2}\right)\cdot\frac{2C}{Bv_i} \quad (2)$$

That by basic processing without additional information, arrives at the form:

care prin prelucrări elementare, fără relații suplimentare, ajunge la forma:

$$E\left(v_r, v_g, v_i\right) = Cfg_s L + p_1 \rho CL + 2Bfg_s L_s + 2ACfg_s + BCfg_s + \\ +\left(f_v g_s + p_2 \rho\right) CLv_r + \frac{CLP_{pg}}{B} \cdot \frac{1}{v_r} + 2Bf_v g_s L_s v_g + 2L_s P_{pg} \cdot \frac{1}{v_g} + \\ +\left(2A+B\right) Cf_v g_s v_i + \frac{\left(2A+B\right) CP_{pg}}{B} \cdot \frac{1}{v_i} \tag{3}$$

Definition field is obviously included in rhomb of positive semiaxle In three speeds. Three variables function, (3) has a certain symmetry, has only terms containing at most one of the variable.
Energy function, purpose or objective function of our optimization process, (3) has a free term, one linear term in each variable and one term at a minus power one in each variable. Operating as in the case of two variables energy function, namely annuling equations system of partial derivatives, the following simple expressions of optimal speeds are obtained:

Domeniul de definiție este evident inclus în paralelipipedul de semiaxe pozitive în cele trei viteze. Funcția de trei variabile, (3) prezintă o anumită simetrie, are numai termeni ce conțin cel mult una dintre variabile. Funcția energie, funcția scop sau obiectiv a procesului nostru de optimizare, (3), are un termen liber, câte un termen liniar în fiecare variabilă şi câte un termen la puterea minus unu în fiecare variabilă. Operând ca şi în cazul funcției energie de două variabile, adică anulând sistemul de ecuații al derivatelor parțiale, se obțin următoarele expresii simple ale vitezelor optimale:

$$v_{r\,\min} = \sqrt{\frac{P_{pg}}{B\left(f_v g_s + p_2 \rho\right)}}, \tag{4}$$

$$v_{g\,\min} = v_{i\,\min} = \sqrt{\frac{P_{pg}}{Bf_v g_s}} \tag{5}$$

The same optimal speed in work and idle like in the two-dimensional model is obtained, in additional the optimal turning speed is equal to the optimal idle speed.

From a geometric point of view, in $\Re^{4+}$ space (subspace with all positive coordinates of $\Re^{4+}$ real numbers body), equation (3) represents an hyper surface. For this reason the geometry chart area study is made by projection, making each one of the variables constant.

This is the case of fodder harvestersting combines case which stop completely the harvest mechanisms operation in idle operation.

This model, in the version with PTO decoupling during idle displacements and in turns, is simply obtained from the generalized model with three speeds, formulated above, the form (2), extracting PTO idle power from last two terms in parentheses, corresponding to idle speeds(namely in movements for repairing the errors)and in turns. It is obtained energy (for v_r, v_g, v_i >0):

Se obține aceeaşi viteză optimală în lucru şi în gol ca la modelul bidimensional, în plus viteza optimală de întorcere este egală cu cea optimală în gol.

Din punct de vedere geometric, în spațiul $\Re^{4+}$ (subspațiul cu toate coordonatele pozitive al corpului numerelor reale $\Re^4$), ecuația (3) repezintă o hipersuprafață. Din acest motiv studiul grafic al geometriei suprafeței se face pe proiecții, făcând constante pe rând câte una din variabile.

Cazul combinelor de recoltat furaje care opresc complet funcționarea mecanismelor de recoltare la funcționarea în gol.

Acest model, în varianta cu decuplarea transmisiei la priza de putere în timpul deplasărilor în gol şi a întoarcerilor, se obține simplu din modelul generalizat, cu trei viteze, formulat mai sus, forma (2), extrăgând puterea la priză în gol din parantezele ultimilor doi termeni, corespunzătoare vitezelor în gol (adică în deplasările pentru repararea greşurilor) şi în întoarceri. Se obține energia (pentru v_r, v_g, v_i >0):

$$E\left(v_r, v_g, v_i\right) = \left(Bfg_s v_r + Bf_v g_s v_r^2 + p_1 B\rho v_r + p_2 B\rho v_r^2 + P_{pg}\right) \cdot \frac{CL}{Bv_r} + \\ +\left(Bfg_s v_g + Bf_v g_s v_g^2\right) \cdot \frac{2L_s}{v_g} + \\ +\left(Bfg_s v_i + Bf_v g_s v_i^2\right) \cdot \left(A + \frac{B}{2}\right) \cdot \frac{2C}{Bv_i} \tag{6}$$

Ordering relation (6) according to variables and their powers we obtain the following energy expression:

Ordonând relația (6) după variabile şi puterile acestora se obține următoarea expresie a energiei:

$$E(v_r, v_g, v_i) = fg_s CL + p_1 \rho CL + 2L_s Bfg_s + fg_s C(2A+B) + \left(f_v g_s CL + p_2 \rho CL\right) v_r + \\ + \frac{P_{pg} CL}{B} \cdot \frac{1}{v_r} + 2L_s Bf_v g_s v_g + f_v g_s C(2A+B) v_i \tag{7}$$

This energy form is with separate variables and, regarded as a three variables function, does not have a minimum local point. Algebric equations system obtained

Această formă a energiei este cu variabile separate şi, privită ca o funcție de trei variabile, nu are un punct de minimum local. Sistemul de ecuații algebrice obținut în

by derivation has the solution:

urma derivării are soluția:

$$v_{r\min} = \sqrt{\frac{P_{pg}}{B\left(f_v g_s + p_2\rho\right)}} \tag{8}$$

for v_g and v_i there are no roots.

Behavior study on energetic models for towed forage harvesting combines, in case of stopping energy debiting from PTO in idle dispacement and in turns, was also made on 1-dimensional and 2-dimensional models and all their proposed variants.

pentru v_g şi v_i neexistând rădăcini.

Studiul comportamentelor modelelor energeticii combinelor tractate de recoltat furaje, pentru cazul opririi debitării de energie la priza de putere în cursul deplasărilor în gol şi la întoarceri, a fost facut şi pe modelele 1-dimensionale şi pe cele 2-dimensionale şi pe toate variantele propuse ale acestora.

RESULTS

For calibration values (they were set as described in the first article of this series), theoretical optimization leads to similar values of bidimensional model, v_{rmin} = 3,234 m/s, $v_{gmin} = v_{imin}$= 7,651 m/s, E_{min} = 73,85 kWh.

REZULTATE

Pentru valorile de calibrare (stabilirea lor a fost descrisă în primul articol al acestei serii), optimizarea teoretică conduce la valori similare modelului bidimensional, v_{rmin} = 3,234 m/s, $v_{gmin} = v_{imin}$= 7,651 m/s, E_{min} = 73,85 kWh.

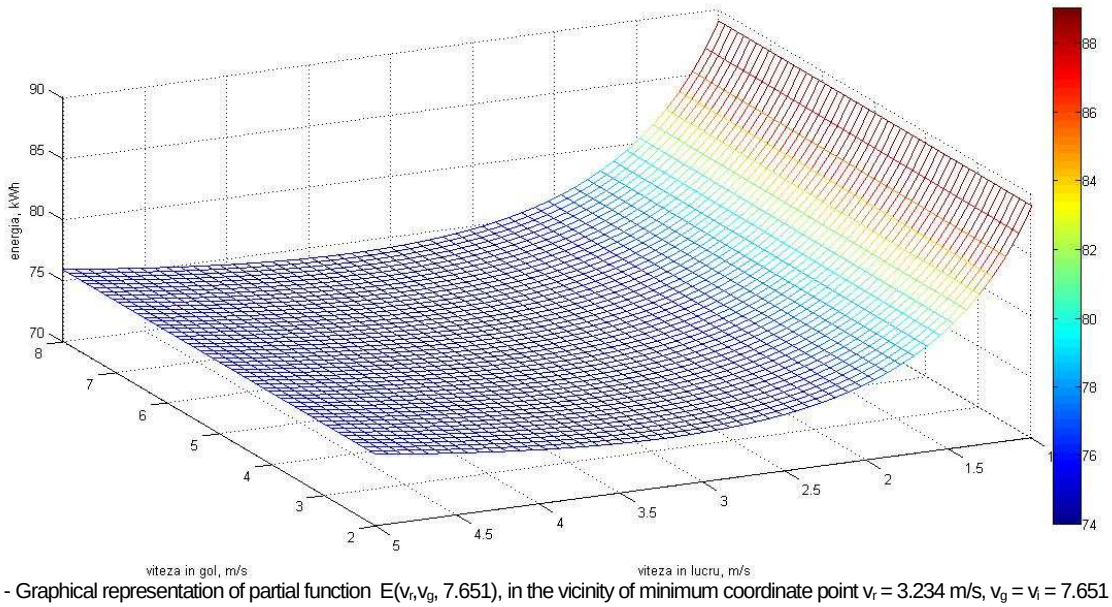


Fig. 1 - Graphical representation of partial function E(v_r,v_g, 7.651), in the vicinity of minimum coordinate point v_r = 3.234 m/s, $v_g = v_i$ = 7.651 m/s /
Reprezentarea grafică a funcției parțiale E(v_r,v_g, 7,651), în vecinătatea punctului minim, de coordonate v_r = 3,234 m/s, $v_g = v_i$ = 7,651 m/s

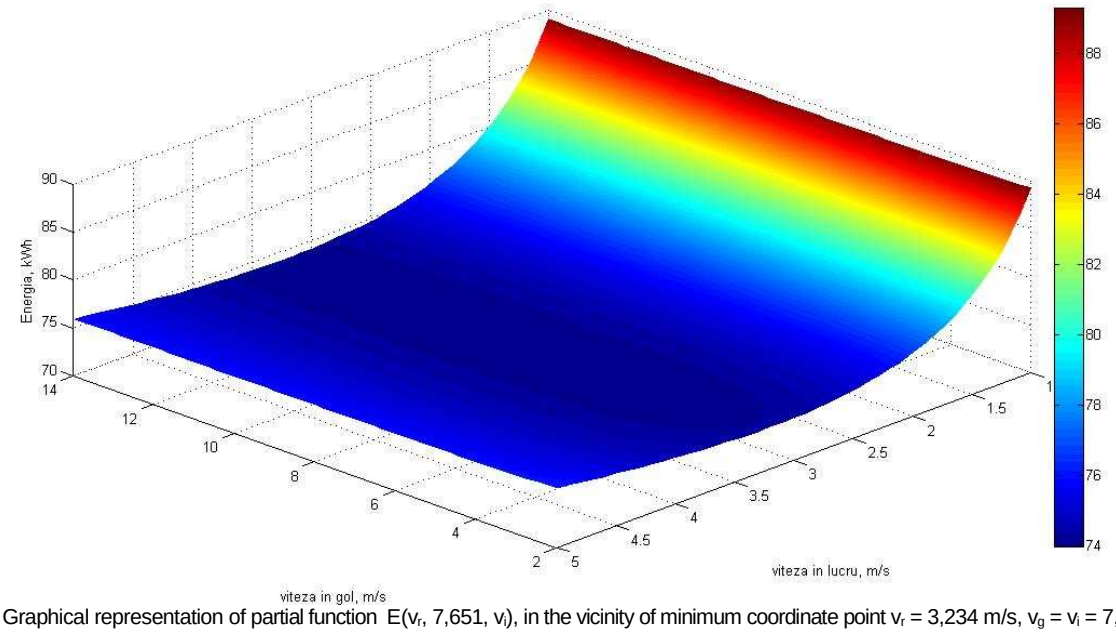
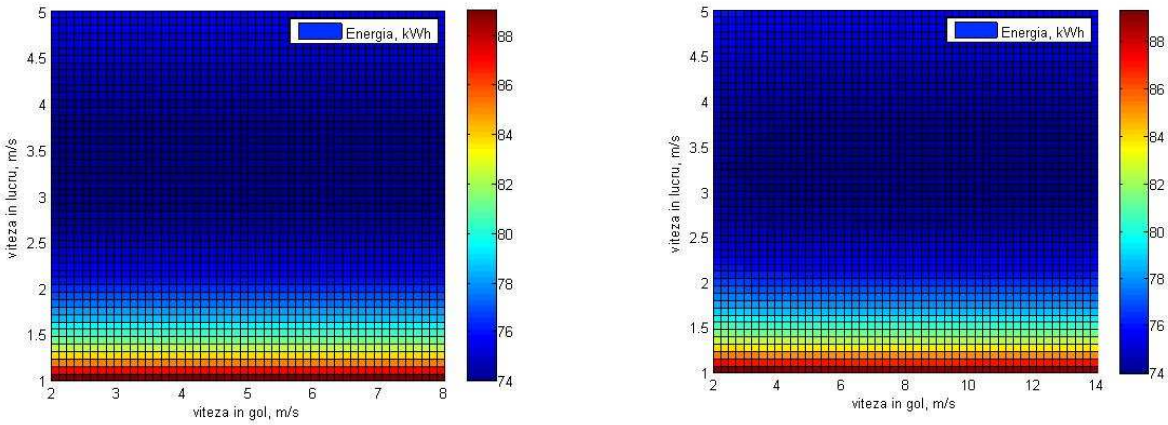


Fig. 2 – Graphical representation of partial function E(v_r, 7,651, v_i), in the vicinity of minimum coordinate point v_r = 3,234 m/s, $v_g = v_i$ = 7,651 m/s
Reprezentarea grafică a funcției parțiale E(v_r, 7,651, v_i), în vecinătatea punctului minim, de coordonate v_r = 3,234 m/s, $v_g = v_i$ = 7,651 m/s



a) b)

Fig. 3 - Projection representations for speed plan aming areas from fig. 5.28 a and 5.29 b /
Reprezentări în proiecție în planul vitezelor pentru suprafețele din fig. 5.28 a, respectiv 5.29 b

Graphic representations of energy partial functions (2), show that energy variation with idle and turning speed are slow, so that even if the aggregate is not able to reach idle optimal speed, especially turning to the theoretical values given by relations (3), (4), energy loss compare to optimal value is not very high. For example, if the calibration data(presented in the first article in this series), goes with speed given by the relation (3), but with idle speed 4 m / s and turning speed 1 m / s, energy loss is 1.204%.

This model is solved through mathematical programming, simple case without further restrictions, but in cases of restriction in the form of equality:

Reprezentările grafice ale funcțiilor parțiale ale energiei (2), arată că variația energiei cu viteza în gol şi viteza de întorcere sunt lente, astfel încât chiar dacă agregatul nu este capabil să atingă vitezele optimale în gol, dar mai ales de întoarcere la valorile teoretice date de relatiile (3), (4), pierderea de energie față de valoarea optimală nu este foarte mare. De exemplu, dacă pe datele calibrării (expusă în primul articol din această serie), se merge cu viteza în lucru dată de relația (3), dar cu viteza în gol 4 m/s şi viteza de intoarcere 1 m/s, pierderea de energie este de 1,204 %.

Acest model este rezolvat şi pe calea programării matematice, cazul simplu fără restricții suplimentare, dar şi în cazurile cu restricție sub formă de egalitate:

$$\begin{aligned} & v_r = 1, v_g = 2, v_i = 1, \\ & v_r > 0, v_g > 0, v_i > 0 \\ & Bv_r\rho = q \\ & E(v_r, v_g, v_i) \to \min \end{aligned} \tag{9}$$

Results: v_{rmin} = 1.819 m/s, v_{gmin} = 7.655 m/s, v_{imin} = 7.681 m/s, E_{min} = 80.668 kWh. Also, the same energy model (3) was used in optimization problem with restriction $(9)_3$ as inequality form:

rezultatele: v_{rmin} = 1,819 m/s, v_{gmin} = 7,655 m/s, v_{imin} = 7,681 m/s, E_{min} = 80,668 kWh. De asemenea acelaşi model al energiei (3) a fost folosit şi în problema de optimizare cu restricția $(9)_3$ sub formă de inegalitate:

$$\begin{aligned} & v_r = 1, v_g = 2, v_i = 1, \\ & v_r > 0, v_g > 0, v_i > 0, v_i \le 1 \\ & Bv_r\rho < q \\ & E(v_r, v_g, v_i) \to \min \end{aligned} \tag{10}$$

obtaining results: v_{rmin} = 1.819 m/s, v_{gmin} = 7.651 m/s, v_{imin} = 1 m/s, E_{min} = 81.559 kWh.

We can notice the additional condition of upper limit of turning speed and energy obtained on different models differ a little, which is a consequence of energy behaviour to idle spped and turning speed, a slight variation behaviour being observed at each model.

Shyntesis of models results according to reference calibration data

In order to have a more comprehensive image of mathematical models behaviour and their results, their main results will be given for the same set of calibration data (established in the first article in the third series), data with which the initial model calibration was made and which are still valid for all superior models calibration.

obținându-se rezultatele: v_{rmin} = 1,819 m/s, v_{gmin} = 7,651 m/s, v_{imin} = 1 m/s, E_{min} = 81,559 kWh.

Se observă că s-a pus, în plus şi o condiție de limitare superioară a vitezei de întoarcere şi că energiile optimale obținute pe diverse modele de optimizare diferă puțin, ceea ce este, pe de altă parte şi consecința comportamentului energiei față de viteza în gol şi viteza de întoarcere, comportament cu variație slabă, pe care l-am sesizat la fiecare model.

Sinteza rezultatelor modelelor pe datele de referință de calibrare

Pentru a avea o imagine mai completă a comportamentului modelelor matematice şi rezultatelor acestora, se vor da principalele lor rezultate pentru acelaşi set de date de calibrare (stabilite în primul articole din seria de trei), date cu care s-a făcut calibrarea modelului inițial şi sunt valabile pentru calibrarea tuturor modelelor superioare.

Modelul/ Model	v_{rmin} [m/s]	v_{gmin} [m/s]	v_{imin} [m/s]	E_{min} [kWh]	Metoda de optimizare / Optimization method
1 – dimensional / 1 – dimensional	1.780 / *1,780*	1.780 / *1,780*	-	67.018 / *67,018*	analytical / *analitică*
2 – dimensional without restriction $(9)_3$ / *2 – dimensional fără restricția $(9)_3$*	3.234 / *3,234*	7.651 / *7,651*	-	67.653 / *67,653*	analytical / *analitică*
2 - dimensional, with restriction $(9)_3$ / *2 - dimensional, cu restricția $(9)_3$*	1.120 / *1,120*	3.839 / *3.839*	-	81.387 / *81,387*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric)*
3 – dimensional, without restriction $(9)_3$ / *3 - dimensional, fără restricția $(9)_3$*	3.234 / *3,234*	7.651 / *7,651*	7.651 / *7,651*	77.363 / *77,363*	analytical / *analitică*
3 – dimensional, without restriction $(9)_3$ / *3 - dimensional, fără restricția ($(9)_3$/*	3.234 / *3,234*	7.651 / *7,651*	7.662 / *7,662*	77.363 / *77,363*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric)*
3 - dimensional, with restriction $(9)_3$ / *3 - dimensional, cu restricția $(9)_3$*	1.819 / *1,819*	7.655 / *7,655*	7.681 / *7,681*	80.668 / *80,668*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric)*
3 - dimensional, 5.12, with restriction $(9)_3$ modified in inequality and turning speed restriction of 1 m/s / *3 - dimensional, 5.12, cu restrictia $(9)_3$ modificata în inegalitate şi restricția vitezei de întoarcere de 1 m/s*	1.819 / *1,819*	7.651 / *7,651*	1.000 / *1,000*	81.560 / *81,560*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric)*
1 - dimensional, with restriction $(9)_3$ and power supplying stopping in idle diplscement / *1 - dimensional cu restrictia $(9)_3$ şi oprire debitare putere la priza în gol /*	1.029 / *1,029*	-	-	77.915 / *77,915*	analytical / *analitică*
2 - dimensional without restriction $(9)_3$and power supplying stopping in idle displacement / *2 - dimensional fără restricția $(9)_3$şi oprire debitare putere la priza în gol*	3.234 / *3,234*	-	-	73.888 / *73,888*	Analytical (for v_g *was taken a value of 1 m / s) / Analitică (pentru v_g s-a luat valoarea 1 m/s)*
2 - dimensional with restriction $(9)_3$ inequality and power supplying stopping in idle displacement / *2 - dimensional cu restrictia $(9)_3$ inegalitate şi oprire debitare putere la priza în gol*	1.049 / *1,049*	0,5	-	77.803 / *77,803*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric)*
3 - dimensional without restriction with power supplying stopping in idle displacement / *3 - dimensional fără restrictie cu oprire debitare la priza de putere în gol*	3.234 / *3,234*	-	-	76.485 / *76.485*	Analytical, with v_g= 3 m/s, v_i= 1 m/s / *Analitică, cu v_g= 3 m/s, v_i= 1 m/s*
3 - dimensional with restriction $(9)_3$ with power supplying stopping in idle displacement / *3 - dimensional cu restrictia $(9)_3$cu oprire debitare la priza de putere în gol*	1.819 / *1,819*	1,5	0,5	79.781 / *79,781*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric)*)
3 -dimensional with restriction (9)3 inequality, with power supplying stopping in idle displacement / *3 -dimensional cu restrictia (9)3 inegalitate, cu oprire debitare la priza de putere în gol*	1.819 / *1,819*	3	0,5	79.781 / *79,781*	Mathematical programming (numerical) / *Programare matematică (numeric*)

We can notice that optimal energy is framed within a rather limited interval, between 67 and 82 kWh. We must underline, for applicant users, that in case of mathematical programming, the result depends on starting point, therefore the results might differ a little from those obtained theoretically. (analytically).

CONCLUSIONS

Optimization of trailed fodder harvesters energetics is a problem which is solved for the time being only theoretically. Experimental tests or theoretical-experimental test have not been known. Experimental data have been used only to optimization.Therefore the values found must be tested by experiments and corrected, if the case is. On the other hand, experiments verifying the existance of a point of optimum within a working process of an agricultural aggregate are very expensive and the results can not be generalized, because are related to features of soil, culture, climate and aggregate wear state.

One certain advantage of analysis performed is the statement that consumed energy error comparing with optimum one, produced by big errors of idle and turning speed, reported to optimum values, is neglectable. Not the same is the situation when the error is related to optimum working speed.

Se observă că energiile optimale sunt cuprinse într-un interval destul de restrâns, între 67 şi 82 kWh. Este indicat a se sublinia, pentru utilizatorii aplicanți, că, în cazul programării matematice, rezultatul este dependent de punctul de start, de aceea rezultatele pot dieferi uşor de cele obținute pe cale teoretică (analitică).

CONCLUZII

Optimizarea energeticii combinelor tractate de recoltat furaje este o problemă rezolvată deocamdată aproape exclusiv teoretic. Incercări de rezolvare experimentală sau teoretico-experimentală nu se cunosc. Date experimentale s-au folosit numai pentru calibrarea modelelor teoretice folosite la optimizare. Pentru acest motiv valorile găsite trebuie testate prin experimente şi, eventual corectate. Pe de altă parte, experiențele de verificare a existenței unui punct optimal într-un proces de lucru al unui agregat agricol sunt foarte costisitoare, iar rezultatele nu pot fi generalizate, deoarece depind de caracteristicile solului, culturii, climei şi stării de uzură a agregatului, etc.

Un beneficiu cert al analizei efectuate este afirmația că eroarea energiei consumate față de cea optimală, produsă de erori apreciabile ale vitezi în gol şi vitezei de întoarcere, fațăde valorile lor optimale, este neglijabilă. Nu aceeaşi este situația în cazul în care eroarea se face față de viteza de lucru optimală.

2 and 3-dimensional models confirm the results of 1-dimensional model, excepting the optimum speed dependence on plot size (which becomes manifest at model 1-dimensional but not at the others).

For the eventual future theoretical and empirical or simply empirical researches, the values of optimum point coordinates (speed and energy) supplied by the models given in the three articles, could be starting values for the researches performed.

REFERNCES

[1]. Dobrescu C. (1981) – *Optimization of agricultural aggregates parameters in order to reduce the energy consumption*, Editorial propaganda agricultural machinery Publishing, Bucharest;
[2]. Letoşnev N.N. (1959) - *Agricultural Machines*, State Agro-Forestry ublishing House;
[3]. Schuler R. T. (1991) - *Estimating Agricultural Field Machinery Costs*, A3510, Agricultural Bulletin, Rm. 245, 30 N. Murray St., Madison, Wisconsin 53715;
[4]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) – *Reducing the energy consumption by rationally using the agricultural aggregates,* Scrisul Românesc Publishing, Craiova;
[5]. Şandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) – *Exploitation of agricultural equipment*, Didactic and Pedagogic Publishing, Bucharest;
[6]. Voicu E. (2007) – *Researches on dynamic and energetic optimization of tractor-fodder harvesting combine aggregate,* Ph.D. Thesis, University Transilvania Braşov, Faculty of Mechanical Engineering;
[7]. *** Regional Statistics Office Bucharest, http://www.bucuresti.insse.ro
[8]. http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99.

Modelele 2 şi 3-dimensionale confirmă rezultatele modelului 1-dimensional, cu excepția dependenței de dimensiunile parcelelor a vitezelor optimale (care se manifestă la modelul 1-dimensional dar nu şi la celelalte).

Pentru eventuale viitoare cercetări teoretico-empirice sau pur empirice, valorile coordonatelor punctelor optimale (viteze şi energie) furnizate de modelele date în cele trei articole, ar putea fi valori de start în căutările efectuate.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Dobrescu C. (1981) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacția de propagandă tehnică agricolă, Bucureşti;
[2]. Letoşnev N.N. (1959) - *Maşini Agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat;
[3]. Schuler R.T. (1991) - *Estimarea costurilor domeniul maşinilor agricole*, A3510, Buletinul Agricol, RM. 245, 30 N. Str.Murray, Madison, Wisconsin 53715;
[4]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) - *Reducerea consumului de energie prin folosirea rațională a agregatelor agricole,* Editura Scrisul Românesc, Craiova;
[5]. Şandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[6] Voicu E. (2007) - *Cercetări privind optimizarea dinamică şi energetică a agregatului tractor cu combină de recoltat furaje*, Teza de doctorat, Universitatea Transilvania din Braşov, Facultatea de Inginerie Mecanică ;
[7]. *** Direcția Regională de Statistica Bucureşti, http://www.bucuresti.insse.ro
[8]. http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99.

RESEARCH ON IMPROVING THE WORKING PROCES OF THE PICK-UP TYPE DRUM WITH THE RETRACTABLE FINGER
/
CERCETĂRI CU PRIVIRE LA ÎMBUNĂTĂȚIREA PROCESULUI DE LUCRU AL TOBEI CU DEGETE ELASTICE RETRACTABILE

Ph.D. Eng. Caba I.L.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.[2)], Prof. PhD. Eng. Moise V.[2)]
[1)]USAMVB Timişoara / Romania; [2)]P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0256-487036; E-mail: cabaioan@yahoo.com

Abstract: *It is well know that the drum type pic-upwith elstic fingers besides remarkable constructive and functional characteristics (design simplicity, high operation reliability, lightweight, adaptability to varied working conditions) have a big drawbeck: relatively low working capacity specific thanks low forward speeds. To increase capacity, while maintaining quality at rates admissible indices (low loss material feed, to avoid separation leaves and inflorescence stems of the plants and eliminate contamination of feed material with the ground) is necessary to find solutions to increase the active area of during the spring fingers rake.*

Keywords: *pick up type drum*

INTRODUCTION

Forage losses of any kind seriously affect animal producers, causing reduction of livestock numbers. These losses can take many forms, such as drought extended over several years in a row, application of wrong agricultural policies or due to the use of technical equipment performance lower. As for us in the latter case we want to interfere with theoretical research work and to improve the elastic fingers in composition ceintră constructive lifting drums, thus eliminating the loss of fibrous feed [1, 2, 3, 4, 5, 6].

MATERIAL AND METHOD

Addressing this requirement can be realized by deepening study workflow drums made of elastic fingers folding.

Elastic fingers drumming technology performs three distinct operations:

- collection (raking) feed material left on stubble after a mowing machine or mowing machines and conditioning (crushed, nappy, etc.), special return and swathers closely, and so on;
- lifting stubble surface material at the level of the technological work of the machine (feeder, prestressing device, intermediate carrier, etc) that comes assembled and mounted device built from furrow;
- transmission (pushing) feed material next working organs that are part of the machine where the device is mounted.

Each of these technological operations are carried out in a specific way by the action of the elements of drum type device together with elastic fingers on feed material. The most active component of this device is the elastic fingers. They perform a complex movement, different from one operation to another and within each job from one phase to another.

Most complex operation that performs device type elastic finger folding drum is the collection (raking) feed material. The feed material is a short distance above the ground at about the average height of stubble stubble submitted unordered leaning on spines. Tightening of the fingers drum work is a process consisting of two

Rezumat: *Este binecunoscut faptul că tobele cu degete elastice pe lângă caracteristicile constructive şi funcționale remarcabile (simplitate constructivă, siguranță ridicată în funcționare, masă redusă, adaptabilitate la condiții foarte variate de lucru) au un mare neajuns: capacitate specifică de lucru relativ redusă, datorită vitezei de înaintare scăzută. Pentru mărirea capacității de lucru, în condițiile menținerii indicelor calitativi la cote admisibile (pierderi reduse de material furajer, evitarea desprinderi frunzelor şi inflorescențelor de pe tijele plantelor şi eliminarea împurificării materialului furajer cu pământ) este necesar să se găsească soluții de creştere a zonei active a degetelor elastice în timpul procesului de greblare.*

Cuvinte cheie: *toba de ridicare*

INTRODUCERE

Pierderile de furaje de orice fel afectează grav producătorii de animale, cauzează reducerea numarul efectivelor. Aceste pierderi pot avea diferite forme, cum ar fi seceta prelungită extinsă pe mai mulți ani la rând, aplicarea unor politici agricole greşite sau din cauza folosiri unor utilaje cu performanțe tehnice mai scăzute. Ceea ce ne priveşte în acest ultim caz dorim să intervenim cu cercetări teoretice ți să îmbunătățim procesul de lucru a degetelor elastice ceintră în componența constructivă a tobelor de ridicare, astfel eliminând pierderile de furaje fibroase [1, 2, 3, 4, 5, 6].

MATERIAL ŞI METODĂ

Soluționarea acestei cerințe se poate realiza prin aprofundarea studiului procesului de lucru executată de tobele cu degete elastice rabatabile.

Tobele cu degete elastice execută trei operații tehnologice distincte:

- strângerea (greblarea) materialului furajer rămas pe mirişte în urma unei maşini de cosit sau maşini de cosit şi condiționat (strivit, scămoşat, etc), maşini de strâns-întors şi răvăşit fân, etc.;
- ridicarea materialului de pe suprafața mirişti la nivelul organelor de lucru din fluxul tehnologic al maşini (dispozitiv de alimentare, dispozitiv de precomprimare, transportor intermediar, etc) pe care vine montat dispozitivul de adunat şi ridicat din brazdă;
- transmiterea (împingerea) materialului furajer la organele de lucru următoare aflată în componența maşinii pe care se află montat dispozitivul.

Fiecare dintre aceste operații tehnologice se realizează într-un mod specific prin acțiunea elementelor componente ale dispozitivului de adunat de tip tobă cu degete elastice asupra materialului furajer. Partea cea mai activă dintre componentele acestui dispozitiv o reprezintă degetele elastice. Ele execută o mişcare complexă, diferită de la o operație la alta şi în cadrul fiecărei operații de la o fază la alta.

Operația cea mai complexă pe care o execută dispozitivul de tip tobă cu degete elastice rabatabile o reprezintă strângerea (greblarea) materialului furajer. Acest material furajer se află la o distanță mică deasupra solului aproximativ la nivelul înălțimii medie a mirştei depus neordonat rezemat pe țepii mirştei. Strângerea lui de către degetele tobei

phases:

- phase I - penetration fingers furrow feed material;
- phase II - moving material surface stubble.

For easy penetration fingers through feed material layer, a porous layer composed of plant stems and leaves which are knitting randomly with large spaces between particles is necessary for them to perform a thrust motion (stick) layer.

It is considered fig.1. drum shaft with a note at the height H from the ground and position the drum Press elastic finger when the finger touches the top of the swath of feed material whose thickness is h_b.

Range OAB_c bar position angle α_p with fingers forming the horizontal axis when the fingertip touches furrow.

Drum moves parallel to the ground surface with a speed v_m (speed of the machine) and performs a rotation ω about the axis O speed clockwise. Feed material is supported by stubble whose average height is denoted by h_m.

constituie un proces de lucru alcătuit din două faze:

- faza I-a – pătrunderea degetelor în brazda de material furajer;
- faza II-a – deplasarea materialului pe suprafața miriştei.

Pentru pătrunderea uşoară a degetelor prin stratul de material furajer, un strat poros alcătuit din tije şi frunze vegetale care se înlănțuiesc aleator cu spații însemnate între particule este necesar ca ele să execute o mişcare de împungere (înțepare) a stratului.

Se consideră fig. 1 axul tobei notat cu O situat la înălțimea H față de nivelul solului şi poziția Ap a tobei cu degetele elastice în momentul în care vârful degetului atinge fața superioară a brazdei de material furajer a cărei grosime este h_b.

Raza de poziție OAB_c a barei cu degete formează unghiul α_p cu axa orizontală în momentul în care vârful degetului atinge brazda.

Toba se deplasează paralel cu suprafața solului cu o viteză v_m (viteza de deplasare a maşinii) şi execută o mişcare de rotație cu viteza ω față de axa O în sens orar. Materialul furajer este susținut de mirişte a cărei înălțime medie este notată cu h_m.

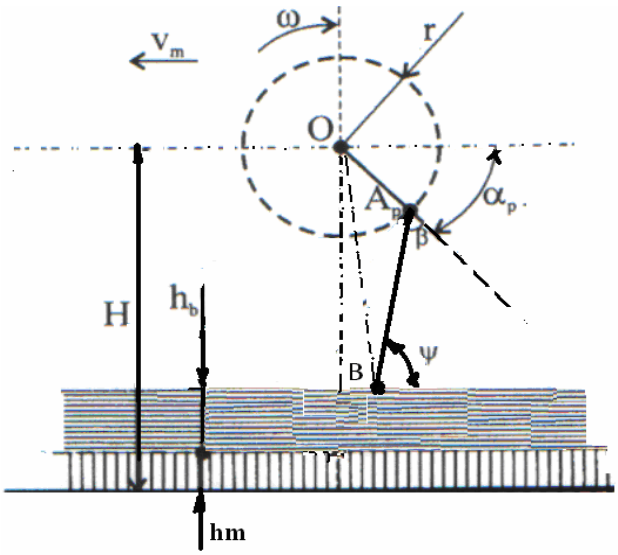


Fig. 1 -The drum type pick up with the elastic fingers which are hinged in the phasa I of working /
Dispozitivul de tip tobă cu degete elastice rabatabile aflată la faza a I-a de lucru

Given the movements they perform the drum (transport movement - translation speed and relative motion controlled - uniform rotation) can be deduced that elastic fingers to penetrate the layer of feed is necessary that:

Ținând seama de mişcările pe care le execută toba (mişcare de transport – translație cu viteza controlată şi o mişcare relativă – rotația uniformă) se poate deduce că pentru pătrunderea degetelor elastice în stratul de material furajer este necesar ca:

$$\psi \le \frac{\pi}{2} \qquad (1)$$

$$\alpha + \beta \ge \frac{\pi}{2}$$

where:

- the angle formed by the upper side elastic fingers swath of feed material;
- the angle formed between the fingers with the bumper beam port position fingers.

Where fingers should be placed on the elastic beam port position bar fingers (represented by the dashed OBc) or inclined ago, as the current car devices, it is obvious that they would execute a push-down layer which would feed their spines wedge stubble. Following this increase feed material losses particularly by removing leaves and inflorescences on stems stems invaluable component in terms of nutrient in animal feed.

To eliminate this drawback functionally useful change is considered orientation elastic fingers. By targeting the front toes (their tip) for the purpose of the machine is

în care:

- unghiul format de direcția degetelor elastice cu fața superioară a brazdei de material furajer;
- unghiul format între direcția degetelor cu direcția razei de poziție a barei port-degete.

În cazul în care degetele elastice ar fi dispuse pe direcția razei de poziție a barei port-degete (direcția OBc reprezentată cu linie întreruptă) sau înclinate în urmă, aşa cum sunt la dispozitivele maşinilor actuale, este evident că ele ar executat o împingere în jos a stratului de furaje ceea ce ar duce la împănarea acestora în țepii mirişteei. Urmare a acestei acțiuni cresc pierderile de material furajer îndeosebi prin desprinderea frunzelor şi inflorescențelor de pe tijele tulpinilor, componente deosebit de valoroase din punct de vedere nutritiv în furajarea animalelor.

Pentru eliminarea acestui neajuns funcțional se consideră folositoare modificarea orientării degetelor elastice. Prin orientarea degetelor cu partea anterioară (vârful

carried forward displacement effect (lift) feed material layer and a gradual and slight compaction of the direction of motion.

lor) în sensul de înaintare al maşinii se realizează un efect de dislocare (ridicare) a stratului de material furajer şi o compactare progresivă şi uşoară a lui pe direcția de mişcare.

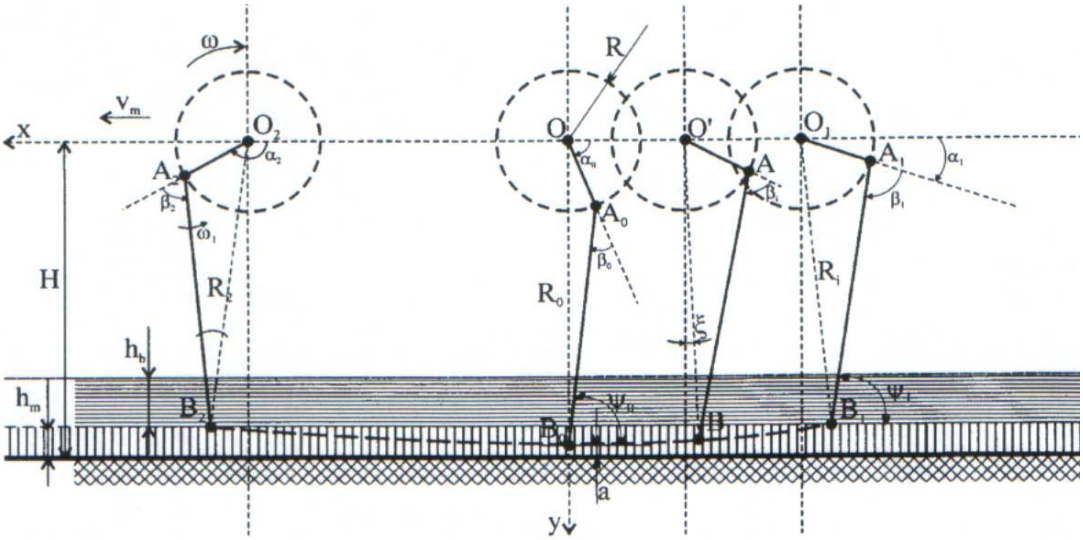


Fig. 2 -The drum type pick up with the elastic fingers which are hinged in the phasa II of working /
Dispozitivul de tip tobă cu degete elastice rabatabile aflată la faza a II-a de lucru

Thus the impact of the fingers and feed material is transmitted as a damped wave in the feed material furrow without causing tearing and ripping leaves stems and flowers.

Phase II of their rake called - called, begins when the elastic fingers drum (see fig.2) penetrate through stubble spines when their tops B_q is the average stubble height (hm).

During this phase, running his fingers moving (pushing) swath of material on the surface of stubble. Pushing is done by pressing density material layer gradually increases with particle agglomeration. Layer tensions grow and direction of thrust varies from contact with fingers where the maximum to the extent of influence where the minimum value corresponding layer resting tension.

End of phase II corresponds to the moment when your fingers are out of stubble noted that when their peaks reached the B2 level hm. Rake phase is performed along the trajectory arc B2 B1 B0 described by elastic fingertips and comprises two areas:

- the agglomeration of the material in the elastic finger along the arc B1 - B0;
- area by pushing material influence over the arc denoted B0 - B2.

The first area to focus the beam elastic finger position finger bar port is constant. This means that the angles $\beta_1 = \beta_0$. Bar position change port fingers while browsing the area from α_1 la α_0. Due to this increase in angle α changes position and angle ψ of penetration from:

Astfel impactul dintre degetele şi material furajer se transmite ca o undă amortizată în brazda de material furajer, fără a provoca ruperea tijelor şi desprinderea frunzelor şi a florilor.

Faza a II- a numită greblare propriu - zisă, începe în momentul în care degetele elastice ale tobei (fig. 2) pătrund printre țepii miriştei, când vârfurile lor B_1 se află la nivelul înălțimii medie a miriştei (h m).

În decursul acestei faze degetele execută deplasarea (împingerea) brazdei de material pe suprafața miriştei. Împingerea se realizează prin presare, densitatea stratului de material creşte treptat prin aglomerarea particulelor. Tensiunile din strat cresc şi variază pe direcția de împingere de la contactul cu degetele unde au valoarea maximă până la limita de influență unde au valoarea minimă, corespunzătoare tensiunilor din stratul de repaus.

Sfârşitul fazei a II- a corespunde momentului în care degetele au ieşit din mirişte respectiv când vârfurile lor notat cu B2 au ajuns la nivelul h m . Faza de greblare se realizează de-a lungul arcului B1 B0 B2 al traiectoriei descrisă de vârfurile degetelor elastice şi cuprinde două zone:

- zona de aglomerare a materialului în fața degetelor elastice de-a lungul arcului $B_1 – B_0$;
- zonă de împingere a materialului prin influență de-a lungul arcului notat $B_0 – B_2$.

În prima zonă orientarea degetelor elastice față de direcția razei de poziție a barei port-degete se menține constantă. Aceasta înseamnă că valoarea unghiurilor $\beta_1 = \beta_0$. Poziția curentă a barei port-degete se modifică în timpul parcurgerii acestei zone de la α_1 la α_0. Corespunzător acestei creşteri a unghiului de poziție α se modifică şi unghiul de pătrundere ψ de la:

$$\psi_1 = \pi - (\alpha_1 + \beta_1) \quad (2)$$

$$\psi_0 = \pi \quad (\alpha_0 + \beta_0) \quad (3)$$

From previous relationships that $\psi_0 < \psi_1$ which means that the action pushing up feed material and wedging his stubble diminishes spines.

At the push of a material along the arc B0 - B2 range bar harbor fingers position rotates about the axis of the drum α_0 to α_2. Throughout this area before spring fingers are gathered a certain amount of feed material that exerts a gradually increasing drag. Gradually increased material density and easy compaction occurs, whereas

Din relațiile anterioare rezultă că $\psi_0 < \psi_1$ ceea ce înseamnă că acțiunea de împingere în sus a materialului furajer şi împănarea lui în țepii miriştei se diminuează.

În zona de împingere a materialului, de-a lungul arcului B0 – B2 raza de poziție a barei port degete se roteşte față de axa tobei de la α_0 la α_2. De-a lungul acestei zone în fața degetelor elastice se află adunată o oarecare cantitate de material furajer ce exercită o rezistență la înaintare treptat crescătoare. Densitatea materialului creşte progresiv şi are loc

deformations occur as remnants of plants under the influence of internal stress rods.

RESULTS

The length of this zone is influenced by the angle of rotation of the bar port fingers to drum axis at position A_0 to A_2 position. To expand this area is considered useful to print a rotating bar to port fingers axis with angular velocity ω_1 in the opposite direction of rotation of the drum.

So when leaving the stubble of spring fingers (position B_2) the beam position angle β_2 of the bar port finger fingers form elastic angle measured counter-clockwise.

Elastic fingers turning the opposite direction of travel of the machine equipped with retractable elastic fingers drum ensures keeping the active area of the fingers of a bar longer, thus increasing the effective length of the rake area.

Laws of motion of fingertips while browsing the phase of the two different rake. To establish their pick axes system plan with the drum axis origin point O device (fig. 2).

OX abscissa axis (horizontal) axis is chosen in the drum facing the direction of travel of the machine. OY ordinate axis (vertical) is facing down, passing through the point B0 end zones and start pushing the material feed area when projection distance R_0 B_0 is vertical point. Radius value projection point B_0 is:

o uşoară compactare, întru-cât se produc deformații remanente ale tijelor plantelor sub influența tensiunilor interne.

REZULTATE

Lungimea acestei zone este influențată de valoarea unghiului de rotire a barei port-degete față de axa tobei din poziția A_0 până la poziția A_2. Pentru extinderea acestei zone se consideră util să se imprime o mişcare de rotație a barei port-degete față de axa sa cu viteza unghiulară ω_1 în sens invers sensului de rotație al tobei.

Astfel în momentul ieşirii din mirişte a degetelor elastice, (poziția B_2) direcția razei de poziție a barei port degete formează unghiul β_2 cu degetele elastice, unghi măsurat în sens trigonometric.

Rotirea degetelor elastice în sens invers față de sensul de deplasare a maşinii echipată cu tobă cu degete elastice retractabile asigură păstrarea în zonă activă a degetelor unei bare timp mai îndelungat, astfel mărindu-se lungimea efectivă a zonei de greblare.

Legile de mişcare ale vârfurilor degetelor în timpul parcurgerii celor două zone ale fazei de greblare diferă. Pentru stabilirea lor se alege un sistem de axe de coordonate plan, cu originea punctului O în axa tobei dispozitivului (fig. 2).

Axa absciselor OX (orizontală) se alege la nivelul axei tobei orientată în sensul de deplasare al maşinii. Axa ordonatelor OY (verticală) este orientată în jos, trece prin punctul B_0 sfârşitul zonei de aglomerare şi începutul zonei de împingere a materialului furajer, când raza de proiecție R_0 a punctului B_0 este verticală. Valoarea razei de proiecție a punctului B_0 este:

$$R = \sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_0} = H - a \qquad (4)$$

where:

l - length fingers stretch;
r - the radius of the drum;
H - distance from the ground to the drum axis;
a - protection zone, the distance from the ground to stretch your fingertips.

To avoid contamination of ground feed material is necessary for the protection to be of value 20 to 25 mm.

Rays of fingertip position entry and exit points respectively rake phase Bi and Be are:

unde:

l – lungimea degetelor elastice;
r – raza tobei;
H – distanța de la sol până la axa tobei;
a – zona de protecție, distanța de la sol până la vârful degetelor elastice.

Pentru evitarea împurificării materialului furajer cu pământ este necesar ca zona de protecție să aibă valoare între 20-25 mm.

Razele de poziție ale vârfurilor degetelor la intrarea şi ieşirea din faza de greblare respectiv ale punctelor Bi şi Be sunt:

$$R_1 = \sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} \qquad (5)$$

$$R_2 = \sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_2} \qquad (6)$$

Using geometric elements fig.2., You can write the following equality:

Utilizând elementele geometrice din fig.2., se pot scrie următoarele egalități:

$$H - h_m = r\sin\alpha_1 + l\sin(\alpha_1 + \beta_1) \qquad (7)$$

$$H - h_m = r\sin\alpha_2 + l\sin(\alpha_2 - \beta_2) \qquad (8)$$

where:

- is the position angle of the bar port range A_1 fingers OX axis, measured clockwise when elastic finger penetration stubble;
- is the angle between the beam port position bar OX axis A_2 fingers, toes when leaving the stubble;
- are elastic finger angles to the direction of position range bar port A_1 fingers fingers when entering stubble, or upon leaving the stubble A_2.

For a value chosen angles, resulting drum height H of settlement to the ground, which is:

unde:

- este unghiul format de raza de poziție a barei port degete A_1 cu axa OX, măsurat în sens orar în momentul pătrunderii degetelor elastice în mirişte;
- este unghiul format de raza de poziție a barei port-degete A_2 cu axa OX, în momentul ieşirii degetelor din mirişte;
- sunt unghiurile de înclinare ale degetelor elastice față de direcția razei de poziție a barei port-degete A_1 în momentul intrării degetelor în mirişte, respectiv A_2 în momentul ieşirii din mirişte.

Pentru o valoare a unghiurilor aleasă, rezultă înălțimea H de aşezare a tobei față de nivelul solului, care este:

$$H = \sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} + a \qquad (9)$$

The angle that characterizes elastic fingers when entering stubble resulting from the relation (7):

Valoarea unghiului care caracterizează momentul pătrunderii degetelor elastice în mirişte rezultă din relația (7):

$$\alpha_1 = 2arctg\left[\frac{1}{2(-l\sin\beta_I - H + h)}\left(\begin{array}{l}-2r - 2l\cos\beta_I \\ +\sqrt{4r^2 + 8rl\cos\beta_I + 4l^2\cos^2\beta_I + 4l^2\sin^2\beta_I - 4H^2 + 8Hh - 4h^2}\end{array}\right)\right] \quad (10)$$

as one can write, after simplifications:

ceea ce se mai poate scrie, după efectuarea simplificărilor:

$$\alpha_1 = 2arctg\ \frac{r + l\cos\beta_I \quad \sqrt{r^2 + l^2 + 2rl\cos\beta_I \quad (H \quad h)^2}}{l\sin\beta_I + H \quad h} \quad (11)$$

Similarly appropriate angle when leaving the stubble fingers resulting from relation (8):

În mod asemănător unghiulcorespunzător momentului ieşirii degetelor din mirişte rezultă din relația (8):

$$\alpha_2 = \pi - 2arctg\left[\frac{-2r - 2l\cos\beta_I + \sqrt{4r^2 + 8rl\cos\beta_i + 4l^2\cos^2\beta_I + 4l^2\sin^2\beta_I - 4H^2 + 8Hh - 4h^2}}{2(-l\sin\beta_I - H + h)}\right] \quad (12)$$

after simplification, becomes:

după efectuarea simplificărilor, devine:

$$\alpha_2 = \pi \quad 2arctg\ \frac{r + l\cos\beta_I \quad \sqrt{r^2 + l^2 + 2rl\cos\beta_I \quad (H \quad h)^2}}{l\sin\beta_I + H \quad h} \quad (13)$$

Position angle of the radius of the bar port A_0 fingers horizontal axis at time t = 0, when fingertips are OY axis, resulting triangle OA_0 B_0 (fig. 3):

Unghiul format de raza de poziție a barei port-degete A_0 cu axa orizontală în momentul t = 0, când vârful degetelor se află pe axa OY, rezultă un triunghi OA_0 B_0 (fig. 3):

$$\alpha_0 = arccos\frac{l\sin\beta_1}{\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1}} \quad (14)$$

Current coordinates of the ends of your fingers while browsing elastic spring B_1 – B_0 (fig. 4) are:

Coordonatele curente ale capetelor degetelor elastice în timpul parcurgerii arcului B_1 – B_0 (fig. 4) sunt:

$$X_i = v_m t_i + R_1 \sin\omega t_i \quad (15)$$

$$Y_i = R_1 \cos\omega t_i \quad (16)$$

Where:
ti - the time needed to move the finger in position by position B_1 B_0.
B_1 - point range position to the axis OY is determined by the angle ξ_i measured clockwise direction of rotation of the drum. So we can write:

În care:
ti – reprezintă timpul necesar pentru deplasarea degetului din poziția B_1 până în poziția B_0.
Raza de poziție a punctului B1 față de axa OY este determinata de unghiul ξ_i măsurat în sens invers sensului de rotație a tobei. Deci se poate scrie:

$$\omega t_i = -\xi_i \quad (17)$$

$$t_i = -\frac{\xi_i}{\omega} \quad (18)$$

where is the ω angular velocity of the drum with elastic fingers.

Independent variable in equations (15) and (16) is time. The derivation is obtained equations fingertip velocity components as follows:

în care ω este viteza unghiulară a tobei cu degete elastice.

Variabila independentă din ecuațiile (15) şi (16) este timpul. Prin derivare se obțin ecuațiile componentelor vitezei vârfului degetului, astfel:

$$\dot{X}_i = v_m + \omega\cos\omega t_i\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} \quad (19)$$

$$\dot{Y}_i = -\ \omega\sin\omega t_i\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} \quad (20)$$

Differentiating the second equation we obtain acceleration components:

Derivând a doua oară ecuațiile obținem componentele accelerației:

$$\ddot{X}_i = -\omega^2\sin\omega t_i\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} \quad (21)$$

$$\ddot{Y}_i = -\omega^2 \cos \omega t_i \sqrt{l^2 + r^2 + 2lr \cos \beta_1} \tag{22}$$

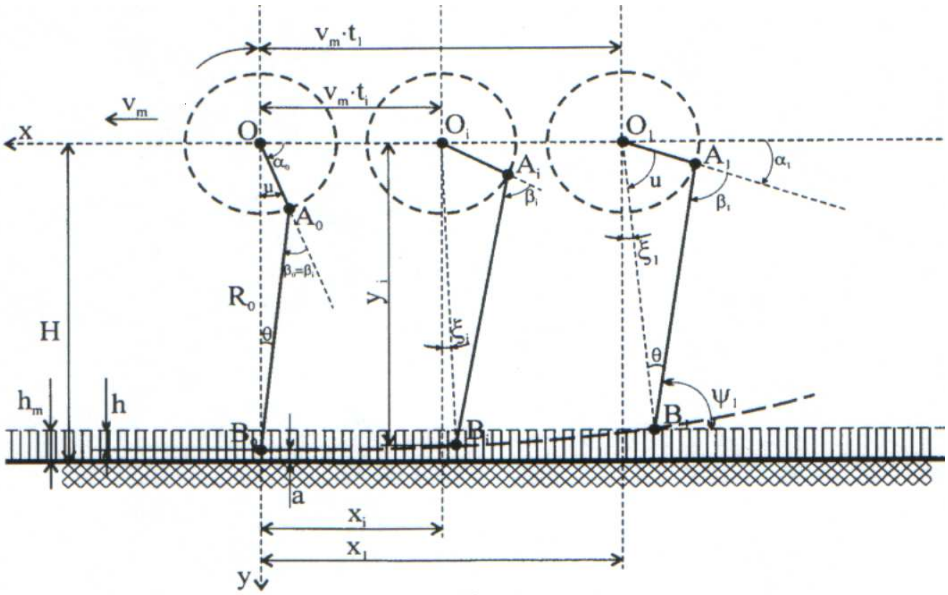


Fig. 3 -The drum type pick up with the elastic fingers which are hinged to the first half of in the phasa II of working / *Dispozitivul de tip tobă cu degete elastice rabatabile aflată la prima jumătate a fazei a II-a de lucru*.

B_1 point coordinates corresponding elastic fingers when entering stubble are:

Coordonatele punctului B_1 corespunzător momentului pătrunderii degetelor elastice în mirişte sunt:

$$X_1 = - v_m t_1 + R_1 \sin \omega t_1 \tag{23}$$

$$Y_1 = R_1 \cos \omega t_1 \tag{24}$$

where:

unde:

$$t_1 = - \frac{\xi_1}{\omega} \tag{25}$$

From fig. 3 follows:

Din fig. 3 rezultă:

$$u = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 = \frac{\pi}{2} - \xi_1 - \alpha_1 \tag{26}$$

where:

de unde:

$$\xi_1 = \alpha_0 - \alpha_1 \tag{27}$$

Taking into account the relations (5) and (27), relations (23) and (24) can be written:

Ținând cont de relațiile (5) şi (27), relațiile (23) şi (24) se pot scrie:

$$X_1 = - \frac{v_m(\alpha_0 - \alpha_1)}{\omega} - \sin(\alpha_0 - \alpha_1)\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr \cos \beta_1} \tag{28}$$

$$Y_1 = \cos(\alpha_0 - \alpha_1)\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr \cos \beta_1} \tag{29}$$

Current coordinates (2), (3) of fingertips on a bar loaded port fingers behind the angle $\delta = \frac{2\pi}{z}$ where z is the number of bars in the drum when passing through the cluster area will be:

Coordonatele curente (2), (3) ale vârfurilor degetelor de pe o bară port-degete decalată în urmă cu unghiul δ unde $\delta = \frac{2\pi}{z}$ în care z reprezintă numărul de bare de la tobă, la trecerea prin zona de aglomerare vor fi:

$$X_b = v_m t_b + R_1 \sin \omega t_b \tag{30}$$

$$Y_b = R_1 \cos \omega t_b \tag{31}$$

where:

în care:

$$\omega t_b = \delta - \xi_1$$

$$t_b = \frac{\delta - \xi_1}{\omega}$$

The point of entry into the stubble of spring fingers on the bar is characterized by the following coordinates:

Poziția punctului de intrare în mirişte a degetelor elastice de pe această bară este caracterizată de următoarele coordonate:

$$X_{b1} = v_m \frac{\delta - \alpha_0 + \alpha_1}{\omega} + \sin(\delta - \alpha_0 + \alpha_1)\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} \quad (32)$$

$$Y_{b1} = \cos(\delta - \alpha_0 + \alpha_1)\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1} \quad (33)$$

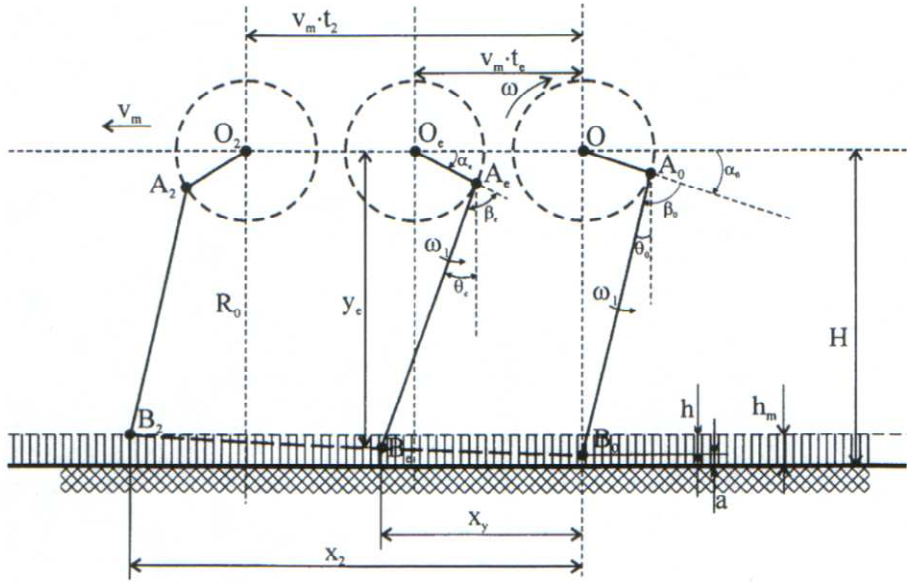


Fig. 4 -The drum type pick up with the elastic fingers which are hinged to the second half of the phasa II of working /
Dispozitivul de tip tobă cu degete elastice rabatabile aflată la a doua jumătate a fazei a II-a de lucru

Once you have passed your fingertips elastic vertical axis starts pushing the feed material surface stubble. The movement of material compaction is done under freely in the open, like stacking the rick of fibrous.

In this area, bars port fingers acquires additional rotation in the opposite direction of rotation of the drum. It is considered that this rotation with angular speed runs $\omega_1 = const$.

Current coordinates of the trajectory described by fingertips while driving along the arc of the curve $B_0 - B_2$ are:

După ce vârful degetelor elastice au trecut de axa verticală, începe zona de împingere a materialului furajer pe suprafața mirştei. Procesul de deplasare a materialului se realizează în regim de compactare liberă în spațiu deschis, asemănător cu procesul de stivuire în şiră a materialelor fibroase

În această zonă, barele port-degete capătă o mişcare de rotație suplimentară în sens invers sensului de rotație al tobei. Se consideră că această mişcare de rotație se execută cu viteza unghiulară $\omega_1 = const$.

Coordonatele curente ale traiectoriei descrisă de vârfurile degetelor în timpul deplasării de-a lungul arcului de curbă $B_0 - B_2$ sunt:

$$X_e = v_m t_e - r\cos\alpha_e + l\sin\theta_e \quad (34)$$

$$Y_e = r\sin\alpha_e + l\cos\theta_e \quad (35)$$

where:
t_e - time to move to the origin of the axes XOY, where $t_0 = 0$;
α_e the angle between the radius rod holders fingers position the horizontal axis;
θ_e the angle formed by the vertical elastic fingers.

Depending on the initial position, characterized by angles α_0 and θ_0 write:

unde:
t_e – timpul de mişcare față de originea sistemului de axe XOY, unde $t_0 = 0$;
α_e unghiul format de raza de poziție a barei port-degete cu axa orizontală;
θ_e unghiul format de degetele elastice cu axa verticală.

În funcție de pozițiile inițiale, caracterizate prin unghiurile α_0 şi θ_0 se pot scrie:

$$\alpha_e = \alpha_0 + \omega_1 t_e \quad (36)$$

$$\theta_e = \theta_0 + \omega t_e - \omega_1 t_e \quad (37)$$

From fig. 4 follows:

Din fig. 4 rezultă:

$$\theta_0 = \alpha_0 + \beta_0 - \frac{\pi}{2} \tag{38}$$

So the current position angle elastic fingers:

deci unghiul de poziție curent al degetelor elastice:

$$\theta_e = \alpha_0 + \beta_0 - \frac{\pi}{2} + t_e(\omega - \omega_1) \tag{39}$$

With these equations (34) and (35) become:

Cu acestea ecuațiile (34) şi (35) devin:

$$X_e = v_m t_e - r\cos(\alpha_0 + \omega t_e) + l\cos[\alpha_0 + \beta_0 + t_e(\omega - \omega_1)] \tag{40}$$

$$Y_e = r\sin(\alpha_0 + \omega t_e) + l\sin[\alpha_0 + \beta_0 + t_e(\omega - \omega_1)] \tag{41}$$

Speed and acceleration components in the two directions as in (27) are:

Componentele vitezei şi accelerației pe cele două direcții conform (27) sunt:

$$\dot{X}_e = v_m + r\omega\sin(\alpha_0 + \omega t_e) - l(\omega - \omega_1)\sin[\alpha_0 + \beta_0 + t_e(\omega - \omega_1)] \tag{42}$$

$$\dot{Y}_e = r\omega\cos(\alpha_0 + \omega t_e) + l(\omega - \omega_1)\cos[\alpha_0 + \beta_0 + t_e(\omega - \omega_1)] \tag{43}$$

$$\ddot{X}_e = r\omega^2\cos(\alpha_0 + \omega t_e) - l(\omega - \omega_1)^2\cos[\alpha_0 + \beta_0 + t_e(\omega - \omega_1)] \tag{44}$$

$$\ddot{Y}_e = -r\omega^2\sin(\alpha_0 - \omega t_e) - l(\omega - \omega_1)^2\sin[\alpha_0 + \beta_0 + t_e(\omega - \omega_1)] \tag{45}$$

The total length of phase Rake is the combined length of two areas:

Lungimea totală a fazei de greblare reprezintă suma lungimilor celor două zone:

$$X_T = |X_1| + |X_2| \tag{46}$$

unde:
X_1- reprezintă distanța de la axa OY până la locul de pătrundere a degetelor în mirişte, punctul B_1 (fig.3) din care se calculează cu relația (28);
X_2 – reprezintă distanța de la axa OY până la locul de ieşire a degetelor elastice din mirişte, punctul B_2 fig.4. şi se calculează cu relația:

unde:
X_1- reprezintă distanța de la axa OY până la locul de pătrundere a degetelor în mirişte, punctul B_1 (fig.3) din care se calculează cu relația (28);
X_2 – reprezintă distanța de la axa OY până la locul de ieşire a degetelor elastice din mirişte, punctul B_2 fig.4. şi se calculează cu relația:

$$X_2 = v_m t_2 - r\cos(\alpha_0 + \omega t_2) + l\cos[\alpha_0 + \beta_0 + t\ (\omega - \omega_1)] \tag{47}$$

where: t_2 - it is time to rotate the bars port fingers in position A_0 A_2 fig. 4 position.

unde: t_2 – este timpul de rotire a bărei port-degete din poziția A_0 în poziția A_2 fig. 4.

$$t_2 = \frac{\alpha_2 - \alpha_0}{\omega} \tag{48}$$

relation (47) can be written:

relația (47) se mai poate scrie:

$$X_2 = v_m \frac{\alpha_2 - \alpha_0}{\omega} - r\cos\alpha_2 + l\cos\left[\alpha_0 + \beta_0 + \frac{\alpha_2 - \alpha_0}{\omega}(\omega - \omega_1)\right] \tag{49}$$

These values given in equation (46) leads to:

Aceste valori întroduse în ecuația (46) conduc la:

$$X_T = \left|-v_m\frac{\alpha_0 - \alpha_1}{\omega} - \sin(\alpha_0 - \alpha_1)\sqrt{l^2 + r^2 + 2lr\cos\beta_1}\right| + \left|v_m\frac{\alpha_2 - \alpha_0}{\omega} - r\cos\alpha_2 + l\cos\left[\alpha_0 + \beta_0 + \frac{\alpha_2 - \alpha_0}{\omega}(\omega - \omega_1)\right]\right| \tag{50}$$

Prerequisite to stay not work surfaces our fingers past the elastic of drum, that will not remain areas we raked the places Meadow enters the elastic finger on a bar does not exceed the output of stubble instead of finger previous bar:

Condiția esențială ca să nu rămână suprafețe de lucru ne-trecute de degetele elastice ale tobei, adică să nu rămână zone ne-greblate este necesar ca locul de pătrundere în mirişte a degetelor elastice de pe o bară să nu depăşească locul de ieşire din mirişte a degetelor barei anterioare:

$$X_{1b} \leq X_{2a} \tag{51}$$

where:
X_{1b} - distance from the axis OY up at the bar finger input current;
X_{2a} - distance from OY axis to place the fingers out of the

unde:
X_{1b} – distanța de la axa OY până la locul de intrare a degetelor barei curente;
X_{2a} – distanța de la axa OY până la locul de ieşire din

stubble under the previous bar.

From relations (32), (49) and (51) follows:

mirişte a degetelor aflate pe bara anterioară.

Din relațiile (32), (49) şi (51) rezultă:

$$v_m \frac{\delta-\alpha_0+\alpha_1}{\omega}+\sin(\delta-\alpha_0+\alpha_1)\sqrt{l^2+r^2+2lr\cos\beta_1} \le v_m \frac{\alpha_2-\alpha_0}{\omega}-r\cos\alpha_2+ l\cos\left[\alpha_0+\beta_0+(\alpha_2-\alpha_0)\frac{1-\omega_1}{\omega}\right] \quad (52)$$

For a given value of the ratio of angular velocity chosen bar port fingers drum angular velocity we can write:

Pentru o anumită valoare aleasă a raportului dintre viteza unghiulară a barei port-degete şi viteza unghiulară a tobei putem scrie:

$$c = \frac{\omega_1}{\omega} \quad (53)$$

provided to ensure continuity elastic finger raking surface becomes:

condiția de asigurare a continuității suprafețelor greblate de degetele elastice devine:

$$\omega \ge \frac{v_m(\delta+\alpha_1-\alpha_2)}{l\cos[\alpha_0+\beta_0+(\alpha_2-\alpha_0)(1-c)]-r\cos\alpha_2-\sin(\delta-\alpha_0+\alpha_1)\sqrt{l^2+r^2+2lr\cos\beta_1}} \quad (54)$$

If c = 1, the angular velocity of the bar port fingers is equal to the angular velocity of the drum, the direction to the surface fingers will remain constant over the entire range of push feed material, which means that your fingers will exercise action of pushing the plan furrow.

A value of c > 1, it is useful as would occur on fingers slip elastic material feed.

The relation (54) correlated the main structural and functional parameters of elastic fingers collapsible drum parameters of feed material layer. In terms of working capacity drum with fingers Elastic particular importance is the length rake phase whose value is influenced by many factors, such as stubble height, diameter drum, finger length elastic angular velocity of rotation of the drum, height protection zone, etc.

Dacă c = 1, viteza unghiulară a barei port-degete este egală cu viteza unghiulară a tobei, direcția degetelor față de suprafața solului va rămâne constantă de-a lungul întregii zone de împingere a materialului furajer, ceea ce înseamnă că, degetele vor exercita o acțiune de împingere în planul brazdei.

O valoare a raportului c > 1, nu este utilă întrucât ar avea loc alunecarea materialului furajer de pe degetele elastice.

Relația (54) corelează principalii parametri constructivi şi funcționali ai tobei cu degete elastice rabatabili cu parametrii de stare ai stratului de material furajer. Din punct de vedere al capacității de lucru a tobei cu degete elastice de o deosebită importanță este lungimea fazei de greblare a cărei valoare este influențată de o multitudine de factori, cum ar fi: înălțimea mirişti, diametrul tobei, lungimea degetelor elastice, viteza unghiulară de rotire a tobei, înălțimea zonei de protecție, etc.

CONCLUSIONS

Due to operational deficiencies found in the work done by lifting drums swath feed retractable elastic fibers fingers we conducted a series of theoretical and experimental research that led to address these deficiencies and improving workflow, reducing losses the feed material. Among these achievements we can mention the following:

1. reduction of losses caused by finger tapping feed through their rotation so their entry into the furrow to furrow and do not prick method of striking;
2. reduce feed material loss caused by poor performance stubble greblării finger in this case to find a technical solution to keep the rake finger by turning it successively in two different directions in stubble longer time, ie increased effective length of a finger rake stubble;
3. reduction in feed material furrow compaction phase rake fingers through vertical downwards inclination slight stretch back to the direction of travel of the vehicle;
4. achieve a smooth and compact travel fibrous feed material to the feeder without diffuse or crowded, reducing shock or vibration producing equipment in operation.

CONCLUZII

Datorită unor deficiențe de funcționare constatate în procesul de lucru efectuat de către tobele de ridicare din brazdă a furajelor fibroase cu degete elastice retractabile am realizat o serie de cercetări teoretice şi experimentale, care au condus la soluționarea acestor deficiențe şi îmbunătățirea procesului de lucru, reducând pierderile de material furajer. Printre aceste realizări putem enumera următoarele:

1. reducerea pierderilor cauzate de lovirea furajelor de către deget, prin rotirea ale acestora astfel încât la intrarea lor în brazdă să se facă prin înțeparea brazdei şi nu prin metoda de lovire;
2. reducerea pierderilor de material furajer cauzate de efectuarea greblării mirişteі defectuoase a degetului, în acest caz s-a găsit o soluție tehnică de menținere a degetului de greblare, prin rotirea lui succesivă în două direcții diferite, în mirişte o perioadă mai îndelungată de timp, adică s-a mărit lungimea efectivă de greblare a unui deget în mirişte;
3. reducerea compactării brazdei de material furajer în faza de greblare prin rabaterea uşoară a degetelor elastice înapoi față de direcția de deplasare a maşinii;
4. realizarea unei deplasări line şi compactă a materialului furajer fibros către dispozitivul de alimentare fără a fi răsfirată sau aglomerată, reducând producerea şocurilor sau a vibrațiilor în exploatarea utilajului.

REFERENCES

[1]. Bara V et al (1970) - *'Driver tutors Agricultural,* Ceres Publishing House, Bucharest;
[2]. Borugă I., Farcaş N., Blîndu E.S. (2005) - *Mechanization of Agriculture*, University Publishing House, Bucharest;
[3]. Krasnicenko A. (1964) - *Handbook manufacturer of agricultural machinery*, Technical Publishing House, Bucharest;
[4]. Mihaiu I., Drocaş I., Molnar A. (2003) - *Setting agricultural machinery,* Risoprint Publishing House, Cluj-Napoca;
[5]. Neculăiasa, V.; Dănilă, I. (1995) – *Work Processes and agricultural machinery harvesters*, Editura A92, Iaşi.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Bara, V ş.a.(1970) - *Indrumătorul Mecanicului Agricol*, Ed. Ceres, Bucureşti;
[2]. Borugă I., Farcaş N., Blîndu E.S. (2005) – *Mecanizarea agriculturii*, Editura Cartea Universitară, Bucureşti;
[3]. Krasnicenko, A. (1964) - *Manualul constructorului de maşini agricole,* Editura Tehnică, Bucureşti;
[4]. Mihaiu I., Drocaş I., Molnar A. (2003) – *Reglarea maşinilor agricole*, Editura Risoprint, Cluj –Napoca;
[5]. Neculăiasa, V.; Dănilă, I. (1995) - *Procese de lucru şi maşini agricole de recoltat*, Editura A92, Iaşi.

[6]. Szendro P., Lengyel A., Laszlo A., Patay I., Jori J.I., Fodor D., Csizmazia Z., Szule Z., Lang Z., Nemenyi M., Gyorfi G., Horvath B., Szabo G., Takatsy T. Wachtler I., Vermes P. (2003) - *Mechanics*, Agricultural Publishing House, Budapest.

[6]. Szendro P., Lengyel A., Laszlo A., Patay I., Jori J.I., Fodor D., Csizmazia Z., Szule Z., Lang Z., Nemenyi M., Gyorfi G., Horvath B., Szabo G., Takatsy T. Wachtler I., Vermes P. (2003) – *Mecanică*, Editura Agricultura, Budapesta.

SOME PHYSICAL PROPERTIES OF "BALO" BELL PEPPER IN THREE HARVEST TIME FOR SORTING MACHINE DESIGN
/
SINIFLANDIRMA MAKINASI TASARIMI İÇİN ÜÇ FARKLI HASAT ZAMANINDA"BALO" DOLMALIK BİBERİN BAZI FİZİKSEL ÖZELLIKLERİ

Ph.D. Kabas O., Prof. OZMERZI A.
Batı Akdeniz Agricultural Research Institute, Antalya/Turkey
Tel: +90362 3121919/1411; E-mail: mustafa.saglam@omu.edu.tr
(Department of Soil Science and Plant Nutrition, Agricultural Faculty, Ondokuz Mayis University, Samsun-Turkey)

Abstract: *A specific knowledge of the "Balo" pepper physical properties such as linear dimensions, shapes, porosity, volume, density, coefficient of static friction etc. and the differences between the physical properties of fruit is necessary to design of pepper processing equipment.*

In this research, several physical properties of "Balo" pepper cultivars grown in the Antalya region were determined in three harvest times. In three harvest period (October, February and June), the linear dimensions were found 80.85, 76.73 and 75.73 mm in length, 63.98, 62.77, 67.60 mm in width, and 60.61, 59.94, 62.96 mm in thickness, respectively. The geometric mean diameters were found 65.53, 65.70, 68.27 mm and sphericity values were found 0.84, 0.86 and 0.91 in three harvest time, respectively. The mass of fruit increased from 70.67 to 81.89 g in harvest period. The surface and projected area, volume were determined 143.58, 136.22 and 138.60 cm^2, 27.42, 24.16, 16.68 cm^2 in x axis, 19.32, 18.09, 21.68 cm^2 in y axis and 134.04, 129.72, 140.53 cm^3, respectively. The fruit density, bulk density and porosity varied from 0.62 to 0.51 g/cm^3, 0.30 to 0.27 g/cm^3, and 49.90 to 37.52 respectively for the different harvest periods.

Keywords: *physical properties, bell pepper, sorting, harvest time, design*

Özet: *Meyvenin fiziksel özellikleri arasındaki farklılıklar, statik sürtünme katsayısı, doğrusal boyutlar, şekil, boşluk oranı, hacim ve yoğunluk gibi" Balo" dolmalık biberin fiziksel özelliklerinin belirlenmesi bu ürünü işlemek için gerekli olan ekipmanların tasarımı için gereklidir.*

Bu çalışmada Antalya bölgesinde yetişen "balo" dolmalık biberin üç farklı hasat zamanında birçok fiziksel özellikleri belirlenmiştir.Üç hasat zamanında (Ekim, Şubat, Haziran), doğrusal boyut olarak sırasınyla uzunluk 80,85, 76,73 ve 75,73 mm, genişlik 63,98, 62,77, 67,60 mm ve kalınlık 60,61, 59,94, 62,96 mm bulunmuştur. Geometrik ortalama çapları 65,53, 65,70, 68,27 mm ve küresellik değerleri sırasıyla, üç hasat zamanında 0,84, 0,86 ve 0,91 bulunmuştur Meyve kütlesi hasat döneminde 70,67'den 81,89 g'a yükselmiştir. Yüzey ve izdüşüm alanı ve hacim sırasıyla 143,58, 136,22 ve 138,60 cm^2, 27,42, 24,16, 16,68 cm^2 x ekseninde, 19,32, 18,09, 21,68 cm^2 ^{y} ekseninde ve 134,04, 129,72 ve 140,53 cm^3 belirlendi. Meyve özgül ağırlığı, yığın hacim ağırlığı ve gözeneklilik farklı hasat zamanları içinde sırasıyla 0,62 ile 0,51 g/cm^3 0,30 ile 0,27 g/cm^3 ve 49,90 ile 37,52 arasında değişmektedir.

Anahtar Kelimeler: *fiziksel özellikler, dolmalık biber, sınflandırma, hasat zamanı, tasarım*

INTRODUCTION

Information regarding the physical properties of "Balo" bell pepper is very important in the design of equipment's for harvesting, transporting, cleaning, separating, packing, storing and processing it into different foods. Since currently used systems have been designed without taking these criteria into consideration, the resulting designs lead to inadequate applications. These cases result in a reduction in work efficiency and an increase in product losses.

Therefore, determination and consideration of these properties play an important role in designing these equipment's [1].

The function of many types of machines is influenced decisively by the size and shape of the fruit participating. Size, shape, projected area and porosity of the fruit is the most important for packing, packed dimension etc.

The volume and density of the fruits play an important role in numerous technological processes and in the evaluation of product quality.

Many studies have been reported on the physical properties of fruits, grains and seeds, such as Juniperus drupacea fruits [2], bambara groundnuts [3], hackberry [4], apricot pit [5] and white lupin [6].

The objectives of this study were:

• To determine the physical properties of "Balo" bell pepper grown in greenhouses in Turkey.

• To investigate the effects of harvest period on physical properties of the fruit, such as fruit dimensions, volume,

GİRİŞ

"Balo" biberin fiziksel özellikleri ile ilgili veriler, hasat, taşıma, temizleme, ayırma, paketleme, depolama ve farklı ürünler içinde işleme için ekipmanların tasarımı çok önemlidir. Şu anda kullanılan sistemler bu özellikler göz önüne alınmadan dizayn edildiği için ortaya çıkan birçok gereksik uygulamalar vardır. Bu durumlarda çalışma verimlilikte azalmaya ve ürün kaybında bir artışa yol açar.

Bu nedenle, bu özelliklerin belirlenmesi ve göz önüne alınması bu ekipmanların tasarımında önemli bir rol oynamaktadır [1].

Makinelerin çok çeşitli fonksiyonların çalışması meyvenin şeklinden ve boyutlarından etkilenir. Meyvenin boyutları, şekli, izdüşüm alanı ve boşluk oranı paketşeme ve pakat boyutlarının belirlenmesi için oldukça önemlidir.

Meyvenin hacmi ve özgül ağırlığı sayısız teknolojik süreçlerin ve ürün kalitesinin değerlendirilmesinde çok önemli rol oynamaktadır.

Meyve, tahıl ve tohumların fiziksel özelliklerinin belirlenmesi üzerinde birçok çalışma yapılmıştır, örneğin Frenk inciri meyvesi [2] Bambara yerfıstığı [3], çitlembik [4], kayısı [5] ve beyaz bakla [6] üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı:

• Türkiye'de seralardaki yetiştirilen "Balo" dolmalık biberin fiziksel özelliklerini belirlemek.

• Hasat döneminin fiziksel meyve boyutları gibi meyve özellikleri, hacmi, yüzey alanı, projeksiyon alanı,

surface area, projected area, mass, fruit density.

MATERIAL and METHOD

In this study, the "Balo" bell pepper used were harvested from the village of Kayaburnu's greenhouse near Antalya, Turkey in three harvest period (October, February and June). The fruits were transported, individually, in cooled bags, and cleaned in an air stream cleaner to remove all foreign matter such as dust, dirt and chaff as well as immature and damaged fruits. Finally, the fruits were stored in a refrigerator until the physical properties were determined. Moisture contents of the fruits were determined by using a standard method [7].

The physical properties were determined by the following methods: Linear dimensions, i.e. length (L), width (W) and thickness (T), were measured by using a digital caliper with a sensitivity of 0.01 mm.

Geometric mean diameter (Dg), sphericity (Φ) and surface areas (S) were calculated by using the following equations:

kütle, meyve yoğunluğu üzerine etkilerini araştırmak.

MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada üç farklı hasat döneminde (Ekim, Şubat, Haziran) Kayaburnu, Antalya, Turkiyede bulunan seradan "Balo" dolmalık biberleri hasat edilmiştir. Soğuk ortamda denemenin yapılacağı yere taşınmış, içerisinden fazla olgunlaşan ve çürüyen materyal ayıklanmış ve hava kullanılarak yabancı materyallerden, toz ve kirden temizlenmişlerdir. Denemeler yapılana kadar buzdolabında muhafaza edilmiştir. Nem içeriği standart method kullanılarak belirlenmiştir [7]

Fiziksel özellikler aşağıdaki yöntemlerle tespit edilmiştir: Doğrusal boyutları, yani uzunluğu (L), genişlik (W) ve kalınlığı (T), 0,01 mm'lik bir hassasiyete sahip bir dijital kumpas kullanılarak ölçüldü.

Geometrik ortalama çap (Dg), küresellik (Φ) ve yüzey alanı (S) aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanmıştır:

$$D_g = (LD^2)^{1/3} \quad (1)$$

$$\Phi = \frac{D_g}{L} \times 100 \quad (2)$$

$$S = \pi D_g^2 \quad (3)$$

where L is the length, D is diameter of the fruit in mm. These equations may be found in the works [3], [4], [8], [9].

Fruit mass (M) was measured by using a digital balance with a sensitivity of 0.001 g. The fruit mass determined on 100 randomly selected fruits and averaged. Fruit volume (V) and fruit density (ρ_t) were measured by the liquid displacement method. Toluene (C_7H_8) was used, because it was not absorbed by the fruits [8], [9].

Bulk density (ρ_b) was determined with a weight per hectolitre tester, which has calibrated in kilogram per hectolitre. Porosity (ε) was calculated by using the following equation [8], [9], [10].

Burada, mm olarak L uzunluk, D çaptır. Bu eşitlikler çeşitli çalışmalarda kullanılmıştır. [3], [4], [8], [9].

Meyva ağırlığı 0.002 g hassasiyete sahip elektronik tartı ile rastagele seçilem 100 meyvede ölçülmüştür. Meyve hacmi ve meyve özgül ağırlığı taşırma metodu ile ölçülmüştür. Meyve tarafından absoebe edilmesi daha zor olduğu için sıvı olarak toluen (C_7H_8) kullanılmıştır [8], [9].

Yığın hacim ağırlığı hektolitre kullanılarak belirlenmiştir. Boşluk oranı aşağıda verilen eşitlik kullanılarak belirlenmiştir [8], [9], [10].

$$\varepsilon = \frac{(\rho_t - \rho_b)}{\rho_t} \times 100 \quad (4)$$

where ρ_b is the bulk density and ρ_t is the fruit density. Projected area (P) was determined from the pictures of bell pepper which were taken by a digital camera (Kodak DC 5000), in comparison with the reference area to the sample area using the Sigma Scan Pro 5 programme [11].

All the physical properties were investigated by three replications with 100 determinations. Mean values were represented by the standard error.

Variance analysis was made for all the results for three harvest time The differences between the means were evaluated by using the Duncan's test at 1% or 5% significance levels.

RESULTS

Physical properties of "Balo" bell pepper at different harvest period and their relationships are given in Tables 1, 2, 3 and 4. The physical properties were found to be statistically significant at different probability levels, with the exception of Thickness, volume and porosity.

The length, width, surface area, mass, sphericity, geometric mean diameter, projected area in x and y axis, fruit and bulk density was found to be different on the harvest time.

Burada ρ_b, yığın hacim ağırlığı, and ρ_t ise meyve özgül ağırlığıdır İzdüşüm alanı dolmalık biberlerin resimleri dijital kamera (Kodak DC 5000) ile çekilmiş örnek yüzeyine çizilen bir referans alanla Sigma Scan Pro 5 programı kullanılarak belirlenmiştir [11].

Tüm fiziksel özellik değerleri üç tekerrürlü olarak 100 meyvede yapılmıştır. Ortalam değerler standart hata ile gösterilmiştir.

Varyans analizi her sonuş için üç farklı hasat zamanına uygulanmıştır. Ortalamalar arasındaki farklılıklar Duncan testi ile % 1ve % 5 önemlilik düzeylerinde saptanmıştır.

SONUÇLAR

"Balo" dolmalık biberin farklı hasat zamanlarında fiziksel özellikleri ve birbiri ile olan ilişkileri Tablo 1, 2, 3 ve 4'de verilmiştir.Kalınlık, hacim ve boşluk oranı dışındaki fiziksel özellikler ististiksel olarak farklı bulunmuştur.

Uzunluk, genişlik, yüzey alanı kütle kürsellik, geometrik ortalam çap, X ve Y eksenindeki izdüşüm alanları, meyve özgül ve yığın hacim ağırlığı hasat zamanına bağlı olarak istatistiksel olarak farklı bulunmuştur.

Table 1 / *Tablo 1*

Physical properties of "Balo" bell pepper on October / *Ekim de "Balo" dolmalık biberin fiziksel özellikleri*

	October / *Ekim*		
	Minimum / *En az*	**Maximum / *En çok***	**Mean / *Ortalama***
Length / *Uzunluk* (mm)	68.34 / *68,34*	97.57 / *97,57*	80.85±1.23 / *80,85±1,23*
Width / *Genişlik* (mm)	55.14 / *55,14*	78.41 / *78,41*	63.98±0.81 / *63,98±0,81*
Thickness / *Kalınlık* (mm)	52.23 / *52,23*	74.64 / *74,64*	60.61±0.73 / *60,61±0,73*
Geometric mean diameter / *Ortalama geometrik çap* (mm)	59.25 / *59,25*	76.39 / *76,39*	65.53±0.59 / *65,53±0,59*
Sphericity / *Küresellik*	0.74 / *0,74*	0.93 / *0,93*	0.84±0.01 / *0.84±0,01*
Surface area / *Yüzey alanı* (cm^2)	114.09 / *114,09*	177.58 / *177,58*	143.58±2.33 / *143,58±2,33*
Mass / *Kütle* (g)	57.91 / *57,91*	108.80 / *108,80*	81.89±1.72 / *81,89±1,72*
Volume / *Hacim* (cm^3)	92.86 / *92,86*	188.08 / *188,08*	134.04±3.08 / *134,04±3,08*
Fruit density / *Özgül ağırlık* (g/cm^3)	0.41 / *0,41*	0.86 / *0,86*	0.62±0.02 / *0,62±0,02*
Bulk density / *Hacim ağırlık* (g/cm^3)	0.20 / *0,20*	0.37 / *0,37*	0.30±0.01 / *0,30±0,01*
Porosity / *Boşluk oranı*	31.455 / *331,455*	69.273 / *69,273*	49.90±2.66 / *49,90±2,66*
Projected area / *İz düşüm alanı*			
x axis / *x düzlemi* (cm^2)	22.77 / *22,77*	32.45 / *32,45*	27.42±0.41 / *27,42±0,41*
y axis / y *düzlemi* (cm^2)	14.92 / *14,92*	27.41 / *27,41*	19.32±0.40 / *19,32±0,40*

Table 2 / *Tablo 2*

Physical properties of "Balo" bell pepper on February / *Şubat ta "Balo" dolmalık biberin fiziksel özellikleri*

	February / *Şubat*		
	Minimum / *En az*	**Maximum / *En çok***	**Mean / *Ortalama***
Length / *Uzunluk* (mm)	58.06 / *58,06*	96.80 / 96,80	76.73±1.04 / *76,73±1,04*
Width / *Genişlik* (mm)	65.28 / *65,28*	72.38 / 72,38	62.77±0.65 / *62,77±0,65*
Thickness / *Kalınlık* (mm)	63.29 / *63,29*	68.71 / 68,71	59.94±0.68 / *59,94±0,68*
Geometric mean diameter / *Ortalama geometrik çap* (mm)	56.39 / *56,39*	78.09 / 78,09	65.70±0.60 / *65,70±0,60*
Sphericity / *Küresellik*	0.69 / *0,69*	1.01 / 1,01	0.86±0.01 / *0,86±0,01*
Surface area / *Yüzey alanı* (cm^2)	99.94 / *99,94*	170.25 / 170,25	136.22±2.49 / *136,22±2,49*
Mass / *Kütle* (g)	53.98 / *53,98*	127.53 / 127,53	80.58±1.96 / *80,58±1,96*
Volume / *Hacim* (cm^3)	75.11 / *75,11*	180.75 / 180,75	129.72±3.86 / *129,72±3,86*
Fruit density / *Özgül ağırlık* (g/cm^3)	0.46 / *0,46*	0.852 / 0,852	0.64±0.01 / *0,64±0,01*
Bulk density / *Hacim ağırlık* (g/cm^3)	0.20 / *0,20*	0.36 / 0,36	0.27±0.01 / *0,27±0,01*
Porosity / *Boşluk oranı*	34.53 / *34,53*	76.08 / 76,08	57.57±1.37 / *57,57±1,37*
Projected area / *İz düşüm alanı*			
x axis / *x düzlemi* (cm^2)	17.71 / *17,71*	30.80 / 30,80	24.16±0.41 / *24,16±0,41*
y axis / *y düzlemi* (cm^2)	12.96 / *12,96*	24.93 / 24,93	18.09±0.31 / *18,09±0,31*

Table 3 / *Tablo 3*

Physical properties of "Balo" bell pepper on June / *Haziran da "Balo" dolmalık biberin fiziksel özellikleri*

	June / Haziran		
	Minimum / En az	**Maximum / En çok**	**Mean / Ortalama**
Length / *Uzunluk* (mm)	59.64 / *59,64*	87.57 / *87,57*	75.73±0.11 / *75,73±0,11*
Width / *Genişlik* (mm)	56.83 / *56,83*	77.88 / *77,88*	67.60±1.68 / *67,60±1,68*
Thickness / *Kalınlık* (mm)	36.60 / *36,60*	71.44 / *71,44*	62.96±0.08 / *62,96±0,08*
Geometric mean diameter / *Ortalama geometrik çap* (mm)	49.68 / *49,68*	78.35 / *78,35*	68.27±0.75 / *68,27±0,75*
Sphericity / *Küresellik*	0.71 / *0,71*	1.07 / *1,07*	0.91±0.01 / *0,91±0,01*
Surface area / *Yüzey alanı* (cm^2)	92.16 / *92,16*	173.77 / *173,77*	138.60±2.37 / *138,60±2,37*
Mass / *Kütle* (g)	41.10 / *41,10*	102.99 / *102,99*	70.67±1.35 / *70,67±1,35*
Volume / *Hacim* (cm^3)	60.03 / *60,03*	201.88 / *201,88*	140.53±3.45 / *140,53±3,45*
Fruit density / *Özgül ağırlık* (g/cm^3)	0.35 / *0,35*	0.97 / *0,97*	0.51±0.01 / *0,51±0,01*
Bulk density / *Hacim ağırlık* (g/cm^3)	0.20 / *0,20*	0.39 / *0,39*	0.32±0.01 / *0,32±0,01*
Porosity / *Boşluk oranı*	19.63 / *19,63*	63.72 / *63,72*	37.52±0.85 / *37,52±0,85*
Projected area / *İz düşüm alanı*			
x axis / *x düzlemi* (cm^2)	11.97 / *11,97*	21.22 / *21,22*	16.68±0.32 / *16,68±0,32*
y axis / *y düzlemi* (cm^2)	17.06 / *17,06*	27.35 / *27,35*	21.68±0.27 / *21,68±0,27*

Table 1, 2 and 3 shows that physical properties of "Balo" bell pepper were found different each others in three harvest time period. While mean fruit length, width and thickness are 80.85, 63.98, 59.94 mm on October harvest time, 76.73, 62.77, 59.94 mm on February harvest time, 75.73, 67.60, 62.96 mm, respectively on June harvest time was found.

Tablo 1, 2 ve 3 de görüldüğü gibi fiziksel özellikler farklı hazat zamanlarında birbirlerinden farklılar göstermiştir. Örneğin sırası ile meyve uzunluğu, genişliği ve kalınlığı ekim hasat zamanında 80.85, 63.98, 59.94 mm iken, 76.73, 62.77, 59.94 mm Şubat hasat zamanında, 75.73, 67.60, 62.96 mm Haziran hasat zamanında bulunmuştur.

Table 4 / *Tablo*

Duncan's test result in three harvest time / *4 Üç farklı hasat dönemi için Duncan test sonuçları*

	October / *Ekim*.	**February / *Şubat***	**June / *Haziran***	**Sign. Level / *Önem seviyesi***
Length / *Uzunluk* (mm)	$80.85±1.23^a$ / *$80,85±1,23^a$*	$76.73±1.04^b$ / *$76,73±1,04^b$*	$75.73±0.11^b$ / *$75,73±0,11^b$*	**
Width / *Genişlik* (mm)	$63.98±0.81^b$ / *$63,98±0,81^b$*	$62.77±0.65^b$ / *$62,77±0,65^b$*	$67.60±1.68^a$ / *$67,60±1,68^a$*	***
Thickness / *Kalınlık* (mm)	60.61±0.73 / *60,61±0,73*	59.94±0.68 / *59,94±0,68*	62.96±0.08 / *62,96±0,08*	ns
Geometric mean diameter / *Ortalama geometrik çap* (mm)	$65.53±0.59^b$ / *$65,53±0,59^b$*	$65.70±0.60^b$ / *$65,70±0,60^b$*	$68.27±0.75^a$ / *$68,27±0,75^a$*	**
Sphericity / *Küresellik*	$0.84±0.01^c$ / *$0,84±0,01^c$*	$0.86±0.01^b$ / *$0,86±0,01^b$*	$0.91±0.01^a$ / *$0,91±0,01^a$*	**
Surface area / *Yüzey alanı* (cm^2)	$143.58±2.33^a$ / *$143,58±2,33^a$*	$136.22±2.49^b$ / *$136,22±2,49^b$*	$138.60±2.37^c$ / *$138,60±2,37^c$*	***
Mass / *Kütle* (g)	$81.89±1.72^a$ / *$81,89±1,72^a$*	$80.58±1.96^a$ / *$80,58±1,96^a$*	$70.67±1.35^b$ / *$70,67±1,35^b$*	***
Volume / *Hacim* (cm^3)	134.04±3.08 / *134,04±3,08*	129.72±3.86 / *129,72±3,86*	140.53±3.45 / *140,53±3,45*	ns
Fruit density / *Özgül ağırlık* (g/cm^3)	$0.62±0.02^a$ / *$0,62±0,02^a$*	$0.64±0.01^a$ / *$0,64±0,01^a$*	$0.51±0.01^b$ / *$0,51±0,01^b$*	***

Bulk density / *Hacim ağırlık* (g/cm^3)	0.30±0.01^b / *0,30±0,01^b*	0.27±0.01^c / *0,27±0,01^c*	0.32±0.01^a / *0,32±0,01^a*	**
Porosity / *Boşluk oranı*	49.90±2.66 / *49,90±2,66*	57.57±1.37 / *57,57±1,37*	37.52±0.85 / *37,52±0,85*	ns
Projected area / *İz düşüm alanı*				
x axis / *x düzlemi* (cm^2)	27.42±0.41^a / *27,42±0,41^a*	24.16±0.41^b / *24,16±0,41^b*	16.68±0.32^c / *16,68±0,32^c*	***
y axis / *y düzlemi* (cm^2)	19.32±0.40^b / *19,32±0,40^b*	18.09±0.31^b / *18,09±0,31^b*	21.68±0.27^a / *21,68±0,27^a*	***

Table 4 shows that the length, width, Geometric mean diameter, sphericity, surface area, mass, fruit and bulk density, and projected area in x and y axis were found to be statistically significant at 1% and 5% probability levels. The thickness, volume and porosity are found to be statistically not-significant.

The physical properties of the “Balo” bell pepper were described in order to better design a specific machine for harvesting and post-harvesting operation. In this study, many properties were determined to be significantly different. Therefore, the differences between the physical properties of fruit must be considered in optimizing “Balo” bell pepper product and post-product mechanization and food processing.

CONCLUSIONS

Several physical properties of “Balo” bell pepper were determined in order to facilitate design of the specific equipment for harvesting, transporting, cleaning, packing, storing etc. processes. The effects of different harvest time on the physical properties of the fruits, such as fruit dimensions, volume, surface area, projected area, mass, fruit density and bulk density were determined. The general calculations, which were presented in the Tables 1, 2, 3 and 4, can be used to determine the relationship between the physical properties. For “Balo” bell pepper, many properties were found to be statistically significant at different probability levels. Therefore, the differences between the physical properties should be considered in bell pepper mechanization and food processing.

REFERENCES

[1]. Sahay K. M., Singh K. K. (1994) - *Unit operations of agricultural processing.* 1st ed. *Vikas Publishing House Pvt. Ltd*., New Delhi, India

[2]. Akinci I., Ozdemir F., Topuz A., Kabas O., Canakci M. (2004) - *Some physical and nutritional properties of Juniperus drupacea fruits*, Journal of Food Engineering, 65, 325–331;

[3]. Baryeh E. A. (2001) - *Physical properties of bambara groundnuts,* Journal of Food Engineering, 47(4), 321–326;

[4]. Demir F., Dogan H., Ozcan M., Haciseferogullari H. (2002) - *Nutritional and physical properties of hackberry (Celtis australis L.),* Journal of Food Engineering, 54, 241–247;

[5]. Gezer I., Haciseferogullari H., Demir F. (2002) - *Some physical properties of Hacihaliloglu apricot pit and its kernel,* Journal of Food Engineering, 56, 49–57;

[6]. Ogut H. (1998) - *Some physical properties of white lupin,* Journal of Agricultural Engineering Research, 56, 273–277;

[7]. USDA (1970) - *Official grain standards of the United States*, US Department of Agricultural Consumer and Marketing Service Grain Division.

[8]. Mohsenin N.N. (1980) - *Physical properties of plant and animal materials,* New York: Gordon and Breach Science Publishers;

[9]. Sitkei G. (1986) - *Mechanic of agricultural materials,*. Budapest: Akademiai Kiado;

[10]. Nimkar M. P., Chattopadhyay K.P. (2001) - *Some physical properties of green gram*, Journal of Agricultural

Tablo 4 de gösterildiği gibi uzunluk, genişlik, geometrik ortalama çap, küresellik, yüzey alanı, kütle, özgül ve yığın hacim ağırlığı ve X-Y düzleminde iz düşüm alanı ortalama değerleri %1 ve %5 önem seviyesinde istatistiksel olarak hasat zamanına göre farklılık göstermiştir. Kalınlık, hacim ve boşluk oranı arasında hazat zamanına göre istatistiksel olarak bir farklılık bulunmamıştır.

"Balo" dolmalık biberin fiziksel özellikleri daha iyi hasat ve hasat sonrası operasyon için daha iyi makinalar tasarlanmak için saptanmıştır. Bu çalışmada, birçok özellik istatistiksel olarak farklılık göstermiştir. Bu nedenle, meyvenin fiziksel özellikleri arasındaki farklılıklar, "Balo" dolmalık biberin hasat ve hasat sonrası mekanizasyon ve gıda işleme makinalarının optimizasyonunda kullanılabilir.

SONUÇLAR

"Balo" dolmalık biberin çeşitli fiziksel özellikleri benzeri süreçler olan depolama, paketleme temizlik, taşıma, hasat için özel ekipman tasarımı kolaylaştırmak için belirlenmiştir. Meyve boyutları, hacmi, yüzey alanı, projeksiyon alanı, kütle, meyve yoğunluğu ve kütle yoğunluğu gibi meyvelerin fiziksel özelliklerine, farklı hasat zamanının etkileri belirlenmiştir. Genel sonuçlar Tablo 1, 2, 3 ve 4 'de sunulmuştur "Balo" dolmalık biberin, birçok özellikleri farklı hasat zamanlarına göre farklı olasılık düzeyinde istatistiksel olarak anlamlı bulunmuştur. Bu nedenle, fiziksel özellikleri arasındaki farklılıklar mekanizasyon ve gıda işleme işlemleri için dikkate alınabilir.

KAYNAKLAR

[1]. Sahay K. M., Singh K. K. (1994) –*Tarımsal işlemlerin birimleri.* 1st ed. *Vikas Publishing House Pvt. Ltd*., New Delhi, India

[2]. Akinci I., Ozdemir F., Topuz A., Kabas O. Canakci M. (2004) – *Frenk incirinin bazı fiziksel ve besinsel özelliklerinin belirlenmesi,.* Journal of Food Engineering, 65, 325–331;

[3]. Baryeh E. A. (2001) – *Bambara yerfıstığının fiziksel özellikleri.* Journal of Food Engineering, 47(4), 321–326;

[4]. Demir F., Dogan H., Ozcan M., Haciseferogullari H. (2002) - *Çitlembiğin fizikzel ve besinsel özelliği* (Celtis australis L.). Journal of Food Engineering, 54, 241–247;

[5]. Gezer I., Haciseferogullari H., Demir F. (2002) - *Hacihaliloglu kayısı ve çekirdeğinin bazı fiziksel özellikleri*. Journal of Food Engineering, 56, 49–57;

[6]. Ogut H. (1998) – *Beyaz baklanın bazı fiziksel özellikleri*. Journal of Agricultural Engineering Research, 56, 273–277;

[7]. USDA (1970) – *Amerika Birleşik Devletlerinin Resmi tahıl standartları.* ABD Tarım Tüketici ve Pazarlama Hizmeti Tahıl Bölümü;

[8]. Mohsenin N. N. (1980) – *Bitkisel ve hayvansal materyallerin fiziksel özellikleri*. New York: Gordon and Breach Science Publishers;

[9]. Sitkei G. (1986) – *Tarımsal materyallerin mekaniği*. Budapest: Akademiai Kiado;

[10]. Nimkar M. P., Chattopadhyay K. P. (2001) – *Yeşil fasulyenin bazı fiziksel özellikleri*. Journal of Agricultural

Engineering Research, 80(2), 183–189;
[11]. Ayata M., Yalcın M., Kirisci V. (1997) - *Evaluation of soiltine interaction by using image processing system*, In National Symposium on Mechanisation In Agriculture (pp. 267–274). Tokat: Turkey.

Engineering Research, 80(2), 183–189;
[11]. Ayata M., Yalcın M., & Kirisci V. (1997) - *Görüntü işleme sistemi kullanarak toprak etkileşiminin değerlendirilmesi.* Tarımsal Mekanizasyon Ulusal Kongresi. (Pp. 267–274). Tokat: Turkey.

RESEARCH REGARDING THE BEHAVIOUR OF THE STIHL BT 121 MOTTO-BORER, EQUIPPED WITH A 150 MM DRILL, FOR DRILLING HOLES FOR PLANTING SAPLINGS
/
CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA MOTOBURGHIULUI STIHL BT 121, ECHIPAT CU UN BURGHIU DE 150 MM DIAMETRU, LA FORAREA GROPILOR DE PLANTAT PUIEȚI

Assoc. prof. Ph.D. Eng. Boja N.[1)], Lect. Ph.D. Eng. Boja F.[1)], Ph.D. Eng. Caba I.[2)], Eng. Gligoraş D.[3)], Prof. Ph.D. Dărău P. A.[1)]

[1)]Vasile Goldiş" Western University of Arad – Faculty of Natural Sciences, Engineering and Informatics / Romania;
[2)]USAMVB Timisoara / Romania; [3)]Regional Development Agency Alba Iulia / Romania
Tel / Fax: 0257.251566, e-mail:bojanicu@yahoo.com

Abstract: *The present research displays the results obtained after the digging of holes for planting saplings in a previously unprepared soil, following the steps to carry them out according to some physical-mechanical properties of the soil. The research was carried out on a horizontal ground in the O.S. Iuliu Moldovan, in two arranged unities (parcels) 31 C and 32 A, in a previously unprepared ground, on two types of soil: gley-soil (the muddy subtype) and alluvial soil (the vertical-gleyed subtype), and in O.S. Radna, u.a. 74, on a brown typically luvic soil, using the Stihl BT 121 motto-borer with a 150 mm drill. The objectives of the research were to make a comparative determination, on different types of soil, of the qualitative parameters, among which the most important ones are: degree of loosening of the soil taken and left in the hole, resistance to penetration, resistance to shearing, timing of drilling holes, degree of scattering of the soil taken out from the hole, degree of evacuation of the soil from the hole, gas consumption for the drilling of the hole, using the Stihl BT 121 motto-borer in order to establish its technical efficiency. In order to observe the influence which the drilling of holes has on its walls, we measured the resistance to penetration and resistance to shearing every 10 cm at a 30cm depth, the proper depth for planting small-sized saplings, on two opposing sides, so that we could get the most probable values of these physical-mechanical properties of the soil. After taking the measures in order to establish the compaction degree of the wall and of the bottom of the hole by the borer in that interval, it was judged that in conditions of normal humidity, if the borers have sharp knives and are well conceived and executed from a technical point of view, there are no big values of the resistance to penetration which could affect the subsequent development of the saplings.*

Keywords: *degree of evacuation, degree of scattering, motto-borer, resistance to penetration, average time of drilling*

Rezumat: *În lucrarea de față sunt prezentate rezultatele obținute în urma execuției gropilor pentru plantat puieți în teren nepregătit anterior, urmărindu-se timpii de realizare a acestora în funcție de unele proprietăți fizico-mecanice ale solului. Cercetările au fost realizate în condiții de teren orizontal din cadrul O.S. Iuliu Moldovan, în două unități amenajistice 31 C şi 32 A, pe două tipuri de soluri: gleisol (subtipul mlăştinos) şi aluvisol (subtipul vertic–gleizat), şi în O.S. Radna, u.a. 74, pe un sol brun luvic tipic, utilizând motoburghiul Stihl BT 121, echipat cu un burghiu cu diametrul de 150 mm. Obiectivele cercetărilor efectuate au fost determinarea comparativă, pe diferite tipuri de soluri, a unor indici calitativi de lucru, dintre care cei mai importanți sunt: gradul de afânare a solului scos şi rămas în groapă, rezistența la penetrare, rezistența la forfecare, timpii de forare a gropilor, gradul de împrăştiere a solului scos din groapă, gradul de evacuare a pământului din groapă, consumul de combustibil pentru realizarea unei gropi, utilizând motoburghiul Stihl BT 121 în vederea stabilirii eficacității tehnice a acestuia. Pentru a observa influențele pe care foratul gropilor îl are asupra pereților acestora s-a măsurat rezistența la penetrare şi rezistența la forfecare din 10 în 10 cm până la adâncimea de 30 cm, adâncime suficientă pentru plantatul puieților de talie mică, pe două părți diametral opuse, pentru a obține valori cât mai probabile ale acestor mărimi fizico-mecanice ale solului. În urma măsurătorilor executate în scopul stabilirii gradului de compactare a peretelui şi fundului gropii de către burghiu în timpul lucrului, s-a constatat că în condiții de umiditate normală, dacă burghiele au cuțite ascuțite şi sunt bine concepute şi executate din punct de vedere tehnic, nu se înregistrează valori mari ale rezistenței la penetrare care ar putea afecta dezvoltarea ulterioară a puieților.*

Cuvinte cheie: *grad de evacuare, grad de împrăştiere, motoburghiu, rezistența la penetrare, timp mediu de forare*

INTRODUCTION

The development of the modern technology in every field of activity required the construction of production tools of great productivity, following the tendency of complex mechanization of all the production processes. Portable motto-borers are tools designed to execute the drilling of the holes for planting small-sized saplings.

In the last decade, a number of foreign companies, especially those producing motto-saws, have also produced motto-borers for drilling holes.

There is a general concern for introducing and extending the motto-borers for drilling holes in the sylvan field even in other countries. In our country, people tried several types of motto-borers without being extended in the production. [10]

The designing and construction of some borers with adequate parameters for the requirements of the sylvan field need continuous scientific research which can establish the optimal types from a technical and economical point of view.

The objectives of the research carried out were to

INTRODUCERE

Dezvoltarea tehnicii moderne în toate domeniile de activitate, a solicitat construirea unor utilaje de mare productivitate, în tendința mecanizării complexe a proceselor de producție. Motoburghiele portabile sunt utilaje destinate a executa operația de săpat gropi pentru plantat puieți de talie mică.

În ultimul deceniu, o serie de firme străine, mai ales cele care produc motofierăstraie, au fabricat şi motoburghie pentru săpat gropi.

Preocupări pentru introducerea şi extinderea motoburghielor de săpat gropi în sectorul forestier, există în diferite țări. La noi au fost încercate mai multe tipuri de motoburghie, fără a fi extinse în producție. [10]

Proiectarea şi construirea unor motoburghie cu parametrii corespunzători cerințelor sectorului forestier, necesită continuarea cercetărilor ştiințifice care să stabilească tipuri optime din punct de vedere tehnic şi economic.

Obiectivele cercetărilor efectuate au fost determinarea

comparatively determine on different types of soil, the qualitative parameters, among which the most important ones are: degree of loosening of the soil taken and left in the hole, resistance to penetration, resistance to shearing, time of drilling holes, degree of scattering of the soil taken out from the hole, degree of evacuation of the soil from the hole, gas consumption for the drilling of the hole, using the Stihl BT 121 motto-borer in order to establish its technical efficiency.

In order to obtain pertinent results, the research was done according to a complex methodology, with a novelty character in this domain, which gave the possibility to study different technical aspects of usage of the motto-borer.

The soil represents the material subjected to the processing by tools and equipment according to the agro-technical requirements. As material, the soil has different mechanical properties which differ according to the type of soil, its texture and its state.

Because of the compaction, while digging holes for planting saplings, there are several phenomena of friction occurring which increase the resistance to penetration through the walls of the hole. For the same reason, the soil offers resistance to some mechanical, exterior forces, presenting resistance to compression, shearing and penetration. [7]

During the drilling of the holes with a motto-borer, there are two categories of friction forces. The first category is represented by the friction forces which occur among the soil particles, which come in contact with them, and the second one by the shearing forces given by the soil particles with the metallic part (the drill). [2]

At the mechanized execution of holes for planting saplings, one needs to act to reduce the friction forces between the soil and the active organs, because, if on the contrary, there is registered a supplementary consumption of energy [5].

MATERIAL AND METHOD

The research was carried out on a horizontal ground in the O.S. Iuliu Moldovan, in two arranged unities (parcels) 31 C and 32 A, in a previously unprepared ground, on two types of soil: gley-soil (the muddy subtype) and alluvial soil (the vertical-gleyed subtype), and in O.S. Radna, u.a. 74, on a brown typically luvic soil, using the Stihl BT 121 motto-borer with a 150 mm drill.

The technical characteristics of the motto-borer used in our research are given in Table 1, and its photography appears in Figure 1.

comparativă, pe diferite tipuri de soluri, a unor indici calitativi de lucru: gradul de afânare a solului scos şi rămas în groapă, rezistența la penetrare şi rezistența la forfecare pe pereții gropii, timpul de forare a gropilor, gradul de împrăştiere a solului scos din groapă, gradul de evacuare a pământului din groapă şi consumul de combustibil pentru realizarea unei gropi, utilizând motoburghiul Stihl BT 121 în vederea stabilirii eficacității tehnice a acestuia.

Pentru obținerea unor rezultate concludente, cercetările s-au desfăşurat pe baza aplicării unei metodologii complexe, cu caracter de noutate în acest domeniu, care a dat posibilitatea studierii aspectelor tehnice de utilizare a motoburghielor.

Solul reprezintă materialul supus prelucrării de către maşini şi unelte în concordanță cu cerințele agrotehnice. Ca material, solul are diferite proprietăți mecanice, care diferă în funcție de tipul de sol, textura şi starea acestuia.

Datorită compactității, la foratul gropilor de plantat puieți între particulele solului şi organele active ale motoburghiului au loc fenomene de frecare care măresc rezistențele la penetrare pe pereții gropii. Din acelaşi motiv, solul opune rezistență la unele solicitări mecanice exterioare, prezentând rezistență la compresiune, la forfecare şi la penetrare. [7]

În timpul forării gropilor cu motoburghiul, apar două categorii de forțe de frecare. Prima categorie este reprezentată prin forțele de frecare care apar între particulele de sol, ce vin în contact între ele, iar a doua prin forțele de frecare date de particulele de sol cu partea metalică (burghiul). [2]

La execuția mecanizată a gropilor de plantat puieți trebuie să se acționeze pentru reducerea forțelor de frecare dintre sol şi organele active, deoarece, în caz contrar, se înregistrează consumuri suplimentare de energie [5].

MATERIAL ŞI METODĂ

Cercetările au fost realizate în cadrul O.S. Iuliu Moldovan, în două unități amenajistice 31 C şi 32 A, în teren nelucrat anterior, pe două tipuri de soluri: gleisol (subtipul mlăştinos) şi aluvisol (subtipul vertic–gleizat), şi în O.S. Radna, u.a. 74, pe un sol brun luvic tipic, nepregătit anterior, utilizând motoburghiul Stihl BT 121, echipat cu un burghiu cu diametrul de 150 mm.

Caracteristicile tehnice ale motoburghiului utilizat în cercetările noastre sunt redate în tabelul 1 iar fotografia acestuia este redata în figura 1.

Fig. 1 - Stihl BT 121 motto-borer / *Motoburghiul Stihl BT 121,* [11]

The technical characteristics of the Stihl BT 121 motto-borer are given in Table 1.

Caracteristicile tehnice ale motoburghiului Stihl BT 121 sunt redate în tabelul 1.

Tabel 1 / *Tabelul 1* [11]

Technical data of the Stihl BT 121 motto-borer / *Datele tehnice ale motoburghiului Stihl BT 121*

Technical data / *Date tehnice*	**Values / *Valori***
Cylindrical capacity / *Capacitate cilindrică*	30.8 / *30,8 cm³*
Weight / *Greutate*	9.4 / *9,4 kg*
Power / *Putere*	1.3 / 1.8 kW/HP / *1,3/1,8 kW/CP*
Level of vibrations left/right / *Nivel de vibrații stânga/dreapta*	2.2 / 2.5 m/s² / *2,2/2,5 m/s²*
Speed of rotation / *Viteza de turație*	190 1/min
Level of acoustic pressure / *Nivel de presiune acustică*	103.0 / *103,0 dB(A)*
Level of acoustic pressure / *Nivel de presiune acustică*	109,0 / *109,0 dB(A)*

The present research displays the results obtained after the digging of holes for planting saplings in a previously unprepared soil, taking into consideration the following aspects: time needed to dig holes according to some physical-mechanical properties of the soil, degree of aeration of the soil taken out and left in the hole, the degree of scattering of the soil taken from the hole, the degree of evacuation of the soil in the hole, the gas consumption for digging holes.

The physical-mechanical properties were determined by using the method of cylinders with a constant volume of 100 cm^3, carrying out five repetitions at different depth, from 10 to 10 cm until the depth of 30 cm. The determination of the resistance to penetration was made with the aid of a penetrometer and that of the resistance to shearing was made with the aid of the equipment for shearing through rotation.

The methods of analysis and interpretation of the results as well as the work procedure for the determination of the physical – mechanical properties are those indicated in the specialized literature. [1]

In order to observe the influences which the digging of holes have on their walls, we measured the resistance to penetration and the resistance to shearing on the holes' walls from 10 to 10 cm until the depth of 30 cm, on two opposing sides, so as to get the most probable values for these physical-mechanical properties of the soil, depth sufficient enough for the planting of small-sized saplings. The placement of samples for the resistance to penetration and shearing on the walls of the holes is given in Figure 2.

În lucrarea de față sunt prezentate rezultatele obținute în urma execuției gropilor pentru plantat puieți în teren nepregătit anterior, urmărindu-se: timpii de realizare a gropilor în funcție de unele proprietăți fizico-mecanice ale solului, gradul de afânare a solului scos şi rămas în groapă, gradul de împrăştiere a solului scos din groapă, gradul de evacuare a pământului din groapă, consumul de combustibil pentru realizarea unei gropi.

Însuşirile fizico-mecanice au fost determinate prin metoda cilindrilor cu volum constant de 100 cm^3, efectuându-se cinci repetiții pe diferite adâncimi, din 10 în 10 cm până la adâncimea de 30 cm. Determinarea rezistenței la penetrare s-a realizat cu ajutorul penetrometrului iar rezistența la forfecare s-a efectuat cu ajutorul unui aparat de forfecare prin rotire.

Metodele de analiză şi interpretare a rezultatelor, precum şi metoda de lucru pentru determinarea de proprietăților fizico-mecanice sunt cele indicate în literatura de specialitate.[1]

Pentru a observa influențele pe care foratul gropilor îl are asupra pereților acestora s-a măsurat rezistența la penetrare şi rezistența la forfecare pe pereții gropilor din 10 în 10 cm până la adâncimea de 30 cm, pe două părți diametral opuse, pentru a obține valori cât mai probabile ale acestor mărimi fizico-mecanice ale solului, adâncime suficientă pentru plantatul puieților de talie mică. Amplasarea probelor de prelevare pentru rezistența la penetrare şi forfecare pe pereții gropilor este redată în figura 2.

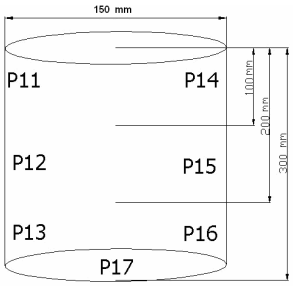


Fig. 2 - Placement of samples for the resistance to penetration and shearing on the walls of the holes /
Amplasarea probelor de prelevare pe pereții gropilor pentru rezistența la penetrare şi forfecare

The degree of scattering of the evacuated soil from the hole was expressed by the ratio of the maximum diameter of scattering or of the diameter at which is deposited most of the quantity of soil, at the diameter of the hole. The degree of evacuation of the soil from the hole was expressed by the ratio between the volume of the soil evacuated from the hole and the volume of the soil left in the hole at a 30 cm- depth. The elements measured for the determination of these qualitative indexes are given in Figure 3.

In order to accomplish the objectives we have dug 50 holes for each type of soil chosen for the experiment, placed on a horizontal ground, previously unprepared, using the Stihl BT 121 motto-borer with a 150 mm drill.

Gradul de împrăştiere a solului evacuat din groapă a fost exprimat prin raportarea diametrului maxim de împrăştiere sau a diametrului la care se află depozitată cea mai mare cantitate de sol, la diametrul gropii. Gradul de evacuare a solului din groapă s-a exprimat prin raportul dintre volumul de sol evacuat din groapă şi volumul de sol rămas în groapă până la adâncimea de 30 cm. Elementele măsurate pentru determinarea acestor indici calitativi de lucru sunt reprezentați în figura 3.

Pentru atingerea obiectivelor propuse au fost forate 50 de gropi pentru fiecare tip de sol cuprins în câmpul experimental, amplasat în condiții de teren orizontal nepregătit anterior, utilizând motoburghiul Stihl BT 121, echipat cu un burghiu de 150 mm diametru.

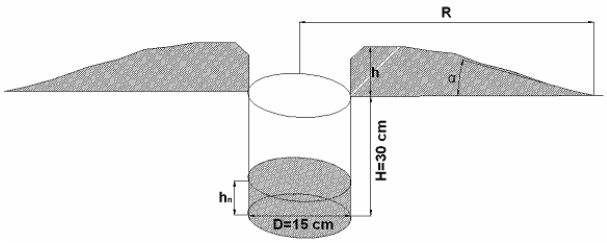


Fig. 3 - Determination of the degree of scattering and degree of evacuation of the soil in the hole /
Determinarea gradului de împrăştiere şi a gradului de evacuare a solului din groapă
H – depth of digging / *adâncimea de forare;* hn – height of the un-evacuated soil / *înălțimea solului neevacuat;* h – height of the soil bed evacuated / *înălțimea stratului de sol evacuat;* D – diameter of the hole / *diametrul gropii;* α - angle of setting of the evacuated soil / *unghiul de aşezare a solului evacuat;* R – radius of scattering of the evacuated soil / *R – raza de împrăştiere a solului evacuat*

RESULTS

To establish the quality of the work carried out with the Stihl BT 121 motto-borer with a 150 mm drill, we made the following measurements:

a) Degree of aeration of the soil taken and left in the hole,
b) Resistance to penetration and shearing of the walls and of the bottom of the hole,
c) Average time for the digging of a hole,
d) Degree of scattering of the soil taken out from the hole,
e) Degree of evacuation of the soil from the hole,
f) Gas consumption for the execution of a hole.

a) Physical properties

The state of aeration of the processed soil and in the natural setting can be expressed through specific issues: apparent density and total porosity. [8]

The three types of soil on which the research was carried out are: gley-soil (the muddy subtype), alluvial soil (the vertical-gleyed subtype), and a brown typically luvic soil. The physical properties determined during the execution of the holes like the granulometry of the soil are presented with average values in Table 2 and 3.

REZULTATE

Pentru stabilirea calității lucrului efectuat cu motoburghiul Stihl BT 121, echipat cu un burghiu de 150 mm diametru, s-au făcut măsurători privind:

a) gradul de afânare a solului scos şi rămas în groapă,
b) rezistența la penetrare şi la forfecare a pereților şi a fundului gropii,
c) timpii medii de forare a unei gropi,
d) gradul de împrăştiere a solului scos din groapă,
e) gradul de evacuare a pământului din groapă,
f) consumul de combustibil pentru realizarea unei gropi.

a) Proprietățile fizice

Starea de afânare a solului prelucrat şi în aşezare naturală se poate exprima prin greutățile specifice: densitatea aparentă şi porozitatea totală. [8]

Tipurile de sol pe care s-au făcut cercetările sunt: gleisol (subtipul mlăştinos), aluvisol (subtipul vertic–gleizat) şi brun luvic tipic. Proprietățile fizice determinate în momentul execuției gropilor precum şi granulometria solului sunt prezentate, prin valori medii, în tabelele: 2 şi 3.

Tabel 2 / *Tabelul 2*

Average values of the physical properties of the soil analyzed / *Valorile medii ale proprietăților fizice ale solurilor analizate*

Depth of prelevation of the sample / *Adâncimea de prelevare a probei* [cm]	Natural humidity / *Umiditatea naturală* [%]	Apparent density / *Densitatea aparentă* [g/cm^3]	Total porosity / *Porozitatea totală* [%]
SOIL 1: GLEYSOIL – MUDDY (u.a. 31 C, Sylvan district IULIU MOLDOVAN) / *SOL 1: GLEISOL – MLĂŞTINOS (u.a. 31 C, O.S. IULIU MOLDOVAN)*			
0-10	24.11 / *24,11*	1.62 / *1,62*	37.89 / *37,89*
10-20	22.73 / *22,73*	1.69 / *1,69*	37.43 / *37,43*
20-30	20.09 / *20,09*	1.72 / *1,72*	36.45 / *36,45*
SOIL 2: ALLUVIALSOIL– VERTICAL GLEYED (u.a. 32 A, Sylvan district IULIU MOLDOVAN) / *SOL 2: ALUVISOL – VERTIC GLEIZAT (u.a. 32 A, O.S. IULIU MOLDOVAN)*			
0-10	20.75 / *20,75*	1.70 / *1,70*	36.97 / *36,97*
10-20	19.46 / *19,46*	1.75 / *1,75*	35.73 / *35,73*
20-30	17.38 / *17,38*	1.73 / *1,73*	35.19 / *35,19*
SOIL 3: BROWN TYPICALLY LUVIC (u.a. 74, Sylvan district RADNA) / *SOL 3: BRUN LUVIC TIPIC (u.a. 74, O.S. RADNA)*			
0-10	22.43 / *22,43*	1.69 / *1,69*	37.43 / *37,43*
10-20	21.10 / *21,10*	1.71 / *1,71*	36.31 / *36,31*
20-30	18.74 / *18,74*	1.73 / *1,73*	36.09 /*36,09*

Tabel 3 / *Tabelul 3*

Average values of the granulometric analysis at different depths of prelevation / *Valorile medii ale analizei granulometrice pe adâncimi de prelevare*

Depth of prelevation of the sample / *Adâncimea de prelevare, cm*	Sand / *Nisip*		Dust / *Praf*		Clay / *Argila*
	Coarse / *Grosier*	Fine / *Fin*	I	II	
SOIL 1: GLEYSOIL – MUDDY (u.a. 31 C, Sylvan district IULIU MOLDOVAN) / *SOL 1: GLEISOL – MLĂŞTINOS (u.a. 31 C, O.S. IULIU MOLDOVAN)*					
0-10	0.74 / *0,74*	36.04 / *36,04*	16.94 / *16,94*	16.94 / *16,91*	29.54 / *29,54*
10-20	2.34 / *2,34*	45.44 / *45,44*	12.54 / *12,54*	12.54 / *12,54*	27.34 / *27,34*
20-30	1.84 / *1,84*	39.34 / *39,34*	16.54 / *16,54*	13.84 / *13,84*	28.64 / *28,64*
SOIL 2: ALLUVIALSOIL– VERTICAL GLEYED (u.a. 32 A, Sylvan district IULIU MOLDOVAN) / *SOL 2: ALUVISOL – VERTIC GLEIZAT (u.a. 32 A, O.S. IULIU MOLDOVAN)*					
0-10	1.74 / *1,74*	39.04 / *39,04*	14.54 / *14,54*	24.24 / *24,24*	20.64 / *20,64*
10-20	1.84 / *1,84*	37.54 / *37,54*	14.14 / *14,14*	23.04 / *23,04*	23.84 / *23,84*
20-30	2.44 / *2,44*	39.54 / *39,54*	14.54 / *14,54*	18.54 / *18,54*	25.24 / *25,24*
SOIL 3: BROWN TYPICALLY LUVIC (u.a. 74, Sylvan district RADNA) / *SOL 3: BRUN LUVIC TIPIC (u.a. 74, O.S. RADNA)*					
0-10	1.24 / *1,24*	37.54 / *37,54*	15.74 / *15,74*	20.59 / *20,59*	25.09 / *25,09*
10-20	2.09 / *2,09*	41.49 / *41,49*	13.34 / *13,34*	17.79 / *17,79*	25.59 / *25,59*
20-30	2.14 / *2,14*	39.44 / *36,44*	15.54 / *15,54*	16.19 / *16,19*	26.94 / *26,94*

b_1) Resistance to penetration

The working organs of the motto-borer must be thus conceived and regulated that during the digging of the hole, the soil which undergoes efforts of compression, stretch and cut, to need a very low level of energy. In other words, they need that the normal unitary and tangent efforts occurring during the drilling of the hole to have very low values. These conditions can be satisfied by

b_1) Rezistența la penetrare

Organele de lucru ale motoburghiului trebuiesc astfel construite şi reglate, încât în timpul forării gropii, solul supus eforturilor de compresiune, întindere şi tăiere, să necesite un consum cât mai redus de energie. Cu alte cuvinte, trebuie ca eforturile unitare normale şi tangențiale, ce apar în timpul forării gropii, să aibă valori mici. Asemenea condiții sunt satisfăcute prin respectarea

respecting the angles, the position and the technical state of the active organs. In addition, we must give more attention to knowledge and observation of the constructive and functional parameter of the equipment for digging holes, because the consumption of mechanical energy depends directly on its value.

The results of the research carried out, [4] demonstrate that the resistance to compression and cutting of the soil increase while the humidity of the soil is reduced to under 14% and goes even lower while its humidity increases to values over 28%.

In the situations in which the humidity is reduced under the minimum threshold shown, the active organs of the equipment take out clods and the aggregates are being highly stressed, which leads to the increase of specific consumption for materials (gas and metal). If humidity goes above the threshold of 28%, the soil begins to lose its organs. Consequently, it is recommended that the mechanic execution of the holes for planting to be done when its humidity is found in an optimal state (18-24%). [6]

Another important aspect is related to the resistance to penetration in connection with the study of the development and penetration in the soil of the root system of the saplings. The experimental research shows that at values under 10-15 kgf/cm^2 the resistance to penetration does not influence negatively the penetration in the soil of the roots, while at values over 35-50 kgf/cm^2 it is almost null. [9]

The resistance to penetration was also measured on the walls of the hole from 10 to 10 cm until de 30 cm-depth, on two opposing directions, (at the depth from 0 to 10 we obtained the values P11 and P14), but also at the bottom of the hole after the soil had been totally evacuated. The values obtained are given in a graphic in Figure 4.

unghiurilor, poziției şi stării tehnice a organelor active. De asemenea, trebuie acordată o mare atenție cunoaşterii şi respectării întocmai a parametrilor constructivi şi funcționali ai maşinilor de forat gropi, deoarece de valoarea acestora depinde în mod direct consumul de energie mecanică.

Rezultatele cercetărilor întreprinse, [4] demonstrează că rezistența la compresiune şi la tăiere a solului creşte pe măsura reducerii umidității solului sub 14 % şi scade odată cu creşterea umidității acestuia la valori de peste 28 %.

În situațiile când umiditatea este redusă sub pragul minim arătat, organele active ale maşinilor de lucru scot bulgări, iar agregatele sunt solicitate puternic, ceea ce se finalizează prin ridicarea consumurilor specifice de materiale (combustibil şi metal). Dacă umiditatea depăşeşte pragul de 28 % solul începe să se lipească de organele de lucru. În consecință, se recomandă ca execuția mecanizată a gropilor pentru plantat puieți să se facă atunci când umiditatea acestuia se află în stare optimă (18-24%). [6]

Importanță deosebită prezintă şi rezistența la penetrare în legătură cu studiul dezvoltării şi pătrunderii în sol a sistemului radicular al puieților. Cercetările experimentale arată că la valori sub 10-15 kgf/cm^2 rezistența la penetrare nu influențează negativ pătrunderea în sol a rădăcinilor, în timp ce la valori mai mari de 35-50 kgf/cm^2 aceasta este aproape nulă. [9]

Rezistența la penetrare a fost măsurată pe pereții gropii din 10 în 10 cm până la adâncimea de 30 cm, pe două direcții opuse, (la adâncimea 0…10 cm s-au obținut valorile P11 şi P14), dar şi la fundul gropii după ce solul a fost evacuat în totalitate. Valorile obținute sunt redate sub formă grafică în figura 4.

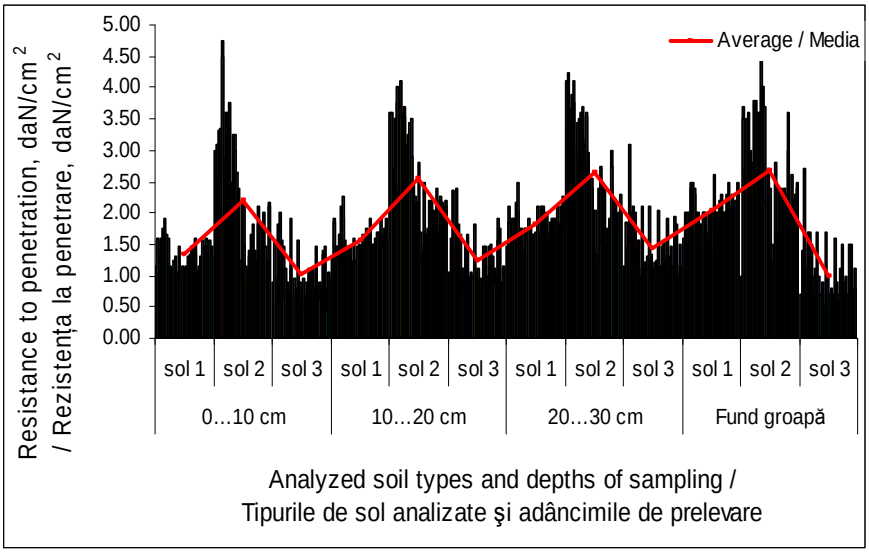


Fig. 4 - Variance of resistance to penetration on different types of soil and at different depths of prelevation / *Variația rezistenței la penetrare pe tipuri de soluri şi adâncimi de prelevare*

In order to synthesize more efficiently the data collected and to be able to completely describe the intrinsic characteristics of the sample, we resorted to the statistical processing with the KyPlot program. The results obtained are given in Table 4, so that we could highlight the variance of this resistance together with the depth of prelevation of the samples from the walls of the holes at: 0-10 cm, 10-20 cm, 20-30 cm, and the bottom of the hole after the mechanized digging, comparatively on the three types of soil included in the experiment.

Pentru a sintetiza mai eficient datele prelevate şi a putea descrie mai complet caracteristicile intrinseci ale eşantionului, s-a recurs la o prelucrare statistică cu ajutorul programului KyPlot. Rezultatele obținute sunt redate în tabelul 4, cu scopul de a scoate în evidență variația acestei rezistențe cu adâncimea de prelevare a probelor de pe pereții gropii la: 0-10 cm, 10-20 cm, 20-30 cm şi pe fundul gropii după forarea mecanizată, comparativ pe cele trei tipuri de soluri cuprinse în experiment.

Tabel 4 / *Tabelul 4*

Statistical indexes regarding the resistance to penetration / *Indicatori statistici privind variația rezistenței la penetrare*

Statistical indexes / *Indicatori statistici*	Depth 0-10 cm / *Adâncime 0-10 cm*			Depth 10-20 cm / *Adâncime 10-20 cm*			Depth 20-30 cm / *Adâncime 20-30 cm*			Bottom of the hole / *Fundul gropii*		
	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 1	Sol 2	Sol 3
Mean / *Media aritmetică*	1.32/*1,32*	2.21/*2,21*	1.01/*1,01*	1.56/*1,56*	2.54/*2,54*	1.23/*1,23*	1.81/*1,81*	2.63/*2,63*	1.45/*1,45*	2.03/*2,03*	2.69/*2,69*	1.00/*1,00*
S.E.M. / *Eroarea standard a mediei*	0.03/*0,03*	0.13/*0,13*	0.05/*0,05*	0.03/*0,03*	0.11/*0,11*	0.05/*0,05*	0.03/*0,03*	0.12/*0,12*	0.06/*0,06*	0.04/*0,04*	0.12/*0,12*	0.06/*0,06*
Standard deviation / *Abaterea standard*	0.24/*0,24*	0.95/*0,95*	0.37/*0,37*	0.24/*0,24*	0.78/*0,78*	0.39/*0,39*	0.23/*0,23*	0.84/*0,84*	0.42/*0,42*	0.28/*0,28*	0.86/*0,86*	0.45/*0,45*
Coefficient of variation / *Coef. de variație*	0.18/*0,18*	0.43/*0,43*	0.36/*0,36*	0.15/*0,15*	0.31/*0,31*	0.31/*0,31*	0.13/*0,13*	0.32/*0,32*	0.29/*0,29*	0.14/*0,14*	0.32/*0,32*	0.45/*0,45*
Minimum / *Valoarea minimă*	0.75/*0,75*	0.75/*0,75*	0.45/*0,45*	1.15/*1,15*	1.25/*1,25*	0.70/*0,70*	1.30/*1,30*	1.20/*1,20*	1.00/*1,00*	1.40/*1,40*	0.90/*0,90*	0.50/*0,50*
Maximum / *Valoarea maximă*	1.90/*1,90*	4.75/*4,75*	2.00/*2,00*	2.25/*2,25*	4.10/*4,10*	2.40/*2,40*	2.50/*2,50*	4.25/*4,25*	3.10/*3,10*	2.60/*2,60*	4.50/*4,50*	2.70/*2,70*
The nr. of feature values / *Nr. Val. caract.*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	5050	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*
Skewness / *Asimetria*	0.14/*0,14*	0.65/*0,65*	0.86/*0,86*	0.61/*0,61*	0.38/*0,38*	1.17/*1,17*	0.49/*0,49*	0.17/*0,17*	1.51/*1,51*	-0.1/*-0,1*	-0.1/*0,1*	1.41/*1,41*
Curtosis / *Excesul*	-0.50/*-0,50*	-0.24/*-0,24*	0.07/*0,07*	0.29/*0,29*	-1.1/*-1,1*	1.01/*1,01*	0.45/*0,45*	-1.1/*-1,1*	2.95/*2,95*	-0.3/*-0,3*	-0.6/*-0,6*	2.49/*2,49*
Mean Deviation / *Abaterea medie*	0.20/*0,20*	0.80/*0,80*	0.30/*0,30*	0.19/*0,19*	0.68/*0,68*	0.32/*0,32*	0.19/*0,19*	0.73/*0,73*	0.33/*0,33*	0.21/*0,21*	0.71/*0,71*	0.34/*0,34*
Median / *Mediana*	1.30/*1,30*	2.05/*2,05*	0.90/*0,90*	1.50/*1,50*	2.25/*2,25*	1.10/*1,10*	1.75/*1,75*	2.53/*2,53*	1.30/*1,30*	2.00/*2,00*	2.60/*2,60*	0.90/*0,90*
Range / *Amplitudinea de variație*	1.15/*1,15*	4.00/*4,00*	1.55/*1,55*	1.10/*1,10*	2.85/*2,85*	1.70/*1,70*	1.20/*1,20*	3.05/*3,05*	2.10/*2,10*	1.20/*1,20*	3.60/*3,60*	2.20/*2,20*
Confidence Level(0,95) / *Niv. de confid.*	0.07/*0,07*	0.27/*0,27*	0.11/*0,11*	0.07/*0,07*	0.22/*0,22*	0.11/*0,11*	0.07/*0,07*	0.24/*0,24*	0.12/*0,12*	0.08/*0,08*	0.24/*0,24*	0.13/*0,13*
Lower Confid. Limit / *Lim. inf. de confid.*	1.29/*1,29*	2.08/*2,08*	0.96/*0,96*	1.52/*1,52*	2.43/*2,43*	1.18/*1,18*	1.77/*1,77*	2.51/*2,51*	1.39/*1,39*	1.99/*1,99*	2.56/*2,56*	0.94/*0,94*
Upper Confid. Limit / *Lim. sup. de confid.*	1.36/*1,36*	2.34/*2,34*	1.07/*1,07*	1.59/*1,59*	2.65/*2,65*	1.29/*1,29*	1.84/*1,84*	2.75/*2,75*	1.51/*1,51*	2.07/*2,07*	2.81/*2,81*	1.06/*1,06*

Without insisting on all the interesting aspects which exist as an informational message in the values of the statistical indexes, we notice, however, that the resistance to penetration, as a striking visual element, has an average of 1.32 daN/cm^2 for the 1st soil, 2.21 daN/cm^2 for the 2nd soil and 1.01 daN/cm^2 for the 3rd soil at the depth of 0-10 cm, as compared to 1.81 daN/cm^2 for the 1st soil, 2.63 daN/cm^2 for the 2nd soil and 1.45 daN/cm^2 for the 3rd soil at the depth of 20-30 cm.

We can also notice the values of the coefficients of variance of the geometric proportions, which range between 13-43 %, indicating the oscillation of the groups of quantum between homogenous and non-homogenous.

At the level of asymmetries, there is a very strict rule in connection with the variance of the resistance to penetration, the experimental distributions being of the right for all the three types of soil analyzed.

Even though there is no very strict rule in connection with the resistance to penetration, the excess of the experimental distributions are usually platicurtic for the 1st and 2nd soil and leptocurtic for the values of the resistance to penetration of the 3rd type of soil.

b_2) Resistance to shearing

The problem of determining the resistance to cutting of the grounds represents a very special practical importance, because the excessive deformation and the breaking of the crop of land are produced because of the overcoming of this resistance by the effective and tangential efforts which appear inside the ground.

Applying an exterior stress on the ground, but also its own weight, develops in its mass normal and tangential unitary efforts. Normal efforts produce a compaction of the granules and aggregates from which the structure of the earth is made of, and the tangential unitary efforts are going after the lateral displacement one from the other.

The existence of the points of compliance in the mass of earth determines the redistribution of the surplus of unitary efforts to the neighboring material points, thus generating a progressive breakage. Once the value of the tangential unitary efforts increase, these points multiply and group, allowing for a certain compliance zone called gliding zone or breakage zone. This zone, being reduced in dimensions as compared to the mass of earth, may be approximated with a surface called the breakage surface. Knowing the resistance to shearing allows avoiding the apparition of the breakage phenomenon. [3]

Resistance to shearing was measured on the walls of the hole from 10 to 10 cm until the depth of 30 cm, on two opposing directions, (at the depth 0…10 cm the values obtained were R11 and R14), but also at the bottom of the

Fără a insista asupra tuturor aspectelor interesante conținute ca mesaj informațional în valorile indicatorilor statistici, remarcăm, totuşi, că rezistența la penetrare, ca element vizual frapant, are o medie de 1,32 daN/cm^2 pentru sol 1; 2,21 daN/cm^2 pentru sol 2 şi 1,01 daN/cm^2 pentru sol 3, pe adâncimea de 0-10 cm, comparativ cu o medie de 1.81 daN/cm^2 pentru sol 1, 2,63 daN/cm^2 pentru sol 2 şi 1.45 daN/cm^2 pentru sol 3, pe adâncimea de 20-30 cm.

Mai pot fi remarcate şi valorile coeficienților de variație ale mărimilor geometrice, care sunt cuprinse între 13-43 %, ceea ce indică o oscilație a grupelor de mulțimi între omogene şi neomogene.

La nivelul asimetriilor există o legitate foarte strictă în raport cu variația rezistenței la penetrare, distribuțiile experimentale sunt de dreapta, pentru toate cele trei tipuri de soluri analizare.

Deşi nu există o legitate foarte strictă în raport cu rezistența la penetrare, excesele distribuțiilor experimentale sunt, de regulă, platicurtice pentru tipurile de sol 1 şi 2 şi leptocurtice pentru valorile rezistenței la penetrare înregistrate la tipul de sol 3.

b_2) Rezistența la forfecare

Problema determinării rezistenței la tăiere a pământurilor prezintă o importanță practică deosebită, deoarece deformațiile excesive şi ruperea maselor de pământ se produc datorită învingerii acestei rezistențe de către eforturile tangențiale efective ce apar în interiorul pământului.

Aplicarea unor sarcini exterioare asupra unui pământ, precum şi greutatea lui proprie, dezvoltă în masa sa, eforturi unitare normale şi tangențiale. Eforturile normale produc o îndesare a granulelor sau agregatelor din care este alcătuită structura pământului, iar eforturile unitare tangențiale caută să le deplaseze lateral unele față de altele.

Existența punctelor de cedare din masa de pământ, determină redistribuirea surplusului de eforturi unitare punctelor materiale vecine, generând astfel o rupere progresivă. Cu creşterea valorii eforturilor unitare tangențiale, aceste puncte se înmulțesc şi se grupează, dând naştere unei zone de cedare, denumită zonă de alunecare sau zonă de rupere. Această zonă, fiind redusă ca dimensiuni față de masa de pământ, poate fi aproximată cu o suprafață, denumită suprafață de rupere. Cunoaşterea rezistenței la forfecare permite să se evite apariția fenomenului de rupere. [3]

Rezistența la forfecare a fost măsurată pe pereții gropii din 10 în 10 cm până la adâncimea de 30 cm, pe două direcții opuse, (la adâncimea 0…10 cm s-au obținut valorile R11 şi R14), dar şi la fundul gropii după ce solul a

hole after the soil was totally evacuated. The representation of these values under a graphical form is given in Figure 5.

fost evacuat în totalitate. Reprezentarea acestor valori sub formă grafică este redată în figura 5.

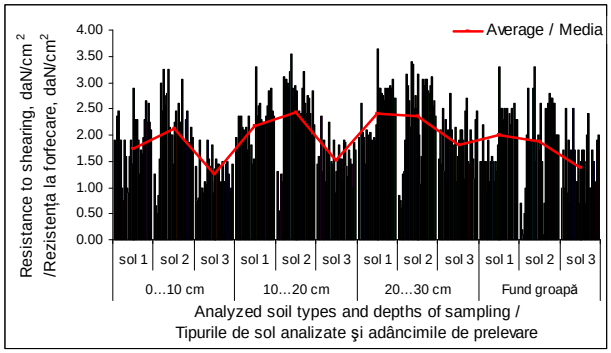


Fig. 5 - Variance of the resistance to shearing on different types of soil and at different prelevation depths / *Variaţia rezistenţei la forfecare pe tipuri de soluri şi adâncimi de prelevare*

In order to ease the highlighting of some important characteristics connected to the variance of resistance to shearing, at different depth and on different soils, we went on to stratify the values in rapport with these requirements, and then to calculate some more statistical indexes which could allow for the intrinsic knowledge about the structure of the mass analyzed. These values are given in Table 5.

Pentru a uşura evidenţierea unor caracteristici importante legate de variaţia rezistenţei la forfecare, pe diferite adâncimi şi pe soluri diferite, s-a procedat la o stratificare a valorilor în raport cu aceste cerinţe, şi apoi la calcularea mai multor indicatori statistici care să permită cunoaşterea intrinsecă a structurii mulţimilor analizate. Aceste valori sunt redate în tabelul 5.

Tabel 5 / *Tabelul 5*

Statistical indexes regarding the resistance to shearing / *Indicatori statistici privind variaţia rezistenţei la forfecare*

Statistical indexes / *Indicatori statistici*	Depth 0-10 cm / *Adâncime 0-10 cm*			Depth 10-20 cm / *Adâncime 10-20 cm*			Depth 20-30 cm / *Adâncime 20-30 cm*			Bottom of the hole / *Fundul gropii*		
	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 1	Sol 2	Sol 3
Mean / *Media aritmetică*	1.73/*1,73*	2.12 / *2,12*	1.25/*1,25*	2.17/*2,17*	2.42/*2,42*	1.52/*1,52*	2.41/*2,41*	2.36/*2,36*	1.82/*1,82*	2.00/*2,00*	1.87/*1,87*	1.38/*1,38*
S.E.M. / *Eroarea standard a mediei*	0.08/*0,08*	0.09/*0,09*	0.05/*0,05*	0.06/*0,06*	0.09/*0,09*	0.05/*0,05*	0.08/*0,08*	0.10/*0,10*	0.07/*0,07*	0.08/*0,08*	0.11/*0,11*	0.08/*0,08*
Standard deviation / *Abaterea standard*	0.55/*0,55*	0.65/*0,65*	0.33/*0,33*	0.46/*0,46*	0.66/*0,66*	0.36/*0,36*	0.55/*0,55*	0.70/*0,70*	0.48/*0,48*	0.57/*0,57*	0.76/*0,76*	0.53/*0,53*
Coefficient of variation / *Coef. de variaţie*	0.32/*0,32*	0.31/*0,31*	0.27/*0,27*	0.21/*0,21*	0.27/*0,27*	0.24/*0,24*	0.23/*0,23*	0.30/*0,30*	0.26/*0,26*	0.28/*0,28*	0.41/*0,41*	0.38/*0,38*
Minimum / *Valoarea minimă*	0.75/*0,75*	0.50/*0,50*	0.70/*0,70*	1.25/*1,25*	0.40/*0,40*	0.90/*0,90*	1.40/*1,40*	0.60/*0,60*	1.10/*1,10*	0.90/*0,90*	0.10/*0,10*	0.60/*0,60*
Maximum / *Valoarea maximă*	2.90/*2,90*	3.25/*3,25*	1.90/*1,90*	3.30/*3,30*	3.55/*3,55*	2.35/*2,35*	3.75/*3,75*	3.40/*3,40*	2.80/*2,80*	3.30/*3,30*	3.30/*3,30*	2.50/*2,50*
The nr. of feature values / *Nr. Val. caract.*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*	50/*50*
Skewness / *Asimetria*	0.12/*0,12*	-0.4/*-0,4*	0.40/*0,40*	-0.1/*-0,1*	-1.12/*-1,12*	0.27/*0,27*	0.20/*0,20*	-0.81/*-0,81*	0.19/*0,19*	0.25/*0,25*	-0.65/*-0,65*	0.31/*0,31*
Curtosis / *Excesul*	-0.89/*-0,89*	0.19/*0,19*	-0.9/*-0,9*	-0.5/*-0,5*	1.51/*1,51*	-0.84/*-0,84*	-0.21/*-0,21*	-0.10/*-0,10*	-1.13/*-1,13*	-0.28/*-0,28*	-0.11/*-0,11*	-1.0/*-1,0*
Mean Deviation / *Abaterea medie*	0.47/*0,47*	0.50/*0,50*	0.30/*0,30*	0.38/*0,38*	0.48/*0,48*	0.30/*0,30*	0.46/*0,46*	0.57/*0,58*	0.43/*0,43*	0.47/*0,47*	0.61/*0,61*	0.48/*0,48*
Median / *Mediana*	1.68/*1,68*	2.05/*2,05*	1.10/*1,10*	2.25/*2,25*	2.48/*2,48*	1.50/*1,50*	2.40/*2,40*	2.53/*2,53*	1.85/*1,85*	2.00/*2,00*	2.00/*2,00*	1.40/*1,40*
Range / *Amplitudinea de variaţie*	2.15/*2,15*	2.75/*2,75*	1.20/*1,20*	2.05/*2,05*	3.15/*3,15*	1.45/*1,45*	2.35/*2,35*	2.80/*2,80*	1.70/*1,70*	2.40/*2,40*	3.20/*3,20*	1.90/*1,90*
Confidence Level(0,95) / *Niv. de confid.*	0.16/*0,16*	0.18/*0,18*	0.10/*0,10*	0.13/*0,13*	0.19/*0,19*	0.10/*0,10*	0.16/*0,16*	0.20/*0,20*	0.14/*0,14*	0.16/*0,16*	0.22/*0,22*	0.15/*0,15*
Lower Confid. Limit / *Lim. inf. de confid.*	1.66/*1,66*	2.03/*2,03*	1.21/*1,21*	2.10/*2,10*	2.33/*2,33*	1.47/*1,47*	2.33/*2,33*	2.26/*2,26*	1.75/*1,75*	1.92/*1,92*	1.76/*1,76*	1.31/*1,31*
Upper Confid. Limit / *Lim. sup. de confid.*	1.81/*1,81*	2.21/*2,21*	1.30/*1,30*	2.23/*2,23*	2.52/*2,52*	1.57/*1,57*	2.49/*2,49*	2.46/*2,46*	1.88/*1,88*	2.08/*2,08*	1.98/*1,98*	1.46/*1,46*

Without entering into details, we mention the following:

- The values of the resistance to shearing amounts to a relatively homogenous collectivity under the rapport of the coefficient of variance which has values ranging from 21-41%;
- The amplitude of variance of the resistance to shearing registers an average value for the three depths of prelevation and from the bottom of the hole, of 2.26, little relevant for the problem in question, because the difference between the two extreme values, which we analyzed, does not bring too much information;
- All the three indexes of concentration (arithmetic, medial and module mean) had relatively equal values, though indicating a slight left asymmetry (positive);
- The quantification of the asymmetry of the resistance to shearing confirmed the previous observation and the testing of the index showed at a probability of coverage of 95% that it is a real fact, constituting a property of the collectivity of shearing analyzed.
- The quantification of the excess of distribution of the resistance to shearing showed that it was about the platicurtic curve (flatter in the crest than the normal one) and the testing of the index confirmed that on the three types of soil, at a probability of coverage of 95%, the intrinsic property of the mass analyzed.

Fără a intra în detalii menţionăm, totuşi, că:

- Valorile rezistenţei la forfecare, alcătuiesc o colectivitate relativ omogenă sub raportul coeficientul de variaţie, care are valori cuprinse între 21-41%;
- Amplitudinea de variaţie a rezistenţei la forfecare a înregistrat o valoare medie, pentru toate cele trei adâncimi de prelevare şi la fundul gropii, de 2.26, puţin relevantă pentru problema antamată, deoarece diferenţa dintre cele două valori extreme, în speţa analizată, este săracă în informaţii;
- Toţi cei trei indicatori de concentrare (media aritmetică, mediana şi modul) au avut valori relativ egale, indicând, totuşi, o uşoară asimetrie de stânga (pozitivă);
- Cuantificarea asimetriei distribuţiei rezistenţei la forfecare a confirmat constatarea anterioară, iar testarea indicelui a arătat, la o probabilitate de acoperire de 95%, că ea este un fapt real, constituind o proprietate a colectivităţii rezistenţei la forfecare analizată;
- Cuantificarea excesului distribuţiei rezistenţei la forfecare a evidenţiat că a fost vorba de o curbă platicurtică (mai plată la vârf decât cea normală), iar testarea indicelui a confirmat pe cele trei tipuri de soluri, la o probabilitate de acoperire de 95%, proprietatea intrinsecă a mulţimii analizate.

c) Duration of drilling

In order to establish the economic efficiency of the Stihl BT 121 motto-borer, at the boring of the holes for planting, we registered the number of drilled holes for each variant of work and established the average time of execution of a hole for every type of soil included in the experiment.

For a better representation of the periods of execution of a hole we formed classes from second to second or, in the case of the 2nd soil, from five to five seconds, where we added up the drilled holes which belong to each class.

We can notice the enormous periods of execution for the holes in the 2nd soil, this fact being easily explainable because in this case we observed a more frequent presence of the roots, but also of the parental material and, in addition, bigger values of the resistance to penetration in comparison with the other types of soil which were included in the experiment.

The allure of the connection is that of the polynom of II degree and the equations are given in Figures 6 to 8.

c) Timpii de forare

Pentru stabilirea eficienței economice a folosirii motoburghiului Stihl BT 121, la forarea gropilor pentru plantat, s-a înregistrat numărul de gropi forate pentru fiecare variantă de lucru şi s-a stabilit timpul mediu de execuție a unei gropi pentru cele trei tipuri de soluri cuprinse în experiment.

Pentru o mai bună reprezentare a timpilor de execuție a unei gropi s-au format clase din secundă în secundă sau, în cazul solului 2, din cinci în cinci secunde, unde s-au însumat gropile forate care aparțin fiecărei clase.

Se remarcă timpi de execuție foarte mari în cazul gropilor executate pe tipul de sol 2, acest lucru este explicabil deoarece în acest caz s-a constatat o prezență mult mai mare a rădăcinilor dar şi a materialului parental, precum şi valori mai mari ale rezistenței la penetrare comparativ cu celelalte soluri care au intrat în experiment.

Alura legăturii este cea a polinomului de gradul II, iar ecuațiile sunt redate în figurile 6…8.

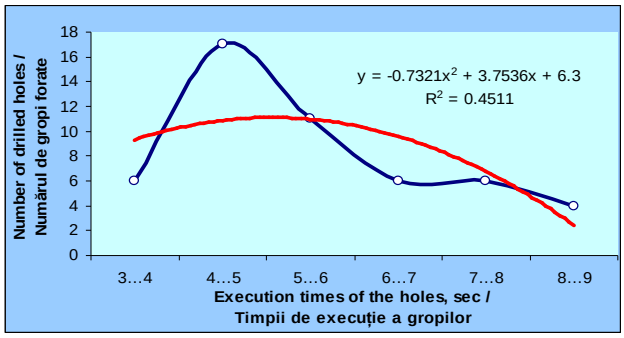


Fig. 6 - Variance of the periods of execution of the holes with a 150 mm-drill for the 1st soil / *Variația timpului de execuție a gropilor cu burghiul de 150 mm diametru pentru solul 1*

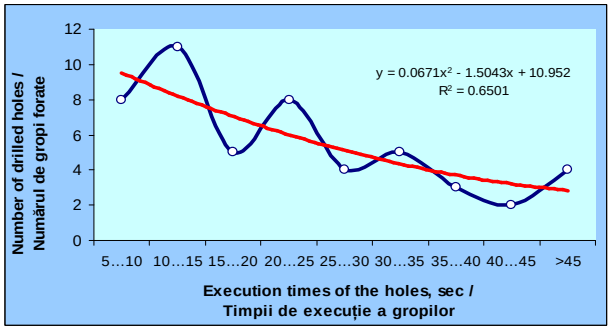


Fig. 7 - Variance of the periods of execution of the holes with a 150 mm-drill for the 2st soil / *Variația timpului de execuție a gropilor cu burghiul de 150 mm diametru pentru solul 2*

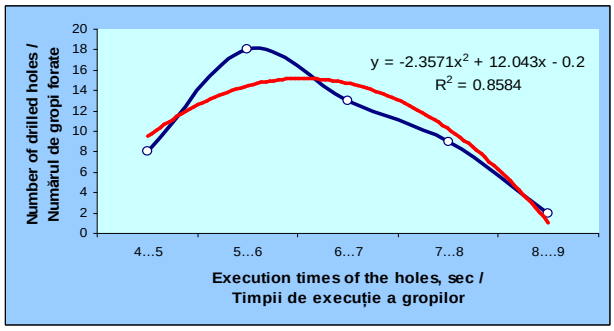


Fig. 8 - Variance of the periods of execution of the holes with a 150 mm-drill for the 3st soil / *Variația timpului de execuție a gropilor cu burghiul de 150 mm diametru pentru solul 3*

d) Degree of scattering of the soil taken from the hole

The degree of scattering of the soil taken out from the hole can be expressed through the ratio between the maximum diameter of scattering (or the diameter at which point most of the quantity of evacuated soil is scattered) and the diameter of the hole. The registered values for the determination of those qualitative indexes are given in Table 6.

d) Gradul de împrăştiere a solului scos din groapă

Gradul de împrăştiere a solului scos din groapă poate fi exprimat prin raportarea diametrului maxim de împrăştiere sau a diametrului la care se află depozitată cea mai mare cantitate de sol, la diametrul gropii. Valorile înregistrate pentru determinarea acestor indici calitativi de lucru sunt redați în tabelul 6.

Tabel 6 / *Tabelul 6*

Data regarding the quality of work with the Stihl BT 121 motto-borer on a horizontal ground / *Date privind calitatea lucrului cu motoburghiul Stihl BT 121 în condiţii de teren orizontal*

Type of soil / *Tipul de sol*	Ratio between the diameter at which point most of the quantity of evacuated soil is scattered and the diameter of the hole / *Raportul dintre diametrul la care se găseşte împrăştiată cea mai mare cantitate de sol evacuat şi diametrul gropii*	Ratio between the maximum diameter of scattering of the soil and the diameter of the hole / *Raportul dintre diametrul maxim de împrăştiere a solului şi diametrul gropii*	Ratio between the quantity of soil evacuated and the quantity of soil left in the hole / *Raportul dintre cantitatea de sol evacuată şi cantitatea de sol rămasă în groapă*	Average gas consumption / *Consumul mediu de combustibil,* [ml]
Sol 1	1.14 / *1,14*	1.21 / *1,21*	2.46 / *2,46*	4.72 / *4,72*
Sol 2	2.29 / *2,29*	2.43 / *2,43*	3.54 / *3,54*	5.56 / *5,56*
Sol 3	1.25 / *1,25*	1.38 / *1,38*	2.85 / *2,85*	4.55 / *4,55*

e) Degree of evacuation of the earth from the hole

The degree of evacuation of the soil from the hole is expressed in the ratio between the quantity (volume) of soil evacuated from the hole and the quantity of soil left in the hole at a 30 cm-depth.

f) Gas consumption for the digging of a hole

The measurements regarding the gas consumption were taken in conditions of ground previously unprepared, on a plain country where the study took place and the results are presented in Table 6.

The gas consumption was determined by introducing in the tank a known quantity of gas (0,5 l), with which there were made 106/90/110 holes, according to the type of soil. Relating the quantity of gas introduced in the tank to the number of holes dug we obtained the average quantity of gas for the digging of a hole, until the depth of 30 cm, which has the following values: 4.72 ml for the 1st type of soil, 1, 5.56 ml for the 2nd type of soil and 4.55 for the 3rd type of soil.

CONCLUSIONS

From all of the above, we can infer the following conclusions regarding the qualities and the behavior of the Stihl BT 121 motto-borer with a 150 mm drill in the sylvan field of activity, on a horizontal ground:

- Analyzing the granulometric composition of the three types of soil included in the experiment, we can say that the fact that the soils present a sand-dust-clay-like composition, also mentioning that the quotas of participation of the fraction “dust” in the 32 A parcel (2nd soil) is by far superior to the same fraction from the other parcels. Thus, we can explain the average time of execution of the hole as being bigger in this parcel than in the rest of the parcels included in the experiment
- In the pedological conditions of these three parcels included in the experiment the average time of execution of the holes are: 5.41 sec. for the 1st type of soil (gley-soil- the muddy subtype), for the 2nd type of soil (alluvial soil - the vertical-gleyed subtype) the average time was 23.42 sec, while for the 3rd soil (brown typically luvic soil) the average time was 6.08 sec for the 150 mm drill;
- After taking all the measurements for establishing the degree of compaction of the wall and bottom of the hole by the motto-borer during the work, it was inferred that in condition of normal humidity, if the motto-borers have sharp knives and are well conceived and executed from a technical point of view, do not register big values of resistance to penetration which could affect the ulterior development of the saplings;
- During the research, it was inferred that the wall of the hole is also compacted because of the wearing out of the spires of the helicoidal transporter or of the knife placed at the base of the last spire. Another possible cause for compaction occurs when the active diameter of the motto-borers’ knife is cut because of the wearing out, which can lead to the exaggerate compaction of the walls or of the bottom of the hole;

e) Gradul de evacuare a pământului din groapă

Gradul de evacuare a solului din groapă s-a exprimat prin raportul dintre cantitatea (volumul) de sol evacuată din groapă şi cantitatea de sol rămasă în groapă până la adâncimea de 30 cm.

f) Consumul de combustibil pentru realizarea unei gropi

Măsurătorile privind consumul de combustibil s-au executat în condiţii de teren nepregătit anterior, în regiunea de câmpie unde a fost localizat studiul, iar rezultatele sunt prezentate în tabelul 6.

Consumul de combustibil s-a determinat prin introducerea în rezervor a unei cantităţi cunoscute de combustibil (0,5 l), cu care s-au efectuat 106/90/110 gropi, în funcţie de tipul de sol. Raportând cantitatea de combustibil introdusă în rezervor la numărul de gropi forate, s-a obţinut cantitatea de combustibil medie pentru forarea unei gropi, până la adâncimea de 30 cm, care are următoarele valori: 4.72 ml în cazul tipului de sol 1; 5.56 ml pentru tipul de sol 2 şi 4.55 ml în cazul solului 3.

CONCLUZII

Din cele expuse până aici, se pot formula următoarele concluzii cu privire la calităţile şi comportarea motoburghiului Stihl BT 121, echipat cu un burghiu cu diametrul de 150 mm în sectorul forestier, în condiţii de teren orizontal:

- Analizând compoziţia granulometrică a celor trei tipuri de soluri cuprinse în experiment se poate afirma faptul că solurile prezintă o compoziţie nisipo-prăfoasă-argiloasă cu precizarea că, cotele de participare a fracţiunii „praf” din parcela 32 A (sol 2) este net superioară aceleiaşi fracţiuni din celelalte parcele. Astfel, poate fi justificat timpul mediu de execuţie a gropii ca fiind mult mai mare în această parcelă comparativ cu restul unităţilor amenajistice cuprinse în experiment;
- În condiţiile pedologice celor trei parcele cuprinse în experiment timpii medii de execuţie a gropilor sunt de: 5.41 sec. pentru tipul de sol 1 (gleisol - subtipul mlăştinos), pentru tipul de sol 2 (aluvisol - subtipul vertic gleizat) timpul mediu este de 23.42 sec iar în cazul solului 3 (brun luvic tipic) timpul mediu de realizare a unei gropi este de 6.08 sec pentru burghiul cu diametru de 150 mm;
- În urma măsurătorilor executate în scopul stabilirii gradului de compactare a peretelui şi fundului gropii de către burghiu în timpul lucrului, s-a constatat că în condiţii de umiditate normală, dacă burghiele au cuţite ascuţite şi sunt bine concepute şi executate din punct de vedere tehnic, nu se înregistrează valori mari ale rezistenţei la penetrare care ar putea afecta dezvoltarea ulterioară a puieţilor;
- În timpul cercetărilor, s-a constatat că se compactează peretele gropii şi datorită uzurii spirelor ale transportorului elicoidal sau a cuţitului amplasat la baza ultimei spirale. O altă cauză posibilă a tasării apare atunci când se micşorează diametrul activ al cuţitului burghiului datorită uzurii, ceea ce poate conduce la compactarea exagerată a pereţilor sau a fundului gropii;

- The small values of the resistance to penetration and shearing were obtained also because of the optimal values of the soil humidity during the drilling of the holes, these values oscillating between 19.20 % and 22.31 %;
- The ratio between the diameter at which one can find scattered the biggest amount of soil evacuated and the diameter of the hole varies according to the type of soil as it follows: 1.14 for the 1st soil, 2.29 for the 2nd soil and 1.25 for the 3rd soil;
- The ratio between the quantity of soil evacuated and the quantity of soil left in the hole registers values between 2.46 and 3.54;
- The average gas consumption necessary for digging a hole until the 30cm-depth is 4.72 ml for the 1st type of soil, 1, 5.56 ml for the 2nd type of soil and 4.55 for the 3rd type of soil.

REFERENCES

[1]. Canarache A., and colab., (1990) – *Tutorial for the study of the soil on the spot and in the laboratory*, Publishing House Agro-Silvică, Bucharest;
[2]. Chiru V., Duda A., Popescu I., (1963) - *Research Regarding the Mechanized Plantation in the Mountain Region*, The Polytechnic Institute, Faculty of Sylviculture, Braşov, Scientific Papers, vol. VI., p. 287-298;
[3]. Kruch J., Popescu I., Derczeni R., (2002) - *Geotechniques with Elements of Amelioration of Setting Soils*, University of Transylvania Printing Press, Braşov, p. 257;
[4]. Popescu I., Mihai S., (1966) - *Research Regarding the Mechanization of Soil Preparations of the Ground for the Forestation in the Hill Region*, The Polytechnic Institute, Faculty of Sylviculture, Braşov, Scientific Papers, vol. IX., p. 63-73;
[5]. Popescu I., (1984) - *Mechanization of the forestry processing*, Publishing House Ceres, Bucharest;
[6]. Popescu I., Popescu S., (2000) - *Mechanization of Forestry Works*, University of Transylvania Printing Press, Braşov; p. 533;
[7]. Popescu I., Derczeni R., (2006) - *Technical Means and Procedures to Dig Holes with Protecting Cavities for the Saplings*, Proceedings of the Biennial International Symposium, Forest and Sustainable Development, Braşov, p.153-158;
[8]. Popescu I., (2006) - *Technological Variants of Mechanization for Digging Holes for Planting Saplings in Cavities*, Proceedings of the Biennial International Symposium, Forest and Sustainable Development, Braşov, p.159-164;
[9]. Rusu T., Paulette Laura, Cacovean H., Turcu V., (2007) - *Physics, Hydro-physics, Chemistry and Respiration of the Soil- Research Methods*, Risoprint Printing Press, Cluj-Napoca, p. 188;
[10]. Tudosoiu P., Iana A., Cadariu GH., Grădină C., Iacob I., Negoescu N., Mihăilă I., Marinescu V. (1968) - *Portable Borer for Digging Planting Holes*, Technical Research Center for the Forestry Economy, Bucharest;
[11]. *** www.stihl.ro.

- Valorile mici ale rezistenței la penetrare şi forfecare s-au obținut şi datorită valorilor optime ale umidității solului în momentul forării gropilor, aceste valori oscilează între 19,20 % şi 22,31 %;
- Raportul dintre diametrul la care se găseşte împrăştiată cea mai mare cantitate de sol evacuat şi diametrul gropii variază în funcție de tipul de sol astfel:1.14 pentru solul1, 2.29 în cazul solului 2 şi 1.25 pentru solul 3;
- Raportul dintre cantitatea de sol evacuată şi cantitatea de sol rămasă în groapă înregistrează valori cuprinse între 2.46 şi 3.54;
- Consumul mediu de combustibil necesar pentru forarea unei gropi până la adâncimea de 30 cm este de 4.72 ml pentru tipul de sol 1, 5.56 ml în cazul solului 2 şi 4.55 în cazul solului 3.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Canarache A., and colab., (1990) - *Îndrumător pentru studiul solului pe teren şi în laborator*, Editura Agro-Silvică, Bucureşti;
[2]. Chiru V., Duda A., Popescu I., (1963) - *Cercetări privind plantarea mecanizată în regiunea de munte*, Institutul Politehnic Braşov, Facultatea de Silvicultură, Lucrări ştiințifice vol. VI., p. 287-298;
[3]. Kruch J., Popescu I., Derczeni R., (2002) - *Geotehnică cu elemente de îmbunătățire a pământurilor de fundare*, Editura Universității Transilvania din Braşov, p. 257;
[4]. Popescu I., Mihai S., (1966) - *Cercetări privind mecanizarea lucrărilor de pregătire a terenului pentru împădurit în regiunea de deal*, Institutul Politehnic Braşov, Facultatea de Silvicultură, Lucrări ştiințifice vol. IX., p. 63-73;
[5]. Popescu I., (1984) - *Mecanizarea lucrărilor silvice*, Editura Ceres, Bucureşti.
[6]. Popescu I., Popescu S., (2000) - *Mecanizarea lucrărilor silvice*; Editura Universității Transilvania din Braşov, Braşov; p. 533;
[7]. Popescu I., Derczeni R., (2006) - *Mijloace tehnice şi procedee de executare a gropilor cu cavități de protejare a puieților*, Proceedings of the Biennial International Symposium, Forest and Sustainable Development, Braşov, p.153-158;
[8]. Popescu I., (2006) - *Variante tehnologice de mecanizare a execuției gropilor de plantat puieți în cavități*, Proceedings of the Biennial International Symposium, Forest and Sustainable Development, Braşov, p.159-164;
[9]. Rusu T., Paulette Laura, Cacovean H., Turcu V., (2007) - *Fizica, hidrofizica, chimia şi respirația solului – Metode de cercetare*, Editura Risoprint Cluj-Napoca, p.188;
[10]. Tudosoiu P., Iana A., Cadariu GH., Grădină C., Iacob I., Negoescu N., Mihăilă I., Marinescu V. (1968) - *Motoburghie portabile de săpat gropi pentru plantat,* Centrul de Documentare Tehnică pentru Economia Forestieră, Bucureşti, p. 174;
[11]. *** www.stihl.ro.

RESEARCH ON IMPROVEMENT OF WORKING PROCESS OF FIBROUS FORAGES SHREDDING BODIES
/
CERCETĂRI PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PROCESULUI DE LUCRU AL ORGANELOR DE MĂRUNȚIT FURAJE FIBROASE

PhD. Eng. Caba I.L.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.[2)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.[1)], PhD. Eng. Vlăduț V.[3)], PhD. Stud. Eng. Nițu M.[3)]
[1)]USAMVB Timisoara / Romania; [2)]P.U. Bucharest / Romania; [3)]INMA Bucharest / Romania
Tel: 0256-487036; E-mail: cabaioan@yahoo.com

Abstract:

In the process of fibrous forage harvesting, an important requirement is the proper shredding, because it enters directly or indirectly in the animal feed composition, whether it is about of fresh fibrous feed with a high degree of moisture or it is about of withered feed, in some cases even dried. Is known that the energetic contribution to achieve of a cut differs within large limits, depending on many factors.

For reducing of energy consumption during the shred of fibrous feedingstuffs to minimum possible, we must know the mechanism of cutting process, ensuring also and the harvesting equipments reliability.

Keywords: cutting process, shredding of fibrous feedingstuffs

Rezumat:

În procesul de recoltare a plantelor furajere fibroase, o cerință importantă este mărunțirea corespunzătoare, datorită faptului că intră direct sau indirect în componența hranei animalelor, indiferent dacă este vorba de furaje fibroase proaspete cu un grad ridicat de umiditate, sau despre furaje vestejite, în unele cazuri chiar uscate. Se cunoaşte faptul că aportul energetic pentru realizarea unei tăieturi diferă în limite largi, depinzând de mulți factori.

Petru reducerea consumului de energie în timpul mărunțirii a furajelor fibroase la minim posibil, trebuie să cunoaştem mecanismul procesului de tăiere, care asigură totodată şi fiabilitatea utilajelor de recoltat.

Cuvinte cheie: *mărunțire a furajelor fibroase; procesul de tăiere*

INTRODUCTION

In the technological process of cultivation of a forage plant a work of great significance is harvesting. Forage plants harvesting must be done within the optimum range indicated by the zootechnical requirements appropriate to the relevant crop, without losses or qualitative depreciations that could affect the quality of zootechnics production. To perform the harvesting of forage plants in the optimal period exist several solutions:

- realization of a large number of agricultural machinery for the harvesting of forage plants;
- increasing the productivity of forage plant harvesters.

The first solution seems to be a hard to achieve option in financial terms, because the short duration of use of these machines during a calendar year would lead to the difficult and prolonged amortization, and the forage plant harvesters would suffer besides the physical wear and the moral wear. The second solution seems more favorable, but also increasing of working capacity is limited by certain factorsi.

INTRODUCERE

În procesul tehnologic al culturii unei plante furajere o lucrare de mare însemnătate este recoltatul. Recoltarea plantelor furajere trebuie făcută în intervalul optim indicat de cerințele agro-zootehnice corespunzătoare culturii respective, fără pierderi sau deprecieri calitative care ar putea afecta calitatea producției din zootehnie. Pentru a executa recoltarea plantelor furajere în perioada optimă există mai multe soluții:

- realizarea unui număr mare de maşini agricole de recoltat plante furajere;
- mărirea productivității maşinilor de recoltat plante furajere.

Prima soluție pare a fi o variantă greu de realizat din punct de vedere financiar, deoarece durata scurtă de utilizare ale acestor utilaje în timpul unui an calendaristic ar duce la amortizarea greoaie şi de lungă durată, iar maşinile de recoltat plante furajere ar suferi pe lângă uzura fizică şi pe cea morală. Soluția a doua se pare mai favorabilă, însă şi creşterea capacității muncii este limitată de anumiți factori.

MATERIALS AND METHOD

Starting from the theoretical working capacity of a harvester aggregate we can highlight the factors:

MATERIALE ŞI METODA

Pornind de la capacitatea de lucru teoretică a unui agregat de recoltat putem scoate în evidență factorii:

$$W_t = 0{,}1\ B\ V_e\ T \text{ (ha / working shift - } \textit{schimb de lucru}\text{)} \quad (1)$$

where: W_t - theoretical working capacity of an aggregate expressed in hectares per working shift;

B – constructive working width of the aggregate in m;

V_e – working theoretical speed in km / h;

T – theoretical working time in one shift in hours.

Carefully analyzing the relationship (1), can easily see that the theoretical labor productivity in the case of forage plant harvesters depends on three factors. If we assume that by a perfect assimilation of working technique by the agricultural mechanic workers which use these forage harvesters and by realizing of some aggregates with a reliability factor of 100%, assuming the maximum use of the working time h / shift, we find that on these factors can no longer intervene.

unde: W_t - capacitatea de lucru teoretică a unui agregat exprimată în ha pe schimb de lucru;

B – lățimea de lucru constructivă a agregatului în m;

V_e – viteza teoretică de lucru în km /h;

T – timpul teoretic de lucru într-un schimb în ore.

Analizând cu atenție relația (1), cu uşurință se poate da seama că productivitatea teoretică a muncii în cazul maşinilor de recoltat plante furajere depinde de trei factori. Dacă presupunem că printr-o însuşire perfectă a tehnicii de lucru de către mecanizatorii care folosesc aceste maşini de recoltat plante furajere şi prin realizarea unor agregate cu un coeficient de siguranță în funcționare de 100%, presupunând utilizarea la maxim a timpului de lucru h /schimb, constatăm că asupra acestor factori nu se mai poate interveni.

Regarding the working width, it is found that it varies at the forage harvesters within large limits and can reach values of around 6 m. It is to observe that also this magnifying factor of the working capacity of a forage harvester aggregate is limited by constructive considerations, knowing that because of the terrain irregularities the forages may be contaminated with soil, that would compromise the harvesting process. Another shortcoming is the putting into circulation on public roads of equipment with exceeded overall sizes, which would lead to hinder, delay or even blocking the traffic on those sections, not rarely leading to big car accidents with material significant damages, or in some extreme cases, at human life losses.

The last factor ofthe working capacity formula is represented by the speed of the forage harvester aggregate. This is the main factor on which might act in the sense of increasing.

But increasing the movement speed however, must take into account of certain criteria such as:

- the correlation of working capacities of devices from the technological flow respectively of mowing, of lifting and shredding forages;
- the available power of the energetic source to ensure the movement or the self-movement of the forage harvester aggregate;
- ensuring of a normal working process of active organs with compliance with the zootechnical requirements on the quality and losses reduction of forage material and of energy consumption.

RESULTS

Analysing those shown above, it is obvious that the study of functioning of the lifting devices from windrow and of the charging – shredding devices of harvesting and transportation machines of feed materials would allow finding of better technical solutions, in order to reduce the losses of forage material and of energy consumption.

The shredding or in other words the chopping of fibrous feedingstuffs is a complex technological process, different than the process of shearing of the metals, the sectioning of fibers being preceded by multiple stresses to compression, crushing, bending, stretching etc. The cutting resistance depends on both the the natural characteristics of the strains, and of the technical and technological factors, such as: the geometrical and kinematic characteristics of the cutting bodies, the characteristics of the material flux etc.

By mode of movement of the knife edge against the fibers direction there are two categories of cutting:

- actual cutting or of shearing;
- longitudinal cutting or defibering cut.

After the movement direction of the blade against the line of the cutting edge two kinds of cuts are carried out:

- normal cutting, when the cutter velocity vector is perpendicular to the edge;
- cutting with sliding, when the velocity vector is inclined compared to edge.

The effective cuts are of four types (Fig. 1):

a) frontal cut, $\delta = 0^0; \theta = 0^0$;

b) oblique cut, $0^0 < \delta < 90^0; \theta = 0^0$;

c) inclined cut $\delta = 0^0; 0^0 < \theta < 90^0$;

d) combined cut or obliquely inclined, $0^0 < \delta < 90^0; 0^0 < \theta < 90^0$;

The longitudinal cuts are of three types:

e) longitudinal splitting cut, $\theta = 90^0; \delta = 0$;

f) transversal cut, $\delta = 90^0; \delta$ does not depend on θ;

g) transversely - longitudinal cut, $0^0 < \delta < 90^0; \theta = 90^0$.

where: δ is the angle of inclination of the cutting plane against the axis of the stalk;

În ceea care priveşte lățimea de lucru, se constată că aceasta variază, la maşinile de recoltat plante furajere în limite largi şi poate să atingă valori în jur de 6 m. Este de observat că şi acest factor de mărire a capacității muncii a unui agregat de recoltat plante furajere este limitat de considerente constructive, cunoscut fiind faptul că din cauza neregularităților terenului furajele pot fi impurificate cu pământ, care ar duce la compromiterea procesului de recoltat. Un alt neajuns îl reprezintă punerea în circulație pe drumurile publice a unor utilaje cu gabarite depăşite, care ar duce la îngreunarea, încetinirea sau chiar blocarea circulației pe acele tronsoane, nu rareori ducând la accidente grave de circulație cu pagube materiale însemnate, sau în unele cazuri extreme, la pierderi de vieți omeneşti.

Ultimul factor al formulei capacității de lucru îl reprezintă viteza de deplasare a agregatului de recoltat plante furajere. Acesta reprezintă principalul factor asupra cărui s-ar putea acționa în sensul măririi.

Dar mărirea vitezei de deplasare totuşi trebuie să țină seama de unele criterii cum ar fi:

- corelarea capacităților de lucru ale dispozitivelor din fluxul tehnologic respectiv de cosit, de ridicat şi de mărunțit furaje;
- puterea disponibilă a sursei energetice pentru asigurarea deplasarea sau autodeplasarea a agregatului de recoltat plante furajere;
- asigurarea unui proces normal de lucru al organelor active cu respectarea cerințelor agro-zootehnice privind calitatea şi reducerea pierderilor de material furajer şi al consumului de energie.

REZULTATE

Analizând cele arătate mai sus, este evident faptul că studierea funcționării aparatelor de ridicat din brazdă şi a dispozitivelor de încărcare – mărunțire a maşinilor de recoltat şi transportat materiale furajere ar permite găsirea unor soluții tehnice mai bune, în vederea reducerii pierderilor de material furajer şi al consumului de energie.

Mărunțirea sau altfel spus tocarea furajelor fibroase reprezintă un proces tehnologic complex, diferit de procesul de forfecare a metalelor, secționarea fibrelor fiind precedată de solicitări multiple la compresiune, strivire, încovoiere, întindere etc. Rezistența la tăiere depinde atât de caracteristicile naturale ale tulpinilor, cât şi de factorii tehnici şi tehnologici, cum ar fi: caracteristicile geometrice şi cinematice ale organelor de tăiere, caracteristicile fluxului de material etc.

După modul de deplasare al tăişului cuțitului față de direcția fibrelor se deosebesc două categorii de tăiere:

- tăiere propriu – zisă sau de retezare;
- tăiere longitudinală sau de defibrare.

După direcția de deplasare a cuțitului față de linia tăişului se realizează două feluri de tăieri:

- tăiere normală, când vectorul vitezei cuțitului este perpendiculară pe tăiş;
- tăierea cu alunecare, când vectorul vitezei este înclinat față de tăiş.

Tăierile efective sunt de patru tipuri (fig. 1):

a) tăiere frontală, $\delta = 0^0; \theta = 0^0$;

b) tăiere oblică, $0^0 < \delta < 90^0; \theta = 0^0$;

c) tăiere înclinată $\delta = 0^0; 0^0 < \theta < 90^0$;

d) tăiere combinată sau oblic înclinată, $0^0 < \delta < 90^0; 0^0 < \theta < 90^0$;

Tăierile longitudinale sunt de trei feluri:

e) tăiere de despicare longitudinală, $\theta = 90^0; \delta = 0$;

f) tăiere transversală, $\delta = 90^0; \delta$ nu depinde de θ;

g) tăiere transversal - longitudinală, $0^0 < \delta < 90^0; \theta = 90^0$.

unde: δ este unghiul de înclinare al planului de tăiere față de axa tulpinii;

θ - is the angle that makes the cutting plan (the velocity vector) and the transverse plane (frontal);
φ - cutting angle located between the cutting plane and the frontal plane of the stalk.

The researches have been focused on establishing the laws of variation of the consumed energy depending on the angles δ and θ, considering as initial sizes the necessary energy for frontal, longitudinal and transverse cuttings.

θ - este unghiul pe care îl face planul de tăiere (vectorul de viteză) şi planul transversal (frontal);
φ - unghiul de tăiere situat între planul de tăiere şi planul frontal al tulpinii.

Cercetările au fost îndreptate asupra stabilirii legilor de variaţie a energiei consumate în funcţie de unghiurile δ şi θ, considerând ca mărimi iniţiale energiile necesare tăierilor frontale, longitudinale şi transversale.

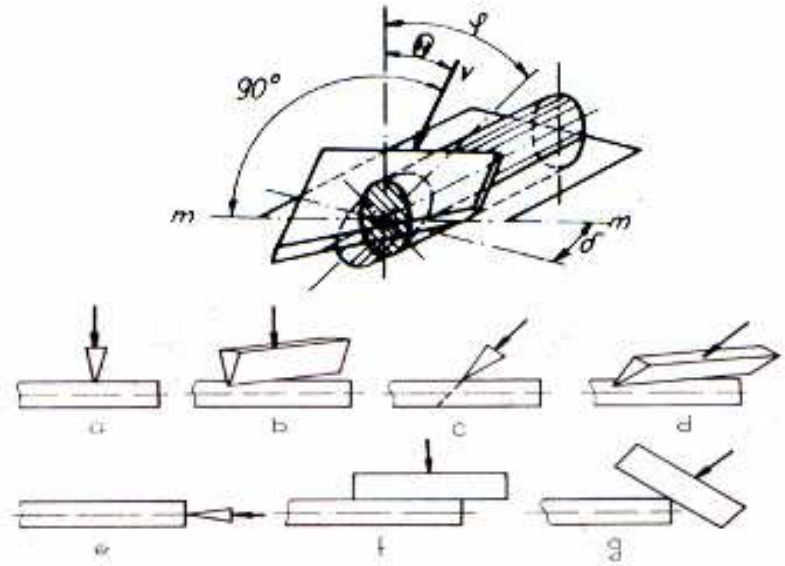


Fig. 1 - Schematic presentation of the cutting types /
Prezentarea schematică a tipurilor de tăiere

The mechanical work specific to frontal and transversal cuttings has been experimentally determined, and the mechanical work necessary to longitudinal cutting was determined by extrapolation, using values obtained at inclined cutting. Thus relations have been established for determining the energy consumption at oblique cutting, inclined, oblique-inclined and longitudinal transversal.

Most of shredding devices are designed for the achieving of properly cuttings of cutback, but in their operation is performed the elements of oblique and oblique-inclined cuttings. In the case of thick-stemmed plants the minimum resistance to cutting is obtained in the case of transversal cutting. The mechanical work at the transversal cutting is lower than 4 - 4,7 times than at the frontal cutting. The other ways to cut deals with intermediate places with regard to the energy consumption. In the case of oblique, inclined and oblique - inclined, the mechanical work for cutting decreases compared to the mechanical work at the frontal cutting. The maximum reduction is about 20% and takes place at the oblique cutting.

In the cutting process there are two phases: the pre-compression of the material by means of the knife and the properly cutting. At the frontal cutting with normal movement of the knife the process begins with the pressing and crushing of strains perpendicular to the fibers, continues with hardening of the material in the contact zone with the cutting edge, then the bending of the neighboring fibers, the traction of those bent and finally, the breaking. At cutting with sliding another deformation is added and a transversale traction of fibers, and the destruction is produced gradually by an isolation of weaker fibrous elements.

Cutting force in this case is less than at the normal movement. During passage of the knife through the layer of material appear efforts acting on the material and make the destruction, cutting of fibers and efforts due to the blade penetration resistance into material.

The forces corresponding to these efforts are presented in Figure 2.

Lucrul mecanic specific la tăieri frontale şi transversale s-a determinat experimental, iar lucrul mecanic necesar tăierii longitudinale s-a stabilit prin extrapolare, folosind valorile obţinute la tăierea înclinată. Astfel s-au stabilit relaţii pentru determinarea consumului de energie la tăierea oblică, înclinată, oblic-înclinată şi longitudinal transversală.

Majoritatea dispozitivelor de tocare sunt concepute pentru realizarea tăierilor propriu - zise de retezare, dar în funcţionarea lor se realizează elementele tăierilor oblică şi oblic-înclinată. În cazul plantelor cu tulpină groasă rezistenţa minimă la tăiere se obţine în cazul tăierii transversale. Lucrul mecanic la tăierea transversală este mai mic de 4 - 4,7 ori decât la tăierea frontală. Celelalte moduri de tăiere ocupă locuri intermediare în privinţa consumului de energie. În cazul tăierilor oblică, înclinată şi oblică - înclinată, lucrul mecanic pentru tăiere scade în comparaţie cu lucrul mecanic la tăierea frontală. Reducerea maximă este de aproximativ 20% şi are loc la tăierea oblică.

În procesul de tăiere se disting două faze: precomprimarea materialului cu ajutorul cuţitului şi tăierea propriu - zisă. La tăierea frontală cu deplasarea normală a cuţitului procesul începe cu presarea şi strivirea tulpinilor perpendicular pe fibre, continuă cu întărirea materialului în zona de contact cu tăişul, apoi încovoierea fibrelor vecine, tracţiunea celor încovoiate şi în final, ruperea. La tăierea cu alunecare se adaugă încă o deformaţie şi o tracţiune transversală a fibrelor, iar distrugerea se produce treptat printr-o izolare a elementelor fibroase mai puţin rezistente.

Forţa de tăiere în acest caz este mai mică decât la deplasarea normală. În timpul trecerii cuţitului prin stratul de material apar eforturi care acţionează asupra materialului şi efectuează distrugerea, tăierea fibrelor şi eforturi datorate rezistenţei la pătrundere a lamei în material.

Forţele corespunzătoare acestor eforturi sunt prezentate în figura 2.

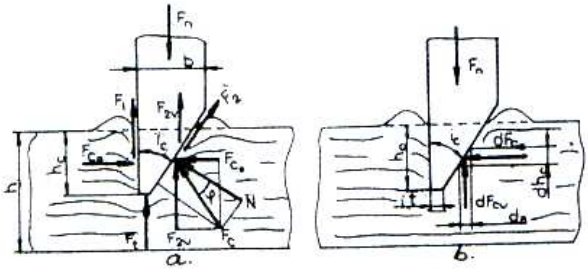


Fig. 2 - Schematic representation of resistances to cutting /
Reprezentarea schematică a rezistențelor la tăiere

where: F_t - cutting force;
N - the normal force on the flank of the cutting edge;
F_2 - the frictional force of sidewall of the cutting edge with the material;
F_1 - the lateral frictional force;
F_n - the force acting on the knife to be able to pass through the material;
t - thickness of the cutting edge;
h - thickness of material layer;
h_c - pre-compression of the material corresponding to the beginning of cutting;
i_c - the sharpening angle of knife;
b - thickness of knife blade.

The force to be applied to the knife for passing through the material is:

unde: F_t - forța de tăiere;
N - forța normală pe flancul tăişului;
F_2 - forța de frecare a flancului tăişului cu materialul;
F_1 - forța de frecare laterală;
F_n - forța care acționează asupra cuțitului ca să poată să treacă prin material;
t - grosimea tăişului;
h - grosimea stratului de material;
h_c - precomprimarea materialului corespunzător începerii tăierii;
i_c - unghiul de ascuțire al cuțitului;
b - grosimea lamei cuțitului.

Forța care trebuie aplicată cuțitului pentru trecerea prin material este:

$$F_n = F_t + F_{cv} + F_1 + F_{2v} \quad (2)$$

The cutting force can be written:

Forța de tăiere se poate scrie:

$$F_t = t\,L\,\sigma_r \quad (3)$$

where: - σ_r is the stress at breaking.
the analytical expression of the stress at breaking can be written:

unde: - σ_r este tensiunea la rupere.
Expresia analitică a tensiunii la rupere se poate scrie:

$$\sigma_r^2 = \sigma_1^2 \cos^2\delta + \sigma_2^2 \sin^2\delta \quad (4)$$

where: σ_1 - the bracking stress at the frontal cutting;
σ_2 - the bracking stress at the transversal cutting;
δ - the angle of inclination of the cutting plane.

The mechanical work specific for oblique cutting (sliding cutting, where $\varphi < \zeta$) is written:

unde: σ_1 - tensiunea de rupere la tăierea frontală;
σ_2 - tensiunea de rupere la tăierea transversală;
δ - unghiul de înclinație al planului de tăiere.

Lucrul mecanic specific pentru tăiere oblică (tăiere cu alunecare, unde $\varphi < \zeta$) se scrie:

$$l_s = \sqrt{l_1^2 \cos^2\delta + l_2^2 \sin^2\delta} \quad (5)$$

and in the case of cutting without sliding, where $\zeta < \varphi$, the above relation can be written:

iar în cazul tăierii fără alunecare, unde $\zeta < \varphi$, relația de mai sus se poate scrie:

$$l_s' = \sqrt{l_1'^2 \cos^2\delta + l_2'^2 \sin^2\delta} \quad (6)$$

where:
l_1 - the specific mechanical work necessary for frontal cutting with sliding;
l_1' - the specific mechanical work necessary for frontal cutting;
l_2 - the specific mechanical work necessary for transversal cutting with sliding;
l_2' - the specific mechanical work necessary for transversal cutting;
ζ - the friction angle of the cutting edge with the plant stalk.

The differences between the specific mechanical work values is explained by the fact that in the case of cutting with sliding the fibers breakage is done by splitting and at the cutting without sliding is done by deformation. Establishing a relationship between the two types of specific mechanical work of cutting (frontal / transversal), results a coefficient η whose value $\eta = \frac{l_1}{l_2} = \frac{l_1'}{l_2'}$ increases with decreasing of humidity of shredded material. Its value increases and with increasing of cutting speed. If we know the value of η_1 can be find the specific mechanical work of oblique cutting for any value of the angle δ.

The total mechanical work at the oblique cutting is

unde:
l_1 - lucrul mecanic specific necesar tăierii frontale cu alunecare;
l_1' - lucrul mecanic specific necesar tăierii frontale;
l_2 - lucrul mecanic specific necesar tăierii transversale cu alunecare;
l_2' - lucrul mecanic specific necesar tăierii transversale;
ζ - unghiul de frecare al tăişului cu tulpina plantei.

Deosebirile dintre valorile lucrului mecanic specific se explică prin faptul că în cazul tăierii cu alunecare ruperea fibrelor se face prin despicare iar la tăierea fără alunecare se face prin deformație. Stabilind un raport între cele două categorii de lucru mecanic specific de tăiere (frontal / transversal), rezultă un coeficient η al cărui valoare $\eta = \frac{l_1}{l_2} = \frac{l_1'}{l_2'}$ creşte odată cu scăderea umidității materialului de tocat. Valoarea lui creşte odată şi cu creşterea vitezei de tăiere. Dacă se cunoaşte valoarea lui η_1 se poate afla lucrul mecanic specific al tăierii oblice pentru orice valoare a unghiului δ.

Lucrul mecanic total la tăierea oblică este determinat cu

determined by the formula:

formula:

$$L = L_1 \frac{\pi d^2}{4\cos\delta} \quad (7)$$

where:
d - the diameter of the stalk in the cutting place;
L_1 - the total mechanical work in the case of frontal cutting with sliding;
δ - the angle of inclination of cutting plan.

It can be observed in the formula (6) that the total mechanical work necessary for cutting increases with the increasing of the angle δ. This growth is slower at the beginning, but has a a spectacular increase. The explanation consists in that with the increase of the angle δ, increases the cutting surface by approaching to the transversal cutting. The conclusion is that in the case of oblique cutting without sliding does not reduces the energy consumption by changing the position of the knife. At the oblique cutting with sliding it is found that in proportion as the angle δ increases, takes place a decrease of the energy required for cutting, followed by a rapid growth also.

unde:
d - diametrul tulpinii în locul tăierii;
L_1 - lucrul mecanic total în cazul tăierii frontale cu alunecare;
δ - unghiul de înclinare al planului de tăiere.

Se poate observa în formula (6) că lucrul mecanic total necesar tăierii creşte odată cu creşterea unghiului δ. Această creştere este mai lentă la început, dar cunoaşte o creştere spectaculoasă. Explicația constă în aceea că odată cu creşterea unghiului δ, se măreşte suprafața de tăiere prin apropierea de tăierea transversală. Concluzia este că în cazul tăierii oblice fără alunecare nu se reduce consumul de energie prin modificarea poziției cuțitului. La tăierea oblică cu alunecare se constată că pe măsură ce creşte unghiul δ, are loc o scădere a energiei necesare tăierii, după care urmează o creştere de asemenea rapidă.

$$\delta = arctg\sqrt{\eta_1 - 2} \quad (8)$$

From expression (7) it is inferred that the corresponding angle for minimum mechanical work cutting depends on the ratio of the specific mechanical work at the frontal and transversal cutting, and the reduction of mechanical work is only possible for the value $\eta_1 > 2$.

In the case of the inclined cutting, the researches have shown that the stress can be determined without taking into account the slidings. By destroying the fibers occurs the stalks splitting, even in the absence of knife sliding. The inclined cutting represents the transition from the frontal to longitudinal and is characterized by the inclination angle θ of the cutting plan.

Din expresia (7) se deduce că unghiul δ corespunzător lucrului mecanic minim de tăiere depinde de raportul dintre lucrul mecanic specific la tăierea frontală şi transversală, iar micşorarea lucrului mecanic este posibilă numai pentru valoarea $\eta_1 > 2$.

În cazul tăierii înclinate, cercetările au demonstrat că tensiunile se pot determina fără a se ține seama de alunecări. Prin distrugerea fibrelor are loc despicarea tulpinii, chiar şi în lipsa alunecării cuțitului. Tăierea înclinată reprezintă trecerea de la cea frontală la longitudinală şi se caracterizează prin unghiul θ de înclinație al planului de tăiere.

$$l_\theta = l_1\cos^2\theta + l_3\sin^2\theta = l_1\left(\cos^2\theta + \frac{1}{\eta_2}\sin^2\theta\right) \quad (9)$$

where: l_3 is the specific mechanical work of longitudinal cutting; and $\eta_2 = \frac{l_1}{l_3}$.

The longitudinal-transversal cutting is a transition phase from the longitudinal to that transversal cutting and is subject to the same laws as the oblique cutting, and the specific mechanical work of cutting:

unde: l_3 este lucrul mecanic specific al tăierii longitudinale; iar $\eta_2 = \frac{l_1}{l_3}$.

Tăierea longitudinal-transversală este o fază de trecere de la tăiere longitudinală la cea transversală şi se supune aceloraşi legi ca şi tăierea oblică, iar lucrul mecanic specific de tăiere este:

$$l = l_3\cos^2\delta + l_2\sin^2\delta = l_3\left(\cos^2\delta + \frac{1}{\eta_3}\sin^2\delta\right) \quad (10)$$

where: $\eta_3 = \frac{l_3}{l_2}$.

The inclined oblique cutting is characterized by the variation of both angles δ and θ the entire range of values, which means that it is the most general cutting case of fodder plants stalks.

The specific mechanical work in the case of oblique-inclined cutting with sliding is given by the relation:

unde: $\eta_3 = \frac{l_3}{l_2}$.

Tăierea oblic înclinată este caracterizată prin variația ambelor unghiuri δ şi θ în întregul interval de valori, ceea ce înseamnă că este cazul cel mai general de tăiere al tulpinilor de plante furajere.

Lucrul mecanic specific în cazul tăierii oblic-înclinate cu alunecare este dat de relația:

$$l_\psi = l_\delta\cos^2\theta + l\sin^2\theta = \left(l_1\cos^2\delta + l_2\sin^2\delta\right)\cos^2\theta + \left(l_3\cos^2\delta + l_2\sin^2\delta\right)\sin^2\theta \quad (11)$$

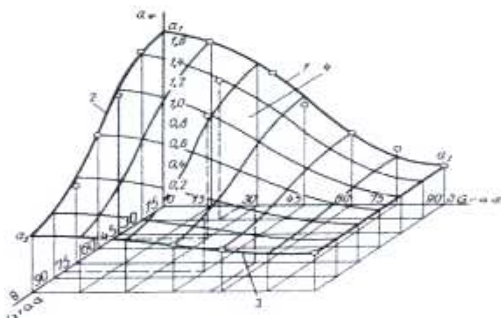


Fig. 3 - The dependency between the specific mechanical work of the oblique inclined cutting and the angles δ and θ represented in the spatial diagram / *Dependența dintre lucrul mecanic specific al tăierii oblice înclinate şi unghiurile* δ şi θ reprezentat în diagrama spațială

The relation between the specific work of the oblique inclined cutting and the angles δ and θ is graphically represented as a spatial diagram (Fig. 3).

The main types of cuttings are represented by the points:

- a_1 the frontal cutting;
- a_2 the transversal cutting;
- a_3 the longitudinal cutting.

The curves represents as follows:

1. oblique cutting;
2. inclined cutting;
3. longitudinal-transversal cutting;
4. oblique-inclined cutting.

The straight line of the surface represents the transversal cutting, for which the specific mechanical work does not depends on the variation of angle θ. The rest of surface characterizes the specific mechanical work of the oblique inclined cutting under different angles. The sinusoidal surface $l_\psi = f(\delta,\theta)$ contains all possible cutting cases. From the diagram results that the the specific mechanical work is minimal in the case of transversal position. Generally, work mecanical needed for the stalk cutting is:

Relația dintre lucrul specific al tăierii oblice înclinate şi unghiurile δ şi θ se reprezintă grafic sub forma unei diagrame spațiale (fig. 3).

Tipurile principale de tăieri sunt reprezentate prin punctele:

- a_1 tăierea frontală;
- a_2 tăierea transversală;
- a_3 tăierea longitudinală.

Curbele reprezintă după cum urmează:

1. tăierea oblică;
2. tăierea înclinată;
3. tăierea longitudinal-transversală;
4. tăierea oblică-înclinată.

Linia dreaptă a suprafeței reprezintă tăierea transversală, pentru care lucrul mecanic specific nu depinde de variația unghiului θ. Restul suprafeței caracterizează lucrul mecanic specific al tăierii oblice înclinate sub diferite unghiuri. Suprafața sinusoidală $l_\psi = f(\delta,\theta)$ cuprinde toate cazurile de tăiere posibile. Din diagramă reiese că lucrul mecanic specific este minim în cazul poziției transversale. În general, lucrul mecanic necesar tăierii tulpinii este:

$$L_\psi = l_\psi \frac{d^2\pi}{4\cos\psi} = l_\psi \frac{d^2\pi}{4\cos\delta\cos\theta} \quad (12)$$

$$L_\psi = L_1 \left(\cos\delta\cos\theta + \frac{1}{\eta_1}\frac{\sin\delta}{\cos\theta} tg\delta + \frac{1}{\eta_2}\cos\delta\sin\theta\, tg\theta\right. \quad (13)$$

where: L_1 is the mechanical work needed for the frontal cutting with an inclination ζ of the knife, to ensure the cutting with sliding. The following paragraph presents a spatial diagram (Fig. 4), that shows the mechanical work variation depending on the angles δ, θ in the case of the oblique cutting with sliding;

where: A_1 the frontal cutting;

- 1 the oblique cutting;
- 2 the inclined cutting;
- 3 the obliqueinclined cutting;
- 4 the minimum values line of mechanical work.

unde: L_1 este lucrul mecanic necesar pentru tăierea frontală cu o înclinare ζ a cuțitului, care să asigure tăierea cu alunecare. În continuare se prezintă o diagramă spațială (fig. 4), care ne arată variația lucrului mecanic în funcție de unghiurile δ, θ în cazul tăierii oblice cu alunecare,

unde: A_1 tăierea frontală;

- 1 tăierea oblică;
- 2 tăierea înclinată;
- 3 tăierea oblică înclinată;
- 4 linia valorilor minime ale lucrului mechanic.

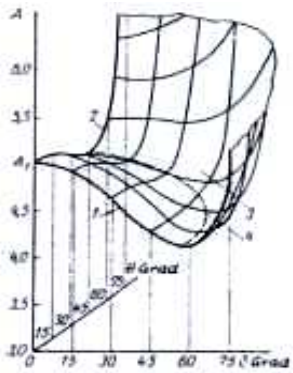


Fig. 4 - Variation of the mechanical work according to the angles δ and θ in the case of the oblique cutting with sliding /
Variația lucrului mecanic în funcție de unghiurile δ şi θ în cazul tăierii oblice cu alunecare

It can be concluded from those shown above, that the oblique cutting is characterized by a minimum mechanical work consumption and with the passing in an inclined position, the mechanical work rises to 80-90% from the value of the mechanical work at the frontal cutting. The curvilinear surface form the minimum values zone, with inclination to oblique cutting side.

For some materials is valid the relation of proportionality:

Se poate concluziona din cele arătate de mai sus, că tăierea oblică se caracterizează printr-un consum de lucru mecanic minim şi pe măsura trecerii în poziția înclinată, lucrul mecanic creşte până la 80 - 90 % din valoarea lucrului mecanic la tăierea frontală. Suprafața curbilinie formează zona valorilor minime, cu înclinație către partea tăierii oblice.

Pentru unele materiale este valabilă relația de proporționalitate:

$$\sigma_r = \varepsilon E \quad (14)$$

where:

E - the modulus of elasticity;

ε - relative deformation at the cutting limit.

unde:

E - modulul de elasticitate;

ε - deformația relativă la limita de tăiere.

$$\varepsilon = h_c/h \quad (15)$$

The relative deformation, respectively the pre-

Deformarea relativă, respectiv precomprimarea până

compression up begins the cutting decrease with increasing of cutting speed. The value σ_r = 25 - 50 N/mm^2.

According to Fig. 2, results:

$$N = F_{cv} \sin i_c + F_{co} \cos i_c \quad (16)$$

The lateral friction force F_1, is:

$$F_1 = f\, F_{co} \quad (17)$$

in which *f* is the coefficient of friction between the knife and the material. The vertical component F_{2v} of friction force F_2 = f N is given by the relation:

$$F_{2v} = f\, N \cos i_c = f\left(F_{cv} \frac{\sin 2i_c}{2} + F_{co} \cos^2 i_c \right) \quad (18)$$

The elementary force that produces the pre-compression of material on the transversal direction (Fig. 2.b), reported to one unit length of knife, is:

$$dF_{cv} = \varepsilon\, E\, dx = \varepsilon\, E\, dh_c\, tg\, i_c = E \frac{hc}{h}\, dh_c\, tg\, i_c \quad (19)$$

The vertical component will be:

$$F_{cv} = \frac{E}{h}\, tg\, i_c \int_0^{h_c} h_c\, dh_c = \frac{E}{2h}\, h_c^2\, tg\, i_c \quad (20)$$

The horizontal component F_{co} produces the deformation of material in the longitudinal direction. It is considered that the relative longitudinal deformation $\varepsilon_1 = \varepsilon\mu$, where μ is the Poisson coefficient, μ =0,08 - 0,1, for the layer of fibrous forages.

The elementary horizontal force is:

$$dF_{co} = \varepsilon_1\, E\, dh_c = \mu \frac{h_c}{h}\, E\, dh_c \quad (21)$$

from where:

$$F_{co} = \mu \frac{E}{h} \int_0^{h_c} h_c\, dh_c = \mu \frac{Eh_c^2}{2h} \quad (22)$$

Knowing all this, can determine the total force per a unit of length of knife, which is:

$$F_n = t\sigma_r + \frac{Eh_c^2}{2h}\left[tg\, i_c + f \sin^2 i_c + \mu\,(f + \cos^2 i_c)\right] \quad (23)$$

In the relation (22) the first term represents the cutting resistance, and the second term represents the parasitic resistance caused by material at the cutting blades penetration. In large part during the cutting process 50÷70% of the total cutting energy is due to parasitic resistances, and they are significantly influenced by the angle of sharpening i_c. Reducing the sharpening angle i_c leads to easier penetration of knife in the plants layer, to the reduction of frictions with the material and to the reduction of energy consumption. The drawback of this aspect is that at small values of the angle of sharpening i_c resistance to mechanical stresses the cutting edge shall be reduced and increases the wear. The common values of the sharpening angle i_c are between 20° şi 24°.

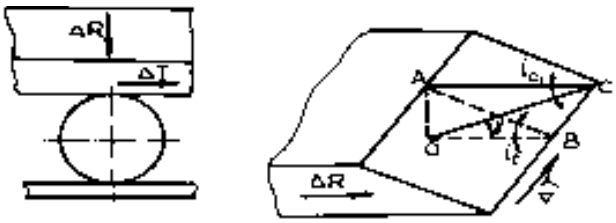


Fig. 5 - Schematic representation of cutting with sliding / *Reprezentarea schematică a tăierii cu alunecare*

In the case of cutting with sliding fig. 5, the knife is moving both on the normal direction from fibers, and on the longitudinal direction.

From the OAB and OAC triangles, results:

$$\text{tg } i_c = \frac{OA}{OB} \text{ şi tg } i_{c1} = \frac{OA}{OC} \quad (24)$$

By division is obtained:

Prin împărțire se obține:

$$\frac{tgi_{c1}}{tgi_c} = \frac{OB}{OC} = \cos\gamma \quad (25)$$

from where:

de unde:

$$\text{tg } i_{c1} = \text{tg} i_c \cos\gamma \quad (26)$$

videlicet i_{c1} is smaller than i_c, and consequently the effective cutting angle is smaller than the sharpening angle of the knife.

adică i_{c1} este mai mic decât i_cşi prin urmare unghiul efectiv de tăiere este mai mic decât unghiul de ascuțire al cuțitului.

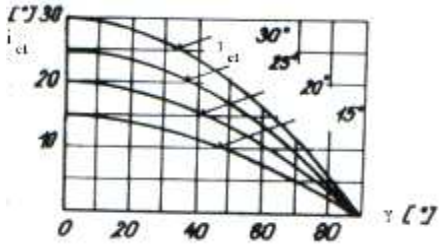


Fig. 6 - The correlation between the effective cutting angle and the sharpening angle of the knife /
Corelația între unghiul efectiv de tăiere şi unghiul de ascuțire al cuțitului

Reducing the effective cutting angle has as a result reducing the cutting resistance by reducing the parasitic resistance. This decrease of the cutting angle in the case of cutting with sliding is called kinematic transformation of the sharpening angle.

Analyzing the relation (22), we notice that the first term, regarding the cutting resistance, depends on the cutting edge thickness. An ideal cutting can be obtained with a knife whose cutting edge has the thickness of t = 1 –2 µm. But practically, such a knife wears out very quickly. Simultaneously with the increasing of the cutting edge thickness increases and the energy consumption.

Micşorarea unghiului de tăiere efectiv are ca rezultat, micşorarea rezistenței la tăiere prin reducerea rezistențelor parazite. Această micşorare a unghiului de tăiere în cazul tăierii cu alunecare se numeşte transformare cinematică a unghiului de ascuțire.

Analizând relația (22) observăm că primul termen, în ceea ce priveşte rezistența la tăiere, depinde de grosimea tăişului. O tăiere ideală se poate obține cu un cuțit al cărui tăiş are grosimea t = 1 –2 µm. Practic însă, un asemenea cuțit se uzează foarte repede. Odată cu creşterea grosimii tăişului creşte şi consumul de energie.

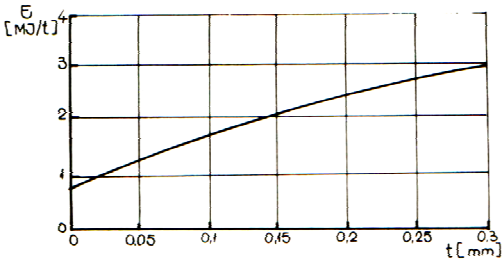


Fig. 7 - Variation of specific energy consumption depending on the thickness of the cutting edge /
Variația consumului specific de energie în funcție de grosimea tăişului

The variation of specific energy consumption depending on the thickness of the cutting edge in the case of grassy forage plants shredding at the length l_t = 24.5 mm is shown in the graph in Fig. 7.

In the case of shredding of a thick layer of corn stalks with a knife with the sharpening angle $i_c = 30^0$, the specific mechanical work for cutting increases with the thickness of the cutting edge after the following law:

Variația consumului specific de energie funcție de grosimea tăişului în cazul tocării plantelor furajere ierboase la lungimea l_t = 24,5 mm este prezentată în graficul din fig. 7.

În cazul tocării unui strat gros de tulpini de porumb cu un cuțit cu unghiul de ascuțire $i_c = 30^0$, lucrul mecanic specific de tăiere creşte în funcție de grosimea tăişului după următoarea lege:

$$l_s = K\sqrt{t} \ (\text{J/cm}^2) \quad (27)$$

where: t - the thickness of the cutting edge in µm; K - proportionality coefficient varying between the values 0.12÷02.

For a good cutting of fibrous forages with relatively low energy consumption and knives duration of use acceptable for the practice, the thickness of the cutting edge should be between the following values t = 15÷150 µm. Cutting conditions are getting worse when t = 0.5 mm, and if it reaches the values t≥1.5 mm, cutting ceases and is replaced by tearing.

Experimentally has been established that the distance between the cutting pair elements, knife and counter-knife,

unde: t - grosimea tăişului în µm; K - coeficientul de proporționalitate care variază între valorile 0,12÷0,2.

Pentru o tăiere bună a furajelor fibroase cu consum de energie relativ scăzut şi durată de utilizare a cuțitelor acceptabilă pentru practică, grosimea tăişului trebuie să fie între următoarele valori t = 15÷150 µm. Condițiile de tăiere se înrăutățesc când t = 0,5 mm, iar dacă ajunge la valori t≥1,5 mm, tăierea încetează şi este înlocuită cu rupere.

Experimental s-a stabilit că distanța dintre elementele perechii tăietoare, cuțit şi contracuțit, are

has an influence on the energetics of the cutting process, which follows from Fig. 8.

influenţă asupra energeticii procesului de tăiere, fapt care reiese din fig. 8.

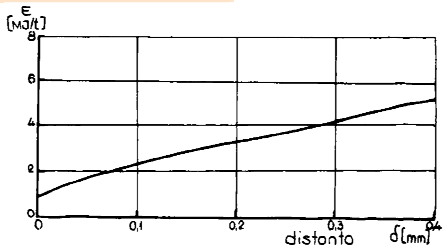


Fig. 8 - Variation of specific energy consumption depending on the clearance between knife and counter-knife /
Variaţia consumului specific de energie în funcţie de jocul dintre cuţit şi contracuţit

The specific energy consumption increases with increasing of the clearance δ between the knife and counter-knife because the propping of strains by counter-knife is made at a certain distance from the cutting section and occurs the bending of the stalks. The ben part is collected in the space δ, requiring additional efforts for overcoming the frictions. The size of deformation on bending of plants increases with the increasing of the force that it produces. As a result, when the cutting resistance increases due to blunting of the cutting edge, will increase the bending arrow of stalks in the active interstice and the wedging effect of the knife in the layer of material. The gap δ has a smaller influence in the case of good sharp knives and of plants with thick shank.

The influence of distance between knife and counterknife is also linked to the form counterknife. If the sharpening angle of the counter-cutting plate decreases, it reduces and the energy consumption due to the removal or reduction of parasitic friction between the layer of material bent on the edge of counterknife and squeezed between the counterknife face and knife. At the same time, in the case of sharp counter-cutting plate, occurs and a counter-cutting the layer of material, therefore a reduction in its thickness.

The specific energy consumption in the process of shredding is estimated that decreases with increasing of cutting speed. The decrease is evident when most part of the energy consumed is due to the deformation of the layer of material. Reducing of energy consumption at increasing of cutting speed is explained by the fact that the stresses in the place of contact between knife and strain are transmitted with a certain speed along the stalk, deforming the fibers not only under the blade, but also in the surrounding portion. For this is consumed energy. If the cutting speed increases, only a small part of the tensions succeeds to propagate longitudinally, and mostly focuses around the cutting edge producing the fibers rupture. It is estimated that the optimal cutting speed is of 32÷35 m /s.

The shredding device used at trailers for collecting and loading of fodder plant, must meet the following technical requirements:

- to ensure the material shredding at the prescribed length;
- to achieve a high uniformity of fragments length of the fodder material;
- to carry the breakage or shredding of stalk fragments with a large diameter.

CONCLUSIONS

From the analysis of the main studies and researches on cutting of agricultural plant stalks used in feeding of animals published in the specialized literature, the following conclusions can be drawn:

- the knowledge of cutting-shredding resistance of stalks of fodder plants is necessary both for the calculation and design of new agricultural machinery and to their correct operation;
- cutting resistance of stalks of fodder plants is very changeable, depending on the cultivated plant variety, the phases of its development, climatic and soil conditions, agro-

Consumul specific de energie creşte odată cu creşterea jocului δ dintre cuţit şi contracuţit datorită faptului că rezemarea tulpinilor de către contracuţit se face la o anumită distanţă faţă de secţiunea de tăiere şi are loc încovoierea tijelor. Partea încovoiată este strânsă în spaţiul δ, necesitând eforturi suplimentare pentru învingerea frecărilor. Mărimea deformaţiei la încovoiere a plantelor creşte odată cu creşterea forţei care o produce. Ca urmare, atunci când rezistenţa la tăiere creşte datorită tocirii tăişului, vor creşte săgeata la încovoiere a tulpinilor în interstiţiul activ şi efectul de împănare a cuţitului în stratul de material. Jocul δ are o influenţă mai mică în cazul cuţitelor bine ascuţite şi al plantelor cu tijă groasă.

Influenţa distanţei dintre cuţit şi contracuţit este legată şi de forma contracuţitului. Dacă unghiul de ascuţire al plăcii contratăietoare se micşorează, se reduce şi consumul de energie ca urmare a înlăturării sau diminuării frecării parazite dintre stratul de material îndoit pe marginea contracuţitului şi strâns între faţa contracuţitului şi cuţit. Totodată, în cazul plăcii contratăietoare ascuţite, se produce şi o contratăiere a stratului de material, deci o reducere a grosimii lui.

Consumul specific de energie în procesul de tocare se apreciază că scade cu creşterea vitezei de tăiere. Scăderea este evidentă atunci când cea mai mare parte din energia consumată se datorează deformării stratului de material. Reducerea energiei consumate la creşterea vitezei de tăiere se explică prin aceea că tensiunile în locul de contact dintre cuţit şi tulpină se transmit cu o anumită viteză de-a lungul tulpinii, deformând fibrele nu numai sub tăiş, dar şi în porţiunea învecinată. Pentru aceasta se consumă energie. Dacă viteza de tăiere creşte, numai o mică parte a tensiunilor reuşeşte să se propage longitudinal, iar cea mai mare parte se concentrează în jurul tăişului producând ruperea fibrelor. Se apreciază că viteza optimă de tăiere este de 32÷35 m /s.

Dispozitivul de mărunţire folosit la remorcile de adunat şi încărcat plante furajere, trebuie să îndeplinească următoarele cerinţe tehnologice:

- să asigure mărunţirea materialului la lungimea prescrisă;
- să realizeze o uniformitate ridicată a lungimii fragmentelor de material furajer;
- să execute spargerea sau fibrarea fragmentelor de tulpini cu diametru mare.

CONCLUZII

Din analiza principalelor studii şi cercetări privind tăierea tulpinilor plantelor agricole utilizate la furajarea animalelor publicate în literatură de specialitate, se desprind următoarele concluzii:

- cunoaşterea rezistenţei la tăiere-mărunţire a tulpinilor plantelor furajere este necesară atât pentru calculul şi proiectarea maşinilor agricole noi cât şi la exploatarea corectă a acestora;
- rezistenţa la tăiere a tulpinilor plantelor furajere este foarte schimbătoare, depinzând de soiul plantei cultivate, fazele de dezvoltare ale acesteia, condiţiile de climă şi sol, lucrările

technical works applied, the environment humidity, etc.;

- the stalks of fodder plants have a high capacity to deform being characterized by heterogeneity and anisotropy and therefore it is necessary to apply cutting tasks with high enough speed;
- increasing the chopping- shredding capacity of fodder plants depends primarily on the type of chopping device used and not the least on the type cutting;
- studies conducted so far have only partially succeeded to analyze the cutting process of stalks of fodder plants correlated with all the factors on which depends this complex phenomenon, because of their multitude such as: the knife geometry, the cutting speed, the friction forces, the trajectory the knife, the knife arrangement to counter-knife, etc.;
- the energy consumption required for cutting is greatly influenced by kinematic and constructive parameters of the cutting couple;
- of those shown is evident why the study of cutting-shredding process of fodder plants strains must be continued, in order to find the best solutions for cutting in the case of shredding machines of self loading trailers of hay, to reduce the energy consumption in the cutting-shredding process, which would implicitly mean reducing of fuel consumption of equipments;
- from the desire to contribute to improving the agricultural machines building and to the development of the agricultural mechanics as a science, we proposed the improvement of cutting-shredding process which occurs in the channel of transportation at the self loading trailers for transportation of hay, and the establishment of a profile of knife to accomplish this, allowing a cutting with minimum energy consumption, regardless of disturbing influences such as humidity variation, type of forage and the degree of development of the harvested plants.

REFERENCES

[1]. Neculăiasa V.; Dănilă I., (1986) - *Agricultural machines for harvesting*. Lithographed I. P. Iaşi;
[2]. Neculăiasa V.; Dănilă I., (1986-1989) - *Agricultural machines for harvesting*. Vol. I, II (The practical activities guide), Publishing House Litografia I. P. Iaşi;
[3]. Neculăiasa V., Dănilă I., (1995) - *Working processes and agricultural harvesting machines,* Publishing House A92, Iaşi;
[4]. Szendro P. (2000) - *Analysis shredding process based on analyzing the distribution of cut lengths*, Agricultural University Saint Stephen, Godollo;
[5]. Szendrő P., Lengyel A., László A., Patay I., Jóri J. I., Fodor D., Csizmazia Z., Szüle Z., Láng Z., Neményi M., Győrfi G., Horváth B., Szabó G., Takátsy T., Wachtler I., Vermes P. (2003) - *Mechanics*, Agricultural Publishing House, Budapest.

agrotehnice aplicate, umiditatea mediului înconjurător, etc.;

- tulpinile plantelor furajere au o mare capacitate de a se deforma fiind caracterizate prin neomogenitate şi anizotropie şi din această cauză este necesară aplicarea sarcinilor de tăiere cu viteză suficient de mare;
- mărirea capacităților de tocare-mărunțire a plantelor furajere depinde în primul rând de tipul aparatului de tocat utilizat şi nu în ultimul rând de tipul tăierii;
- studiile efectuate până în prezent au reuşit numai parțial să analizeze procesul de tăiere a tulpinilor plantelor furajere în corelație cu toți factorii de care depinde acest fenomen complex, din cauza multitudinii acestora cum ar fi: geometria cuțitului, viteza de tăiere, forțele de frecare, traiectoria cuțitului, aşezarea cuțitului față de contracuțit, etc.;
- consumul de energie necesar tăierii este influențat în mare măsură de parametrii cinematici şi constructivi ai cuplului tăietor;
- din cele arătate reiese evident motivul pentru care studiul procesului de tăiere-mărunțire al tulpinilor de plante furajere trebuie să fie continuat, în vederea găsirii celor mai bune soluții de tăiere în cazul aparatelor de tocare ale remorcilor autoîncărcătoare fân, pentru a reduce consumul de energie în procesul de tăiere-mărunțire, care ar însemna implicit reducerea consumului de carburanți ale utilajelor;
- din dorința de a contribui la îmbunătățirea construcției de maşini agricole şi la dezvoltarea mecanicii agricole ca ştiință, am propus îmbunătățirea procesului de tăiere-mărunțire care are loc în canalul de transport la remorcile autoîncărcătoare de transportat fân, precum şi stabilirea unui profil de cuțit care să realizeze acest lucru, permițând obținerea unei tăieri cu consum minim de energie, indiferent de influențele perturbatoare cum ar fi variația umidității, felul furajului şi gradul de dezvoltare al plantelor recoltate.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Neculăiasa V.; Dănilă I., (1986) - *Maşini agricole de recoltat*. Litografiat I. P. Iaşi;
[2]. Neculăiasa V.; Dănilă I., (1986-1989) - *Maşini agricole de recoltat*. Vol. I, II (îndrumător de lucrări practice), Ed. Litografia I. P. Iaşi;
[3]. Neculăiasa V., Dănilă I., (1995) - *Procese de lucru şi maşini agricole de recoltat,* Editura A92, Iaşi;
[4]. Szendro P. (2000) - *Analiza procesului de mărunțire, bazat pe analiza distribuției lungimilor tăiate*, Universitatea Agricolă Sfântul Ştefan, Godollo;
[5]. Szendrő P., Lengyel A., László A., Patay I., Jóri J. I., Fodor D., Csizmazia Z., Szüle Z., Láng Z., Neményi M., Győrfi G., Horváth B., Szabó G., Takátsy T., Wachtler I., Vermes P. (2003) - *Mecanică*, Editura Agricultura, Budapesta.

CONTRIBUTION TO THE MODELING AND SIMULATION OF U – 650 TRACTOR'S HYDROSTATIC POWER STEERING
/
CONTRIBUȚII LA STUDIUL MODELĂRII ŞI SIMULĂRII SERVODIRECȚIEI TRACTORULUI U 650 M

PhD. Stud. Eng. Anghel St.
P.U. Bucharest / Romanaia
Tel: 0726342501; E-mail: stelica_anghel@yahoo.com (Buzau, str. Dorobanti 2, bl. F 26, et. 1, ap. 5)

Abstract: *The paper presents theoretical research on modeling and simulation of U-650 M tractor power steering . Starting from developing the model we realised its simulation following the evolution of main parameters in time. The results can be used to study the behavior of power steering in operation*

Keywords:*. hydraulic cylinder, piston stroke, pump,* simulation software, *hydrostatic power steering, control valve, relief valve.*

Rezumat: *Lucrarea prezintă cercetările teoretice privind modelarea şi simularea servodirecției tractorului U-650 M. Plecând de la elaborarea modelului s-a realizat simularea acestuia urmărindu-se evoluția principalilor parametri în timp. Rezultatele obținute pot fi folosite pentru studiul comportării servodirecției în exploatare.*

Cuvinte cheie: *cilindru hidraulic, cursa pistonului, pompă, distribuitor, program de simulare, servodirecție hidrostatică, supapă de siguranță.*

INTRODUCTION

Structurally, a hydraulic drive, as a hydrostatic power steering, is a sequence of energy conversions.

In the figure 1, the blocks are in order: MEA electric motor drive (can be operated mechanically), hydrostatic pressure and flow generator GH, control equipment and control ARC (directional equipment, flow control and pressure storage, filtration, etc.) called generally organological, hydraulic motor MH and mechanism of execution ME (body work).

The electric motor turns electrical energy into mechanical energy, so the C_2 conversion is done first, then the generator turns mechanical energy in hydrostatic pressure potential energy, thus making the second conversion C_2, energy of elements taken organological is conveniently converted in accordance with program installation and operation of hydraulic motor and then transmitted. The hydraulic motor, energy conversion is performed last C_3, the hydraulic energy into mechanical energy, then transmitted to the active body drive system.

INTRODUCERE

Structural, un sistem hidraulic de acționare, cum este o servodirecție hidraulică, reprezintă o succesiune de conversii de energie.

În figura 1, blocurile reprezintă în ordine: motorul electric de acționare MEA (poate fi şi sistem mecanic de acționare), generatorul hidrostatic de presiune şi debit GH, aparatura de reglare şi control ARC (aparatura direcțională, de reglare a debitului şi presiunii, de înmagazinare, de filtrare etc.) denumită, în general, organologie; motorul hidraulic MH şi mecanismul de execuție ME (organul de lucru).

Motorul electric transformă energia electrică în energie mecanică, deci, la nivelul său, se realizează prima conversie C_1, apoi, generatorul hidrostatic transformă energia mecanică în energie potențială de presiune, realizând astfel cea de a doua conversie C_2, energie care preluată de elementele de organologie este transformată în mod convenabil în concordanță cu programul de funcționare al instalației şi transmisă apoi motorului hidraulic. La nivelul motorului hidraulic, se realizează ultima conversie de energie C_3, din energie hidraulică în energie mecanică, transmisă apoi organului activ al sistemului de acționare.

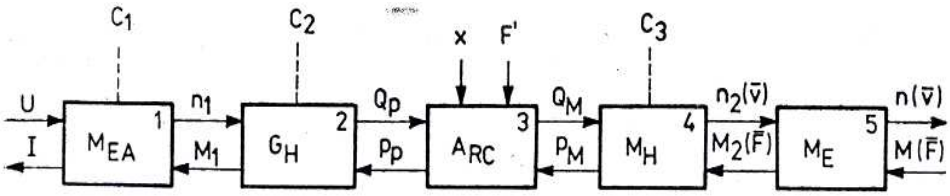


Fig. 1 - Diagram of a hydraulic drive / *Schema unui sistem hidraulic de acționare*

MATERIAL AND METHOD

The simulation software is used for hydraulic systems based on functional models of these systems, connecting components to each other and establishing parameters for each component. Modeling can be called as object oriented. Examples of this category are AMESIM developed by IMAGINE, EASY -5 developed by Boeing and HOPSAN developed by Linköping University in Sweden . A general simulation package is the DYMOLA.

Hopsan is a tool for modeling and simulating systems containing hydraulic components, mechanical, command and control. The graphic Hopsan, GdynMoc creates and executes simulation software models based on the information contained in that system. In this software the system is simulated and variables such as pressures, flows and speeds, which are transferred in the graphics program.

MATERIAL ŞI METODĂ

Programele de simulare utilizate pentru sistemele hidraulice se bazează pe schemele funcționale ale sistemelor respective, conectarea componentelor unul cu celălalt şi stabilirea parametrilor pentru fiecare component. Modelarea poate fi denumită ca fiind orientată pe obiect. Exemple din această categorie sunt AMESIM dezvoltat de IMAGINE, EASY-5 dezvoltat de Boeing, şi HOPSAN dezvoltat de Universitatea Linköping din Suedia. Un pachet general de simulare este reprezentat de DYMOLA.

Hopsan este un instrument pentru modelarea şi simularea sistemelor care conțin componente hidraulice, mecanice şi de comanda şi reglare. Partea grafică a Hopsan, GdynMoc, creează şi execută programul de simulare pe baza informațiilor conținute de modelul sistemului respectiv. În acest program, sistemul este simulat şi variabile cum ar fi presiunile, debitele şi vitezele sunt transferate în programul grafic.

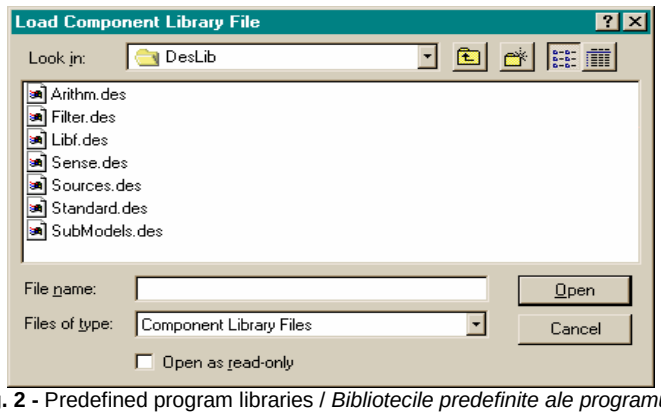


Fig. 2 - Predefined program libraries / *Bibliotecile predefinite ale programului*

The program has a number of libraries that contain common parts of several models of hydraulic systems (hydraulic components, mechanical components and component of command and control). Predefined library request is made by the command "Component Libraries / Load" in GdynMoc. In the dialog that appears all libraries are available, as in figure 2.

The figure 3 shows the standard library program.

Programul dispune de un număr de biblioteci care conțin modele a mai multor parți comune ale sistemelor hidraulice (componente hidraulice, componente mecanice şi componente de comandă şi reglare). Solicitarea bibliotecilor predefinite se face prin comanda „*Component Libraries/Load”* din GdynMoc. În dialogul care apare sunt toate bibliotecile disponibile, ca in fig. 2.

Figura 3 prezintă biblioteca standard a programului.

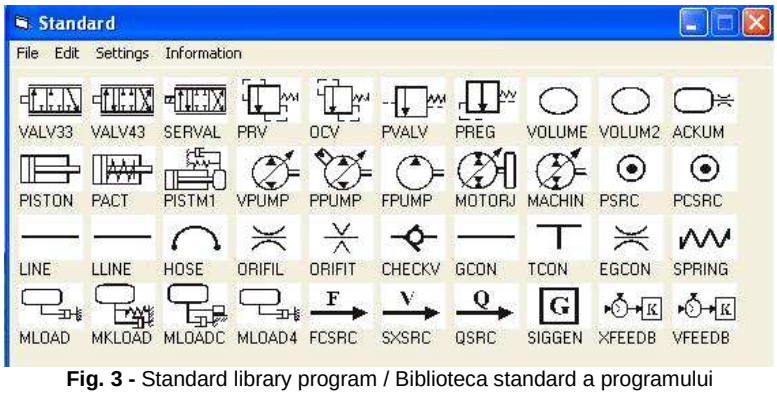


Fig. 3 - Standard library program / Biblioteca standard a programului

Hydrostatic steering simulation

In this model the actuator piston position is compared with a reference position. The difference is amplified and used to set the control valve spool's position so that oil is directed to the two chambers of the piston. The model developed is shown in the figure 4.

The presented system can be part of any servo , but to make a proper analysis, the data were introduced for U - 650 M tractor steering.

Simularea servodirecției hidrostatice

În acest model poziția pistonului servomotorului este comparată cu o poziție de referință. Diferența este amplificată şi este utilizată pentru a seta poziția sertarului distribuitorului prin care uleiul este direcționat spre cele două camere ale cilindrului. Modelul realizat este prezentat în figura 4.

Sistemul prezentat poate fi parte componentă a oricărei servodirecții, dar pentru a face o analiză corespunzatoare s-au introdus datele de la servodirecția tractorului U-650 M.

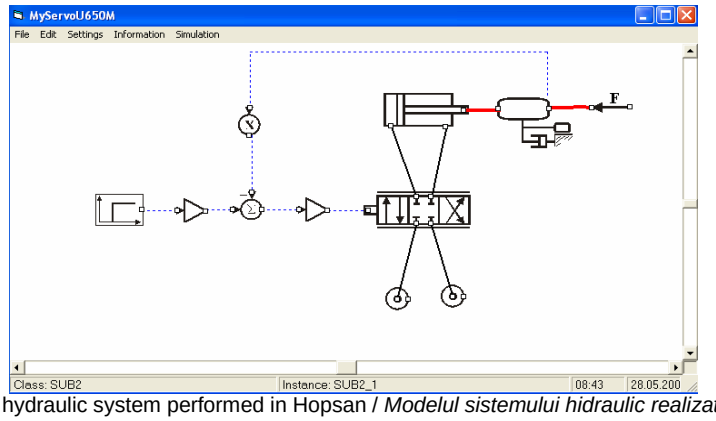


Fig. 4 - The hydraulic system performed in Hopsan / *Modelul sistemului hidraulic realizat în Hopsan*

Control valve simulation

The input into the hydraulic system is the spool's position and the output is the flow Q. Flow depends on the pressures of connections .To study the system it is useful to use an equivalent hydraulic scheme.

Simularea distribuitorului hidraulic

Mărimea de intrare în sistemul hidraulic este poziția sertarului, iar cea de ieşire este debitul Q. Curgerea depinde de presiunile din racorduri. Pentru studiul sistemului este util să se utilizeze o schemă hidraulică echivalentă.

Figure 5 shows a section through the control valve, the outlets are represented as variable coverage holes. Flow system is operated according to the state system and the control valve pressure drop.

Figura 5 prezintă o secțiune prin distribuitor, în care orificiile de curgere sunt reprezentate ca orificii cu acoperire variabilă. Debitul sistemului de acționare este funcție de starea sistemului şi de căderea de presiune pe distribuitor.

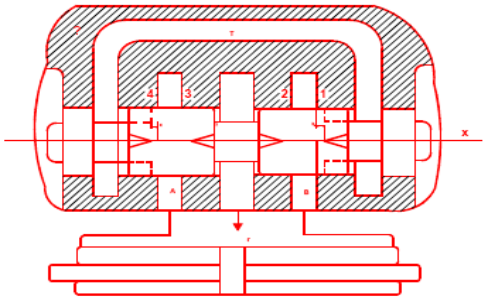


Fig. 5 - The equivalent scheme of a control valve / *Schema hidraulică echivalentă a distribuitorului*

It will enter data into the program shown in figure 6. The technical note tractor show that the spool diameter is 22 mm. The control valve is an open center type with three positions.

Se vor introduce datele în program conform figura 6. Din notița tehnică a tractorului rezultă că sertarul distribuitorului are diametrul 22 mm. Distribuitorul hidraulic este tip centru deschis cu trei poziții.

VALV43_1

File Help

Component Name: VALV43 | Component Instance: VALV43_1 | Component Type: Q-Type,hydraulic | OK | Connectors and Picture | Cancel | Reset argument names

Name	Type	Alias	Parameter Value	Start Value	Scale Factor
Spool position [m]	InputVariable	XV_VALV43_1	0		
Oil density [kg/m3]	InputVariable	RHO_VALV43_1	870		
Constants	SubdataFile				
Subdata file name		FILENAME_VALV43_1			
Flow coefficient		CQ	0.67		
spool diameter		SD	0.022		
Fraction of spool circumference that is op		FRAP	1		
Fraction of spool circumference that is op		FRAT	1		
Fraction of spool circumference that is op		FRBP	1		
Fraction of spool circumference that is op		FRBT	1		
Underlap (see Fig)		XAP0	0		
- " -		XAT0	0		
- " -		XBP0	0		
- " -		XBT0	0		
Max opening		XVMAX	0.005		

Fig. 6 - Input data for the control valve / *Introducerea datelor pentru distribuitorul hidraulic*

Hydrostatic actuator simulation

The hydraulic actuator type SMH 1comprises a hydraulic motor itself with the double acting piston - rack. In fig.7 is shown the hydraulic cylinder , and in fig. 8 the piston.

Simularea servomotorului hidraulic

Servomotorul hidraulic tip SMH1 este compus din motorul hidraulic propriu-zis, cu piston-cremalieră cu dublă acțiune . În fig.7. este reprezentat cilindrul hidraulic, iar în fig.8 pistonul.

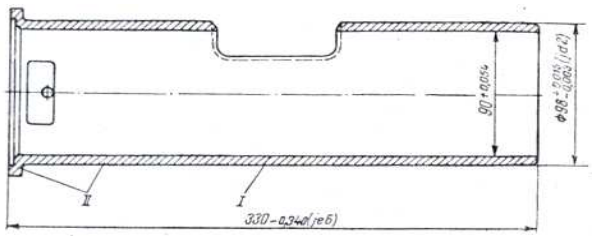


Fig. 7 - Hydraulic actuator cylinder / *Cilindrul servomotorului hidraulic*

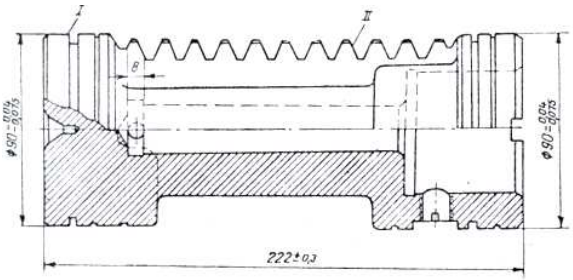


Fig. 8 - Hydraulic actuator piston / *Pistonul servomotorului hidraulic*

Technical data are as follows :
- cylinder diameter – 90 mm;
- piston stroke – 94 mm.

(47 mm in both directions from the average position)

Based on these data and those of the above figures, we can calculate the piston's area and total volume of right and left chambers of the cylinder when it occupies an average position:

Datele tehnice sunt urmatoarele:
- diametrul cilindrului – 90 mm;
- cursa totala a pistonului – 94 mm.

(47 mm în ambele sensuri fata de pozitia medie)

Pe baza acestor date şi a celor din figurile de mai sus, se pot calcula aria pistonului şi volumele totale ale camerelor din dreapta şi din stânga, când pistonul ocupă o poziție medie:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 3{,}14 \cdot 90^2/4 = 6358\ mm^2 \cong 6400 mm^2 \quad (1)$$

$$V = A \cdot 54 = 6358 \cdot 54 = 345600 mm^2 \cong 346000 mm^2 \quad (2)$$

PISTON_1

File Help

Component Name: PISTON | Component Instance: PISTON_1 | Component Type: C-Type,hydraulic | OK | Connectors and Picture | Cancel | Reset argument names

Name	Type	Alias	Parameter Value	Start Value	Scale Factor
Equivalent load mass [kg]	InputVariable	ME_PISTON_1	100		
Dead volume in chamber 1 [m3]	InputVariable	V01_PISTON_1	346e-6		
Dead volume in chamber 2 [m3]	InputVariable	V02_PISTON_1	346e-6		
Constants	SubdataFile				
Subdata file name		FILENAME_PISTON_1			
Piston area 1 (m2)		A1	64e-4		
Piston area 2 (m2)		A2	64e-4		
Stroke (m)		SL	94e-3		
Leakage coefficient between the piston c		CIP	0		
Viscous friction coefficient (Ns/m)		BP	0		
	VectorSize				
Cylinder port 1	HydraulicCVector				
	VectorSize				
Cylinder port 2	HydraulicCVector				
Piston rod	MechanicCNode				

Fig. 9 - Input data for the hydraulic actuator / *Introducerea datelor pentru servomotorul hidraulic*

Input data for the hydraulic actuator is shown in fig. 9:

Introducerea datelor pentru servomotorul hidraulic este prezentată in fig. 9:

RESULTS

Variation of flow through the control valve, depending on time is shown in figure 10.

The ordinate is flow [l / min], and the abscissa is time [s]. I chose a short simulation time because the phenomena that occurs takes place quickly. In this program the flow is negative, in the way from the pump to the cylinder.

In the specific case studied it is found that the flow evolution with respect to time corresponds to the synthetic information provided by manufacturers and control valves catalogs. After 0.2 s the spool is fully open and flow is maximum.

REZULTATE

Variația debitului prin distribuitor, în funcție de timp este prezentată in figura 10.

Pe ordonată este debitul [l/min], iar în abscisă timpul [s]. Se alege un timp de simulare mai scurt întrucât fenomenele care au loc se desfaşoară rapid. În acest program debitul este negativ, la trecerea de la pompă spre cilindru.

În cazul concret studiat se constată că evoluția debitului în raport cu timpul corespunde informațiilor sintetice oferite în cataloage de producătorii de distribuitoare. După 0,2 s sertarul se deschide complet şi debitul are valoarea maximă.

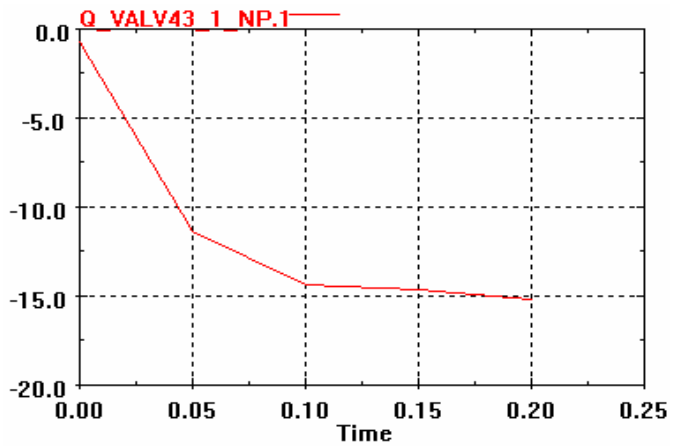


Fig. 10 - Variation of flow through the control valve , depending on time / *Variația debitului prin distribuitor, în funcție de timp*

The graph below shows the variation of flow (l / min) in the hydraulic cylinder according to the time (s).

Note that after 0.2 s, when opening the spool its maximum flow increases in hydraulic actuator (when executing the steering) to a value of approximately 10 l / min, which correspond to the criteria under realistic conditions.

Graficul de mai jos arată variația debitului (l/min) în cilindrul hidraulic în funcție de timp (s).

Se observă că după 0,2 s, când deschiderea sertarului distribuitorului este maximă, debitul în servomotorul hidraulic creşte (atunci când se execută comanda de virare) până la o valoare de aproximativ 10 l/min, ceea ce corespunde condițiilor reale de exploatare.

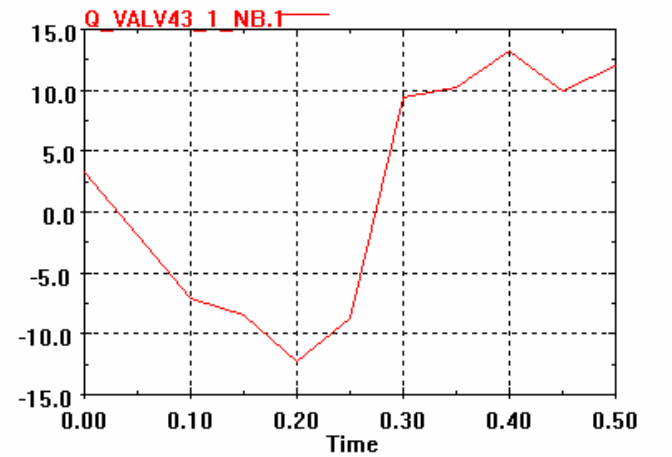


Fig. 11 - Flow variation in hydraulic cylinder depending on time / *Variația debitului în cilindrul hidraulic în funcție de timp*

In figure 12 is represented the variation of oil pressure (MPa) inside the cylinder.

For simulation I choose a longer time (5 s) to view the corresponding pressure variation for a certain period of operation. From the graph we can see that the pressure has a representation scale between 0 and 8 MPa (0 and 80 bar) - which is the maximum pressure provided by the pump).

Pressure variation corresponds to the actuator hydraulic resistance encountered in normal operating conditions.

În figura 12 este reprezentată variația presiunii uleiului (MPa) în interiorul cilindrului.

Pentru simulare s-a ales un timp mai lung (5 s), pentru a putea vizualiza variația presiunii corespunzătoare unei anumite perioade de funcționare. Din grafic se observă că presiunea are scara de reprezentare cuprinsă între 0 şi 8 MPa (adică între 0 si 80 bar) - ceea ce reprezintă presiunea maximă furnizată de pompă).

Variația presiunii corespunde rezistenței intâmpinate de servomotorul hidraulic în condiții normale de exploatare.

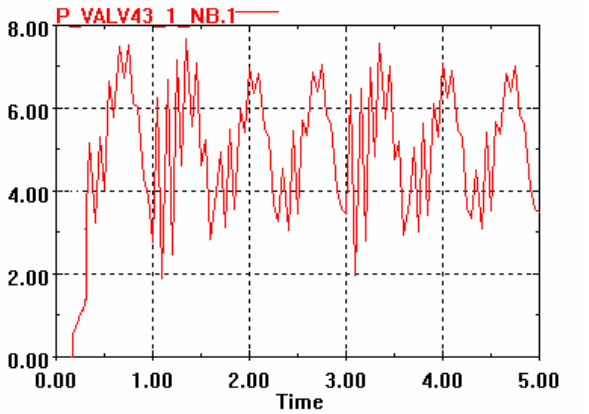


Fig. 12 - Variation of the pressure inside the actuator according to the time / *Variația presiunii în interiorul servomotorului în funcție de timp*

CONCLUSIONS

Differential equations representing the fluid mechanics are generally difficult. The difficulty of these equations comes from the fact that there is a big difference between the system time constants.

This is the main reason for choosing large simulation times. On the other hand, it requires a small time step to highlight the fast dynamics, but also requires a large simulation time to track the behavior of the dynamics at low frequencies.

In this study we present an approach based on considering the manner of the mathematical models of the system, as consisting of mathematical models, separated structurally from constituent elements.

With the graphical programming environment Hopsan's facilities, you can create one virtual instrument for each category of equipment contained in the hydrostatic system.

From the above results we can analyze any power steering system based on common component parts and introduce the parameters corresponding to different types of pumps, control valves, relief valves, hydraulic cylinders etc.

CONCLUZII

Ecuațiile diferențiale care reprezintă mecanica fluidelor sunt în general dificile. Dificultatea acestor ecuații provine din faptul că există o diferență mare între constantele de timp din sistem.

Acesta este principalul motiv pentru a alege timpi de simulare mai mari. Pe de altă parte este necesar un pas de timp mic pentru a evidenția dinamicile rapide, dar în acelaşi timp este necesar un timp de simulare larg pentru a urmări comportarea la frecvențe joase a dinamicilor.

În acest studiu am prezentat o manieră de abordare bazată pe considerarea modelului matematic al sistemului, ca fiind compus din modelele matematice, separate structural, ale elementelor componente.

Beneficiind de facilitățile mediului de programare grafică Hopsan, putem crea câte un instrument virtual pentru fiecare categorie de aparatură hidrostatică conținută în sistem.

Din cele prezentate reiese că se poate analiza orice sistem de servodirecție, pornind de la părțile componente comune şi introducând parametrii corespunzători pentru diferite tipuri de pompe, distribuitoare, supape, cilindri hidraulici etc.

From simulation study, it results that the transient time for hydrostatic systems, varies between 0.1 s and 4s.

We noted that hydrostatic execution elements that provide a translational movement of the load (hydraulic actuators), shows greater transient periods.

REFERENCES

[1]. Calinoiu. C., Vasiliu. N., Vasiliu. D., Catana. I. (1988) - *Modelling, simulation and experimental identification of hydraulic servosystems,* Technical Publishing House Bucharest;
[2]. JOHANSSON B., KRUS P., PALMBERG J.-O., "*Distributed Modelling: Object Oriented Implementation with Modelica and Transmission Lines*," *Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control*, PTMC 2000, Bath, England, 13-15 Sept. 2000;
[3]. Krus P., Jansson A., Palmberg J-O, Weddfelt K. „*Distributed Simulation of Hydromechanical Systems*". Presented at 'Third Bath International Fluid Power Workshop', Bath, UK 1990;
[4]. Larsson J. „*User`s guide to Hopsan*", Department of Mechanical Engineering, Linköping University, Sweden, 2002;
[5]. Oprean A. and others - *Hydraulic drives and automation* (*modeling, simulation, test*), Technical Publishing House , Bucharest , 1989;
[6]. *** *Technical note of U -650 M tractor.*

Din studiul simulărilor efectuate, s-a observat că timpul tranzitoriu, în cazul sistemelor hidrostatice, variază între 0,1 s şi 4s.

S-a remarcat că elementele hidrostatice de execuție, care asigură o mişcare de translație a sarcinii (servomotoarele hidraulice), prezintă durate mai mari ale regimului tranzitoriu.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Calinoiu. C., Vasiliu. N., Vasiliu. D., Catana. I. (1988) - *Modelarea, simularea şi identificarea experimentală a servomecanismelor hidraulice,* Editura Tehnică Bucureşti;
[2]. Johansson B., Krus P., Palmberg J.O. (2000) - *Modelarea Distribuită: Implementarea Orientării pe Obiect cu Modelica şi Liniile de Transmisie*, Conferința de Transmisii şi Controlul Mişcării, PTMC 2000, Bath, Marea Britanie, 13-15 Septembrie;
[3]. Krus P., Jansson A., Palmberg J.O., Weddfelt K. (1990) - *Simularea Distribuită a Sistemelor Hidromecanice,* A treia Conferință Internațională de Mecanica Fluidelor, Bath, Marea Britanie;
[4]. Larsson J. (2002) - *Ghidul Utilizatorului în Hopsan*, Departamentul de Inginerie Mecanică, Universitatea Linköping, Suedia;
[5]. Oprean. A. şi alții (1989) – *Acționări şi automatizări hidraulice (Modelare, simulare, încercare),* Editura Tehnică, Bucureşti;
[6]. *** Notița tehnică a tractorului U-650 M.

STUDY OF A MODEL WITH TWO DEGREES OF FREEDOM FOR TRACTOR
/
STUDIUL MODELULUI CU DOUA GRADE DE LIBERTATE PENTRU TRACTOR

Lect. PhD. Eng. David M.F., Assoc.Prof. PhD. Eng. Maican E.,
Prof. PhD. Eng. David L, Lect. PhD. Eng. Rusănescu C.O.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 021-4029648; E-mail: davidmihaela1978@yahoo.com

Abstract: *This paper presents the two degrees of freedom mathematical modeling of a tractor wheel. The tractor is a complex mechanical system that, while traveling, is subjected to vibrations that are transmitted from the running path to the driver. A modeling program was used in order to study the tractor movement on agricultural land. Useful charts were developed for: amplitude variation of the tractor's mass center oscillation, with traveling speed; amplitude variation of the angle of rotation of the tractor around its center of mass; amplitude variation of the driven wheel with speed; driving wheel's amplitude variation; amplitude variation of vertical force acting on driven wheel, with speed; amplitude variation of vertical force acting on driving wheel, with speed.*
There are also presented study results for a tractor traveling on country road. Interpretation of results is based on charts for amplitude variation of the tractor's center of mass, amplitude variation of the angle of rotation of the tractor around its center of mass, amplitude variation of the driving and driven wheel when tractor is moving, amplitude variation of vertical force acting on driving and on driven wheel, with speed.

Keywords: *mathematical modeling, driving wheel, tractor.*

Rezumat: *Lucrarea prezintă modelarea roții tractorului pentru un model cu două grade de libertate. Tractorul reprezintă un sistem mecanic complex în care, în timpul deplasării, se produc vibrații ce se transmit de la calea de rulare la conducătorul tractorului. Cu ajutorul unui program de modelare s-a efectuat studiul mişcării tractorului pe terenul agricol obținandu-se grafice pentru: variația amplitudinii oscilației centrului de masă al tractorului în funcție de viteza de deplasare; variația amplitudinii unghiului de rotație al tractorului în jurul centrului de masă; variația amplitudinii oscilației roții conduse a tractorului în funcție de viteza; variația amplitudinii oscilației roții motoare; variația amplitudinii forței verticale la roata condusă în funcție de viteza; variația amplitudinii forței la roata motoare în funcție de viteza. De asemenea, sunt prezentate rezultatele studiului pentru mişcarea tractorului pe drum de țară, interpretarea rezultatelor bazandu-se inclusiv pe reprezentarile grafice pentru variația amplitudinii centrului de masă al tractorului, variația amplitudinii unghiului de rotație al tractorului în jurul centrului de masă, variația amplitudinii roții conduse, variația amplitudinii oscilației roții motoare, variația amplitudinii forței verticale la roata condusă în funcție de viteza, respectiv variația amplitudinii forței verticale la roata motoare în funcție de viteza de deplasare.*

Cuvinte cheie: *model matematic, roată condusă, tractor.*

INTRODUCTION

The two degrees of freedom mechanical model for vibrations study in case of tractor's bobs and pitching is shown in figure 1. Within the mechanical model, the tractor will be represented as a rod of mass (*m*).

INTRODUCERE

Modelul mecanic cu două grade de libertate pentru studiul vibrațiilor de săltare – tangaj este prezentat în fig.1. Se va considera modelul mecanic al tractorului ca fiind o bară de masă (*m)*.

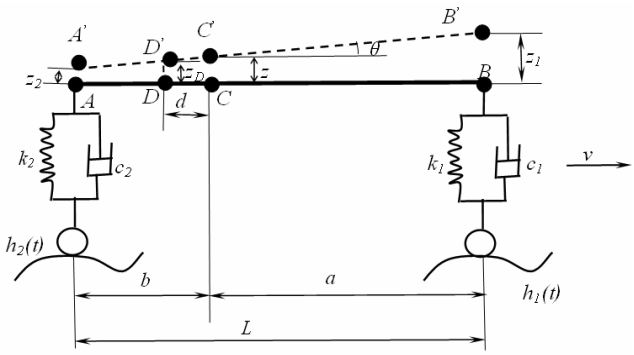


Fig. 1 - *A two degrees of freedom model for vibrations study when a moving tractor bobs and pitches*
Modelul tractorului cu două grade de libertate pentru studiul vibrațiilor săltare - tangaj

For this model are studied the equations of free undamped vibrations are studied, equations of free linear vibrations with damping and differential equations for forced vibrations with damping. A modeling program was realized based on the studied equations.

The computer program is initialized with constructive parameters of the tractor, speed and field parameters. The resulting values are for:

- tractor's natural oscilations;
- damped free vibrations parameters;
- oscillatory movement of the driving and drivem wheel;
- oscillatory movement of the tractor's center of mass and pitching motion;
- variation of force acting on driving wheel and on

Pentru acest model se studiază ecuațiile vibrațiilor libere neamortizate, ecuațiile vibrațiilor liniare libere cu amortizare şi ecuațiile diferențiale în cazul vibrațiilor forțate cu amortizare. Pe baza ecuațiilor a fost realizat un program de modelare.

În programul de calcul, se introduc parametrii constructivi ai tractorului, parametrii terenului, viteza de deplasare şi se calculează următoarele mărimi:

- pulsațiile proprii ale tractorului;
- parametrii vibrațiilor libere cu amortizare;
- mişcarea oscilatorie a roții motoare şi a roții conduse;
- mişcarea oscilatorie a centrului de masă a tractorului şi mişcarea de tangaj;
- variația forței ce acționează pe roata motoare şi pe

steering wheel.

STUDY OF THE TRACTOR'S MOTION ON FARM FIELD

After running the mathematical modeling program for 10 tractor speeds on farm land, data presented in table 1 were recorded:

- Theoretical speed (v, km/h);
- Center of mass oscillation amplitude (z, m);
- Maximum rotation angle of the tractor around its center of mass (θ, rad);
- Oscillations amplitude for driven wheel (z_f) and driving wheel (z_s), in m;
- Magnitude of vertical forces on the driven wheel (F_f) and on driving wheel (F_s), in N.

roata de direcție.

STUDIUL MIŞCĂRII TRACTORULUI PE TEREN AGRICOL

În urma rulării programului de modelare prezentat pentru cele 10 viteze de deplasare pe terenul agricol au fost înregistrate următoarele date prezentate în tabelul 1:

- viteza de deplasare teoretică (v, km/h);
- amplitudinea oscilației centrului de masă (z, m);
- unghiul de rotație maxim al tractorului în jurul centrului de masă (θ, rad);
- amplitudinea oscilațiilor roții conduse (z_f) şi a roții motoare (z_s) a tractorului, m;
- amplitudinea forțelor verticale pe roata condusă (F_f) şi roata motoare (F_s) a tractorului, N.

Table 1 / *Tabelul 1*

Tractor's motion parameters on farm land / *Parametrii mişcării tractorului pe terenul agricol*

Velocity / *Viteza* v	**Oscillation frequency / *Frecvența oscilației***	**Center of mass / *Centrul de masă***		**Wheels oscillation / *Oscilația roților***		**Vertical forces on wheels / *Forțele verticale pe roți***	
		z	θ	z_f	z_s	F_f	F_s
2.58 / 2,58	3.44 / *3,44*	0.0187 / *0,0187*	0.008 / *0,008*	0.01 / *0,01*	0.025 / *0,025*	210	6700
3.83 / *3,83*	5.11 / *5,11*	0.005 / *0,005*	0.0032 / *0,0032*	0.0008 / *0,0008*	0.008 / *0,008*	250	7000
4.16 / *4,16*	5.55 / *5,55*	0.0042 / *0,0042*	0.0027 / *0,0027*	0.0008 / *0,0008*	0.006 / *0,006*	340	7000
6.17 / *6,17*	8.24 / *8,24*	0.0018 / *0,0018*	0.0011 / *0,0011*	0.00065 / *0,00065*	0.0025 / *0,0025*	800	7300
5.78 / *5,78*	7.72 / *7,72*	0.002 / *0,002*	0.0013 / *0,0013*	0.0007 / *0,0007*	0.003 / *0,003*	700	7200
8.56 / *8,56*	11.43 / *11,43*	0.0009 / *0,0009*	0.0006 / *0,0006*	0.00048 / *0,00048*	0.0012 / *0,0012*	1300	7500
7.68 / *7,68*	10.25 / *10,25*	0.0011 / *0,0011*	0.0007 / *0,0007*	0.0005 / *0,0005*	0.0016 / *0,0016*	1100	7400
11.38 / *11,38*	15.2 / *15,2*	0.0005 / *0,0005*	0.00032 / *0.00032*	0.00036 / *0,00036*	0.0007 / *0,0007*	1800	7500
18.18 / *18,18*	24.28 / *24,28*	0.0002 / *0,0002*	0.00014 / *0,00014*	0.00022 / *0,00022*	0.00028 / *0,00028*	2800	7500
26.94 / *26,94*	35. 97 / *35,97*	0.0001 / *0,0001*	0,00007	0.00015 / *0,00015*	0.00012 / *0,00012*	4500	7500

Figure 2 shows the variation of the tractor's centre of mass oscillation amplitude, while in figure 3 is presented the amplitude variation of the tractor's angle of rotation around the centre of mass (pitching motion).

Curve shown in figure 2 can be approximated by means of the following equation:

În figura 2 se prezintă variația amplitudinii oscilației centrului de masă al tractorului, iar în figura 3 variația amplitudinii unghiului de rotație al tractorului în jurul centrului de masă (mişcarea de tangaj).

Curba prezentată în figura 2 poate fi aproximată cu ajutorul relației:

$$z = 0{,}0980\, v^{-2{,}1496} \qquad (1)$$

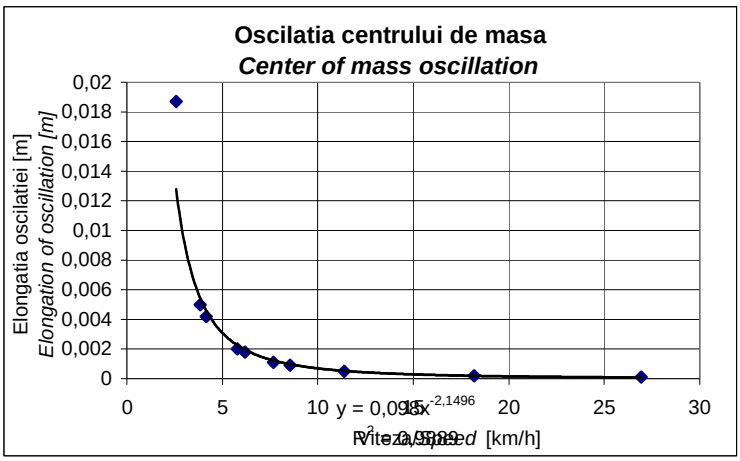


Fig. 2 – Oscillation amplitude variation of the tractor's center of mass, depending of speed / *Variația amplitudinii oscilației centrului de masă al tractorului în funcție de viteza de deplasare*

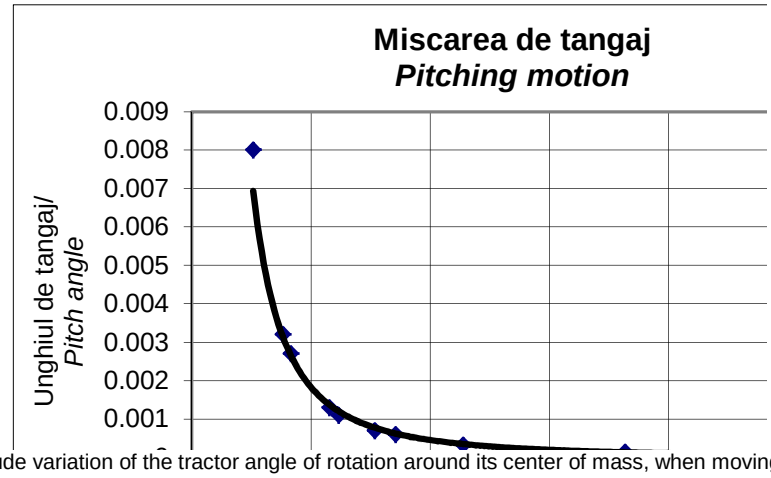


Fig. 3 – Amplitude variation of the tractor angle of rotation around its center of mass, when moving on farm land /
Variația amplitudinii unghiului de rotație al tractorului în jurul centrului de masă la deplasarea pe terenul agricol

It is noted that the angle of rotation oscillation amplitude decreases when speed increases. Its variation can be approximated with the following equation:

Se constată că amplitudinea oscilației unghiului de rotație scade atunci când viteza creşte şi aproximarea variației se poate face cu relația:

$$\theta = 0{,}0468\, v^{-2{,}0142} \qquad (2)$$

Variation of the driven wheel oscillation amplitude is presented in figure 4. It is noted a decrease of oscillation amplitude when speed increases. The curve can be approximated with equation 3.

Variația amplitudinii oscilației roții conduse este prezentată în fig. 4. Se observă o scădere a valorii amplitudinii oscilației atunci când viteza de deplasare creşte, iar relația care aproximează această curbă este:

$$z_f = 0{,}0031\, v^{-0{,}8951} \qquad (3)$$

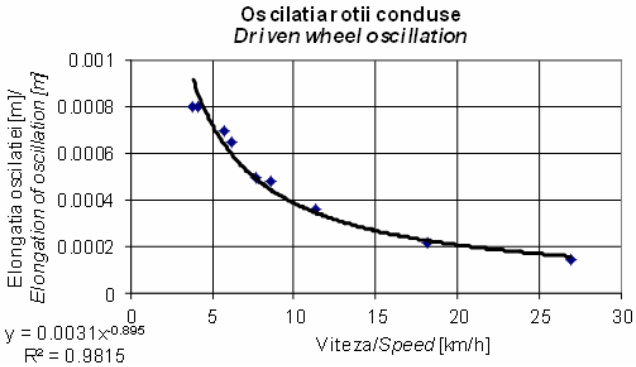


Fig.4 – Variation of the driven wheel oscillation amplitude when tractor moves on farm land /
Variația amplitudinii oscilației roții conduse a tractorului în funcție de viteza de deplasare pe terenul agricol

Variation of the driving wheel oscillation amplitude depending on tractor's speed is shown in figure 5. The equation approximating this variation is:

Variația amplitudinii oscilației roții motoare a tractorului în funcție de viteză este prezentată în figura 5. Relația care aproximează această variație este:

$$z_s = 0{,}1543\, v^{-2{,}208} \qquad (4)$$

Fig. 5 – *Variation of driving wheel oscillation amplitude when moving on farm land*
Variația amplitudinii oscilației roții motoare la deplasarea pe terenul agricol

TRACTOR'S MOTION STUDY WHEN MOVING ON COUNTRY ROAD

The two degrees of freedom modelling program was run for the U-650M tractor moving on a country road, for 10 speeds. The recorded data are presented in table 2. Figure 8 shows the amplitude variation of the tractor's centre of mass. The variation of the tractor's angle of rotation around its centre of mass is presented in figure 9. The variation of the driven wheel oscillation amplitude depending on speed is shown in figure 10. Figure 11 shows the oscillation amplitude variation for the driving wheel, depending on the tractor's speed.

STUDIUL MIŞCĂRII TRACTORULUI PE DRUMUL DE ȚARĂ

Programul de modelare a tractorului, considerat ca un model cu două grade de libertate a fost rulat pentru deplasarea tractorului U-650M pe drumul de țară, la toate cele 10 viteze. Datele obținute sunt prezentate în tabelul 2.
În figura 8 se prezintă variația amplitudinii oscilației centrului de masă al tractorului, iar in figura 9 - variația unghiului de rotație al tractorului în jurul centrului de masă. Variația amplitudinii oscilației roții conduse cu viteza de deplasare a tractorului este prezentată în figura 10. În figura 11 se prezintă variația amplitudinii oscilației roții motoare în funcție de viteza de deplasare a tractorului

Table 2 / *Tabelul 2*
Tractor's motion parameters on country road / *Parametrii mişcării tractorului pe drumul de țară*

Velocity/ Viteza v	Frecvența oscilației/ Oscillation frequency	Centrul de masă/ Center of mass		Oscilația roților/ Wheels oscillation		Forțele verticale pe roți/ Vertical forces on wheels	
		z	θ	z_f	z_s	F_f	F_s
2.58 / *2,58*	6.63 / *6,63*	0.006 / *0,006*	0.004 / *0,004*	0.0018 / *0,0018*	0.009 / *0,009*	1200	18000
3.83 / *3,83*	9.85 / *9,85*	0.0025 / *0,0025*	0.0018 / *0,0018*	0.0013 / *0,0013*	0.004 / *0,004*	2400	17000
4.16 / *4,16*	10.7 / *10,7*	0.0023 / *0,0023*	0.0014 / *0,0014*	0.0011 / *0,0011*	0.0032 / *0,0032*	2600	16600
5.78 / *5,78*	14.86 / *14,86*	0.0012 / *0,0012*	0.0008 / *0,0008*	0.00084 / *0,00084*	0.00167 / *0,00167*	3900	16700
6.17 / *6,17*	15.87 / *15,87*	0.001 / *0,001*	0.0007/ *0,0007*	0.00079 / *0,00079*	0.00146 / *0,00146*	4200	16700
7.68 / *7,68*	19.75 / *19,75*	0.0007/ *0,0007*	0.00045 / *0,00045*	0.00064 / *0,00064*	0.00093 / *0,00093*	5300	16800
8.56 / *8,56*	22.01 / *22,01*	0.00055 / *0,00055*	0.0004 / *0,0004*	0.00057 / *0,00057*	0.00075 / *0,00075*	6000	16830
11.38 / *11,38*	29.27 / *29,27*	0.00033 / *0,00033*	0.00022 / 0,00022	0.00043 / *0,00043*	0.00044 / *0,00044*	8000	16930
18.18 / *18,18*	46.76 / *46,76*	0.00016 / *0,00016*	0.00012 / *0,00012*	0.00027 / *0,00027*	0.00015 / *0,00015*	13000	17200
28.94 / *28,94*	69.3 / *69,3*	0.0000 / *0,00009*	0.00007 / 0,00007	0.00018 / *0,00018*	0.00008/ *0,00008*	19000	18000

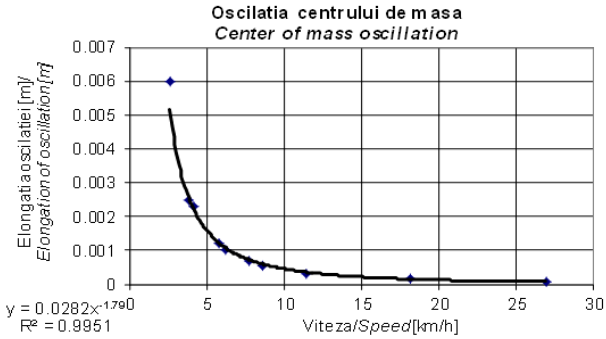


Fig. 8 – Oscillation amplitude variation of the tractor's center of mass, when moving on country road /
Variația amplitudinii centrului de masă al tractorului la deplasarea pe drum de țară

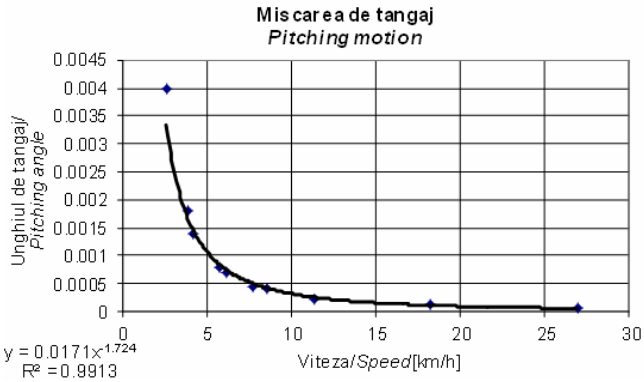


Fig. 9 – Amplitude variation of the tractor angle of rotation around its center of mass, when moving on country road /
Variația amplitudinii unghiului de rotație al tractorului în jurul centrului de masă la deplasarea pe drum de țară

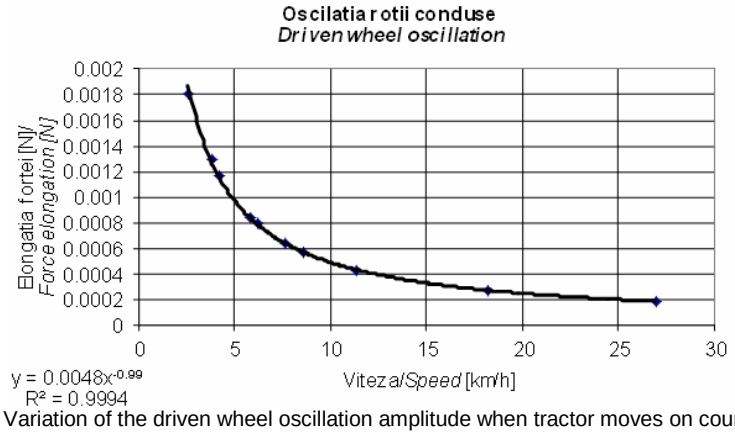
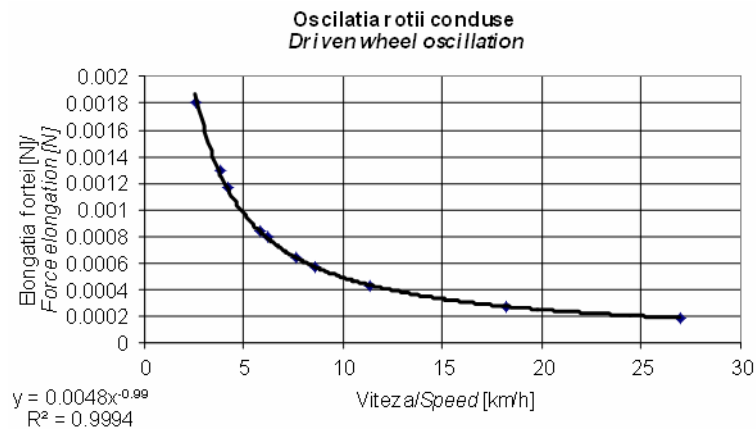


Fig. 10 – Variation of the driven wheel oscillation amplitude when tractor moves on country road /

Variația amplitudinii roții conduse la deplasarea tractorului pe drum de țară



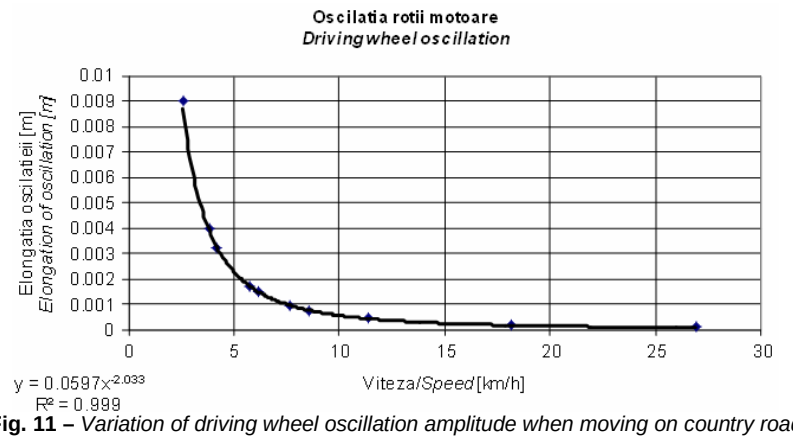


Fig. 11 – *Variation of driving wheel oscillation amplitude when moving on country road*
Variația amplitudinii oscilației roții motoare la deplasarea tractorului pe drum de țară

CONCLUSION

1. The two degrees of freedom modeling program allows the assessment for the tractor wheels and center of mass motion parameters, and also for the variation of the vertical forces on the wheels. The assessment is approximate due to the fact it is used a simplified mathematical model.
2. The two degrees of freedom model allows the assessment of the variation trends for the oscillatory motion parameters, when the tractor moves on various types of roads. Results closer to the actual ones can be obtained on a model with four degrees of freedom.
3. Analyzing data from tables 1 and 2 shows that the variation of the center of mass oscillation amplitude is larger in case of a tractor moving on farm land than in case of country road, for speeds up to 10 km/h. For higher tractor speeds these variations are approximately equal (figure 14).
4. The rotation of tractor around its center of mass is larger when moving on agricultural land with speeds up to 15 km/h. For higher tractor speeds the angle of rotation amplitude is about the same on the two types of road (figure 15).
5. The driven wheel oscillation has larger oscillations when the tractor moves on country road than on agricultural land, regardless of the tractor's speed (figure 16).
6. The driving wheel oscillation is larger when the tractor moves on agricultural land than in case of country road (figure 17), which is contrary to the driven wheel trend.
7. The variation of vertical force magnitude on driven wheel is larger when the tractor moves on country road, than in case of agricultural land. Increase of amplitude follows the increase of tractor's speed

CONCLUZII

1. Programul de modelare a tractorului având la bază un model cu două grade de libertate permite aprecierea aproximativă a parametrilor mişcării roților tractorului, a centrului de masă şi a variației forțelor verticale la roțile tractorului având în vedere că se lucrează pe un model simplificat.
2. Modelul cu două grade de libertate al tractorului permite aprecierea tendințelor de variație a parametrilor mişcării oscilatorii la deplasarea tractorului pe diverse drumuri. Rezultate mai apropiate de cele reale se vor putea obține pe un model cu patru grade de libertate al tractorului.
3. Din analiza datelor prezentate în tabelele 1 şi 2 se constată că variația amplitudinii oscilației centrului de masă este mai mare în cazul deplasării pe terenul agricol decât pe drumul de țară, la viteze de deplasare ale tractorului de până la 10 km/h. Pentru viteze mai mari, aceste variații sunt foarte apropiate (figura 14).
4. Mişcarea de rotație a tractorului în jurul centrului de masă este mai mare pentru deplasarea pe terenul agricol pentru viteze mai mici de 15 km/h după care amplitudinea unghiului de rotație este aproximativ aceeaşi pe cele două terenuri (figura 15).
5. Oscilația roții conduse se face cu amplitudini mai mari în cazul deplasării pe drumul de țară decât în cazul deplasării pe terenul agricol indiferent de viteza de deplasare (figura 16).
6. Amplitudinea oscilațiilor roților motoare este mai mare la deplasarea pe terenul agricol decât în cazul deplasării pe drumul de țară (figura 17), tendință contrară roții conduse.
7. Variația amplitudinii forței la roata condusă este mai mare la deplasarea pe drumul de țară decât la deplasarea pe terenul agricol. Creşterea amplitudinii se face cu creşterea vitezei de deplasare a tractorului

(figure 18).

8. The variation of vertical force magnitude on driving wheel is much larger when the tractor moves on country road, than in case of moving on farm land (figure 19). The driving wheel force magnitude variation depending on tractor speed is very low.

(figura 18).

8. Variația amplitudinii forței verticale la roata motoare este mult mai mare pentru deplasarea tractorului pe drumul de țară decât pe terenul agricol (figura 19). Variațiile amplitudinii forței la roata motoare în funcție de viteza de deplasare este foarte mică.

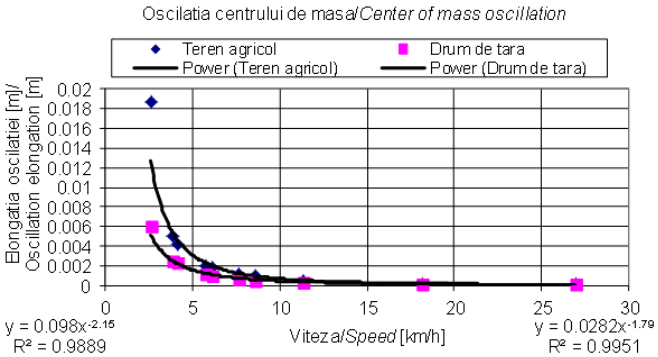


Fig. 14 – Oscillation amplitude variation of the tractor's center of mass, when moving on both types of land /
Variația amplitudinii oscilației centrului de masă al tractorului la deplasarea pe cele două terenuri

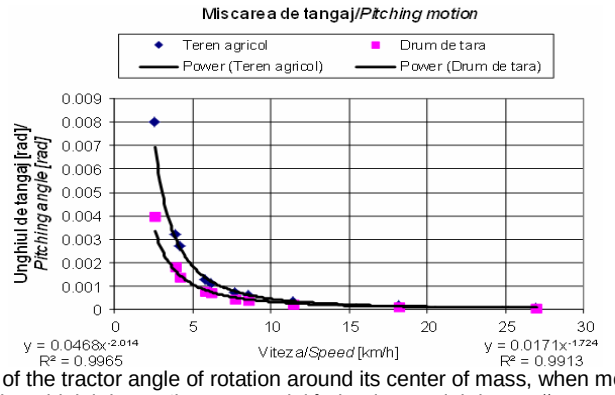


Fig.15 – Amplitude variation of the tractor angle of rotation around its center of mass, when moving on both types of road /
Variația amplitudinii unghiului de rotație a tractorului în jurul centrului de masă pentru cele două terenuri

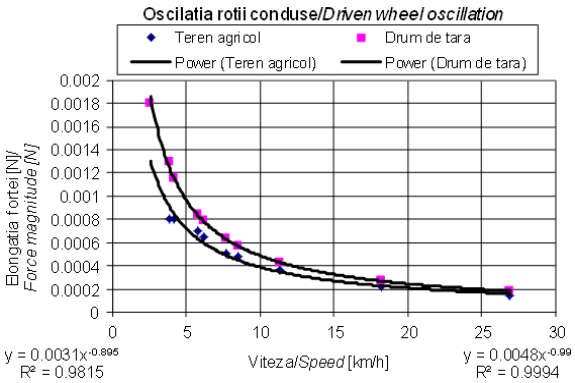
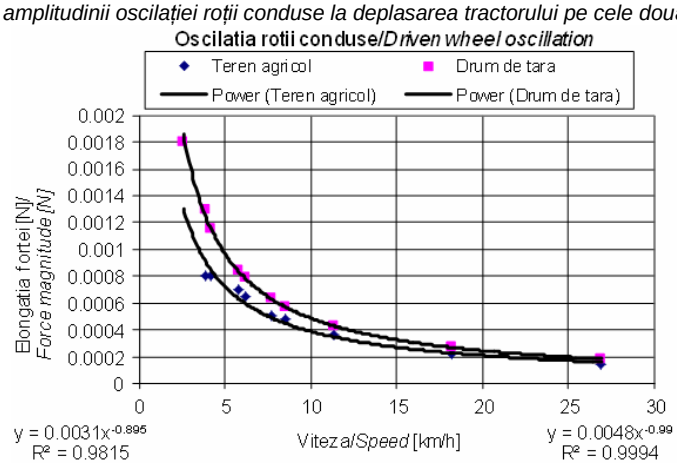


Fig.16 – Variation of the driven wheel oscillation amplitude when tractor moves on both types of road /
Variația amplitudinii oscilației roții conduse la deplasarea tractorului pe cele două terenuri



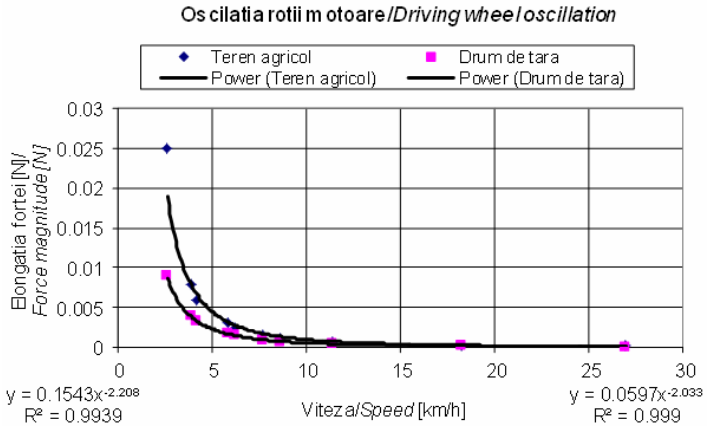


Fig.17 – Variation of driving wheel oscillation amplitude when tractor moves on both types of road /
Variația amplitudinii oscilației roții motoare la deplasarea tractorului pe cele două terenuri

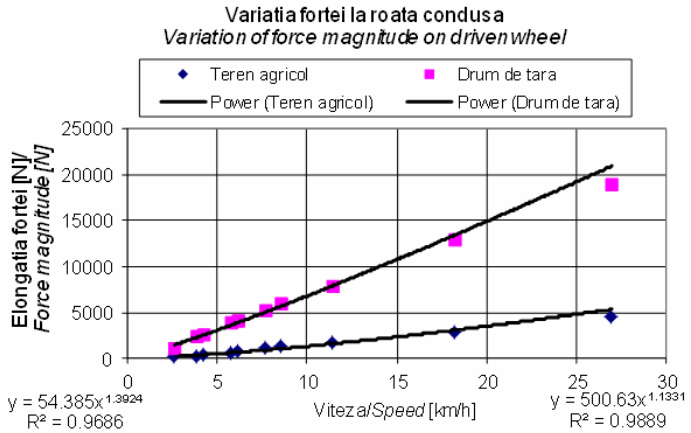


Fig. 18 – The magnitude variation of vertical force on driven wheel, when tractor moves on both types of roads /
Variația amplitudinii forței verticale la roata condusă la deplasarea pe cele două terenuri

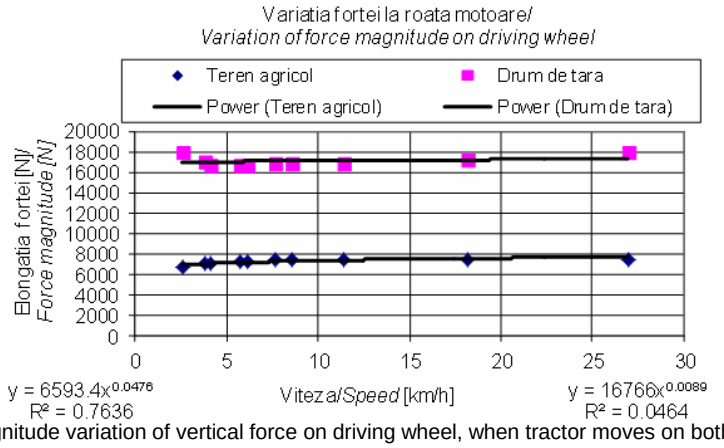


Fig.19 – The magnitude variation of vertical force on driving wheel, when tractor moves on both types of roads /
Variația amplitudinii forței verticale la roata motoare la deplasarea pe cele două terenuri

REFERENCES

[1] Borcilă D. (2001), *Studii şi cercetări privind determinarea pe cale analitică şi experimentală a performanțelor de tracțiune şi economice a tractoarelor*, Rezumatul tezei de doctorat;

[2] Benaroya H. (2001), *Mechanical Vibration*, Prentice Hall;

[3] David M.F. (2007), *Contribuții la studiul dinamicii agregatelor agricole mobile*, Teza de doctorat, Bucuresti;

[4] Deciu E., Enescu N., Ion C., ş.a. (1981), *Probleme de vibrații mecanice*, Vol I-II, UPB;

[5] Frățilă Gh. (1977), *Calculul şi construcția automobilelor*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;

[6] Năstăsoiu S., ş.a. (1983), *Tractoare*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;

BIBLIOGRAFIE

[1] Borcilă D. (2001), *Studii şi cercetări privind determinarea pe cale analitică şi experimentală a performanțelor de tracțiune şi economice a tractoarelor*, Rezumatul tezei de doctorat;

[2] Benaroya H. (2001), *Mechanical Vibration*, Prentice Hall;

[3] David M.F. (2007), *Contribuții la studiul dinamicii agregatelor agricole mobile*, Teza de doctorat, Bucuresti;

[4] Deciu E., Enescu N., Ion C., ş.a. (1981), *Probleme de vibrații mecanice*, Vol I-II, UPB;

[5] Frățilă Gh. (1977), *Calculul şi construcția automobilelor*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;

[6] Năstăsoiu S., ş.a. (1983), *Tractoare*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;

[6] Rao S.S. (1990), *Mechanical Vibrations*, 2nd, Ed., Addison-Wesley, Reading, MA;
[7] Weaver W., Timoshenko S.P., Young D.H. (1990), *Vibration Problems in Engineering*, 5th ed., Wiley-Interscience, New York;
[8] *** 15.10.2001) *Studiu documentar privind perfecționarea sistemei de maşini pentru transportul produselor din fermele agricole şi zootehnice prin integrarea unui echipament tehnic universal*, Contract 38, Program AGRAL;
[9] *** (1990) *Analysis and Design of Foundations for Vibrations*, Edited by P.J.Moore, University of Melbourne.

[6] Rao S.S. (1990), *Mechanical Vibrations*, 2nd, Ed., Addison-Wesley, Reading, MA;
[7] Weaver W., Timoshenko S.P., Young D.H. (1990), *Vibration Problems in Engineering*, 5th ed., Wiley-Interscience, New York;
[8] *** (15.10.2001) *Studiu documentar privind perfecționarea sistemei de maşini pentru transportul produselor din fermele agricole şi zootehnice prin integrarea unui echipament tehnic universal*, Contract 38, Program AGRAL;
[9] *** (1990) *Analysis and Design of Foundations for Vibrations*, Edited by P.J.Moore, University of Melbourne.

RESEARCH ON THE USE OF FINITE ELEMENT METHOD TO OPTIMIZE THE WHEEL EXPLOITATION FOR AGRICULTURAL VEHICLES
/
CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA METODEI ELEMENTELOR FINITE PENTRU OPTIMIZAREA EXPLOATĂRII PNEURILOR VEHICULELOR AGRICOLE

Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.Şt.[1)], PhD. Stud. Eng. Ungureanu N.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Maican E.[1)], PhD. Eng. Vlăduţ V.[2)], PhD. Eng. Ganea I.[2)], PhD. Eng. Caba I.L.[3)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]USAMVB Timişoara / Romania
Tel: 0744756832; E-mail: biris.sorinstefan@gmail.com

Abstract: *This paper presents an analytical model using finite elements method, allowing the study of the interaction between agricultural tractor tires and the rolling track, the distribution of stresses and strains in different types of rolling tracks (agricultural land, agricultural exploitation land and public land), and in tires, for various tire inflation pressure values. A 3D model of the real tire is developed, for which were defined the parameters characterising the elastic behaviour of tire rubber. Results and conclusions obtained from this study are useful in the identification of optimal operating parameters for driving wheels tires of agricultural land vehicles.*

Keywords: *rolling track, finite element method, tire pressure, Tire, soil,.tractor*

INTRODUCTION

Tire is an important constitutive element for agricultural vehicles, due to its multiple functions: it ensures proper adhesion to the rolling track, safety and resistance to high-speed movement, attenuates the shocks caused by uneven rolling tracks, takes the loads distributed on wheels, contributes to the comfort fo passengers or operators.

Proper exploitation of wheel tires of agricultural vehicles is difficult and depends of many influence factors. Low pressures generate an exaggerated flexing of tire carcass, resulting in tire heating and premature tire wear, and also in increase of rolling resistance. Too large pressures cause the decrease of tire adhesion, irregular and faster wear, especially for driving wheels.

In Europe, most agricultural vehicles must move on different types of rolling tracks: stubble, plough land, operation roads, or public roads. To move easily on public roads, with minimum fuel consumption, tire air pressure must be as large as possible, while the contact area between tires and rolling tracks must be as small as possible. Thus, the pressure exerted by the tire on the rolling track is larger, stresses and strains transmitted to the rolling track are greater, thus giving the possibility to negatively affect the degree of compaction given by agricultural vehicles.

Tire inflation pressure influences not only the shape of the contact surface between tire and soil, but also the distribution of stresses in the soil (Fig.1) and thus, the phenomena of soil compaction.

Also, tire inflation pressure has a significant influence on the rolling and adhesion characteristics of the wheels, being a decisive factor on the fuel consumption required for the movement of agricultural vehicles.

Figure 2 presents the manner in which tire deforms depending on tire inflation pressure.

Thus, for larger tire inflation pressure (Fig.2.a), the contact surface with the rolling track is smaller (Fig.3), the rolling resistance is smaller but wheel adhesion is significantly diminished, and the compaction of rolling tracks is higher.

Rezumat: *În lucrare se prezintă un model analitic utilizând metoda elementelor finite, pentru studiul interacţiunii dintre pneurile tractoarelor agricole şi calea de rulare, distribuţia tensiunilor şi deformaţiilor în diverse căi de rulare (sol agricol, sol agricol în exploatare, teren public) şi în pneuri, pentru diferite valori ale presiunii din pneu. A fost realizat un model 3D al pneului real, pentru care au fost definiţi pararametrii care caracterizează comportamentul elastic al pneului de cauciuc. Rezultatele şi concluziile acestei lucrări sunt utile în identificarea parametrilor optimi de lucru pentru roţile motoare ale pneurilor vehiculelor agricole.*

Cuvinte cheie: *cale de rulare, metoda elementelor finite, presiune din pneu, pneu, sol, tractor*

INTRODUCERE

Pneul este un element component important al vehiculelor agricole, având multiple funcţii: asigură aderenţa cu calea de rulare, siguranţa şi rezistenţa la mişcarea cu viteză mare, atenuează şocurile produse de căile de rulare neuniforme, preia încărcările distribuite pe roţi; contribuie la confortul pasagerilor sau al operatorilor.

Exploatarea adecvată a roţilor pe pneuri care echipează vehiculele agricole este dificilă şi depinde de numeroşi factori. Presiunile scăzute din pneu produc încovoierea exagerată a carcasei, în urma căreia pneul se încinge şi se uzează prematur, iar rezistenţa la rulare creşte. Presiunile prea mari din pneu duc la scăderea aderenţei pneului, uzură neuniformă şi rapidă, în special în cazul roţilor motoare.

În Europa, majoritatea vehiculelor agricole trebuie să se deplaseze pe diverse tipuri de căi de rulare: mirişte, sol arat, drumuri tehnologice sau drumuri publice. Pentru deplasarea cu uşurinţă pe drumurile publice, cu consum minim de combustibil, presiunea din pneu trebuie să fie cât mai mare posibil, iar suprafaţa de contact dintre pneu şi calea de rulare trebuie să fie cât mai mică. Astfel, presiunea aplicată de pneu pe calea de rulare este mai mare, iar tensiunile şi deformaţiile transmise în calea de rulare sunt mai mari, influentând negativ compactarea produsă de vehiculele agricole.

Presiunea din pneu influenţează atât forma suprafeţei de contact dintre pneu şi sol, cât şi distribuţia tensiunilor în sol (Fig.1) şi astfel, fenomenul de compactare a solului.

Presiunea din pneu are o influenţă deosebită asupra caracteristicilor de rulare şi aderenţă ale roţii, fiind un factor decisiv asupra consumului de combustibil necesar deplasării vehiculelor agricole.

În Figura 2 este prezentat modul de deformaţie a pneului în funcţie de presiunea din pneu.

Se poate observa că, dacă presiunea din pneu este ridicată (Fig.2.a), suprafaţa de contact cu calea de rulare este mai mică (Fig.3), rezistenţa la rulare este de asemenea mai mică, aderenţa roţii este redusă semnificativ, iar calea de rulare este compactată mai mult.

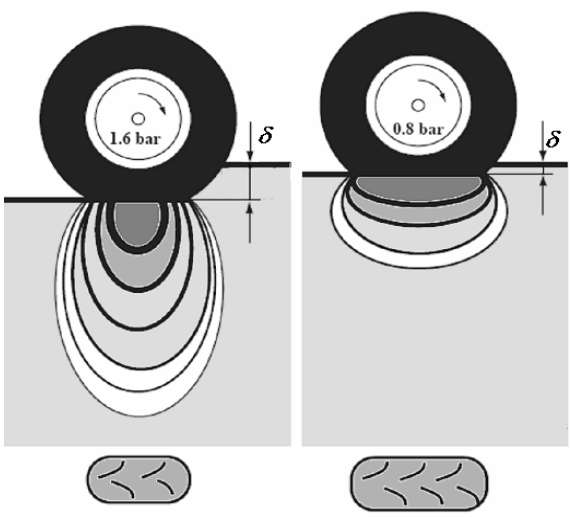


Fig. 1 - Influence of tire inflation pressure on the shape of the contact surface and on soil stress distribution /
Influența presiunii din pneu asupra formei petei de contact şi asupra distribuției tensiunilor din sol

a) **b)** **c)**

Fig. 2 - Influence of tire inflation pressure on tire deformation (Munro, 2008) / [8]
Influența presiunii din pneu asupra modului de deformare a pneului

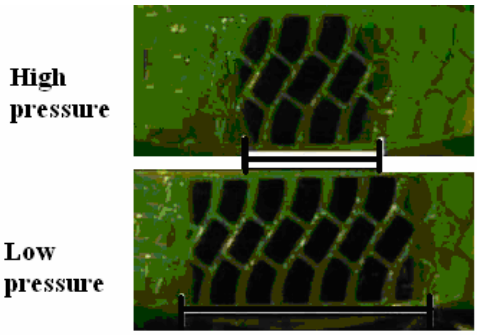


Fig. 3 - Influence of tire inflation pressure on contact area with the rolling track (Munro, 2008) / [8]
Influența presiunii din pneu asupra petei de contact cu calea de rulare

Figure 2.b presents the case of an tire with proper inflation pressure, while Figure 2.c shows tire deformation when tire inflation pressure is too low. In this case, contact surface with the rolling track is too large (Fig.3), resulting in high adhesion, smaller pressure in the contact area and increased rolling resistance, leading to a incresed energy consumption required for the movement of agricultural vehicles.

Tire deformation under the action of an external load (weight per wheel) is presented in Figure 4.

According to Hedekel's equation, tire deformation is given by the relationship [4]:

În Figura 2.b este prezentat cazul în care presiunea din pneu este corect aleasă, iar în Figura 2.c este prezentată deformația pneului când presiunea din acesta este prea mică. În ultima situație, suprafața de contact cu calea de rulare este prea mare (Fig.3), aderența ridicată, presiunea mică în suprafața de contact şi rezistența la rulare crescută având ca urmare creşterea consumului de energie necesar pentru deplasarea vehiculelor agricole.

Deformația pneului sub acțiunea unei încărcări exterioare (greutate pe roată) este prezentată în Figura 4.

Conform ecuației lui Hedekel, deformația pneului este dată de relația [4]:

$$f = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot p_i \cdot \sqrt{R \cdot r}} \text{ [mm]} \qquad (1)$$

where: F – vertical load acting on the wheel, [N]; p_i – air pressure inside the tire, [MPa]; R – free radius of the wheel, [mm]; r – radius of tire running path in cross section, [mm].

Figure 5 illustrates the influence of tire inflation pressure on its wear, respectively on tire endurance.

în care: F – sarcina verticală pe roată, [N]; p_i – presiunea din pneu, [MPa]; R – raza liberă a roții, [mm]; r – raza căii de rulare a pneului în secțiune transversală, [mm].

Figura 5 prezintă influența presiunii din pneu asupra uzurii acestuia, respectiv rezistența la oboseală a pneului.

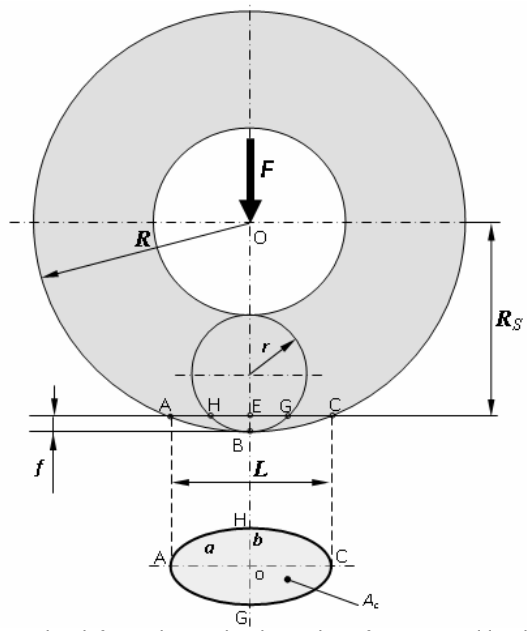


Fig. 4 - Tire deformation under the action of an external load / [4]
Deformația pneului sub acțiunea unei sarcini exterioare

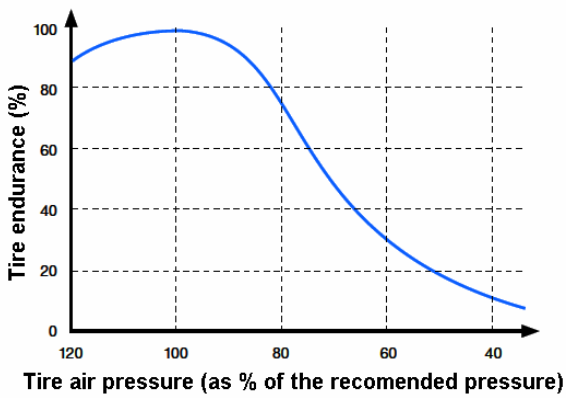


Fig. 5 - Influence of tire air pressure on tire endurance [8]
Influența presiunii aerului din pneu asupra durabilității acestuia

With the great development of computers and numerical computation programs, came a natural opportunity to use these tools for the modelling of these phenomena by means of Finite Element Method (FEM). Thus, this paper presents an analytical model using finite elements method, allowing the study of the interaction between agricultural tractor tires and the rolling track, the distribution of stresses and strains in different types of rolling tracks (agricultural land, agricultural exploitation land and public land), and in tires, for various tire pressure values.

MATERIAL AND METHOD

The analysis was developed for the tire of the rear wheel of the 65 HP Romanian tractors U-650, whose main characteristics are given in Table 1. The analyzed tire is symbolised as 14-38 R35. The tire is made of rubber, which is generally considered to be a non-linear, incompressible or nearly incompressible, hyper-elastic material, which often experiences very large deformations upon loading.

The element selected for analysing the rubber material was HYPER185, used in conjunction with the two-term Mooney-Rivlin material model (Mohseninmanesh, 2007). ANSYS v12.1 program was used for the analysis of 3D model, respectively Quick Field Students v5.6 was used to analyze the plane model of tires section in „plane strain" mode.

Odată cu dezvoltarea computerelor şi a programelor de calcul numeric, a apărut oportunitatea utilizării acestor instrumente pentru modelarea prin Metoda Elementelor Finite (MEF). Astfel, această lucrare prezintă un model analitic utilizând metoda elementelor finite, care permite studiul interacțiunii dintre pneurile tractoarelor agricole şi calea de rulare, distribuția tensiunilor şi a deformațiilor în diverse tipuri de căi de rulare (sol agricol, sol agricol în exploatare, drumuri publice), şi în pneuri, pentru diferite valori ale presiunii din pneu.

MATERIAL ŞI METODĂ

Analiza a fost realizată pentru pneul roții spate a tractorului românesc de 65 CP, U-650, ale cărui principale caracteristici sunt date în Tabelul 1. Pneul analizat este simbolizat 14-38 R35. Pneul este din cauciuc, care în general este considerat a fi un material neliniar, incompresibil sau aproape incompresibil, hiper-elastic, care, dacă este încărcat, se deformează foarte mult.

Elementul selectat pentru analiza materialului de cauciuc este HYPER185, utilizat în tandem cu modelul polinomial Mooney-Rivlin (Mohseninmanesh, 2007). Pentru analiza modelului 3D s-a utilizat programul ANSYS v12.1, iar pentru analiza modelului plan al secțiunii pneului în modul „deformații plane" s-a utilizat Quick Field Students v5.6.

Table 1 / *Tabelul 1*

Main characteristics of U-650 tractor / *Caracteristici principale ale tractorului U-650*

Tractor / *Tractor*	**Soil interaction part / *Organ de interacțiune cu solul***	**Gauge, *Ecartament* [mm]**	**Weight / *Masa* [kg]**		**Contact patch width / *Lățime pată de contact* [mm]**
			Total / *Totală*	**per axle / *pe axă***	
U-650 (65 HP)	Front tire / *Pneu față*	1600	3380	1170	180
	Rear tire / *Pneu spate*			2210	367

Figure 6 illustrates 3D physical model for rear tire of the 65 HP tractors, developed by means of Solid Works program, which takes into consideration all the details on tire sizes. This geometrical model was imported in ANSYS v12.1, thus obtaining the meshed model of FEM analysis (Fig.7), consisting in three dimensional finite elements for both tire and rim, as well as for the rigid surface of the rolling track.

In the contact area was developed a finer and more precisely meshing, using a higher number of finite elements having smaller sizes.

For a easier analysis it was also developed a plane, symmetric model of the tire in frontal plane, using Quick Field Students v5.6 program (Fig.8), for which tire air pressure and the load on the wheel were taken into account.

În Figura 6 este prezentat modelul fizic 3D pentru pneul spate al tractorului de 65 CP, realizat în programul Solid Works, care consideră toate detaliile privind dimensiunile pneului. Modelul geometric a fost importat in ANSYS v12.1, obținând astfel modelul discretizat pentru analiza prin MEF (Fig.7), constând în elemente finite tridimensionale pentru pneu şi jantă, dar şi pentru suprafața rigidă a căii de rulare.

Pentru suprafața de rulare s-a realizat o rețea de elemente mai fină şi mai precisă, utilizând un număr mai mare de elemente finite de dimensiuni mai mici.

Pentru simplificarea analizei a fost realizat şi un model plan, simetric al pneului în plan frontal, utilizând Quick Field Students v5.6 (Fig.8), ținând seama de presiunea din pneu şi de sarcina pe roată.

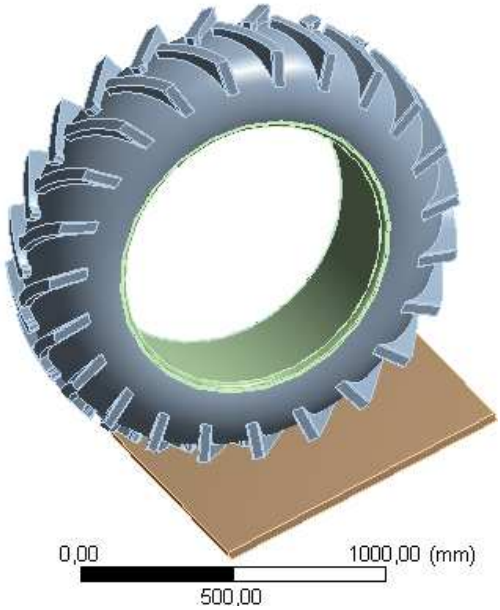


Fig. 6 - Tire model
Modelul fizic al pneului

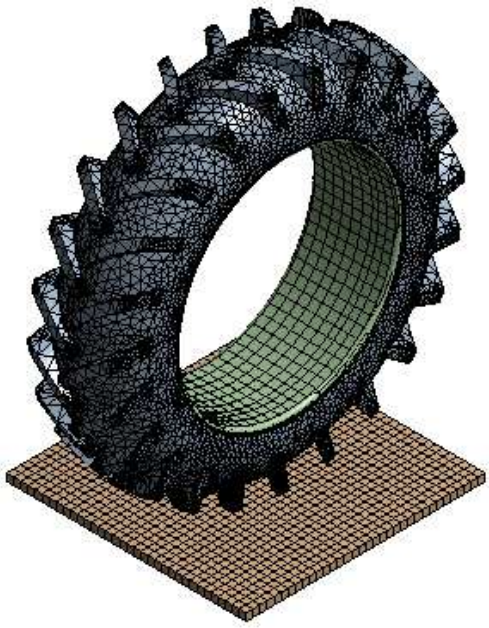


Fig. 7 - Meshed 3D model
Modelul 3D discretizat

The empirical model of calculus for the contact area with the soil for agricultural tires proposed by Komandi is given as [7, 8]:

Modelul de calcul empiric pentru suprafața de contact dintre sol şi pneul agricol, propus de Komandi, are forma [7, 8]:

$$A_{soil} = c \cdot F^{0.7} \cdot \sqrt{\frac{b}{D}} \cdot p_i^{-0.45} \ [\text{mm}^2] \qquad (2)$$

where c – constant; F – wheel load, [N]; b – tire width, [mm]; D – tire diameter, [mm]; p_i – inflation presure, [MPa].

Constant c for different substrates has following values (Komandi, 1990): c=0.3-0.32 for rather bearing soil, c=0.36-0.38 for sandy field, and c=0.42-0.44 for loose sand.

în care: c – constantă; F – sarcina pe roată, [N]; b – lățimea pneului, [mm]; D – diametrul pneului, [mm]; p_i – presiunea din pneu, [MPa].

Valorile constantei c variază în funcție de tipul substratului (Komandi, 1990): c=0.3-0.32 pentru sol bătătorit, c=0.36-0.38 pentru sol nisipos, c=0.42-0.44 pentru sol nisipos afânat.

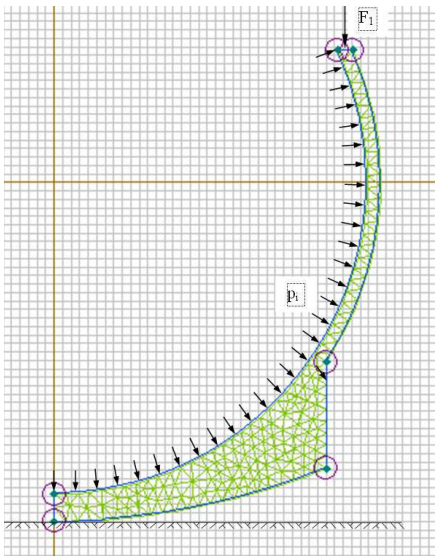


Fig. 8 - Meshed tire 2D model /

Modelul 2D discretizat

RESULTS and DISCUSSION

Taking into account Figure 4 and equation (1) it results the influence of tire inflation pressure on the dimensional characteristics of the wheels (Fig.9).

REZULTATE Şi DISCUŢII

Ținând seama de Figura 4 şi de ecuația (1) se obține influența presiunii din pneu asupra caracteristicilor dimensionale ale roților (Fig.9).

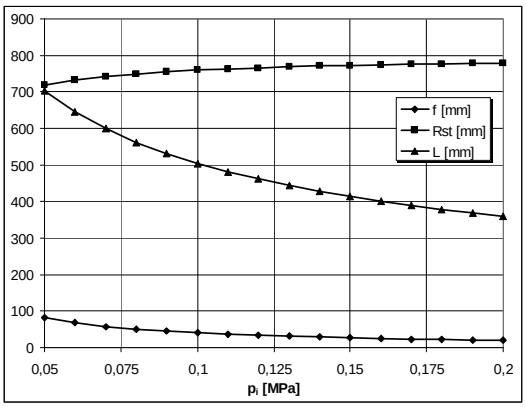


Fig. 9 - Influence of tire pressure on the dimensional characteristics of the wheels /

Influența presiunii din pneu asupra caracteristicilor dimensionale ale roții

Figure 10 illustrates the influence of 14-38 R35 tire inflation pressure on the contact area between wheel and rolling track, based on equation (2), for different types of rolling tracks.

În Figura 10 se prezintă influența presiunii din pneul 14-38 R35 asupra suprafeței de contact dintre roată şi calea de rulare, conform ecuației (2), pentru diverse căi de rulare.

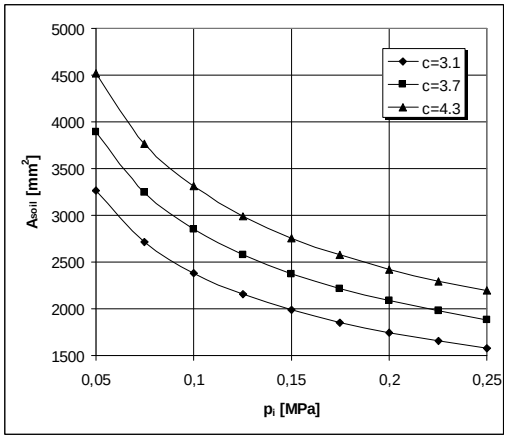


Fig. 10 - Influence of tire inflation pressure and of nature of rolling track on the surface of contact area /

Influența presiunii din pneu şi a naturii căii de rulare asupra ariei petei de contact

Figure 11 presents the modelling results of tire inflation pressure on how tire deforms, according to the physical model shown in Figure 8.

Figura 11 prezintă rezultatele obținute prin modelarea influenței presiunii din pneu asupra deformației pneului, conform modelului fizic prezentat în Figura 8.

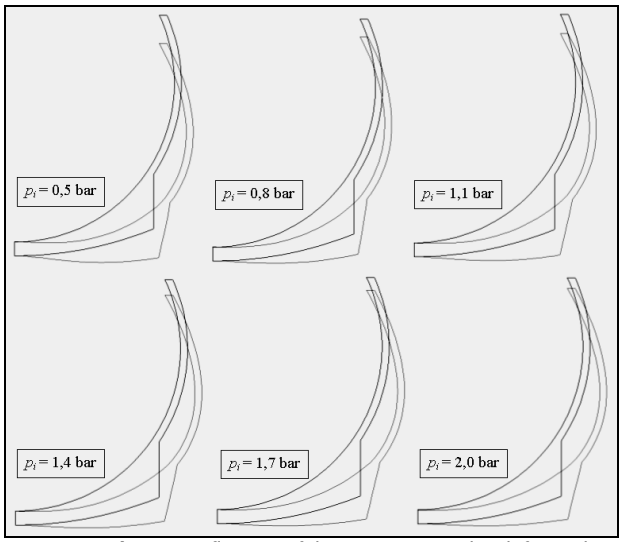


Fig. 11 - Influence of tire pressure on tire deformation
Influența presiunii din pneu asupra modului de deformare a pneului

Figure 12 shows the distribution of equivalent stresses by Von Mises criterion in the tire, in the contact patch with the rolling track. Also it is traced the tire outline after the strain, due to the application of the external load. It is noticed that the highest values of equivalent stresses are found in the joint area of the lug with tire carcass.

Figure 13 shows the distribution of total displacement in the tire for the same section. Highest displacements arise in the mean area of tire carcass. Figure 14 shows the graphical variation of equivalent stresses on the outline and the graphical variation of total displacements on the outline of the analyzed axis-symmetric model.

În Figura 12 este prezentată distribuția tensiunilor echivalente conform criteriului Von Mises în pneu, în pata de contact cu calea de rulare. De asemenea, este trasat conturul pneului după deformația produsă la aplicarea unei sarcini exterioare. Se observă că valorile maxime ale tensiunilor echivalente se găsesc în zona îmbinării dintre nervuri şi carcasa pneului.

Figura 13 prezintă distribuția deplasării totale pentru aceeaşi secțiune a pneului. Deplasările maxime apar în suprafața medie a carcasei pneului. În Figura 14 se prezintă variația grafică a tensiunilor echivalente pe contur şi variația grafică a deplasărilor totale pe conturul modelului axi-simetric analizat.

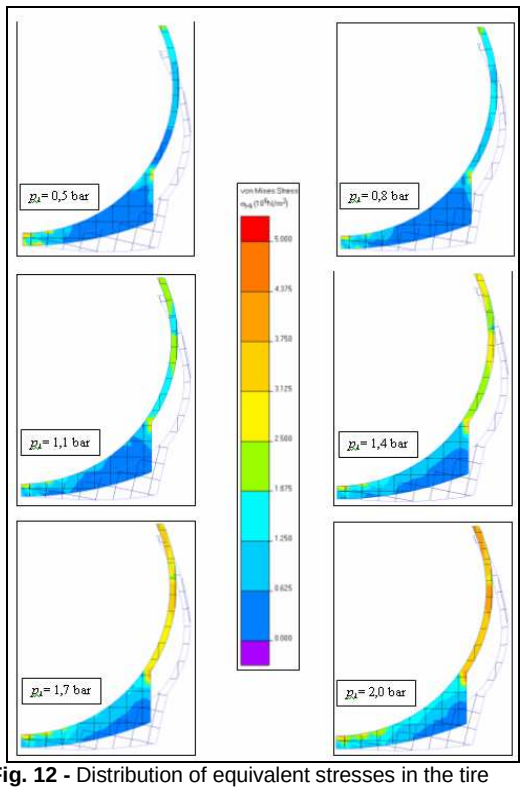


Fig. 12 - Distribution of equivalent stresses in the tire
Distribuția tensiunilor echivalente în pneu

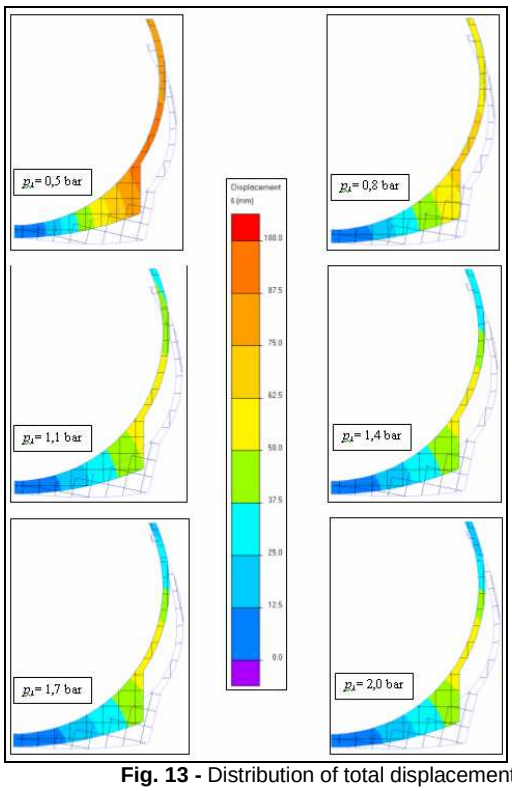


Fig. 13 - Distribution of total displacements in the tire
Distribuția deplasărilor totale în pneu

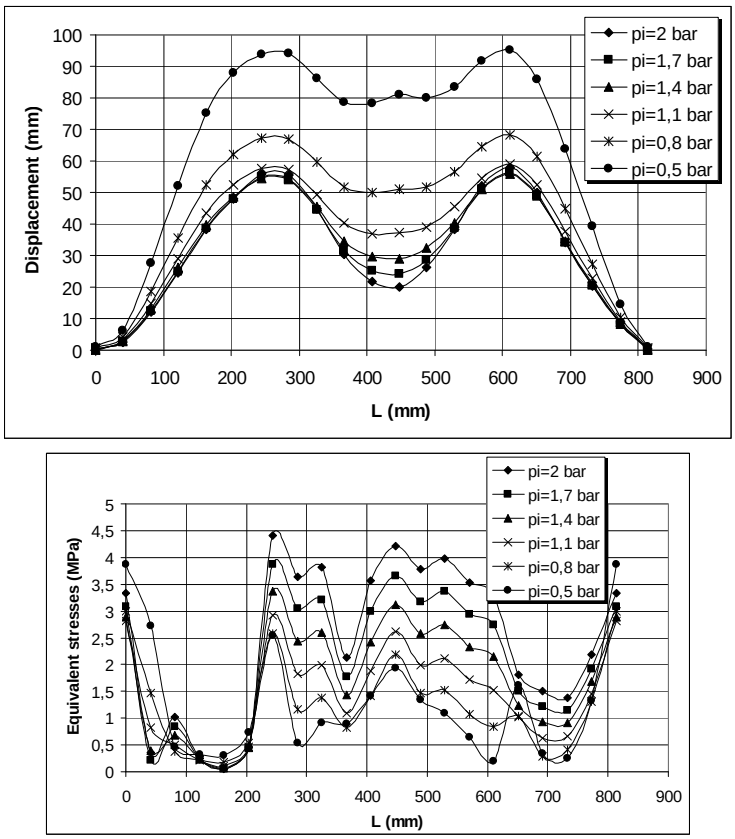


Fig. 14 - Graphical variation of equivalent stresses and total displacements for the analyzed plane outline, for various values of tire inflation pressure /
Variația grafică a tensiunilor echivalente şi a deplasărilor totale pentru conturul analizat, pentru diferite presiuni ale aerului din pneu

CONCLUSIONS

The followings were concluded from the study:

- The Finite Element Method is the most advanced mathematical tool used for the complex study of the interaction between the rolling bodies of land vehicles and the rolling track.
- Highest difficulty was encountered in the modelling of nonlinear hyper-elastic behaviour of tire material - rubber, which included the cord angles in each layer, respectively the analysis of stress and strain distribution.
- Tire air pressure has an important influence on the equivalent stress distribution in soil. Soil stresses increase at higher tire pressure.
- The present study allows the highlight of some areas of the analyzed tire in which stresses are higher, as well as the fact that the mean area of tire carcass is subjected to the highest strains. This also leads to the highest danger of tire wear during depressurisation.

Aknowledgement

This work was supported by POSDRU based on POSDRU/89/1.5/S/62557 financing program.

REFERENCES

[1]. Biris S.St., Maican E., Ungureanu N., Murad E., (2011) - *Study regarding the optimization of wheel tires for agricultural vehicles*, Proceedings of the 11th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture, Istambul, Turcia, 21-23 Septembrie, pp. 245-249;
[2]. Burke A., Olatunbosun O.A. (1997) - *New techniques in tyre modal analysis using MSC/NASTRAN*. Int. J. Vehicle Design. Vol. 18(2), 203-212;
[3]. Duni E., Monfrino G., Saponaro R., Caudano M.,

CONCLUZII

Din acest studiu au rezultat următoarele concluzii:

- Metoda Elementelor Finite reprezintă cel mai avansat instrument matematic utilizat pentru studiul complex al interacțiunii dintre organele de rulare ale vehiculelor agricole şi calea de rulare.
- Cea mai mare dificultate a fost întâmpinată la modelarea comportamentului neliniar hiper-elastic al pneului din cauciuc, care conține fire textile în fiecare strat, respectiv analiza distribuției tensiunilor şi a deformațiilor.
- Presiunea din pneu are o importanță deosebită asupra distribuției tensiunilor echivalente în sol. Tensiunile în sol cresc cu creşterea presiunii din pneu.
- Acest studiu evidențiază anumite zone ale pneului analizat, în care tensiunile sunt mai mari, precum şi faptul că suprafața medie a carcasei pneului este supusă celor mai mari deformații. Astfel apare cel mai mare risc de uzură a pneului prin depresurizare.

Aknowledgement

Această lucrare este susținută prin POSDRU prin programul de finanțare POSDRU/89/1.5/S/62557.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Biris S.St., Maican E., Ungureanu N., Murad E., (2011) - *Studiu privind optimizarea optimizarea roților cu pneu pentru vehicule agricole,* Lucrările celui de-al 11-lea Congres Internațional de mecanizare şi Energie în Agricultură, Istambul, Turcia, 21-23 Septembrie, pp. 245-249;
[2]. Burke A., Olatunbosun O.A. (1997) – *Tehnici noi în analiza modală a pneului utilizând MSC/NASTRAN*. Int. J. Vehicle Design. Vol. 18(2), 203-212;
[3]. Duni E., Monfrino G., Saponaro R., Caudano M.,

Urbinati F. (2003) - *Numerical simulation of full vehicle dynamic behaviour based on the interaction between ABAQUS / Standard and explicit codes,* ABAQUS User's Conference, 1-19;
[4]. Gill W.R., Vandenberg G.E. (1968) - *Soil Dynamics in Tillage and Traction,* U.S.A. Department of Agriculture, Handbook 316, USA, Washington D.C.;
[5]. Kading K. (2006) - *Multibody Dynamic Simulation of Off-Road Vehicles for Load prediction*, Stability, Safety, and Performance, ASABE Meeting Presentation, Paper Number: 061181, Portland, Oregon, 9-12 July, 1-10;
[6]. Mohseninmanesh A., Ward S.M., Gilchrist M.D.,(2008) - *Stress analysis of a multi-laminated tractor tyre using non-linear 3D finite element analysis,* Material and Design. 30 (2009), Elsevier, 1124-1132;
[7]. Mohseninmanesh A., Ward S.M. (2007) -*Tractor tyre-road and tyre-soil interactions model using ANSYS,* Biosystems Engineering Research Review, Univ. College Dublin, 33-137;
[8]. Munro R., MacCulloch F. (2008) -*Tire Pressure Control on Timber Haulage Vehicles,* Some observations on a trial in Highland, Scotland;
[9]. Wertz K., Grisso R., Von Bargen K. (1990) - *A Survey of Ag Tractor Ballasting and Tire Configurations* – Part II. Applied Engineering in Agriculture. Vol. 6(5), 542-547;
[10]. Xia K. (2010) - *Finite element modelling of tire/terrain interaction: Application to predicting soil compaction and tire mobility,* Journal of Terramechanics, 1-11;
[11]. Zoz F. (2007) -*The Cause of Powerhop*. ASABE Meeting Presentation. Paper Number: 071110, Minnesota, 1-17;
[12]. *** (2008) -*Tire Pressure Monitoring and Inflation*. American Trucking Associations.

Urbinati F. (2003) – *Simularea numerică a comportării dinamice a vehiculului pe baza utilizării interacțiunii dintre ABAQUS / Standard şi a codurilor explicite,* Conferința Utilizatorilor ABAQUS, 1-19;
[4]. Gill W.R., Vandenberg G.E. (1968) – *Dinamica solului în prelucrare şi tracțiune*. U.S.A. Departmentul de Agricultură, Manual 316, SUA, Washington D.C.;
[5]. Kading K. (2006) – *Simularea dinamică multiplă a vehiculelor Off-Road pentru predicția încărcării*, Stabilitate, Siguranță şi Performanță, Prezentată la întâlnirea ASABE, Lucrarea nr.: 061181, Portland, Oregon, 9-12 Iulie, 1-10;
[6]. Mohseninmanesh A., Ward S.M., Gilchrist M.D. (2008) – *Analiza tensiunilor pentru un pneu multilaminat de tractor folosind elemente de analiză neliniară 3D,* Materiale şi Design. 30 (2009), Elsevier, 1124-1132;
[7]. Mohseninmanesh A., Ward S.M. (2007) –*Model pneu-şosea şi pneu-sol utilizând ANSYS,* Sinteza de cercetare în Ingineria Biosistemelor, Univ. Collegiu Dublin, 33-137;
[8]. Munro R., MacCulloch F. (2008) – *Reglarea presiunii din pneurile vehiculelor pentru transportul lemnului,* Unele observații asupra procesului în Highland, Scoția;
[9]. Wertz K., Grisso R., Von Bargen K. (1990) – *Studiul tractorului balastier şi al configurației pneului* – Parea II. Inginerie Aplicată în Agricultură, Vol. 6(5), 542-547;
[10]. Xia K. (2010) – *Modelarea interacțiunii pneu/teren utilizând metoda elementelor finite: Aplicație pentru estimarea compactării solului şi a mobilității pneului.* Journalul Teramecanicii, 1-11;
[11]. Zoz F., (2007) – *Cauzele cabrării.* Prezentată la întâlnirea ASABE, Lucrarea Nr.: 071110, Minnesota, 1-17;
[12]. *** (2008) – *Monitorizarea presiunii şi umflării pneului,* Asociațiile Americane de Transport Mărfuri.

DETERMINATION OF THE MINIMUM SURFACE OF AN AGRICULTURAL FARM FROM WHICH A POWER RANGE OF TRACTORS BECOME PROFITABLE, FOR A CERTAIN AGRICULTURAL WORK
/
DETERMINAREA SUPRAFETELOR MINIME DE LA CARE TRACTOARELE DINTR-O ANUMITA GAMA DE PUTERI DEVIN RENTABILE, PENTRU A ANUMITA LUCRARE AGRICOLĂ

Prof. PhD. Eng. Moise V.[1)], Assoc. Prof. PhD. Eng. Biriş S.Şt.[1)], PhD. Stud. Eng. Ungureanu N.[1)], PhD. Eng. Vlăduţ V.[2)], Prof. Boureci Gh.[1)], Prof. Stroe I.[1)], PhD. Eng. Caba I.L.[3)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania; [3)]USAMVB Timişoara / Romania*Tel: 0744756832;*
E-mail: biris.sorinstefan@gmail.com

Abstract: *To establish a machinery system and the optimal mechanization technologies for different types of agricultural farm and for various specific conditions it is necessary to use scientific methods of optimization. The success of a business, including agriculture, is determined by the amount of profit, which depends on the quality and quantity of the realized product. To determine the minimum surfaces from which a certain power range of tractors becomes profitable, the income limit must be equal to the costs required to perform works in that area. In this paper is determined the optimal surfaces matrix for 20-65 HP tractors, used in family farms. For the determination of the minimum surfaces, realized incomes and necessary costs for the considered works must be taken into account. The optimal usage time of the tractors, the matrixes of aggregates yields, as well as the matrix of equipment costs are also determined. Various methods of numerical optimization are used. After running numerical calculus and optimization programs, has been observed that, in case of family farms, the minimum surfaces from which a certain power range of tractors becomes profitable decreases if the work is performed by the farmer, with personal equipments. It has also been observed that the minimum surface required for the profit to be equal to zero at the limit, decreases with higher quality of the equipments.*

Keywords: *Agricultural farm, optimization, minimum surfaces, tractors, working time.*

INTRODUCTION

Optimization methods have become indispensable in making a correct decision on the solution to be adopted in making a product. If by the appearance of an elevated mathematical device, decisions could be arbitrary or empirical, with the emergence of optimization methods decision became objective and scientifically proved. Thus, optimization methods offer the selection process of the optimal solution from the multitude of admissible solutions, a solution that meets the requirements and leads to the best result [3, 4, 7, 9, 15, 16].

In this paper, starting from a study on the costs made to perform one or more agricultural works, on a particular agricultural surface, is determined the surface from which the tractors in a certain power range become profitable. Thus, all costs involved in performing the work, as well as the annual income obtained, are taken into account.

MATERIAL AND METHOD

Determination of the minimum surface from which the tractors in a certain power range become profitable can be done in two situations, namely: if the agricultural operator is the farmer or if the agricultural operator is employed.

2.1. Determination of annual profit

Scope function that determines the annual efficiency of an entity considered is:

Rezumat: *Pentru stabilirea sistemului de maşini şi a tehnologiilor mecanizate optime pentru diferite tipuri de ferme agricole şi în condiţii specifice sunt necesare metode ştiinţifice de optimizare. Succesul unei afaceri, inclusiv în agricultură, este determinat de profitul realizat, care depinde de calitatea şi cantitatea produsului realizat. Pentru derminarea suprafeţei minime de la care o anumită gamă de tractoare devine rentabilă, venitul minim trebuie să fie egal cu costurile necesare pentru realizarea lucrării. În lucrare este determinată matricea suprafeţei optime pentru tractoarele din gama de puteri 20-65 CP, folosite în fermele mici. Pentru determinarea suprafeţelor minime, se iau în considerare veniturile realizate şi toate costurile care intervin pentru efectuarea lucrării considerate. Timpul optim de utilizare a tractoarelor, matricile randamentelor agregatelor agricole, precum şi matricea costului echipamentelor sunt determinate. Se folosesc diverse metode de optimizare numerică. Calculul numeric şi rularea programelor de optimizare au arătat că, în cazul fermelor de tip familial, suprafaţa minimă pentru care tractoarele dintr-o anumită gamă de puteri devin profitabile scade dacă lucrarea este realizată de către fermier, cu echipamente personale. S-a observat că suprafaţa minimă necesară pentru ca profitul să fie egal cu zero la limită scade cu creşterea calităţii echipamentelor.*

Cuvinte cheie: *Fermă agricolă, optimizare, suprafaţă minimă, tractoare, timp de lucru.*

INTRODUCERE

Metodele de optimizare au devenit indispensabile în luarea unei decizii corecte asupra solutiei ce urmează a fi adoptată în realizarea unui produs. Dacă până la apariţia unui aparat matematic elevat deciziile puteau fi arbitrare sau empirice, odată cu apariţia metodelor de optimizare decizia a devenit obiectivă, fundamentată ştiinţific. Astfel, metodele de optimizare oferă procedeul de selecţie din multitudinea de soluţii admisibile a soluţiei optime, care satisface condiţiile impuse şi conduce la obţinerea celui mai bun rezultat [3, 4, 7, 9, 15, 16].

În această lucrarea, pornind de la un studiu asupra cheltuielilor făcute pentru realizarea uneia sau mai multor lucrări agricole pe o anumită suprafaţă agricolă, se determină suprafaţa de la care tractoarele dintr-o anumită gamă de puteri devin rentabile. Se iau în considerare cheltuielile pentru realizarea lucrării şi venitul anual obţinut.

MATERIAL ŞI METODĂ

Determinarea suprafeţelor minime de la care tractoarele dintr-o anumită gamă de puteri devin rentabile se face în două situaţii, şi anume: operatorul agricol este însuşi fermierul sau operatorul agricol este salariat.

2.1. Determinarea profitului anual

Funcţia scop care determină eficienţa anuală a unei entităţi considerate este dată de relaţia:

$$Z(X_1, X_2, \cdots, X_N) = V(X_1, X_2, \cdots, X_N) - C(X_1, X_2, \cdots, X_N) \quad (1)$$

where: *Z* – the annual profit obtained, [€/year]; *V* – annual incomes obtained, [€/year]; *C* – annual costs, [€/year]; *Z*, *V*, *C* are functions of several variables $X_i, i = \overline{1, n}$.

The variables of this problem can be:

$X_1 = x$ is the level of aggregate quality, $x \in [0,1]$.

This variable is dimensionless. It is considered that the quality level of the machines that form the aggregate is the same as the tractors, as producers adjust the parameters of the aggregate machine to those of the tractors;

$X_2 = y$ - quantity, namely the number of farm land hectares [ha];

$X_3 = u$ - tractor power, [kW (HP)];

$X_4 = w$ - working capacity of the aggregates, [ha/h];

$X_5 = C_a$ - initial cost of the entity considered (aggregate, tractor, machine etc.), [€];

$X_6 = T_o$ - optimal time to use the entity considered, [years];

$X_7 = \varphi$ - maintenance and repair cost coefficient (dimensionless) of the entity considered, defined as ratio between the maintenance and repair cost of the entity considered for a period of 10 years and its original cost C_a.

$X_8 = N$ - number of farm plots;

$X_9 = D_i$ - distance between plots, [km];

$X_{10} = F_i$ - type of culture;

$X_{11} = Q_i$ - yield per hectare, [t/ha];

Annual profit obtained Z, [€/year] can be determined using the relation:

în care: *Z* – profitul anual obținut, [€/an]; *V* – veniturile anuale obținute, [€/an]; *C* – cheltuielile anuale efectuate, [€/an]; *Z*, *V*, *C* sunt funcții de mai multe variabile $X_i, i = \overline{1, n}$.

Variabilele problemei pot fi:

$X_1 = x$ reprezintă nivelul calității agregatului, $x \in [0,1]$.

Această variabilă este adimensională. Se consideră că nivelul calitativ al maşinilor care intră în componența agregatului este acelaşi cu al tractorului întrucât firmele constructoare adaptează parametrii maşinilor din agregat la parametrii tractoarelor respective;

$X_2 = y$ - cantitatea, respectiv numărul de hectare de teren ale fermei, [ha];

$X_3 = u$ - puterea tractorului, [kW (CP)];

$X_4 = w$ - capacitatea de lucru a agregatelor, [ha / h];

$X_5 = C_a$ - costul inițial al entității considerate (al agregatului, al tractorului, al maşini etc.), [€];

$X_6 = T_o$ - timpul optim de utilizare a entității considerate, [ani];

$X_7 = \varphi$ - coeficientul costului întreținerii şi reparațiilor entității considerate (adimensional), definit ca raport între costul întreținerilor şi reparațiilor entității considerate într-o perioadă de 10 ani şi costul inițial al acestuia C_a.

$X_8 = N$ - numărul de parcele ale fermei;

$X_9 = D_i$, $i = \overline{1, N}$, distanțele între parcele, [km];

$X_{10} = F_i$, $i = \overline{1, m}$ - felul culturilor;

$X_{11} = Q_i$, $i = \overline{1, m}$ - producțiile la hectar, [t/ha];

Profitul annual obținut Z, [€/an] se poate determina şi cu ajutorul relației:

$$Z = z \cdot y \quad (2)$$

where: *z* – the specific annual profit per corresponding measurement unit U.M., in [€/ year] U.M., where U.M. can be: pc., t, ha, etc. and *y* is the number of U.M.

Annual expenses will be:

în care: *z* – profitul anual specific pe unitatea de măsură corespunzătoare U.M., în [euro/an] U.M., în care U.M. poate fi: buc., t, ha, etc. iar y este numărul de U.M.

Cheltuielile anuale efectuate vor fi:

$$C = C_1 + C_2 + \cdots + C_m = \sum_{k=1}^{m} C_k \quad (3)$$

where: C_k, $k = \overline{1, m}$ are expressions of different types of annual expenses.

Annual expenses can be determined by calculating each $C_k, k = \overline{1, m}$ expression as a function of variables and parameters which determine it, namely:

a) Annual expenses [€/ year] with the payments of the entity considered will be [7]:

în care: $C_k, k = \overline{1, m}$ sunt expresiile diverselor tipuri de cheltuieli anuale.

Cheltuielile anuale se pot determina calculând fiecare expresie $C_k, k = \overline{1, m}$, ca o funcție de variabilele şi parametrii care o determină, şi anume:

a) Cheltuielile anuale [€ /an] cu amortizmentul entității considerate vor fi:

$$C_1 = \frac{\delta(1+\delta)^T C_a}{(1+\delta)^T - 1} \quad (4)$$

where: $C_a(u, x)$ – initial cost ot the aggregate, which is a function of quality *x* and the power *u*; T – use time of the aggregate, which is a function of *x*; δ – average annual interest rate.

Function $C_a(u, x)$ is considered as a general function of two variables:

în care: $C_a(u, x)$ – costul inițial al agregatului, care este funcție de calitatea *x* şi de puterea *u*; T – timpul de utilizare a agregatului, care este o funcție de *x*; δ – coeficientul dobânzii medii anuale.

Funcția $C_a(u, x)$ se consideră ca fiind o funcție generală de două variabile:

$$C_a(X_1, X_2) = A_0 + A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_1 x_2 + A_4 x_1^2 + A_5 x_2^2 \quad (5)$$

where: coefficients A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 are determined taking into account six known points on the surface $C_a(u,x)$.

b) Average annual costs of maintenance and repairs. The total cost of maintenance and repairs C_{aTR}, for a period of *T* years, varies with time. This cost can be determined as follows:

în care: coeficienții A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 se determină luând în considerare 6 puncte cunoscute de pe suprafața $C_a(u,x)$.

b) Cheltuielile medii anuale cu întreținerile şi reparațiile. Costul total al întreținerilor şi reparațiilor C_{aTR}, într-o perioadă de *T* ani, variază în timp. Acest cost poate fi determinat cu relația:

$$C_{aIR} = \int_0^T Y_{IR}(T)dT \tag{6}$$

where: $Y_{IR}(T)$ – the function showing the variation with time of the annual costs of maintenance and repairs and can be approximated by a parabolic function, i.e. those costs grow even more pronounced as the tractor is used for a longer period *T*.

Therefore:

în care: $Y_{IR}(T)$ – funcția după care variază cu timpul costul anual al întreținerilor şi reparațiilor şi poate fi aproximată cu o funcție parabolică, adică aceste costuri cresc mai accentuat cu atât mai mult cu cât se utilizează tractorul o perioadă *T* mai îndelungată.

Prin urmare:

$$Y_{IR}(T) = A \cdot T^2 \tag{7}$$

where: *A* – coefficient that can be determined from the condition that at *T* = 10 years, $(C_{aTR}) = \varphi C_a$.

In this case, from equation (6) it results:

în care: *A* – coeficient care poate fi determinat din condiția ca la *T* = 10 ani, $(C_{aTR}) = \varphi C_a$.

În acest caz, din relația (6) rezultă:

$$\varphi C_a = \int_0^{10} A \cdot T^2 \mathrm{d}T = \left.\frac{A \cdot T^3}{3}\right|_0^{10} = \frac{1000A}{3} \tag{8}$$

from which it can be determined:

din care se poate determina:

$$A = \frac{3\varphi \cdot C_a}{1000} \tag{9}$$

Taking into account equation (9), equation (6) can be written as:

Ținând seama de relația (9), relația (6) se poate scrie sub forma:

$$(C_{IR})_T = \int_0^T \frac{3\varphi \cdot C_a}{1000} T^2 \mathrm{d}T = \frac{\varphi \cdot C_a}{1000} T^3 \tag{10}$$

Between *φ*, the coefficient defined as ratio between the maintenance and repair cost of the aggregate for a period of 10 years and *x*, the quality of the entity considered, can be established a corellation if, for the entity having the maximum relative quality $x = 1$, it is known $\varphi = \varphi_{\min}$, and for an entity of the same category, having a smaller quality $x = x_k$, it is known $\varphi = \varphi_k$. Function φ = φ (*x*) decreases with quality *x*, and as a result, it can be aproximated by a polynomial, exponential or geometrical function. If it is considered that the function variation is polynomial of 2nd degree, then:

Între coeficientul φ, al raportului costurilor întreținerilor şi reparațiilor şi costul agregatului într-o perioadă de 10 ani şi calitatea *x* a entității considerate se poate stabili o relație de legătură dacă pentru entitatea cu calitatea relativă maximă pentru care $x = 1$ se cunoaşte $\varphi = \varphi_{\min}$, iar pentru o entitate din aceeaşi categorie de calitate mai mică $x = x_k$ se cunoaşte $\varphi = \varphi_k$. Funcția φ = φ (*x*) este descrescătoare cu calitatea *x* şi ca urmare poate fi aproximată cu o funcție polinomială, exponențială sau geometrică. Dacă se consideră că variația funcției este polinomială de gradul 2, atunci:

$$\varphi = B_1 x^2 + B_2 x + B_3 \tag{11}$$

The coefficients can be determined from the

Coeficienții se pot determina din condițiile:

$$\begin{cases} x = 1 \Rightarrow \varphi = \varphi_{\min}, \dfrac{d\varphi}{dx} = 0 \\ x = x_k \Rightarrow \varphi = \varphi_k \end{cases}$$

c) The expenses on fuels and lubricants:

To determine the fuel and lubricants costs [€/year], the following relation can be used:

c) Cheltuielile cu combustibilii şi lubrefianții

Pentru determinarea cheltuielilor cu combustibilii şi lubrifianții [€/an], se poate folosi relația următoare:

$$C_3 = \frac{k_a}{1000\rho} c_s \cdot C_c \frac{u}{w} \alpha \cdot y \tag{12}$$

where: c_s - engine specific fuel consumption, [g/kW hours]; C_c - fuel costs, [€ /dm^3]; ρ - fuel density, [kg/dm^3]; k_a - amplifier coefficient that requires to take into consideration the cost of lubricants consumption (1,1 - 1,2); *u* - engine power, [kW]; $w = w(u, x)$ - aggregate productivity, [ha/h], which is a function of the aggregate power *u* and the quality level *x*; *y* - farm surface; α - coefficient of surface use per year $[\frac{1}{year}], \alpha \in [0,2]$, where 2 is the corresponding value of two cultures all over the surface.

Function $w(u, x)$ is represented by a parabolic surface, whose coefficients can be determined if we know the corresponding aggregates yields of 6 points on the surface, namely:

în care: c_s - consumul specific de combustibil al motorului, [g/kW h]; C_c - costul combustibilului, [€ /dm^3]; ρ - densitatea combustibilului, [kg/dm^3]; k_a - coeficient de amplificare care să nu considere costul consumului de lubrefianți (1,1 - 1,2); *u* - puterea motorului, [kW]; $w = w(u, x)$ - productivitatea agregatului, [ha/h], care este o funcție de puterea agregatului *u* şi de nivelul calității *x*; *y* - suprafața fermei; α - coeficientul de folosire a suprafeței pe an în $[\frac{1}{an}]$, $\alpha \in [0,2]$. Valoarea 2 corespunde la două culturi pe toată suprafața.

Funcția $w(u, x)$ este reprezentată print-o suprafață parabolică, iar coeficienții acestei funcții pot fi determinați dacă se cunosc productivitățile agregatelor corespunzătoare a 6 puncte de pe suprafață, şi anume:

$$w(u_i, x_i) = a_0 + a_1 x_i + a_2 u_i + a_3 x_i u_i + a_4 x_i^2 + a_5 u_i^2, \; i = \overline{1,6} \tag{13}$$

d) Annual travel expenses to work plots [€/year] are determined using the following the relation:

d) Cheltuielile anuale cu deplasările la parcelele de lucru [€ /an] se determină cu relația:

$$C_4 = 2d_i \frac{\alpha y C_d}{w(u, x)N} \tag{14}$$

where: d_i [km] – distances to the working points *i*, $i = \overline{1, m}$, *m* being the total number of plots; *N* – number of worked hours per day, [h/day]; C_d – aggregate travel cost per km distance, [€/km].

Assuming that the movement to work is made daily, from the farm to the plot, then the distance traveled per day up-and-down will be 2 km/day.

e) Expenses on salaries [€/year] are calculated if the farm uses employee personal, with the expression:

în care d_i [km] – distanțele la punctele de lucru *i*, $i = \overline{1, m}$, *m* fiind numărul total de parcele; *N* – numărul orelor lucrate pe zi, [h/zi]; C_d –costul deplasării agregatului pe km distanță, [€ /km].

În ipoteza că zilnic se face deplasarea la lucru, de la fermă la parcelă, atunci distanța parcursă pe zi dus şi întors va fi de 2 km/zi.

e) Cheltuielile cu salariile [€/an] se calculează în cazul când în fermă se foloseşte personal salariat cu expresia:

$$C_5 = \frac{S\alpha y}{w(u, x)} \tag{15}$$

where: *S* - salary per hour, [€/h].

Scope function of annual profit brought by the considered aggregate, taking into account the above relations will be:

în care: *S* reprezintă salariul pe oră, [€/h].

Funcția scop privind profitul anual adus de agregatul considerat, ținând seamă de relațiile de mai sus, va fi:

$$Z = V(X_i) - \frac{\delta(1+\delta)^T C_a(u, x)}{(1+\delta)^T - 1} - \frac{\varphi(x) C_a(u, x) T^2}{1000} - \frac{\alpha k_a c_s C_c u \cdot y}{1000 \rho \cdot w(u, x)} - \frac{2\alpha d_i y C_d}{w(u, x)N} - \frac{\alpha S y}{w(u, x)} \tag{16}$$

in which the terms of the above expression have the shown meanings.

Since expression (16) uses the optimal usage time of the aggregate, it is determined using relations (4) and (10), i.e.:

în care termenii din expresia de mai sus au semnificațiile arătate.

Având în vedere că în expresia (16) se foloseşte timpul optim de utilizare a agregatului, acesta se determină folosind relațiile (4) şi (10), adică:

$$f(t) = \frac{\delta(1+\delta)^T C_a}{(1+\delta)^T - 1} + \frac{\varphi C_a T^2}{10^3} \tag{17}$$

and the solving is made using the Fibonacci method or golden section method.

iar rezolvarea se face prin metoda Fibonacci sau metoda secțiunii de aur.

2.2. Determination of the tillage productivity for an aggregate of certain power.

To determine the productivity of agricultural aggregates required to fulfill a specific work (plowing, harrowing, sowing, harvesting, etc.) on a given surface, it is necessary to set the time required for the properly work, given the aggregate characteristics, soil physical- mechanical properties, etc.

Productivity is given by relation $w = S / T$ [ha/h], so the time required to perform the work will be determined as follows:

2.2. Determinarea productivității la arat în cazul unui agregat de o anumită putere

Pentru determinarea productivității agregatelor agricole care trebuie să execute o anumită lucrare (arat, grăpat, semănat, recoltat etc.) pe o suprafață dată, este necesară stabilirea timpului în care se execută lucrarea propriu-zisă, având în vedere caracteristicile agregatului, proprietățile fizico-mecanice ale solului, etc.

Productivitatea este dată de relația $w = S / T$ [ha/h], iar timpul necesar efectuării lucrării propriu-zise se determină cu relația:

$$T_{arat} = T_{cd} + T_{tr} + T_l + T_i \quad (18)$$

where: T_{cd} – coupling and decoupling time of the aggregate to the tractor, [h]; T_{tr} – transport time from the farm to the plot and from the plot to the farm, [h]; T_l – effective working time, [h]; T_i - time required to achieve the turns at the ends of plots, [h].
The expressions for each time category are:
-Coupling-decoupling time:

în care: T_{cd} – timpul de cuplare şi decuplare a agregatului la tractor, [h]; T_{tr} – timpul de transport de la fermă la parcelă şi de la parcelă la fermă, [h]; T_l – timpul de lucru efectiv, [h]; T_i – timpul necesar realizării întoarcerilor la capetele de parcelă, [h].
Expresiile fiecărei categorii de timp sunt:
-Timpul de cuplare-deculare:

$$T_{cd} = T_{cp} + T_{dc} \quad (19)$$

where: T_{cp} – aggregate coupling time; T_{dc} – decoupling time.
-Transport time:

în care: T_{cp} – timpul de cuplare al agregatului; T_{dc} – timpul de decuplare.
-Timpul de transport:

$$T_{tr} = \frac{2D}{V_{tr}} \quad (20)$$

where: *D* – the distance between the farm and the plot, [km]; V_{tr} – the transport speed, [km/h].
- Effective working time:

în care: *D* – distanța de la fermă la parcelă, [km]; V_{tr} – viteza de transport, [km/h].
-Timpul efectiv de lucru:

$$T_l = N_{parcursuri} \frac{L}{V_{lucru}} = \frac{l}{n \cdot b} \cdot \frac{L}{V_{lucru}} = \frac{10S}{B \cdot V_{lucru}} \quad (21)$$

where: *l* – plot width, [m]; L – plot lenght, [m]; S – plot surface, [m]; *n* – number of plough bodies; *b* – plough-body width, [m]; $B = n \cdot b$ – working width, [m].
- Time of return:

în care: *l* – lățimea parcelei, [m]; *L* – lungimea parcelei, [m]; S – suprafața parcelei, [ha]; *n* – numărul de trupițe; *b* – lățimea unei trupițe, [m]; $B = n \cdot b$ – lățimea de lucru, [m].
- Timpul de întoarcere:

$$T_i = N_{parcursuri} \frac{l}{2} \cdot \frac{1}{V_i} = \frac{10^5 S^2}{2L^2 B V_i} \quad (22)$$

where V_i – the return speed, [km/h].
After replacing the relations (19), (20), (21) and (22) in relation (18), it results:

în care: V_i – viteza de întoarcere, [km/h].
După înlocuirea relațiilor (19), (20), (21) şi (22) în relația (18), se obține:

$$T_{arat} = \frac{2D}{V_{tr}} + \frac{10S}{B \cdot V_l} + \frac{10^5 S^2}{2L^2 B \cdot V_i} + T_{cp} + T_{dc} \quad (23)$$

Since the plot can be tilled by a single worker, working a single shift per day, or two workers, which means that they deliver their equipment in the field, appropriate relations will be established for each case to determine the time required for processing a plot.

In the first case (one worker per day), relations will be established relations for time distribution of a shift for coupling and decoupling the aggregate, for transport to and from the plot, for effective work and turns at the ends of plots. Assuming that the surface size is greater than the surface that can be achieved in one shift, the following situations may emerge:

a) On the first day the aggregate is coupled, transported to the plot, where the work is executed, followed by the return to the centre, without decoupling the aggregate. S_1 is the surface processed on the first day. The relation of time occupancy for one shift, T_z, in this

Cum însă parcela poate fi arată de un singur operator, lucrând un singur schimb pe zi, sau de doi operatori, ceea ce înseamnă că aceştia îşi predau în câmp utilajul, se vor stabili relații corespunzătoare fiecărui caz în parte pentru determinarea timpului necesar prelucrării unei parcele.

În primul caz (un muncitor pe zi) se vor stabili relații de distribuire a timpului unui schimb pentru cuplarea şi decuplarea agregatului, pentru transportul la şi de la parcelă, pentru lucrul efectiv şi pentru întoarcerile la capetele parcelelor. Presupunând ca mărimea suprafeței este mai mare decât cea posibilă de realizat într-un schimb, pot apărea următoarele situații:

a) În prima zi se cuplează agregatul, se merge la parcelă, se execută operația propriu-zisă şi se revină la centru, fără a se decupla agregatul. Fie S_1 suprafața prelucrată în prima zi. Relația de ocupare a timpului unui schimb, în această situație, este:

$$T_z = \frac{2D}{V_{tr}} + \frac{10S_1}{B \cdot V_l} + \frac{10^5 S_1^2}{2L^2 B \cdot V_i} + T_{cp} \quad (24)$$

where: T_1 – time required to process the surface S_1.

b) In the following days, the worker starts working with the aggregate coupled from the first day, and will process the area. The relation of time occupancy for these shifts is:

în care: T_1 – timpul afectat prelucrării suprafeței S_1.

b) În următoarele zile, operatorul porneşte la lucru cu agregatul cuplat din prima zi şi va prelucra suprafața S_2. Relația de ocupare a timpului acestor schimburi este:

$$T_z = \frac{2D}{V_{tr}} + \frac{10S_2}{B \cdot V_l} + \frac{10^5 S_2^2}{2L^2 B \cdot V_i} \quad (25)$$

where: T_2 – time required to process the surface S_2.

We agree to call these shifts as *full shifts*.

c) After steps a) and b), we assume that it still remains surface S_3 to be processed, smaller than S_1. The worker moves to the plot, processes surface S_3, returns to the centre and decouples the aggregate. In this case, time occupancy T_3 is:

în care: T_2 – timpul afectat prelucrării suprafeței S_2.

Convenim să numim aceste schimburi ca fiind *schimburi pline.*

c) După efectuarea etapelor a) şi b), presupunem că a mai rămas de prelucrat o suprafață S_3 mai mică decât S_1. Operatorul se deplasează la parcelă, prelucrează suprafața S_3, apoi se întoarce la centru şi decuplează agregatul. În acest caz se consumă timpul T_3:

$$T_3 = \frac{2D}{V_{tr}} + \frac{10S_3}{B \cdot V_l} + \frac{10^5 S_3^2}{2L^2 B \cdot V_i} + T_{dc} \quad (26)$$

If the tillage operation continues on another plot, then T_3 is given as:

Dacă operația de arat continuă cu o altă parcelă, atunci T_3 va avea forma:

$$T_3 = \frac{2D}{V_{tr}} + \frac{10S_3}{B \cdot V_l} + \frac{10^5 S_3^2}{2L^2 B \cdot V_i} \quad (27)$$

Considering relations (24), (25) and (26) or (27), the time required to process the considered plot is:

Având în vedere relațiile (24), (25) şi (26) sau (27), timpul necesar prelucrării parcelei considerate va fi:

$$T_{arat} = T_1 + mT_2 + T_3 \quad (28)$$

where: *m* – number of full shifts.

2.3. Determination of S_1 and S_2 surfaces, depending on the kinematical and geometrical parameters of the aggregate.

Relation (24) is used to determine the surface S_1:

în care: *m* – numărul de schimburi pline.

2.3. Determinarea suprafețelor S_1 şi S_2, în funcție de parametrii cinematici şi geometrici ai agregatului.

Ecuatia (24) se foloseste pentru determinarea suprafetei S_1:

$$\alpha_1 S_1^2 + \beta_1 S_1 + \gamma_1 = 0 \quad (29)$$

where:

în care:

$$\alpha_1 = \frac{10^5}{2L^2 B \cdot V_i}; \ \beta_1 = \frac{10}{B \cdot V_l}; \ \gamma_1 = \frac{2D}{V_{tr}} + T_{cd} - T_z$$

Of the two solutions of equation (29) we keep the one with the plus sign before the root, i.e.

Din cele două soluții ale ecuației (29) se reține cea cu semnul plus în fața radicalului, adică:

$$S_1 = \frac{-\beta_1 + \sqrt{\beta_1^2 - 4\alpha_1\gamma_1}}{2\alpha_1} \quad (30)$$

Similary, surface S_2 is:

În mod analog se determină suprafața S_2:

$$S_2 = \frac{-\beta_2 + \sqrt{\beta_2^2 - 4\alpha_2\gamma_2}}{2\alpha_2} \quad (31)$$

where:

în care:

$$\alpha_2 = \alpha_1; \ \beta_2 = \beta_1; \ \gamma_2 = \frac{2D}{V_{tr}} - T_z$$

Surface S_3 is given by the following equation:

Suprafața S_3 este data de relația:

$$S_3 = S_{parcela} - S_1 - mS_2 \quad (32)$$

Aggregate productivity [ha/h] is given by the following relation:

Productivitatea agregatului [ha/h] este dată de relația:

$$w = \frac{S}{T_{arat}} \quad (33)$$

The average time for a hectare [h/ha] is:

Timpul mediu pentru un hectar [h/ha] este:

$$T_m = \frac{T_{arat}}{S} \quad (34)$$

Note: Productivity w was determined for quality $x = 1$. To determine the productivity of an aggregate having same power, but with quality x, the following relation can be used:

Observație: Productivitatea w a fost determinată în cazul unei calități $x = 1$. Pentru determinarea productivității unui agregat de aceeaşi putere, dar de calitate x se foloseşte relația:

$$w_x = w \cdot x \tag{35}$$

In case of tillage determination, the working width of the aggregate was used. To determine the working width, provided by the power condition of the tractor, it was considered the plows tensile strength [13], given by:

În cazul determinării la arat s-a folosit lățimea de lucru a agregatului. Pentru determinarea lățimii de lucru, din condiția de putere a tractorului, s-a considerat rezistența la tracțiune a plugurilor [13], dată de relația:

$$R_{pl} = f \cdot G_{pl} + k \cdot a \cdot b \cdot n_t + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot n_t \cdot V_l \tag{36}$$

where: f – rolling resistance coefficient of the plough (0.15 – 0.5); G_{pl} – plough weight, [N]; a – working depth of plough, [m]; b – working width of a plough-body, [m]; n_t – number of plough-bodies ($B = b \cdot n_t$); k – coefficient of soil tillage resistance, [N/m^2]; ε – coefficient of resistance at the lateral movement of soil, between 1500–2000 [$N \cdot s^2/m^4$]; V_l – plough speed, [m/s].

în care: f – coeficientul rezistenței la rulare a plugului (0,15 – 0,5); G_{pl} – greutatea plugului, [N]; a – adâncimea de lucru a plugului, [m]; b – lățimea de lucru a unei trupițe, [m]; n_t – numărul de trupițe ($B = b \cdot n_t$); k – coeficientul de rezistență a solului la arat, [N/m^2]; ε – coeficient de rezistență la deplasarea laterală a solului: 1500 – 2000 [$N \cdot s^2/m^4$]; V_l – viteza de deplasare a plugului, [m/s].

NUMERICAL EXAMPLE

To determine the minimum surface from which the tractors from a certain range of engine power become profitable, tillage operation was considered.

Knowing the power range and the operation (operations) that are executed, gives us the possibility to determine the matrix of aggregate costs and the productivities matrices.

Surfaces from which the tractors from a certain power range become profitable are determined from the condition that the income is equal to the expenses, i.e. the value of scope function (37) to be equal to zero:

EXEMPLU NUMERIC

Pentru determinarea suprafețelor minime de la care tractoarele dintr-o anumită gamă de puteri ale motoarelor tractoarelor devin rentabile, s-a considerat operația de arat.

Cunoscându-se gama de puteri şi operația (operațiile) care se execută, se determină matricea costurilor agregatelor şi matricele productivităților.

Suprafețele de la care tractoarele dintr-o anumită gama de puteri devin rentabile se determină din condiția ca venitul să fie egal cu cheltuielile, adică valoarea funcției scop (37) să fie egală cu zero:

$$f(u,x,y) = Tarif \cdot y - \left[\frac{\delta(1+\delta)^{T_o(x)} C_a}{(1+\delta)^{T_o(x)} - 1} + \frac{\varphi(x) C_a (T_o(x))^2}{10^3} \right] - \\ - \frac{\alpha k_a c_s(x) C_c u \cdot y \cdot x}{1000 \rho w(u,x)} - \frac{2\alpha D_i y C_d}{w(u,x) N_{oz}} - \frac{\alpha \cdot y \cdot Sal}{w(u,x)} \tag{37}$$

To exemplify, the following factors were considered: power range (20-65 HP); tillage operation; the income calculated at constant rate (50 €/ha); hourly payment of the worker (1 €/h); aggregates power range (20-65 HP); distance to the plot $D = 5$ km; transport speed $v_t = 10$ km/h; working speed $v_l = 7.2$ km/h; returning speed ($v_i = 7.2$ km/h); coefficient of tillage resistance (k = 50000 N/m^2); coefficient of resistance at the lateral movement of soil $\varepsilon = 2000$ Ns^2/m^4; adhesion coefficient ($\varphi = 0.65$); rolling coefficient ($f = 0.05$); tractor weights for 20, 45 and 65 HP $G_{TR_20} = 13000$ N, $G_{TR_45} = 25000$ N, $G_{TR_65} = 36000$ N; plough weights for 20, 45 and 65 HP tractor $G_{PLUG_20} = 2500$ N, $G_{PLUG_45} = 4500$ N, $G_{PLUG_65} = 6000$ N); coefficients of tractors loads distribution on the drive wheels ($\lambda_{20} = 1$, $\lambda_{45} = 0.67$; $\lambda_{65} = 0.67$); aggregate costs (see Table 1, matrix of aggregate costs in 20-65 HP range); number of worked hours per day ($N_{oz} = 10$); interest rate ($\delta = 5$ %); cost for one liter of fuel ($C_c = 0.5$ €/liter); aggregate productivities (see Table 2, matrix of aggregate productivities in 20-65 HP range.

Pentru exemplificare se consideră: gama de puteri: 20- 65 CP; operația de arat; venitul calculat cu tarif constant (50 €/ha); salariul = 1 €/h, remunerația pe oră a mecanizatorului; gama de puteri ale agregatelor (20-65 CP); distanța până la parcelă $D = 5$ km; viteza de transport $V_t = 10$ km/h; viteza de lucru $V_l = 7{,}2$ km/h; viteza de întoarcere $V_i = 7{,}2$ km/h; coeficientul de rezistență la arat k = 50000 N/m^2; coeficientul de rezistență la deplasarea laterală a solului $\varepsilon = 2000$ Ns^2/m^4; coeficientul de aderență $\varphi = 0.65$; coeficientul de rulare $f = 0.05$; greutățile tractoarelor pentru 20, 45 şi 65 CP: $G_{TR_20} = 13000$ N, $G_{TR_45} = 25000$ N, $G_{TR_65} = 36000$ N; greutățile plugurilor pentru tractorul de 20, 45 şi 65 CP: $G_{PLUG_20} = 2500$ N, $G_{PLUG_45} = 4500$ şi $G_{PLUG_65} = 6000$ N; coeficienții de repartizare a greutăților tractoarelor pe roțile motrice ($\lambda_{20} = 1$, $\lambda_{45} = 0{,}67$, $\lambda_{65} = 0{,}67$); prețurile agregatelor (v. Tabelul 1, matricea prețurilor agregatelor în gama de puteri 20-65); $N_{oz} = 10$, numărul de ore lucrate pe zi; rata dobânzii ($\delta = 5$ %); costul unui litru de combustibil ($C_c = 0{,}5$ €/litru); productivitățile agregatelor (v. Tabelul 2, matricea productivităților agregatelor în gama de puteri 20-65 CP.

Table 1 / *Tabelul 1*

Matrix of aggregate costs, in 20-65 HP range / *Matricea preţurilor tractoarelor, în gama de puteri 20-65 CP*								
	x[1] 0.3 / *0,3*	**x[2] 0.4 / *0,4***	**x[3] 0.5 / *0,5***	**x[4] 0.6 / *0,6***	**x[5] 0.7 / *0,7***	**x[6] 0.8 / *0,8***	**x[7] 0.9 / *0,9***	**x[8] 1.0 / *1,0***
u[1]=20.0 / *u[1]=20,0*	3000	3755	4592	5510	6510	7592	8755	10000
u[2]=26.4 / *u[2]=26,4*	3213	4193	5254	6397	7621	8928	10315	11785
u[3]=32.9 / *u[3]=32,9*	3546	4750	6036	7403	8852	10383	11995	13689
u[4]=39.3 / *u[4]=39,3*	3998	5427	6937	8529	10202	11957	13794	15712
u[5]=45.7 / *u[5]=45,7*	4569	6222	7957	9773	11671	13651	15712	17855
u[6]=52.1 / *u[6]=52,1*	5260	7138	9097	11138	13260	15464	17750	20117
u[7]=58.6 / *u[7]=58,6*	6070	8172	10356	12621	14968	17397	19907	22499
u[8]=65.0 / *u[8]=65,0*	7000	9327	11735	14224	16796	19449	22184	25000

Table 2 / *Tabelul 2*

Matrix of aggregate productivities during tillage, in 20-65 HP range / *Matricea productivităţilor agregatelor la arat, în gama de puteri 20-65 CP*								
	x[1] 0.3 / *0,3*	**x[2] 0.4 / *0,4***	**x[3] 0.5 / *0,5***	**x[4] 0.6 / *0,6***	**x[5] 0.7 / *0,7***	**x[6] 0.8 / *0,8***	**x[7] 0.9 / *0,9***	**x[8] 1.0 / *1,0***
u[1]=20.0 / *u[1]=20,0*	0.057 / *0,057*	0.076 / *0,076*	0.95 / *0,95*	0.114 / *0,114*	0.133 / *0,133*	0.152 / *0,152*	0.171 / *0,171*	0.190 / *0,190*
u[2]=26.4 / *u[2]=26,4*	0.076 / *0,076*	0.101 / *0,101*	0.125 / *0,125*	0.149 / *0,149*	0.174 / *0,174*	0.198 / *0,198*	0.222 / *0,222*	0.246 / *0,246*
u[3]=32.9 / *u[3]=32,9*	0.095 / *0,095*	0.124 / *0,124*	0.154 / *0,154*	0.183 / *0,183*	0.213 / *0,213*	0.243 / *0,243*	0.272 / *0,272*	0.302 / *0,302*
u[4]=39.3 / *u[4]=39,3*	0.112 / *0,112*	0.147 / *0,147*	0.182 / *0,182*	0.216 / *0,216*	0.251 / *0,251*	0.286 / *0,286*	0.321 / *0,321*	0.356 / *0,356*
u[5]=45.7 / *u[5]=45,7*	0.128 / *0,128*	0.168 / *0,168*	0.208 / *0,208*	0.248 / *0,248*	0.288 / *0,288*	0.328 / *0,328*	0.369 / *0,369*	0.409 / *0,409*
u[6]=52.1 / *u[6]=52,1*	0.142 / *0,142*	0.188 / *0,188*	0.233 / *0,233*	0.279 / *0,279*	0.324 / *0,324*	0.369 / *0,369*	0.415 / *0,415*	0.460 / *0,460*
u[7]=58.6 / *u[7]=58,6*	0.156 / *0,156*	0.206 / *0,206*	0.257 / *0,257*	0.308 / *0,308*	0.359 / *0,359*	0.409 / *0,409*	0.460 / *0,460*	0.511 / *0,511*
u[8]=65.0 / *u[8]=65,0*	0.168 / *0,168*	0.224 / *0,224*	0.280 / *0,280*	0.336 / *0,336*	0.392 / *0,392*	0.448 / *0,448*	0.504 / *0,504*	0.560 / *0,560*

It was considered a usage coefficient of the tractor for tillage operation $k_{pl} = 0.25$. Using scope function (16), it results the surfaces matrix from which tractors in the considered power become profitable. Calculus results are presented in Table 3.

S-a considerat un coeficient de utilizare a tractorului pentru operaţia de arat $k_{pl} = 0.25$. Folosind funcţia scop (16) rezultă matricea suprafeţelor de la care tractoarele din gama de puteri considerată devin rentabile. Rezultatul calculelor sunt prezentate în Tabelul 3.

Table 3 / *Tabelul 3*

Surfaces matrix from which tractors in 20-65 HP range become profitable (salary=1 €/h) / *Matricea suprafeţelor de la care tractoarele din gama de puteri 20-65 CP devin renatbile (salariul = 1 €/h)*								
	x[1] 0.3 / *0,3*	**x[2] 0.4 / *0,4***	**x[3] 0.5 / *0,5***	**x[4] 0.6 / *0,6***	**x[5] 0.7 / *0,7***	**x[6] 0.8 / *0,8***	**x[7] 0.9 / *0,9***	**x[8] 1.0 / *1,0***
u[1]=20.0 / *u[1]=20,0*	20.5 / *20,5*	14.3 / *14,3*	13.1 / *13,1*	12.9 / *12,9*	13.3 / *13,3*	13.8 / *13,8*	14.5 / *14,5*	15.3 / *15,3*
u[2]=26.4 / *u[2]=26,4*	13.7 / *13,7*	12.7 / *12,7*	13.0 / *13,0*	13.6 / *13,6*	14.4 / *14,1*	15.3 / *15,3*	16.3 / *16,3*	17.3 / *17,3*
u[3]=32.9 / *u[3]=32,9*	12.6 / *12,6*	13.0 / *13,0*	13.9 / *13,9*	14.9 / *14,9*	16.1 / *16,1*	17.3 / *17,3*	18.5 / *18,5*	19.7 / *19,7*
u[4]=39.3 / *u[4]=39,3*	13.0 / *13,0*	14.1 / *14,1*	15.4 / *15,4*	16.7 / *16,7*	18.1 / *18,1*	19.5 / *19,5*	20.9 / *20,9*	22.3 / *22,3*
u[5]=45.7 / *u[5]=45,7*	14.2 / *14,2*	15.7 / *15,7*	17.2 / *17,2*	18.9 / *18,9*	20.5 / *20,5*	22.1 / *22,1*	23.6 / *23,6*	25.2 / *25,2*
u[6]=52.1 / *u[6]=52,1*	16.0 / *16,0*	17.7 / *17,7*	19.5 / *19,5*	21.3 / *21,3*	23.1 / *23,1*	24.8 / *24,8*	26.6 / *26,5*	28.2 / *28,2*
u[7]=58.6 / *u[7]=58,6*	18.3 / *18,3*	20.1 / *20,1*	22.1 / *22,1*	24.1 / *24,1*	26.0 / *26,0*	27.9 / *27,9*	29.7 / *29,7*	31.5 / *31,5*
u[8]=65.0 / *u[8]=65,0*	21.2 / *21,2*	23.0 / *23,0*	25.0 / *25,0*	27.1 / *27,1*	29.2 / *29,2*	31.2 / *31,2*	33.1 / *33,1*	35.0 / *35,0*

Table 4 presents the surfaces matrix from which the tractor becomes profitable, if the tillage operation is performed by the farmer, i.e. the salary enters the profit.

În tabelul 4 se prezintă matricea suprafeţelor de la care tractorul devine rentabil, în cazul în care lucrarea de arat este efectuată de către fermier, adică salariul intră în profit.

Table 4 / *Tabelul 4*

Surfaces matrix from which tractors in 20-65 HP range become profitable (no salary) / *Matricea suprafețelor de la care tractoarele din gama de puteri 20-65 CP devin rentabile (fără salariu)*								
	x[1] 0.3 / *0,3*	**x[2] 0.4 / *0,4***	**x[3] 0.5 / *0,5***	**x[4] 0.6 / *0,6***	**x[5] 0.7 / *0,7***	**x[6] 0.8 / *0,8***	**x[7] 0.9 / *0,9***	**x[8] 1.0 / *1,0***
u[1]=20.0 / *u[1]=20,0*	7.1 / *7,1*	7.7 / *7,7*	8.4 / *8,4*	9.3 / *9,3*	10.1 / *10,1*	11.0 / *11,0*	12.0 / *12,0*	12.9 / *12,9*
u[2]=26.4 / *u[2]=26,4*	7.3 / *7,3*	8.4 / *8,4*	9.5 / *9,5*	10.7 / *10,7*	11.8 / *11,8*	13.0 / *13,0*	14.1 / *14,1*	15.3 / *15,3*
u[3]=32.9 / *u[3]=32,9*	7.9 / *7,9*	9.4 / *9,4*	10.9 / *10,9*	12.3 / *12,3*	13.7 / *13,7*	15.1 / *15,1*	16.4 / *16,4*	17.8 / *17,8*
u[4]=39.3 / *u[4]=39,3*	8.9 / *8,9*	10.8 / *10,8*	12.6 / *12,6*	14.2 / *14,2*	15.9 / *15,9*	17.4 / *17,4*	19.0 / *19,0*	20.5 / *20,5*
u[5]=45.7 / *u[5]=45,7*	10.3 / *10,3*	12.5 / *12,5*	14.5 / *14,5*	16.4 / *16,4*	18.2 / *18,2*	20.0 / *20,0*	21.7 / *21,7*	23.4 / *23,4*
u[6]=52.1 / *u[6]=52,1*	12.0 / *12,0*	14.4 / *14,4*	16.7 / *16,7*	18.8 / *18,8*	20.8 / *20,8*	22.8 / *22,8*	24.6 / *24,6*	26.4 / *26,4*
u[7]=58.6 / *u[7]=58,6*	14.0 / *14,0*	16.7 / *16,7*	19.2 / *19,2*	21.5 / *21,5*	23.7 / *23,7*	25.8 / *25,8*	27.8 / *27,8*	29.7 / *29,7*
u[8]=65.0 / *u[8]=65,0*	16.5 / *16,5*	19.4 / *19,4*	22.0 / *22,0*	24.4 / *24,4*	26.8 / *26,8*	29.0 / *29,0*	31.1 / *31,1*	33.1 / *33,1*

Table 5 presents the optimal surfaces matrix from which the aggregate becomes profitable for tillage, harrowing and sowing, and the income increases with the yield per hectare. There were considered: $Q_m = 3$ t/ha; $Q_{\max} = 5$ t/ha; $k_m = 0.42$; $k_{pl} = 0.25$ (coefficient of tractor use during tillage); $k_{gr} = 0.15$ (coefficient of tractor use during germinative bed preparation); $k_{sem} = 0.2$ (coefficient of tractor use during sowing).

În tabelul 5 se prezintă matricea suprafețelor optime de la care agregatul devine rentabil pentru arat, grăpat şi semănat, iar venitul creşte cu producția la hectar. S-au considerat: $Qm = 3$ t/ha; $Q\max = 5$ t/ha; $k_m = 0.42$; $k_{pl} = 0{,}25$ (coeficientul de utilizare a tractorului la arat); $k_{gr} = 0{,}15$ (coeficientul de utilizare a tractorului la pregătirea patului germinativ); $k_{sem} = 0.2$ (coeficientul de utilizare a tractorului la semănat).

Table 5 / *Tabelul 5*

Surfaces matrix from which tractors in 20-65 HP range become profitable during tillage, harrowing and sowing (salary=1 €/h) / *Matricea suprafețelor de la care tractoarele din gama de puteri 20-65 CP devin rentabile la arat, grapat şi semănat (salariul=1 €/h)*								
	x[1] 0.3 / *0,3*	**x[2] 0.4 / *0,4***	**x[3] 0.5 / *0,5***	**x[4] 0.6 / *0,6***	**x[5] 0.7 / *0,7***	**x[6] 0.8 / *0,8***	**x[7] 0.9 / *0,9***	**x[8] 1.0 / *1,0***
u[1]=20.0 / *u[1]=20,0*	14.4 / 14,4	9.1 / 9,1	7.5 / *7,5*	6.8 / *6,8*	6.4 / *6,4*	6.2 / *6,2*	6.1 / *6,1*	6.0 / *6,0*
u[2]=26.4 / *u[2]=26,4*	13.5 / *13,5*	9.7 / *9,7*	8.4 / *8,4*	7.8 / *7,8*	7.4 / *7,4*	7.2 / *7,2*	7.1 / *7,1*	7.1 / *7,1*
u[3]=32.9 / *u[3]=32,9*	14.0 / *14,0*	10.8 / *10,8*	9.6 / *9,6*	8.9 / *8,9*	8.6 / *8,6*	8.4 / *8,4*	8.3 / *8,3*	8.2 / *8,2*
u[4]=39.3 / *u[4]=39,3*	15.4 / *15,4*	12.2 / *12,2*	10.9 / *10,9*	10.3 / *10,3*	9.9 / *9,9*	9.7 / *9,7*	9.5 / *9,5*	9.4 / *9,4*
u[5]=45.7 / *u[5]=45,7*	17.3 / *17,3*	13.9 / *13,9*	12.5 / *12,5*	11.8 / *11,8*	11.4 / *11,4*	11.1 / *11,1*	10.9 / *10,9*	10.7 / *10,7*
u[6]=52.1 / *u[6]=52,1*	19.7 / *19,7*	15.9 / *15,9*	14.4 / *14,4*	13.5 / *13,5*	12.9 / *12,9*	12.6 / *12,6*	12.3 / *12,3*	12.1 / *12,1*
u[7]=58.6 / *u[7]=58,6*	22.5 / *22,5*	18.2 / *18,2*	16.3 / *16,3*	15.3 / *15,3*	14.6 / *14,6*	14.1 / *14,1*	13.8 / *13,8*	13.6 / *13,6*
u[8]=65.0 / *u[8]=65,0*	25.8 / *25,8*	20.8 / *20,8*	18.5 / *18,5*	17.3 / *17,3*	16.4 / *16,4*	15.8 / *15,8*	15.4 / *15,4*	15.1 / *15,1*

If tillage, harrowing and sowing works are performed by the farmer, surfaces given in Table 6 are obtained.

Dacă lucrările de arat, grapat şi semănat se execută de către fermier rezultă suprafețele din tabelul 6.

Table 6 / *Tabelul 6*

Surfaces matrix from which tractors in 20-65 HP range become profitable during tillage, harrowing and sowing (no salary) / *Matricea suprafețelor de la care tractoarele din gama de puteri 20-65 CP devin rentabile la arat, grapat şi semănat (fără salariu)*								
	x[1] 0.3 / *0,3*	**x[2] 0.4 / *0,4***	**x[3] 0.5 / *0,5***	**x[4] 0.6 / *0,6***	**x[5] 0.7 / *0,7***	**x[6] 0.8 / *0,8***	**x[7] 0.9 / *0,9***	**x[8] 1.0 / *1,0***
u[1]=20.0 / *u[1]=20,0*	7.9 / *7,9*	6.8 / 6,8	6.3 / *6,3*	6.0 / *6,0*	5.8 / *5,8*	5.8 / *5,8*	5.7 / *5,7*	5.8 / *5,8*
u[2]=26.4 / *u[2]=26,4*	8.6 / *8,6*	7.7 / 7,7	7.3 / *7,3*	7.0 / *7,0*	6.9 / *6,9*	6.8 / *6,8*	6.8 / *6,8*	6.8 / *6,8*
u[3]=32.9 / *u[3]=32,9*	9.6 / *9,6*	8.9 / 8,9	8.5 / *8,5*	8.2 / *8,2*	8.1 / *8,1*	8.0 / *8,0*	8.0 / *8,0*	8.0 / *8,0*
u[4]=39.3 / *u[4]=39,3*	11.1 / *11,1*	10.3 / 10,3	9.8 / *9,8*	9.6 / *9,6*	9.4 / *9,4*	9.3 / *9,3*	9.2 / *9,2*	9.2 / *9,2*
u[5]=45.7 / *u[5]=45,7*	12.9 / *12,9*	12.0 / 12,0	11.4 / *11,4*	11.1 / *11,1*	10.8 / *10,8*	10.7 / *10,7*	10.6 / *10,6*	10.5 / *10,5*
u[6]=52.1 / *u[6]=52,1*	15.1 / *15,1*	13.9 / 13,9	13.2 / *13,2*	12.7 / *12,7*	12.4 / *12,4*	12.1 / *12,1*	12.0 / *12,0*	11.9 / *11,9*
u[7]=58.6 / *u[7]=58,6*	17.6 / *17,6*	16.0 / 16,0	15.1 / *15,1*	14.5 / *14,5*	14.0 / *14,0*	13.7 / *13,7*	13.5 / *13,5*	13.3 / *13,3*
u[8]=65.0 / *u[8]=65,0*	20.6 / *20,6*	18.5 / 18,5	17.2 / *17,2*	16.4 / *16,4*	15.8 / *15,8*	15.4 / *15,4*	15.1 / *15,1*	14.8 / *14,8*

Similary are determined the surfaces from which tractors become profitable for other power ranges.

CONCLUSIONS

- The present paper shows that the minimum surface from which the tractors become profitable decreases if the work is performed by the farmer.
- For a tractor in a certain power range, the surfaces for which the profit is zero decrease with the incresement of quality.

REFERENCES

[1]. Alliere, G., Boyer, R., (1995) – *The large transformation of agriculture,* Economica, Paris.
[2]. Anderson, R.D., Sweeney, J.D., Williams, A.T., - *An introduction to management science*. Quantitative approaches to decision making. Aouth-Western College Publishing.
[3]. Cârlan, M., (1994) – *Optimum problems in tehcnical systems engineering,* Editura Academiei Române, Bucureşti.
[4]. Dumitru, V., (1975) – *Nonlinear programming*, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti.
[5]. Guigdu, J.L., (1972) – Theory of economics and the transformation of agricultural space, Gauthier – Villars Editeur, Paris.
[6]. Hunt, R.D., (1986) - *Engeneering Models for Agricultural Production.* The AVI Publishing Co., Inc., Westport, Connecticut.
[7]. Lasdon, S.L., (1975) – *Optimization theory for large systems*, Editura Tehnică, Bucureşti.
[8]. Legay, I.M., (1988) – *Methods and models in the study of complexe systems.* For a diverse agriculture, Ed. L'Harmattan, Paris.
[9]. Malița, M., Zidăroiu, C., (1971) – *Maths of organization,* Editura Tehnică, Bucureşti.
[10]. Moise, V., Maican, E., Moise, Şt.I., (2007) – *Numerical methods,* Editura Bren, Bucureşti.
[11]. Nitescu, Gh., Năstăsoiu, S., Popescu, S., (1968) - *Tractors*. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
[12]. Popescu, T., ş.a., (1982) – *Tractors and horticulture machinery*. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
[13]. Scripnic, V., Babiciu, P., (1979) – *Agricultural machinery.* Editura Ceres, Bucureşti.
[14]. Steiner, H.M., (1992) - *Engineering Economic Principles*, McGraw-Hill, Inc., New York.
[15]. Şandru, A., Popescu, S., Cristea, I., Niculăiasa, V., (1983) – *Exploitation of agricultural equipments,* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
[16]. Smigelschi, O., Woiaroschy, A., (1979) – *Process optimization in chemistry industry,* Editura Tehnică, Bucureşti.
[17]. ***(1964) – *Mathematical and technical guideline,* Editura Tehnică, Bucureşti.

În mod similar se determină suprafețele de la care tractoarele devin rentabile şi în cazul celorlalte game de puteri.

CONCLUZII

- Din cele prezentate se constată că suprafețele minime de la care tractoarele devin renetabile scad în cazul în care lucrarea este efectuată de către fermier.
- Dacă se consideră un tractor de o anumită putere, atunci suprafețele pentru care profitul este zero scad cu creşterea calității.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Alliere, G., Boyer, R., (1995) – *Marea transformare a agriculturii*, Economica, Paris.
[2]. Anderson, R.D., Sweeney, J.D., Williams, A.T., - *Introducere în ştiinta managementului*. Quantitative approaches to decision making. Aouth-Western College Publishing.
[3]. Cârlan, M., (1994) - *Probleme de optimum în ingineria sistemelor tehnice*, Editura Academiei Române, Bucureşti.
[4]. Dumitru, V., (1975) - *Programare neliniară*, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti.
[5]. Guigdu, J.L., (1972) – *Teorie economică şi transformarea spațiului agricol.* Gauthier – Villars Editeur, Paris.
[6]. Hunt, R.D., (1986) – *Modele inginereşti pentru producția agricolă.* The AVI Publishing Co., Inc., Westport, Connecticut.
[7]. Lasdon, S.L., (1975) - *Teoria optimizării sistemelor mari*, Editura Tehnică, Bucureşti.
[8]. Legay, I.M., (1988) – *Metode şi modele pentru studiul sistemelor complexe.* Pour une agriculture divesifieé, Ed. L'Harmattan, Paris.
[9]. Malița, M., Zidăroiu, C., (1971) - *Matematica organizării*, Editura Tehnică, Bucureşti.
[10]. Moise, V., Maican, E., Moise, Şt.I., (2007) - *Metode numerice*, Editura Bren, Bucureşti.
[11]. Nitescu, Gh., Năstăsoiu, S., Popescu, S., (1968) - *Tractoare.* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
[12]. Popescu, T., ş.a., (1982) - *Tractoare şi maşini horticole*. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
[13]. Scripnic, V., Babiciu, P., (1979) - *Maşini agricole.* Editura Ceres, Bucureşti.
[14]. Steiner, H.M., (1992) – *Principiile ingineriei economice.* McGraw-Hill, Inc., New York.
[15]. Şandru, A., Popescu, S., Cristea, I., Niculăiasa, V., (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
[16]. Smigelschi, O., Woiaroschy, A., (1979) - *Optimizarea proceselor în industria chimică*, Editura Tehnică, Bucureşti.
[17]. ***(1964) - *Îndrumar matematic şi tehnic*. Editura Tehnică, Bucureşti.

CONTRIBUTION TO THE MODELING AND SIMULATION OF HYDRAULIC SERVOSYSTEMS FOR TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINERY
/
CONTRIBUȚII LA STUDIUL MODELĂRII ŞI SIMULĂRII SERVOMECANISMELOR HIDRAULICE PENTRU TRACTOARE ŞI MAŞINI AGRICOLE

PhD. Stud. Eng. Anghel St.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0726342501; E-mail: stelica_anghel@yahoo.com (Buzau, str. Dorobanti 2, bl. F 26, et. 1, ap. 5)

Abstract: *In this study we create a model of the hydraulic servo which is controlled by a proportional directional control valve. Servo position is measured and compared to the position command signal, in order to create a closed -loop system.*

Keywords: *piston stroke, hydraulic cylinder, dynamic behavio, control valve, closed - loop system, hydrostatic power steering, pump, simulation software, relief valve,*

INTRODUCTION

The fluid power models in SimulationX consider extreme nonlinearities such as pressure, temperature, nonlinear valve properties and cavitation, as well as volumetric and mechanical efficiencies.

The fluid power libraries interact with models from *Mechanics*, *Power Transmission* and *Controls*. This permits the simulation of complex multi-physics models.

I chose this simulation software for performance and the existence of a large number of libraries and a number of mechanics, control signals, transfer functions etc.

MATERIAL AND METHOD

The purpose of the circuit is to move the piston left or right, according to the command signal of the proportional directional control valve.

The SimulationX model of the hydraulic cylinder drive is shown in Figure 1 .

Rezumat: *În acest studiu vom crea un model al servomecanismului hidraulic care este comandat de un distribuitor proporțional. Poziția servomecanismului este măsurată şi comparată cu poziția semnalului de comandă, fiind vorba de un sistem în buclă închisă.*

Cuvinte cheie: *cursa pistonului, cilindru hidraulic, comportare dinamică, distribuitor, servodirecție hidrostatică, pompă, program de simulare, sistem buclă închisă, supapă de siguranță,.*

INTRODUCERE

Modelele hidraulice în SimulationX iau în considerare neliniaritățile extreme ale presiunii, temperaturii, proprietăților distribuitorului şi cavitația, precum şi randamentele volumice şi mecanice.

Biblioteca de simboluri hidraulice interacționeaza cu modelele din *Mecanică*, *Transmisii şi Control*. Acest lucru permite simularea modelelor multifizice complexe.

Am ales acest soft de simulare pentru performanțe şi existența unui număr mare de biblioteci şi al unui număr mare de elemente mecanice, semnale de comandă, funcții de transfer etc.

MATERIAL ŞI METODĂ

Scopul circuitului este de a deplasa pistonul servomecanismului la stânga sau la dreapta, în funcție de semnalul de comandă al distribuitorului proporțional.

Modelul in SimulationX al cilindrului hidraulic este aratat in figura 1.

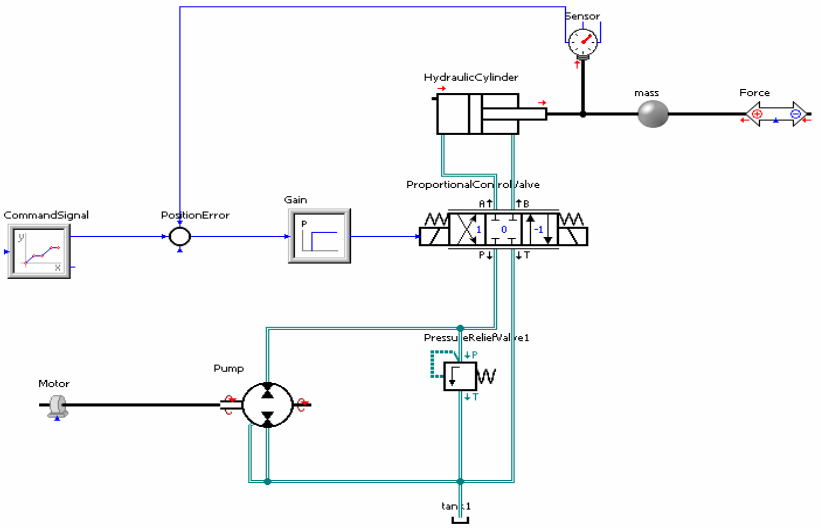


Fig. 1 - The model of the hydraulic system / *Modelul sistemului hidraulic*

For simulation we used the technical characteristics of U -650 M tractor power steering .

Once we introduced the model parameters, we can start the simulation and observe the results. We can change the type of oil by double-clicking on the connection and selecting a liquid.

The control signal shows the specified characteristics. If the stroke signal for the valve is negative, the pump is

Pentru simulare am folosit caracteristicile tehnice ale servodirecției tractorului U-650 M.

Odată ce am introdus parametrii modelului, putem porni simularea şi observa rezultatele. Se poate schimba tipul uleiului prin comanda „dublu click" pe conductă şi selectarea uleiului.

Semnalul de comandă arată caracteristicile specifice. Dacă cursa distribuitorului este negativă, pompa este

connected to port A of the cylinder and the piston is moved to the right.

The flow at port A and B of the valve is somehow proportional to the stroke signal (fig. 2):

conectată la orificiul A al cilindrului şi pistonul este deplasat spre dreapta.

Debitul la orificiile A si B ale distribuitorului este într-o oarecare masură proporțional cu alura semnalului (fig. 2):

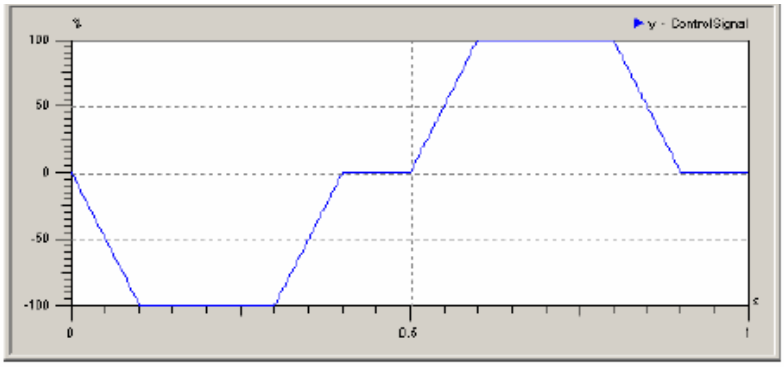


Fig. 2 - The shape of the control signal / *Alura semnalului de comandă*

Because we have a differential cylinder, the flow shows an unsymmetrical behavior. The maximum positive flow can not exceed 10 l/min, which is the flow of the pump (fig. 3).

Din cauza faptului că avem un cilindru diferențial, debitul arată un comportament asimetric. Dacă am stabilit debitul pompei la 10 l/min, aceasta inseamnă că debitul maxim pozitiv nu poate depăşi această valoare (fig. 3).

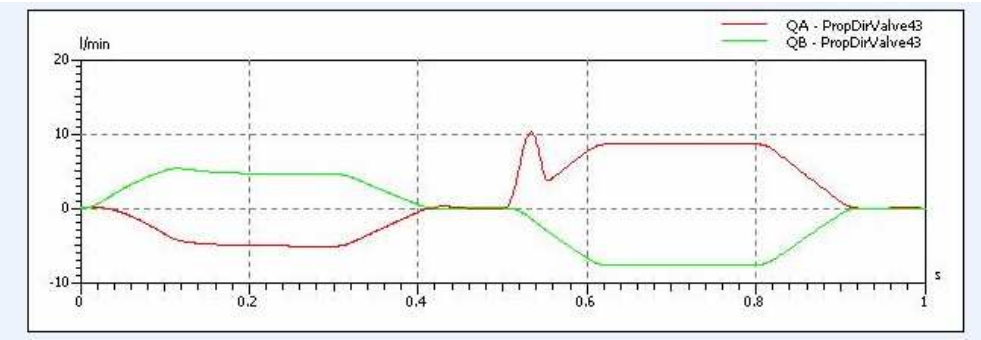


Fig. 3 - Variation of proportional directional control valve flow / *Variația debitului distribuitorului*

The pressure can not exceed 100 bar, which is the set pressure for the relief valve. At full negative opening of the control valve, the pump pressure drops to 32 bar, since the pump cannot deliver enough flow (fig. 4):

Presiunea nu poate să depaşească 100 bar, care este presiunea setată pentru supapa de siguranță. La deschiderea maxima negativă a distribuitorului, presiunea scade la 32 bar (fig. 4):

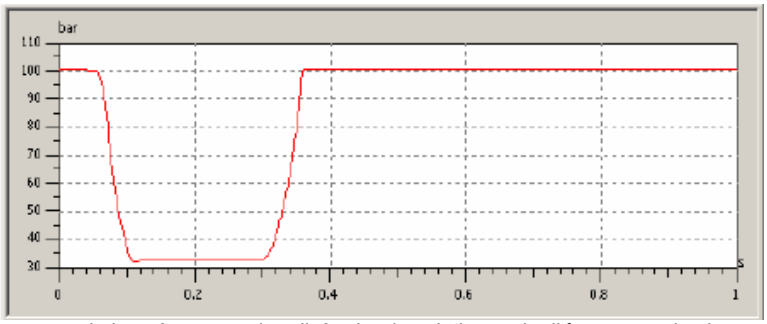


Fig. 4 - Variation of pressure in relief valve / *Variația presiunii în supapa de siguranță*

RESULTS

The velocity of the piston is proportional to the flow in the valve. As the pump pressure drops from 100 bar to 32 bar, the velocity also decreases slightly. When the control valve is closed, the piston oscillates because of the oil compressibility. Note that the piston velocity begins to oscillate with high frequency after 0.2 s (fig. 5).

If we examine the variation of the pressure in the hydraulic cylinder, we find an oscillation on the front of the stroke due to the oil compressibility.

Note that the pressure does not exceed 80 bar which is the maximum pressure pump (fig. 6) .

REZULTATE

Viteza pistonului este proporțională cu debitul distribuitorului. Dacă presiunea pompei scade la 32 bar, viteza va scădea de asemenea. Când distribuitorul este închis, pistonul oscilează din cauza compresibilității uleiului. Se observă că viteza pistonului începe să oscileze cu o frecvență inaltă după 0,2 s (fig. 5).

Dacă se examinează variația presiunii din cilindrul hidraulic, se constată pe prima parte a cursei o oscilație a acesteia datorită compresibilitații uleiului.

Se observă că presiunea nu poate depăşi 80 bar care este presiunea maximă a pompei (fig. 6).

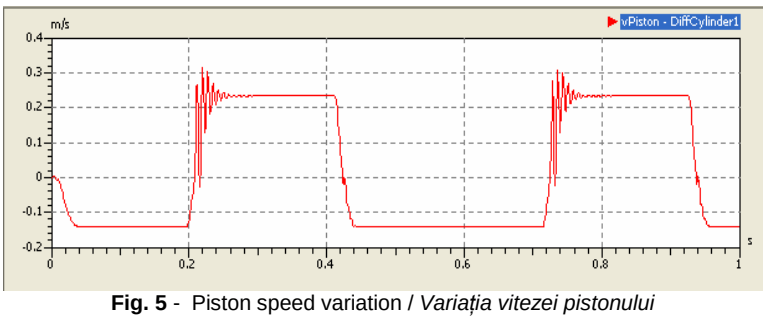


Fig. 5 - Piston speed variation / *Variația vitezei pistonului*

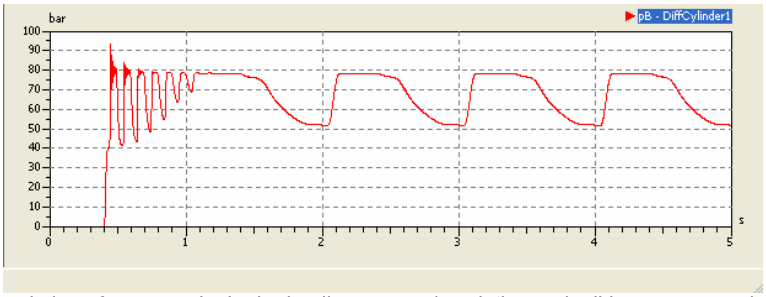


Fig. 6 - Variation of pressure in the hydraulic actuator / *Variația presiunii in servomotorul hidraulic*

In this model we have neglected the dynamic behavior of the propotional directional control valve .It is therefore desirable to include parameters corresponding to the proportional contol valve (fig. 7).

If we restart the simulation with the inclusion of dynamic behavior of the proportional control valve , we see that the system now shows a stable state (fig. 8 and fig. 9).

În acest model am neglijat comportarea dinamică a distribuitorului. De aceea este de dorit să includem parametrii corespunzători pentru distribuitorul proporțional (fig. 7).

Dacă se porneşte din nou simularea cu includerea comportamentului dinamic al distribuitorului proporțional, vom observa că sistemul arată acum o stare stabilă (fig. 8 şi fig. 9).

Fig. 7 - Consider the dynamic behavior of hydraulic proportional control valve / *Considerarea comportamentului dinamic al distribuitorului hidraulic*

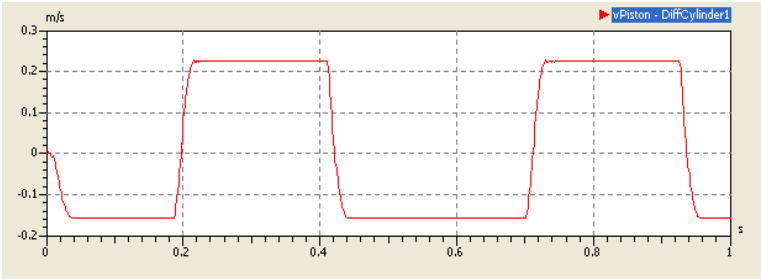


Fig. 8 - Piston speed variation considering the dynamic behavior of the proportional control valve / *Variația vitezei pistonului considerând comportamentul dinamic al distribuitorului*

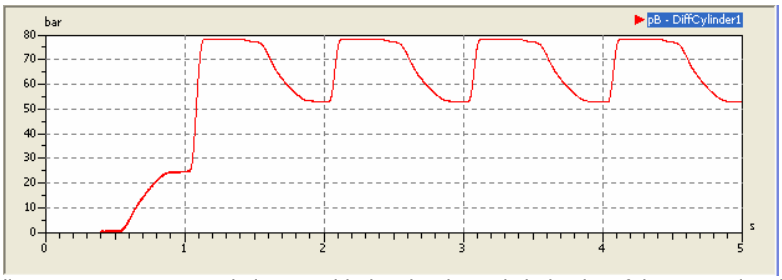


Fig. 9 - Hydraulic actuator pressure variation considering the dynamic behavior of the proportional control valve / *Variația presiunii din servomotorul hidraulic considerând comportamentul dinamic al distribuitorului*

CONCLUSIONS

In the case of the hydraulic system studied, it was observed an instability of the piston speed, which starts to oscillate with high frequency after 0.2 s, due to oil compressibility.

Note that in the range 0 to 0.2s when the maximum negative opening of the proportional control valve pressure drops to 32 bar, the piston speed also decreases.

If the hydraulic actuator pressure variation is observed, considering that the system operates with a delay of 0.4 s, in the time interval from 0 to 1 the pressure has large oscillations which occur with greater frequency. This is because the hydrostatic elements that provide a translational movement of the load (such as hydraulic cylinders), show greater transient periods. After about 1s the varying of the pressure is uniform.

If one takes into account the dynamic behavior of the proportional control valve, the piston speed and cylinder pressure are stable and present an uniformous variation.

Virtual instruments for the system's simulation have several types of elements (mechanical, hydraulic, control, etc.). The simulation can be created very quickly. Object-oriented concept of virtual instrument allows easy modification of the model and adapt it to new requirements and specifications.

Piston position is measured with a sensor and compared with the control value .

The study shows that simulation software can be effectively used to investigate complex problems of the hydraulic structures in relation to the mechanical elements.

Comparing modern study opportunities with traditional treatment, we can make the following observations:

- Loading elements can be in various conditions, operations and requirements, and evolution in time is determined as compared with traditional research using static models based on the maximum strength;
- Use of modeling and simulation software offers a simple answer to mathematical issues involved in research;
- Great attention should be given to proper correlation measurements. It is required for the proper operation of the virtual instrument, that the measurement system adopted for the entire hydrostatic system to be the same as the one adopted for all elements of the component;
- Another correlation is related to the period of observation. From the simulation study made, it was observed that during the transitional range from approximately 0.12 s and 4 s. It was noted that the hydrostatic execution elements that provide a translational movement of the load presents higher transient periods.

REFERENCES

[1]. Burrows, C. R. - *Fluid Power Systems – An Academic Perspective*. JHPS Journal of Fluid Power Systems, January 1998, 29(1), 26-32;
[2]. DeRose D., - *Proportional and Servo Valve Technology*, Fluid Power Journal, March/April 2003;
[3]. *** Documentation ITI SimulationX;
[4]. Jelali M. and Kroll A, - *Hydraulic Servo Systems - Modelling, Identification & Control*, Springer, 2003;
[5]. Kuo B.C. and Golnaraghi F., - *Automatic Control Systems*, Wiley, 2003;
[6]. Schwarzenbach J. and Gill K.F., - *System Modelling & Control*, Edward Arnold, 1992;
[7.*** Technical documentation Plopeni Mechanical Plant;
[8]. *** Technical note of U -650 M tractor.

CONCLUZII

În cazul sistemului hidraulic studiat se observă o instabilitate a vitezei pistonului, care începe să oscileze cu o frecvență înaltă dupa 0,2 s, datorită compresibilității uleiului.

Se observă că în intervalul 0 – 0,2 s când, la deschiderea maximă negativă a distribuitorului, presiunea scade la 32 bar, viteza pistonului scade de asemenea.

Dacă se se observă variația presiunii în servomotorul hidraulic, considerând că sistemul acționează cu o întârziere de 0,4 s, pe intervalul de timp 0 – 1 s, presiunea are oscilații mari care se produc cu o frecvență mare. Acest lucru se datorează faptului că elementele hidrostatice, care asigură o mişcare de translație a sarcinii (de tipul cilindrilor hidraulici), prezintă durate mai mari ale regimului tranzitoriu. După aproximativ 1 s variația presiunii devine uniformă.

Dacă se ține seama şi de comportamentul dinamic al distribuitorului, viteza pistonului şi presiunea din cilindru devin stabile şi cu o variație uniformă.

Instrumentele virtuale pentru simularea sistemelor au mai multe tipuri de elemente (mecanice, hidraulice, de control etc.). Modelul poate fi creat şi simulat foarte rapid. Conceptul de orientare pe obiect a instrumentului virtual permite modificarea structurii modelului foarte uşor şi adaptarea lui la noi cerințe şi specificații.

Poziția pistonului este măsurată cu un senzor şi comparată cu valoarea de comandă.

Studiul efectuat arată că software-ul de simulare poate fi efectiv utilizat pentru a investiga problemele complexe ale structurilor hidraulice în relație cu elementele mecanice.

Comparând posibilitățile de studiu moderne, cu tratarea tradițională, se pot face următoarele observații:

- Încărcarea elementelor se poate face în diverse condiții, funcționarea şi solicitările fiind determinate ca evoluție în timp, comparativ cu cercetarea tradițională care utilizează modelul calculului static, pe baza unor forțe maxime;
- Utilizarea programelor de modelare şi simulare oferă un răspuns simplu la aspectele matematice care intervin în cercetare;
- O mare atenție trebuie acordată corelării corecte a unităților de măsură. Este obligatoriu, pentru o bună funcționare a instrumentului virtual, ca sistemul de măsură, adoptat pentru întreg sistemul hidrostatic, să fie acelaşi cu cel adoptat pentru toate elementele din componența sa;
- O altă corelare este cea referitoare la intervalul de observare. Din studiul simulărilor efectuate, s-a observat că timpul tranzitoriu, variază între aproximativ 0,12 s şi 4 s. S-a remarcat că elementele hidrostatice de execuție, care asigură o mişcare de translație a sarcinii, prezintă durate mai mari ale regimului tranzitoriu.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Burrows, C. R. - *Sistemele Hidraulice – O Perspectivă Academică*. JHPS Journal of Fluid Power Systems, Ianuarie 1998, 29(1), 26-32;
[2]. DeRose D. (2003) - *Tehnologia Distribuitoarelor Proporționale*, Fluid Power Journal, Martie/Aprilie 2003;
[3]. *** *Documentație ITI SimulationX*;
[4]. Jelali M. and Kroll A, - *Servomecanisme Hidraulice – Modelare, Identificare şi Control*, Springer, 2003;
[5]. Kuo B.C. and Golnaraghi F., - *Sisteme de Reglare Automată*, Wiley, 2003;
[6]. Schwarzenbach J. and Gill K.F. - *Modelarea si Reglarea Sistemelor*, Edward Arnold, 1992.;
[7]. *** *Documentație tehnică Uzina Mecanică Plopeni*;
[8]. *** Notița tehnică a tractorului U – 650 M.

SECTION 2
FOOD INDUSTRY

NUMERICAL MODELING AND SIMULATION OF CUTTING VEGETABLE PRODUCTS / *MODELAREA NUMERICĂ ŞI SIMULAREA TĂIERII PRODUSELOR VEGETALE*

Assist. Ph.D. Eng. Ipate G.[1], Ph.D. Stud. Eng. Ciulică L.G.[2] Prof. Ph.D. Eng. Rus F.[2]
[1] Politehnica University of Bucharest / Romania; [2] Transylvania University Brasov / Romania
E-mail: puiuipate@yahoo.com

Abstract: *This paper presents a method for finite element analysis of the process of cutting vegetable products, using the software ANSYS 14. Results obtained from theoretical analysis of resistance force at cutting vegetables are compared with results of experimental research made with special equipment in laboratory conditions. Theoretical research by simulation presented in this paper allows it's functionality assessment and offers the possibility of a functional optimization of the knife and also provides opportunities for constructive-functional optimization of cutting devices, by obtaining a correlation between the cutting force, knife cutting angle and mechanical properties of vegetable products.*

Keywords: *3D modeling, carrot, vegetables, numerical simulation, cutting*

INTRODUCTION

The relationship between the mechanical properties and cellular structure of food plants is of great economic interest. Producers would like to reduce losses due to cracking or breakage and food product manufacturers seek to minimize the amount of effort required in processing. The products, both raw and processed, must have textures that are pleasing to the consumer. Consequently, the role of cellular structure in determining mechanical properties of plant tissues has generated much research interest for several years (Van-Buren, 1979; Gibson and Ashby, 1988). Have found that materials exhibit three types of mechanical response to external stresses: elastic (recoverable) deformation; visco-elastic (time-dedependent, partially-recoverable deformation; and plastic (non-recoverable) deformation (Thiel and Donald, 1998).

The food cutting process used in the food industry may serve as a bypassing operation of division of raw material and semi – finished products to pieces of specified shape and size during formation, batching and milling. Food products have various structural and mechanical properties. They perceive the cutting load in different ways. It is know, that when cutting the products is getting deformed prior to destruction. If the comparative deformation of product under the razor face is plastic, but after being cut, the product jams, does not restore the previous shape and loses its consumer attractiveness. If the product is delicate, its destruction is taking place without plastic deformation (Ciulica, 2012).

For computational efficiency reasons most researchers in the food process simulation community use mathematical models based on linear. These models are incapable of providing realistic predictions of finite deformations of the tissue, because the deformations are assumed to be infinitesimal. Linearity of the material response is also assumed. Consequently, in such models the principle of superposition holds (Miller et al., 2007).

The goal of this simulation research is to model and simulate deformable non-linear materials for applications requiring real-time interaction. Food processing applications for this include simulation-

Rezumat: *Această lucrare prezintă o metodă de analiză cu elemente finite a procesului de tăiere a produselor vegetale, folosind soft-ul ANSYS 14. Rezultatele obținute cu ajutorul analizei numerice a forței de rezistență la tăierea vegetalelor sunt comparate cu rezultatele cercetării experimentale realizate cu un echipament special în condiții de laborator. Cercetarea teoretică prin simulare prezentată în lucrare permite evaluarea funcționalității cuțitului şi oferă totodată posibilitatea realizării unor optimizări constructiv-funcționale ale aparatelor de tăiere pentru obținerea unei corelări între forța necesară tăierii, unghiul de tăiere a cuțitului şi proprietățile mecanice ale produselor vegetale.*

Cuvinte cheie: *modelare 3D, morcov, legume, simulare numerică, tăiere*

INTRODUCERE

Relația dintre proprietățile mecanice şi structura celulară a plantelor vegetale prezintă un interes economic foarte crescut. Cultivatorii doresc să reducă pierderile cauzate de crăparea sau ruperea acestora iar producătorii de produse alimentare încearcă să reducă la minimum cantitatea de energie necesară în procesul de prelucrare. Produsele, ca materie primă sau prelucrate, trebuie să prezinte o textură pe placul consumatorilor. Prin urmare, cercetarea rolului structurii celulare în determinarea proprietăților mecanice ale țesuturilor vegetale a cunocut un interes deosebit pe parcursul ultimilor ani (Van-Buren, 1979; Gibson şi Ashby, 1988). S-a constatat că materialele prezintă trei tipuri de deformare la solicitările mecanice externe: elastică (recuperabilă), vîscoelastică (dependentă de timp, parțial recuperabilă) şi plastică (nerecuperabilă) (Thiel and Donald, 1998).

Procesul de tăiere utilizat în industria alimentară serveşte ca operațiune de divizare a materiei prime şi a semiproduselor finite în bucăți de forma şi dimensiunea specificată necesare proceselor de formare, dozare sau mărunțire. Produsele alimentare au diverse structuri şi proprietăți mecanice. Acestea percep sarcinile de tăiere în moduri diferite. Se cunoaşte că produsele supuse tăierii se deformează înainte de a fi distruse. În cazul comparativ la care deformarea in fața lamei este plastică, după ce a fost tăiat, produsul este strivit, nu îşi reface forma anterioară, şi îşi pierde atractivitatea de consum. În cazul în care produsul este delicat, distrugerea sa are loc fără deformare plastică (Ciulica, 2012).

Majoritatea cercetătorilor din comunitatea simulării proceselor alimentare utilizează modele matematice liniare, din motive de eficiență a calculului. Aceste modele nu sunt capabile să ofere predicții realiste ale deformațiilor finite ale țesuturilor deoarece deformările se presupun a fi infinitezimale. Este asumată, de asemenea, liniaritatea răspunsului materialului. Prin urmare, în astfel de modele este reținut principiul suprapunerii (Miller şi alții, 2007).

Scopul acestei cercetări este de a modela şi simula deformarea neliniară a materialelor pentru aplicații care necesită interacțiuni în timp real. Operațiile de procesare a alimentelor includ pentru acest scop formarea

based training, skills assessment and operation planning. A cutting simulator must predict the deformation field within the sample, so that it can be displayed to the user, and the internal forces (stresses), so that reaction forces acting on cutting tools can be computed and conveyed to the user in real-time.

profesională, evaluarea competenţelor şi de planificare a activităţilor cu ajutorul simulării. Un simulator al procesului de tăiere trebuie să prezică domeniul de deformare în cadrul eşantionului, astfel încât să poată fi afişat utilizatorilor, şi al forţelor interne (tensiunilor), astfel încât forţele de reacţie care acţionează pe instrumentele de tăiere să poate fi calculate şi transmise în timp real.

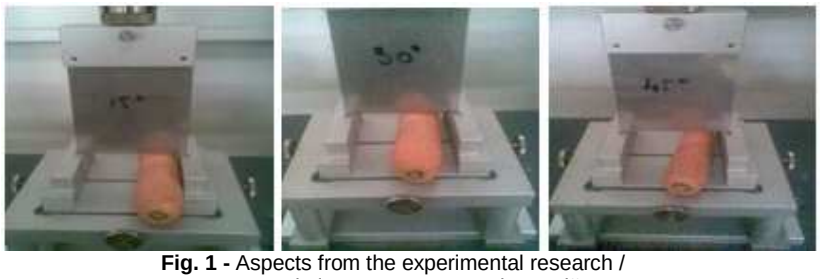


Fig. 1 - Aspects from the experimental research / Aspecte de la cercetarea experimentală

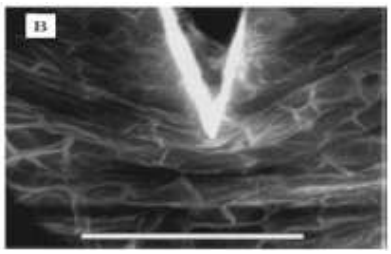


Fig. 2 - A scalpel blade is through carrots / Lama cuţitului în morcov (Thiel şi Donald, 1998)

MATERIAL AND METHOD

For the determination of cutting carrot resistance was used a special stand created by Zwick/Roell. Mechanical tests were performed with the aid of the instrument show in Fig. 1. The cutting of tested products was performed using the simple edged knives, whose sharpening angle was 15°, 30° and 45° (fig. 1), and the knife blade thickness was 1.4 mm. For each of the three knives were performed ten cuts, and the tested material had the similar diameters on the cutting area. This was necessary to obtain optimal results. The degradation of the cell wall material is illustrated in Fig. 2 (Thiel and Donald, 1998).

Assuming that the cutting action is continuous we can develop a continuous model of cutting conditions. Orthogonal Cutting assumes that the cutting edge of the tool is set in a position that is perpendicular to the direction of relative work or tool motion. This allows us to deal with forces that act only in one plane.

MATERIAL ŞI METODĂ

Pentru determinarea forţei de rezistenţă la tăiere a morcovilor a fost utilizat un stand creat de Zwick/Roell. Experimentele au fost realizate cu ajutorul echipamentului prezentat în Fig. 1. Tăierea produselor testate s-a efectuat prin utilizarea unor cuţite cu muchie simplă al căror unghi de ascuţire a fost de 15°, 30° şi 45° (fig. 1), iar grosimea lamei de cuţit a fost de 1,4 mm. Pentru fiecare dintre cele trei cuţite s-au realizat zece tăieri, iar materialul a avut diametre similare în zona de tăiere. Acest lucru a fost necesar pentru obţinerea unor rezultate optime. Degradarea peretelui celular al materialului este ilustrată în Fig. 2 (Thiel şi Donald, 1998).

Presupunând că acţiunea de tăiere este continuă, putem dezvolta un model continuu a condiţiilor de tăiere. Tăierea ortogonală presupune că marginea de tăiere a instrumentului este situată într-o poziţie perpendiculară pe direcţia mişcare a uneltei. Acest lucru ne permite să facem ipoteza că forţele acţionează numai într-un singur plan.

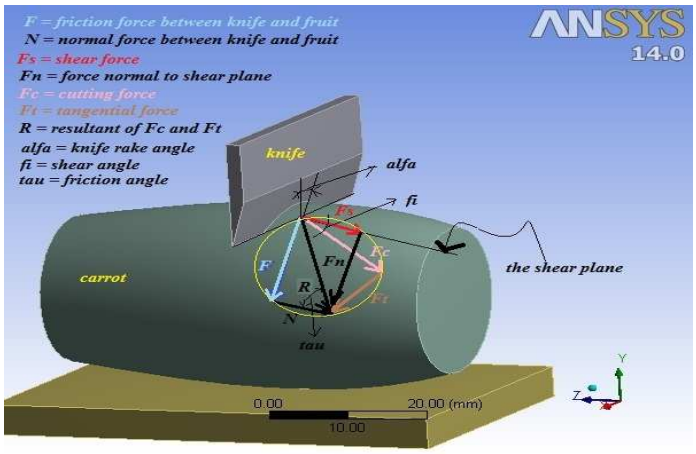


Fig. 3 - Merchant's Force Circle of cutting / *Cercul forţelor de tăiere elaborat de Merchant*

Merchant's Force Circle is a method for calculating the various forces involved in the cutting process. The procedure to construct a merchants force circle diagram is pictured in figure 3. For processing the experimental data were used statistical and mathematical techniques, as following: the statistical models analysis; algoritm of statistical data conditioning; the development of a distribution model. So it was considered necessary to develop an application in MATLAB environment, which allows the distribution for data sets of experimental variables (presented in fig. 4).

O metodă de calcul a forţelor implicate în procesul de tăiere este Cercul Merchant al forţelor. Procedura de construcţie a diagramei Merchant a cercului forţelor este ilustrată în figura 3. Pentru prelucrarea datelor experimentale au fost utilizate tehnici matematice şi statistice, după cum urmează: modele de analiză statistică; algoritmul de condiţionare a datelor statistice, dezvoltarea unui model de distribuţie. Deci, s-a considerat necesar să se dezvolte o aplicaţie în mediul MATLAB, care permite determinarea distribuţiilor seturilor de date a variabilelor experimentale (prezentate în fig. 4).

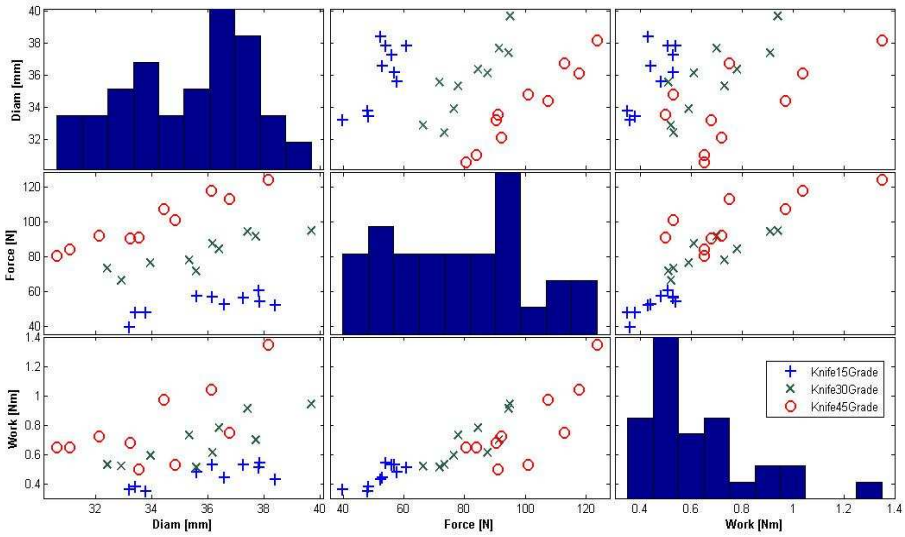


Fig. 4 - Results delivered by operating the program Matlab: distributions of cutting diameter, resistance force of cutting and mechanical work for the three types of knives / *Rezultate obținute prin operarea cu programul Matlab: distribuția diametrului de tăiere, rezistenței la tăiere şi lucrului mecanic efectuat, pentru cele trei tipuri de cuțite*

FINITE ELEMENT SIMULATION

A basic idea of finite element methods is to divide the structural body into small and geometrically simple bodies, called *elements*, so that equilibrium equations of each element can be written, and all the equilibrium equations are solved simultaneously. The elements are assumed to be connected by *nodes* located on the elements' edges and vertices.

Vegetable cutting is a large deformation process that involves severe plastic deformation of the material in a very tiny zone at a very large strain rate, incorporating many material phenomena such as material rupture, sticking and sliding friction and strain localization. Such conditions make the simulation of this process a challenging task. The challenge of early works was to find an appropriate algorithm to model the separation of the material separation at the tip of the cutting tool. The initial works were mostly based on a Lagrangian viewpoint in which the FE mesh is attached to the material and moves with it in space. To simulate cleavage, the knife was moved into the piece along a previously defined "parting line" and the mesh nodes in front of the tool tip were split in two when a separation criterion is satisfied.

In other words, the complexities of Finite Element Method (FEM) simulation will grow significantly when the dynamic nature of cutting process is included in the simulation. Fig. 5 shows the configuration of the simulated cutting process.

SIMULAREA CU ELEMENT FINIT

Ideea de bază a metodei cu element finit este împărțirea structurii corpului în mici corpuri cu geometrie simplă, numite elemente, astfel încât să poată fi scrisă ecuația de echilibru a fiecărui element, iar toate ecuațiile de echilibru să fie rezolvate simultan. Se presupune că elementele sunt conectate prin noduri localizate pe muchii şi vârfuri.

Tăierea vegetalelor este un proces cu deformații mari care implică deformații plastice severe ale materialului într-o zonă restrânsă, şi încorporează multe fenomene semnificative, cum ar fi, ruperea materialului, lipirea şi frecarea de alunecare sau localizarea eforturilor. Aceste condiții fac simularea acestui proces o sarcină dificilă. Problema primelor lucrări din domeniu a fost de a găsi un algoritm adecvat pentru modelarea separării materialului la vârful cuțitului. Majoritatea lucrărilor s-au bazat pe un punct de vedere Lagrangian în care rețeaua de elemente finite este ataşată şi se mişcă împreună cu materialul în spațiu. Pentru a simula despicarea, cuțitul se mişcă în probă dealungul unei "linii de despărțire" definite în prealabil, iar nodurile rețelei din fața uneltei de tăiere sunt despărțite în două atunci când criteriul de separare este îndeplinit. Cu alte cuvinte, complexitatea simulărilor cu metoda elemetului finit (FEM) va creşte în mod semnificativ atunci când natura dinamică a procesului de tăiere este inclusă în simulare. Fig. 5 arată configurația procesului de tăiere simulat.

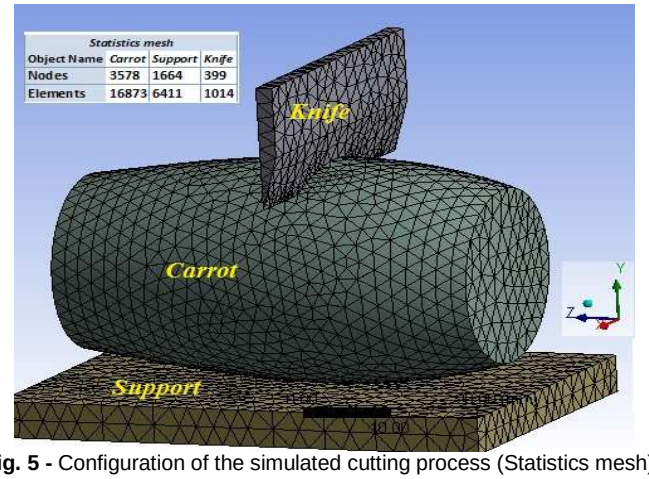


Fig. 5 - Configuration of the simulated cutting process (Statistics mesh) / *Configurația procesului de tăiere simulat (Statistica rețelei)*

MODELING AND SIMULATION

We propose an efficient numerical algorithm for computing deformations of soft tissues (such as the vegetable products), with applications to real-time cutting simulation. The algorithm is based on the finite element method using the Lagrangian formulation, where stresses and strains are measured with respect to the original configuration. We used an *implicit method* because the response at the current time step depends on not only the historical information but also the current information; iterations are needed in a single time step. The algorithm is capable of handling both geometric and material non-linearities. To system analysis, the general form of dynamic equilibrum equation is:

MODELAREA ŞI SIMULAREA

Noi propunem un algoritm eficient de calcul numeric pentru deformarea țesuturilor moi (cum ar fi produsele vegetale), cu aplicații la simularea tăierii în timp real. Algoritmul se bazează pe metoda elementului finit folosind formularea Lagrangiană, pentru cazul în care eforturile şi deformațiile sunt măsurate în raport cu configurația originală. Am folosit o metodă implicită, deoarece răspunsul la pasul de timp curent depinde nu doar informațiile istorice, dar, de asemenea, de informațiile curente; iterațiile sunt necesare într-un singur pas de timp. Algoritmul este capabil să manipuleze neliniaritățile materialului sau geometrice. Pentru analiza sistemului, forma generală a ecuației de echilibru dinamic este:

$$[M]\{\ddot{D}\}+[C]\{\dot{D}\}+[K]\{D\}=\{F\} \quad , \tag{1}$$

where {*D*} is the nodal displacements vector, {*F*} is the nodal external forces vector, [*M*] is called the *mass matrix*, [*C*] is called the *damping matrix*, and [*K*] is the stiffness matrix. Stability analysis of the algorithm suggests that due to much lower stiffness of soft tissues than that of typical engineering materials, integration time steps a few orders of magnitude larger than what is typically used in engineering simulations are possible. “Transient Structural” module solves the above equation using the following algorithm:

unde {*D*} este vectorul deplasărilor nodale, {*F*} este vectorul forțelor externe nodale, [*M*] este matricea maselor, [C] este matricea de amortizare, şi [K] este matricea de rigiditate. Analiza de stabilitate a algoritmului sugerează că, datorită rigidității mult mai mici a țesuturilor moi decât cea a materialelor tipice inginereşti, este posibil ca paşii timpului de integrare să fie de câteva ordine de mărime mai mare decât cel folosit de obicei în simulările inginereşti. Modulul “Transient Structural” rezolvă ecuația de mai sus folosind următorul algoritm:

$$\dot{D}_{n+1}=\dot{D}_n+\Delta t[\gamma\ddot{D}_{n+1}+(1-\gamma)\ddot{D}_n] \quad , \tag{2}$$

$$D_{n+1}=D_n+\Delta t\dot{D}_n+\frac{1}{2}\Delta t^2[2\beta\ddot{D}_{n+1}+(1-2\beta)\ddot{D}_n] \quad , \tag{3}$$

The parameters γ and β are chosen to control characteristics of the algorithm such as accuracy, numerical stability, etc. Numerical examples confirm the accuracy and efficiency of the proposed LED algorithm.

The material and cutting parameters are selected to represent realistic cutting process conditions. These parameters are selected in a way to be able to compare the simulation results with the experimental model, and were displayed in table 1.

Parametrii γ şi β sunt aleşi pentru a controla caracteristicile algoritmului, cum ar fi corectitudinea, stabilitatea numerică, etc. Exemplele numerice confirmă acuratețea şi eficiența algoritmului LED propus.

Parametrii materialelor şi de tăiere sunt aleşi să reprezinte condițiile procesului de tăiere cât mai realist. Aceşti parametri sunt selectați într-un mod care să permită comparația rezultatelor simularii cu modelul experimental, şi sunt afişați în tabelul 1.

Table 1 / *Tabelul 1*

Object name/ Obiect	Material / Material	Density/ Densitate [kg m^{-3}]	Young's Modulus / Mod. Young [MPa]	Poisson's Ratio / Coef. Poisson [ ]	Bulk Modulus / Mod. volumetric [MPa]	Shear Modulus / Mod. de forfecare [MPa]
Carrot	Carrot	1140	1.35 / *1,35*	0.29 / *0,29*	1.0714 / *1,0714*	0.52326 / *0,52326*
Knife / **Support**	Steel	7850	2.e+0.05 / *2,e+0,05*	0.3 / *0,3*	1.66e+0.05 / *1,66e+0,05*	76923

The knife is idealized as a relatively rigid body with a very large elastic modulus and a sharpening angle of 15° with a curvature at the corner representing the radius of curvature at the cutting edge. In this simulation, a corner radius of 0.25 mm is considered for the tool.

The carrot sample is an truncated elipsoid with maximum radius of 15.5 mm and an length of 52 mm. This geometry of the workpiece is chosen to be able to simulate an orthogonal cutting configuration. Tool and workpiece are modeled as deformable bodies and contact elements are inserted at the interface of both to represent the contact between them.

These elements prevent penetration and transmit the forces between surfaces. A velocity dependent friction model is applied to represent the sliding and sticking of the chip on the tool rake face.

With the advance of the tool tip into the workpiece in the course of cutting process, the elements at the vicinity

Cuțitul este idealizat ca un corp relativ rigid, cu un modul de elasticitate foarte mare şi un unghi ascuțit de 15°, cu o curbură de colț ce reprezintă raza de curbură a muchiei de tăiere. În această simulare, a fost luată în considerare o rază de curbură de 0,25 mm a muchiei cuțitului.

Proba de morcov este un elipsoid trunchiat cu rază maximă de 15,5 mm şi o lungime de 52 mm. Această geometrie a probei este aleasă pentru putea fi simulată tăierea într-o configurație ortogonală. Instrumentul de tăiere şi proba sunt modelate ca obiecte deformabile, iar la interfața acestora sunt introduse elemente de contact pentru a reprezenta contactul dintre ele.

Aceste elemente previn penetrarea şi transmit forțele între suprafețele corpurilor. Pentru a reprezenta alunecarea sau lipirea fragmentelor pe fețele uneltei este aplicat un model al vitezei dependente de frecare.

Odată cu avansul cuțitului în piesa de prelucrat în cursul tăierii, elementele din apropierea vârfului sunt strivite şi

of the tool tip are stretched and severely distorted because the tool penetrates into them. This creates major convergence problem, and, if not prevented, the solution aborts prematurely.

RESULTS

Following the experimental measurements it can be seen that the cutting resistance force is directly proportional with the value of the sharpening angle of the cutting knife. As the cutting edge is sharper, the cutting resistance force is lower. An interesting phenomenon in machining cutter is the change of actual shear angle due to the tool motion in the feed direction. The shear angle is a function of the cutting ratio. As the knife vibrates, the cutting ratio varies and the thickness of the chip material varies too.

Fig. 6 shows the contour plots of predicted equivalent elastic strain: overview (left) XY; slice plane (right). At larger shear angles, a thicker chip is produced whereas at smaller shear angles, the chip becomes thinner.

Variation of shear plane angle during cutting is discussed in earlier works. Wu (1986) formulated the oscillation of shear plane angle and developed a comprehensive dynamic cutting force model by taking into account the equilibrium of forces in the primary and secondary plastic deformation zones.

puternic distorsionate, deoarece instrumentul pătrunde în ele. Acest lucru creează probleme majore de convergență, şi, în cazul în care nu este prevenit, soluția va fi abandonată prematur.

REZULTATE

În urma măsurătorilor experimentale se poate observa că rezistența la tăiere este direct proporțională cu valoarea unghiului de ascuțire a cuțitului. Cu cât muchia de tăiere este mai ascuțită, rezistența la tăiere este mai mică. Un fenomen interesant în prelucrarea prin tăiere este schimbarea unghiului de forfecare real datorită mişcării uneltei în direcția de avans. Unghiul de forfecare este o funcție a raportului de tăiere. După cum vibrează cuțitul, variază atât raportul de tăiere, cât şi grosimea fragmentelor de material.

Fig. 6 arată conturul deformației echivalente elastice estimate: imagine de ansamblu (stg.); plan de tăiere XY (drt.). La unghiuri mai mari de forfecare, sunt produse fragmente mai groase, în timp ce la unghiuri mai mici, fragmentele devin mai subțiri.

Variația unghiului plan de forfecare în timpul tăierii este discutat în lucrări anterioare. Wu (1986) a formulat oscilația unghiului plan de forfecare şi a dezvoltat un model dinamic al forței de tăiere ținând cont de echilibrul de forțe în zonele primare şi secundare de deformare plastică.

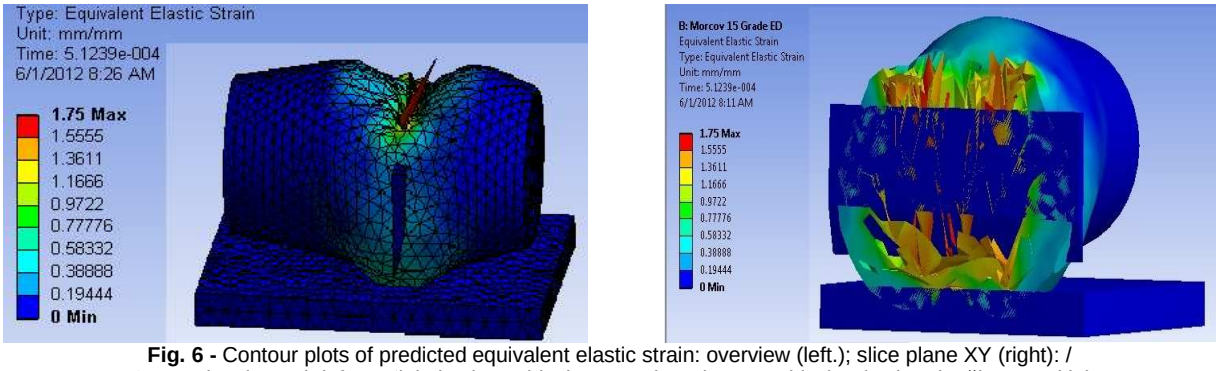


Fig. 6 - Contour plots of predicted equivalent elastic strain: overview (left.); slice plane XY (right): / *Conturul estimat al deformației elastice echivalente: vedere de ansamblu (stg.); plan de tăiere XY (drt)*

Fig. 7 shows the ditribution of the normal elastic strain along OX axis in time domain of a cutting simulation under the width of cut of 1.4 mm and cutting velocity of 100 mm/min. In this figure, two dominant peaks are observed; the first one at 0.248 mm/mm and the second one at 0.314 mm/mm. However, the real world is much more complicated than what a critical strain or stress criterion can predict.

Fig. 7 arată distribuția deformației elastice normale pe direcția axei OX în domeniul timp, pentru simularea tăierii pe o lățimea de tăiere de 1,4 mm şi viteza de tăiere de 100 mm/min. În această figură, două vârfuri dominante sunt observate, prima de 0,248 mm/mm, iar al doilea de 0,314 mm/mm. În orice caz, lumea reală este mult mai complicată decât ceea ce un criteriu critic de tensiune sau deformație pot prezice.

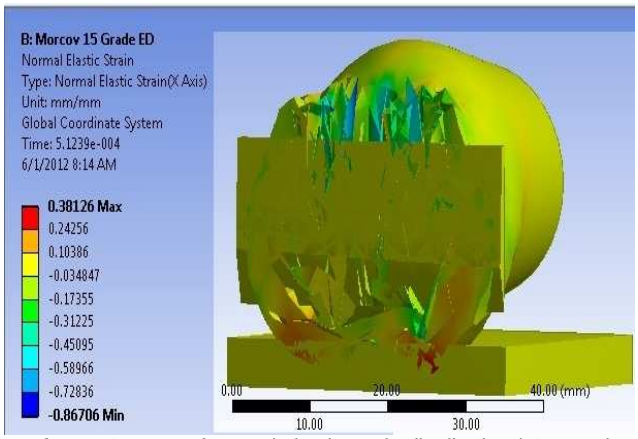


Fig. 7 - Contour of normal elastic strain distribution / *Conturul distribuției deformației elastice normale*

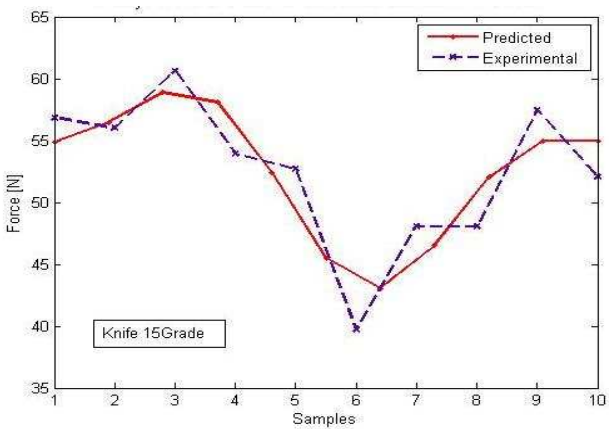


Fig. 8 - Cutting force comparison for Knife whit angle of 15°/ *Comparația forței de tăiere pentru cuțitul cu unghiul de* 15°

Figure 8 shows the comparison chart cutting resistance force to the knife with the blade angle of 15°. If we compare the magnitudes of cutting force, measured in experiments, we see the same relative values as if values estimated by simulation. For small and moderate plasticity, the damage effect of cutting process is often negligible.

This can lead to conclusion that software Ansys 14 is able to predicted the relative values in cutting force with good accuracy.

CONCLUSIONS

Mathematical modelling and computer simulation have proved tremendously successful in engineering applications. Computational mechanics has enabled technological developments in virtually every area of our lives. One of the greatest challenges for engineers is to extend the success of computational mechanics to all areas of traditional engineering.

In this paper the using of Finite Element Method FEM which was implemented in commercially available software package Ansys 14 was presented. The simulations were focused on carrot cutting in in order to obtain a comprehensive model which realistically predicts the effects of various cutting parameters on machining stability. The results were compared with experimentally measured data. In the present theory, we have shown that good results can be obtained.

Aknowlegement

This paper is supported by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development (SOP HRD), financed from the European Social Fund and by the Romanian Government under the contract number POS-DRU: *ID 59321*

REFERENCES

[1]. Atkins, T. (2009) - *The Science and Engineering of Cutting,* Elsevier;
[2]. Ciulică, L.G., Rus, F. (2012) - *Experimental regarding the determination of the optimum cutting angle using a single edged knife*, Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series II, Vol. 5 (54) No. 1;
[3]. Danielson, K.T., et al. (2000) – *Parallel computation of meshless methods for explicit dynamic analysis*, Int. J. Numer. Meth. Engng., 47, p. 1323-1341;
[4]. Gibson, L.J, Ashby, M.F. (1988) - *Cellular solids : structure and properties*, Oxford, Pergamon Press;
[5]. Mahnama, M., Movahhedy, M.R. (2012) - *Application of FEM simulation of chip formation to stability analysis in orthogonal cutting process*, J Manuf Process, doi:10.1016/j.jmapro.2011.12.007;
[6]. Martin-Belloso, O. (2011) - *Advances in fresh – cut fruits and vegetables processing*, CRC Press, New York;
[7]. Miller, K., Joldes, G., Lance, D., Wittek, A. (2007) - *Total Lagrangian explicit dynamics finite element algorithm for computing soft tissue deformation*, Commun. Numer. Meth. Engng., 23, p.121–134.
[8]. Thiel, B. L., Donald, A. M. (1998) - *In situ Mechanical Testing of Fully Hydrated Carrots (Daucus carota) in the Environmental SEM,* Annals of Botany, 82, p. 727-733;
[9]. Van-Buren, J.P. (1979) - *The chemistry of texture in fruits and vegetables*, Journal of Text. Studies, 10, p.1-23;
[10]. Wu, D.W. (1986) - *Governing equation of the shear angle oscillation in dynamic orthogonal cutting*, Trans ASME J. Eng. Ind.,108, p. 281–7.

În figura 8 graficul indică forța de rezistență la tăiere, pentru cuțitul cu unghiul lamei de 15°. Dacă vom compara magnitudinile forței de tăiere, măsurate în experimente, putem vedea aceleaşi valori relative, ca şi în cazul valorilor estimate prin simulare. Pentru plasticități mici şi moderate, efectul vătămărilor procesului de tăiere este adesea neglijabil.

Acest lucru poate conduce la concluzia că software-ul ANSYS 14, este capabil să estimeze valorile relative ale forței de tăiere cu o precizie bună.

CONCLUZII

Modelarea matematică şi simularea pe calculator s-au dovedit a avea foarte mult succes în aplicațiile inginereşti. Mecanica numerică a permis dezvoltarea tehnologică în aproape fiecare domeniu al vieții noastre. Una dintre cele mai mari provocări pentru ingineri este aceea de a extinde succesul mecanicii numerice în toate domeniile ingineriei tradiționale.

În această lucrare a fost prezentată utilizarea metodei elementului finit FEM, care a fost implementată cu pachetul software disponibil comercial ANSYS 14. Simulările s-au axat pe tăierea morcovilor, în scopul de a obține un model cuprinzător, care poate estima în mod real efectele diverşilor parametri de tăiere asupra stabilității procesului. Rezultatele au fost comparate cu datele măsurate experimental. În teoria de față, noi am arătat că pot fi obținute rezultate de calitate.

Aknowlegement

Lucrarea este finanțată de către Fondul Social European şi Guvernul României în cadrul Programului Sectorial Operațional de Dezvoltare a Resurselor Umane sub contractul numărul POS-DRU: *ID 59321.*

BIBLIOGRAFIE

[1]. Atkins, T. (2009) - *Ştiința şi Ingineria Tăierii,* Elsevier;
[2]. Ciulică, L.G., Rus, F. (2012) - *Experimente cu privire la stabilirea unghiului de tăiere optim utilizând un cuțit cu un singur tăiş*, Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series II, Vol. 5 (54) No. 1;
[3]. Danielson, K.T., et al. (2000) – *Metode de calcul paralel al rețelelor pentru analiza dinamică explicită*, Int. J. Numer. Meth. Engng., 47, p. 1323-1341;
[4]. Gibson, L.J., Ashby, M.F. (1988) - *Solide celulare: structură şi proprietăți*, Oxford, Pergamon Press;
[5]. Mahnama, M., Movahhedy, M.R. (2012) - *Aplicarea FEM în simularea formării aşchiilor pentru analiza stabilității procesului de aşchiere ortogonală*, J Manuf Process, doi:10.1016/j.jmapro.2011.12.007;
[6]. Martin-Belloso, O. (2011)-*Progrese în tăierea fructelor proaspete şi prelucrarea legumelor*, CRC Press, New York;
[7]. Miller, K., Joldes, G., Lance, D., Wittek, A. (2007) - *Algoritmul Lagrangian total explicit dinamic de calcul cu element finit a deformării țesuturilor moi*, Commun. Numer. Meth. Engng., 23, p.121–134.
[8]. Thiel, B. L., Donald A. M. (1998) - *Testarea mecanică in situ a morcovilor integral hidratați (Daucus carota), în mediu SEM,* Annals of Botany, 82, p. 727-733;
[9]. Van-Buren, J.P. (1979) - *Chimia texturii la fructe şi legume*, Journal of Text. Studies, 10, p.1-23;
[10]. Wu, D.W. (1986) - *Ecuația de reglare a oscilației unghiului de forfecare în dinamica tăierii ortogonale*, Trans ASME J. Eng. Ind.,108, p. 281–7.

NUMERICAL MODELING AND SIMULATION OF SEPARATION PROCESS IN CYCLONE / MODELAREA NUMERICĂ ŞI SIMULAREA PROCESULUI DE SEPARARE ÎN CICLON

Ph.D. Stud. Eng. Marinuc M.[1)], Assist. Ph.D. Eng. Ipate G.[2)], Prof. Ph.D. Eng. Rus F.[1)]
[1)]Transylvania University Brasov / Romania; [2)] Politehnica University of Bucharest / Romania
E-mail: mimy_85@yahoo.com

Abstract: *In the paper are presented the theoretical research regarding the numerical modeling and simulation of separation process in centrifugal field of heterogeneous mixtures solid-gas with equipment type cyclone. The use of the CFD numerical analysis, in this case ANSYS CFX-5.7, in air cleaning systems research with cyclones, allowed the determination of important parameters such as: pressure distribution and velocity field inside the cyclone, determining the flow lines of the current generated by tangential supply and the assessing performance of the cyclone separator.* To describe the complex flow inside the cyclone separator must be madeseveral simplifying assumptions. The turbulence terms of Navier-Stokes equations are formulated based on k-ε model.

Keywords: *cyclone, 3D modeling, numerical simulation.*

Rezumat: *În lucrare sunt prezentate cercetările teoretice privind modelarea şi simularea procesului de separare în câmp centrifugal a amestecurilor eterogene solid - gaz cu ajutorul echipamentelor de tip ciclon. Utilizarea mediilor de analiză numerică CFD, în acest caz ANSYS CFX-5.7, în cadrul cercetării sistemelor de epurare a aerului cu cicloane, a permis determinarea parametrilor importanți cum ar fi: distribuția presiunii şi câmpului de viteze în interiorul ciclonului; determinarea liniilor de curgere ale curentului generat de alimentarea tangențială; aprecierea performanței de separare a cicloanelor.* Pentru a descrie curgerea complexă din interiorul ciclonului trebuie să fie asumate câteva ipoteze simplificatoare. Termenii de turbulență ai ecuațiilor Navier-Stokes sunt formulați pe baza modelului *k-ε*.

Cuvinte cheie: *ciclon, modelare 3D, simulare numerică.*

INTRODUCTION

Given the need to further increase product quality resulting from industry and the tightening legislative activity, importance of studies and research on the separation of heterogeneous solid-gas mixtures in order to modernize the equipment of installations of the air becomes evident [9].

Initially, environmental pollution was only a natural process. As human activity has grown and diversified, the relationship between artificial and natural pollution has changed continuously. Currently, industrial pollution, urban and agricultural has become a serious problem that threatens not only the further development of the industry but threatening itself flora and fauna of the planet [2].

Cyclones are widely used for removal dust of gaseous flows in industrial processes. Cyclone dust collectors have been used in many industrial facilities to collect solid particles from gas-solid flows and to reduce air pollution originating in chimney smoke from chemical plant drier equipment [8].

There are various cyclone models in the literature, but the most famous are the Stairmand (1951) and the Lapple (1951) ones. These cyclones were developed through experimental tests with the aim was performance optimize. However, according to Dirgo and Leith (1985), there is no theoretical base to assure that a specific model has all high performance characteristics.

Since its conception over a century ago, many researchers have contributed to the large volume of work on improving the efficiency of cyclones by introducing new design and operation variables [6]. However, in most cases, the improvement in efficiency is marginal and in some cases it is associated with complex structure and additional operating costs [3].

A good understanding of the fluid dynamics in a cyclone is required in order to make further design improvements. Analytical techniques do not permit variations in the geometry to be readily assessed. Computational fluid dynamics (CFD) models provide an economical means of understanding the complex fluid dynamics and how it is influenced by changes in both design and operating conditions.

The first application of CFD techniques to cyclone simulation was presented by Boysan et al. (1982).

INTRODUCERE

Ținând cont de necesitatea creşterii continue a calității produselor rezultate din industrie, cât şi de înăsprirea legislației din domeniu, importanța unor studii şi cercetări privind separarea amestecurilor eterogene solid-gaz în vederea modernizării echipamentelor din instalațiile de epurare a aerului devine evidentă [9].

Inițial, poluarea mediului a fost exclusiv un proces natural. Pe măsură ce activitatea umană s-a dezvoltat şi diversificat, raportul între poluarea artificială şi naturală s-a modificat continuu. În prezent, poluarea industrială, urbană şi agricolă a devenit un fenomen îngrijorător care amenință nu numai dezvoltarea ulterioară a industriei, dar pune în pericol însăşi flora şi fauna planetei [2].

Cicloanele sunt utilizate pe scară largă în procesele industriale de îndepărtare a prafului. Colectoarele de praf ciclon au fost folosite în multe instalații industriale pentru a colecta particulele solide din debitele gaz-solid şi pentru a reduce poluarea aerului datorată coşurilor de fum ale uscătoarelor centralelor chimice [8].

Există modele diferite de cicloane în literatura de specialitate, dar cele mai renumite sunt Stairmand (1951) şi Lapple (1951). Aceste cicloane au fost dezvoltate prin teste experimentale cu scopul optimizării performanței. Cu toate acestea, conform cu Dirgo şi Leith (1985), nu există nici o bază teoretică pentru a asigura că un anumit model are toate caracteristicile de înaltă performanță.

De la concepția sa, cu peste un secol în urmă, mulți cercetători şi-au adus contribuția la îmbunătățirea eficienței cicloanelor prin introducerea designului nou şi condițiilor variabile de exploatare [6]. Însă, în majoritatea cazurilor, creşterea eficienței este marginală şi aceasta este asociată cu o structură complexă şi costuri suplimentare de funcționare [3].

Este necesară o bună înțelegere a dinamicii fluidelor în ciclon în scopul realizării îmbunătățirii suplimentare a designului. Tehnicile analitice nu permit ca variațiile geometriei să fie evaluate uşor. Computational Fluid Dynamics (CFD) oferă un mijloc economic de înțelegere a complexității dinamicii fluidelor şi modul în care este influențată de schimbări atât de design cât şi de condițiile de funcționare.

Prima aplicare a tehnicilor CFD în simularea ciclonului a fost prezentată de către Boysan şi alții (1982).

After this pioneering work, several studies were done on turbulence modeling in order to improve through prediction of velocity and pressure fields to modify the turbulence models [7].

MATERIAL AND METHOD

Numerical simulations were performed using CFX-5.7, a Computational Fluid Dynamics tool from Ansys Inc. The dimensions of the cyclone used in simulation are presented in figure 1 where: 1 - cylindrical body; 2 - cone-shaped body; 3 - outlet of solids particle; 4 - outlet of gas; 5 - gas supply hole doped; diameter cylindrical body, D = 0.240 m; outer diameter of central tube exhaust gas purified, D_e = 0.122 m; diameter exhaust side solid particles (dirt), D_b = 0,061 m; cyclone height, H =1.06 m; height of the cyclone feed inlet, a = 0.122 m; width of the cyclone feed inlet; b = 0.061 m; upper height of the cyclone; h = 0.56 m; depth of penetration of purified gas hose, s = 0.28 m.

După această muncă de pionierat, mai multe studii au fost făcute în scopul îmbunătățirii modelelor de turbulență prin folosirea unor intervalele de viteză şi de presiune date [7].

MATERIAL ŞI METODĂ

Simulările numerice au fost efectuate folosind CFX-5.7, un instrument al CFD de la ANSYS Inc. Dimensiunile ciclonului utilizat în simulare sunt prezentate în figura 1 în care: 1-corp cilindric; 2-corp conic; 3-ecluza de colectare a particulelor solide; 4-tub central de evacuare a aerului purificat; 5-racord de alimentare; diametrul corpului cilindric, D=0,240 m; diametrul tubului central de evacuare a aerului purificat, D_e=0,122 m; diametrul ecluzei, D_b = 0,061 m; înălțimea ciclonului, H=1,06 m; înălțimea racordului de alimentare, a = 0,122 m; lățimea racordului de alimentare, b=0,061 m; înălțimea părții cilindrice, h=0,56 m; adâncimea de pătrundere a tubului central în interiorul ciclonului, s = 0,28 m.

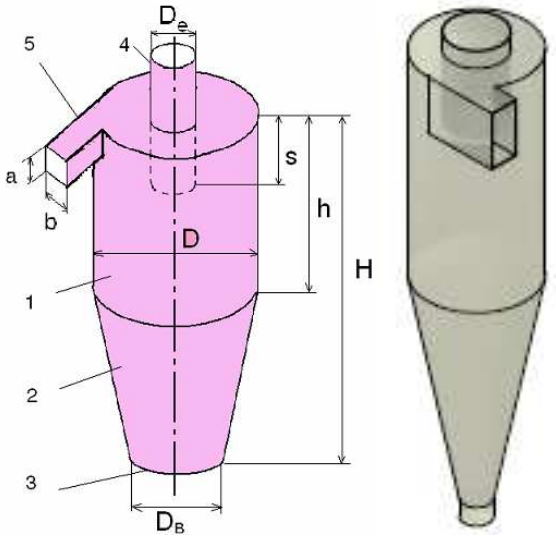


Fig. 1 - Cyclone with tangential entry dimensions /
Dimensiunile ciclonului cu intrare tangențială

As boundary conditions, data used and applied in this work are shown in Table 1.

Drept condiții de frontieră, datele utilizate şi aplicate în această lucrare sunt prezentate în tabelul 1.

Table 1 / *Tabelul 1*

Gas Phase - Air / *Faza gazoasă - Aer*	**Solid Phase - Flour / *Faza solidă - Făină***
Gas velocity / *Viteza gazului* - 14.7 / *14,7* [m/s]	Solid velocity / *Viteza solidului* - 15.5 / 15,5 [m/s]
Density / *Densitatea* - 1.23 / *1,23* [kg/m^3]	Density / *Densitatea* - 1250 [kg/m^3]

The topology of the simulation model is established in the initial phase of the design geometrical model with CAD programs. In this phase are set interfaces of interaction between main solid and fluid regions. To design the geometric 3D model of the cyclone was used the program SolidWorks produced by Dassault Systèmes (France), as shown in figure 2. After creating the geometrical model of the cyclone and appropriate definition of the domain fluid simulation can move at the realization of the finite element network.

The network shown in figure 3 is using a tetrahedral network type for the main body of the cyclone, a total of 4384 nodes and 19,987 elements. The tetrahedral network elements are easily accommodate with the complex geometric models, particularly at the points where the supply pipe joins with the cylindrical body of the cyclone.

In this model, to simplify the modeling, the tangential entry in the cyclone was built also with tetrahedral network elements. Tangential entry joins the cylindrical

Topologia modelului de simulare este stabilită în faza inițială de proiectare a modelului geometric cu programele CAD. În această fază sunt stabilite interfețele de interacțiune dintre regiunile principale solid şi fluid. Pentru proiectarea modelului geometric 3D a cicloanului a fost folosit programul SolidWorks produs de Dassault Systèmes (Franța), după cum se poate vedea în figura 2. După crearea modelului geometric şi definirea corespunzătoare a domeniului fluid de simulare, se poate trece la realizarea rețelei de elemente finite.

Rețeaua prezentată în figura 3 utilizează un tip de rețea tetraedrală pentru corpul principal al ciclonului, un număr de 4384 de noduri şi 19987 de elemente. Rețeaua de elemente tetraedrale se acomodează uşor modelelor geometrice complicate, în particular în punctele în care conducta de alimentare se uneşte cu corpul cilindric al ciclonului.

În acest model, pentru simplificarea modelării, intrarea tangențială în ciclon a fost construită tot din elemente de rețea tetraedrale. Intrarea tangențială se

body of the cyclone through a non-conforming interface by small overlaps. The non-conforming interface interpolates between flows from one side and other side of the network.

uneşte cu corpul cilindric al ciclonului printr-o interfață non-conformală de mici suprapuneri. Interfața non-conformală se interpolează între fluxurile dintr-o parte şi cealaltă parte a rețelei.

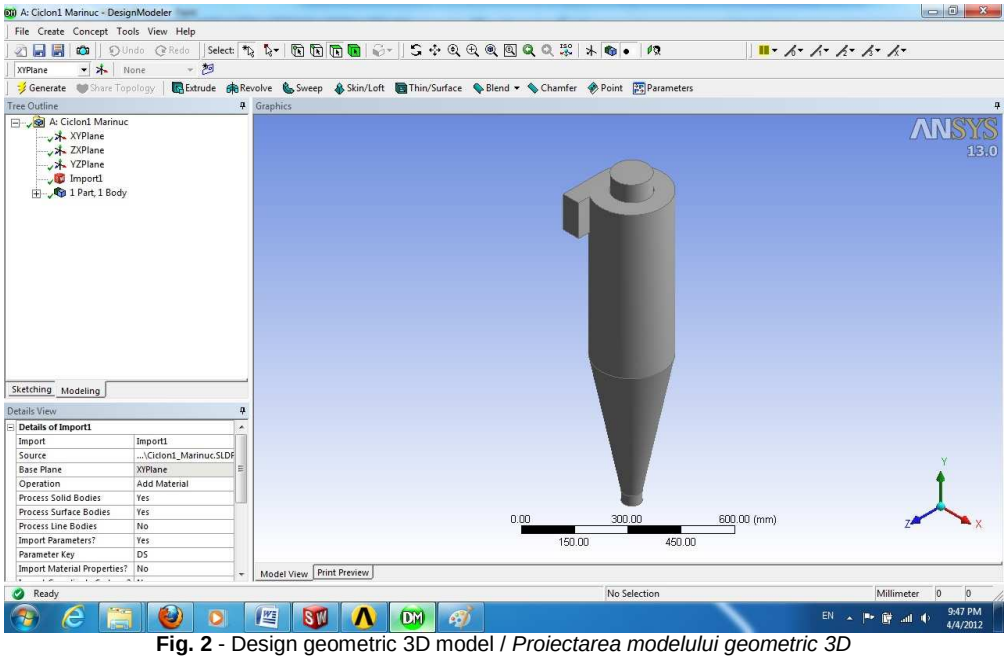


Fig. 2 - Design geometric 3D model / *Proiectarea modelului geometric 3D*

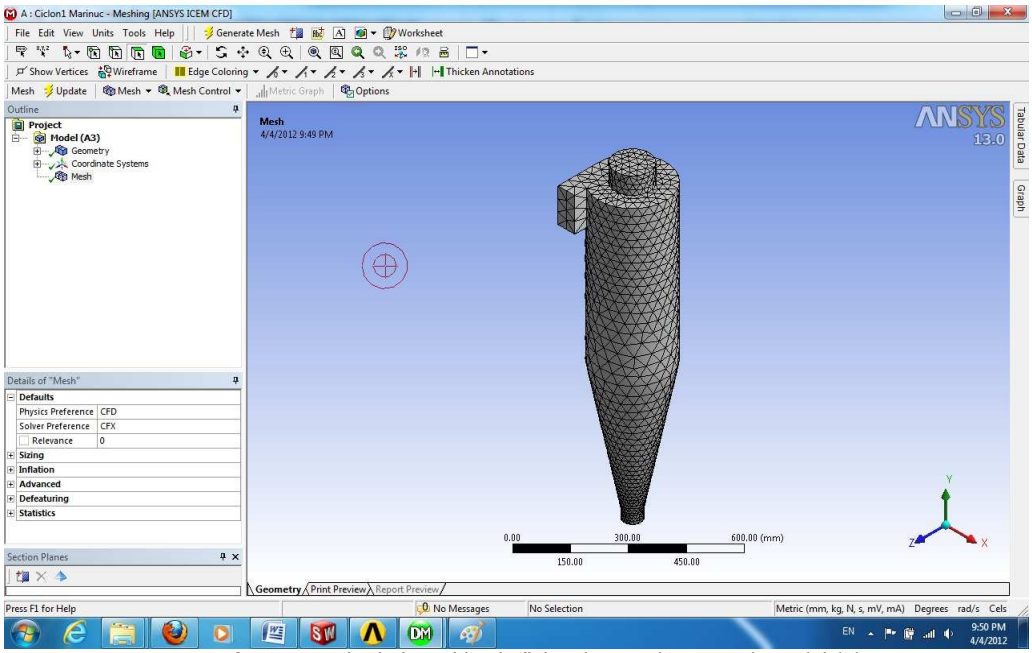


Fig. 3 - Tetrahedral meshing in finite element (CFX-Mesh module) / *Discretizarea în elemente finite tetraedrale (modulul CFX–Mesh)*

In the simulations accomplished, the initial solution for the fluid flow in the entrance area of the cyclone it was set to a constant mass flow of mixture who enters through the normal direction of the entrance area.

It was used a model mixture of air and solid particles of flour with a diameter between 20 and 170 μm. Simulations were performed for both steady and non-stationary flow, using in the most cases a turbulent regime with two equations "k-ε".

In figures 4 and 5 are represented the velocity vectors for the air, respectively for the solid particles of flour using the CFD program, in this figures the vectors are colored by magnitude.

În simulările efectuate, soluția inițială pentru curgerea fluidului în zona de intrare a ciclonului a fost setată ca fiind debitul masic constant de amestec ce pătrunde pe direcția normală a zonei de intrare.

S-a utilizat un model de amestec de aer şi particule solide de făină cu diametrul cuprins între 20 şi 170 μm. Simulările au fost efectuate pentru curgerea atât în regim staționar cât şi nestaționar, utilizându-se în marea majoritate un regim turbulent cu două ecuații “k-ε”.

În figurile 4 şi 5 sunt reprezentați vectorii viteză pentru aer, respectiv pentru particulele solide de făină cu ajutorul programului CFD, în aceste figuri vectorii sunt colorați după magnitudine.

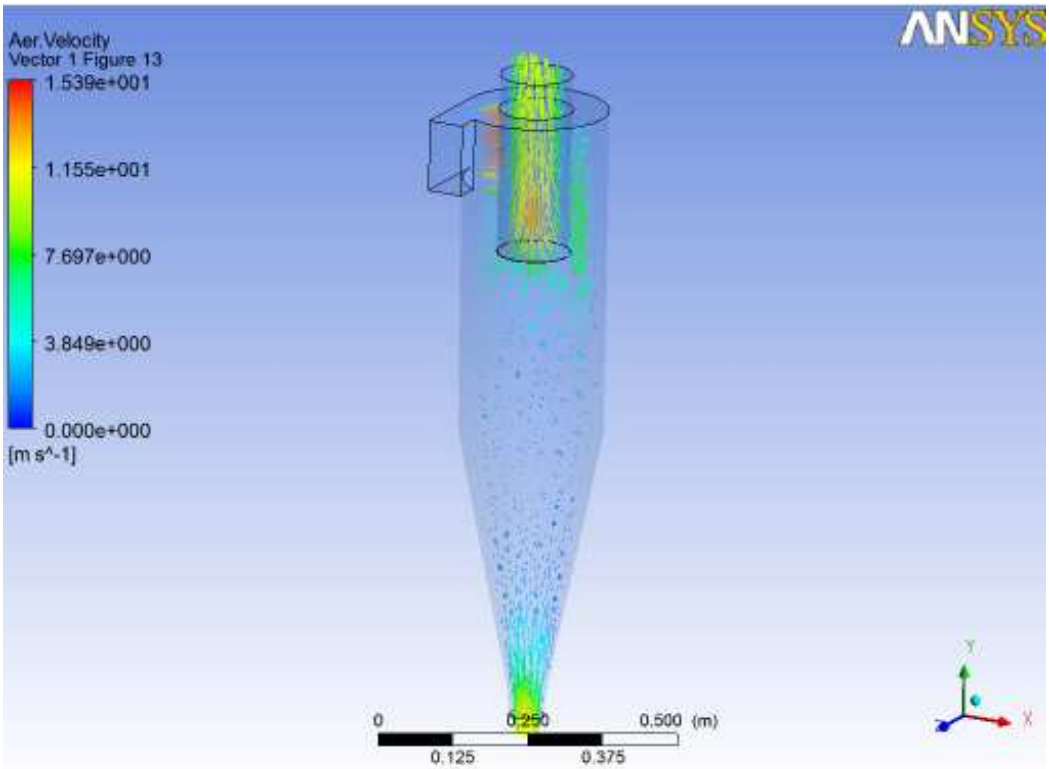


Fig. 4 - Representation of air velocity vector obtained by CFD /
Reprezentarea vectorului viteză pentru aer obținută cu CFD [m/s]

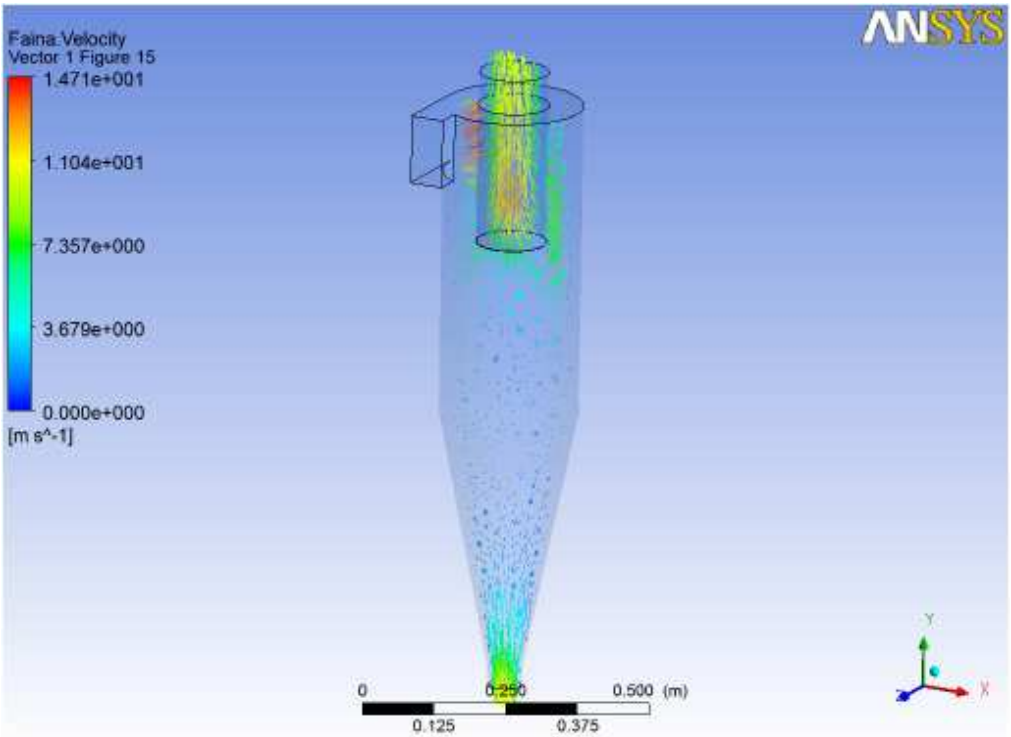


Fig. 5 - Representation of flour particles velocity vector obtained with CFD /
Reprezentarea vectorului viteză pentru particulele de făină obținută cu CFD [m/s] /

RESULTS

To model a highly turbulent fluid flow in a cyclone, Reynolds averaged continuity and Reynolds averaged Navier–Stokes equations were solved. They can be written in Cartesian component form as follows, [5]:

REZULTATE

Pentru a modela curgerea turbulentă într-un ciclon, ecuațiile mediate Reynolds ale continuității şi Navier-Stokes au fost rezolvate. Ele pot fi scrise sub formă de componente carteziene, după cum urmează [5]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{u_i' u_j'}\right] + \rho g_i \tag{2}$$

where: u_i is the fluid velocity component;
x_i - the Cartesian coordinate component;
ρ - the fluid density;
t – time;
P - the pressure;
μ - the fluid viscosity;
g_i - the component of gravitational acceleration vector.

The term, $\rho\overline{u_i' u_j'}$, of Eq. (2) is often termed the Reynolds stress and represents the effects of the turbulent velocity fluctuations on the mean flow. By analogy with the molecular diffusion of momentum, the Boussinesq hypothesis relates the turbulent momentum transport to the gradients of the mean velocity field. The Reynolds stress in Eq. (2) is then expressed by:

unde: u_i este componenta vitezei fluidului;
x_i - componenta coordonatei carteziene;
ρ - densitatea fluidului;
t – timpul;
P - presiunea;
μ - vâscozitatea fluidului;
g_i - componenta vectorului accelerației gravitaționale.

Termenul $\rho\overline{u_i' u_j'}$ din Ec. (2) este adesea numit tensiunea Reynolds şi reprezintă efectul fluctuațiilor vitezei turbulente asupra debitului mediu. Prin analogie cu difuzia moleculară a impulsului, ipoteza Boussinesq, se referă la transportul impulsului turbulent la gradienții domeniului vitezei medii. Tensiunea Reynolds din Ec. (2) este apoi exprimată prin:

$$-\rho\overline{u_i' u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\delta_{ij} \tag{3}$$

where μ_t is the turbulent viscosity, k is the turbulent kinetic energy, δ_{ij} is the Kronecker delta. The turbulent viscosity is related directly to the turbulent kinetic energy and the viscous dissipation, ε, as:

unde μ_t este vâscozitatea turbulentă, k este energia cinetică turbulentă, δ_{ij} este funcția Kroneker. Vâscozitatea turbulentă este legată direct de energia cinetică turbulentă şi de disiparea vâscoasă, ε, după cum:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4}$$

where, C_μ=0.0845 derived from renormalization group (RNG) methods [1].

In order to calculate the trajectories of the particles, it was assumed that the effect of the motions of particles on the flow and the particle/particle interactions not are negligible for a dense sludge considered in the present study. The particles were regarded as rigid spheres. Then, the computation of the particle trajectories can be carried out independently, once the flow field of the liquid phase is obtained. Based on the Newton's second law of motion, the equation of motion for the particle is written as, [10]:

unde C_μ=0.0845, derivat cu metoda renormalizării grupului (RNG) [1].

În scopul calculării traiectoriilor particulelor, s-a considerat că efectul mişcării particulelor asupra curgerii şi interacțiunile particulă/particulă nu sunt neglijabile pentru amestecul luat în considerare în studiul de față. Particulele au fost considerate ca sfere rigide. Apoi, calculul traiectoriilor particulelor pot fi efectuate în mod independent odată ce câmpul curgerii fazei gazoase este obținut. Pe baza celei de-a doua legi a lui Newton de mişcare, ecuația mişcării particulei este scrisă după cum urmează, [10]:

$$\frac{\pi d^3 \rho_p}{6}\frac{dv_p}{dt} = \frac{1}{8}\pi\rho_f d^2 \left|v_f - v_p\right|\left(v_f - v_p\right) + F_b - \frac{\pi d^3}{6}\left(\rho_p - \rho_f\right)\omega\times\left(\omega\times\vec{R}\right) - \frac{\pi d^3 \rho_p}{3}\omega\times v_p \tag{5}$$

equation who represent the particle transport model implemented in ANSYS CFX, where ρ is the density of the particle, v is the velocity vector of the particle, and first therm is the drag force F_d, second therm F_b represent buoyant force, third term is centrifugal force F_c, and last therm denote inertial forces F_i exerted on the particle, respectively. Subscript p and f refers to the solid, respectively fluid particles. The expressions for the above forces can be found in He et al. (1999) [4]. Eq. (5) is an ordinary differential equation for the particle velocity vector, v_p, with respect to time. To obtain v_p, Eq. (5) has to be integrated with time. The trajectories of the particles can be found by integrating v_p with respect to time once again. Equation are available in flows where the particle density is much greater than the fluid density, where the particle inertia is related to the instantaneous difference in velocity between the particle and the fluid, and the rotational and external body forces.

In the environment ANSYS Workbench it was

ecuație care reprezintă modelul de transport a particulei puse în aplicare în ANSYS CFX, unde ρ este densitatea particulei, v este vectorul vitezei particulei, primul termen este forța de rezistență F_d, al doilea termen F_b, forța ascensională, al treilea termen este forța centrifugă F_c şi ultimul termen reprezintă forțele de inerție F_i exercitate asupra particulelor. Indicii p şi f se referă la solid, respectiv la particulele de fluid. Expresiile pentru forțele de mai sus pot fi găsite în He şi al. (1999) [4]. Eq. (5) este o ecuație diferențială pentru vectorul vitezei particulei, v_p, în raport cu timpul. Pentru a-l obține pe v_p, Ec. (5) trebuie integrată cu timpul. Traiectoriile particulelor pot fi obținute prin integrarea lui v_p încă o dată în raport cu timpul. Ecuația este valabilă în curgerile în care densitatea particulelor este mai mare decât cea a fluidului, atunci când inerția particulelor este legată de diferența instantanee de viteză între solid şi fluid şi forțele de rotație şi externe ale corpului.

În mediul ANSYS Workbench a fost discretizat

discretized the cyclone profile in a network of finite elements, which then was exported to the environment CFX. In the result of the establish of limit conditions, choosing of turbulence model, accuracy of calculation etc., it was determined the distribution of fluid pressure exercised on the separator cyclone wall (figure 6). Also, in the visualization module of the experiment results CFD (CFX-Post) were analyzed qualitatively the flowing lines of fluid and solid particles of flour on the vertical flat surfaces facing on the direction of flow of the mixture (figure 7, a,b) and lines of flowing particles of air and solid particles of flour on flat horizontal surfaces (figure 8). It was also determined the superficial velocity distribution of the air and flour (figure 9).

profilul cicloanului într-o rețea de elemente finite, care, în continuare, a fost exportat în mediul CFX. În rezultatul stabilirii condițiilor de limită, alegerii modelului de turbulență, preciziei de calcul etc., s-a determinat distribuția presiunii exercitate de fluid asupra peretelui ciclonului (figura 6). De asemenea, în modulul de vizualizare a rezultatului experimentului CFD (CFX-Post) au fost analizate calitativ liniile de curgere a fluidului şi particulelor solide de făină pe suprafețe plane verticale orientate pe direcția de curgere a amestecului (figura 7, a,b) şi liniile de curgere a aerului şi particulelor solide de făină pe suprafețe plane orizontale (figura 8). De asemenea, s-a determinat distribuția vitezei superficiale a aerului şi a făinii (figura 9).

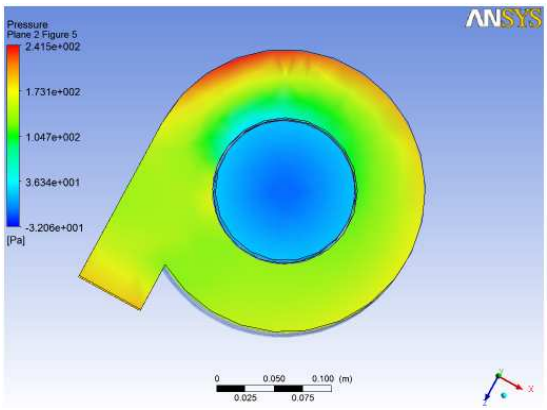
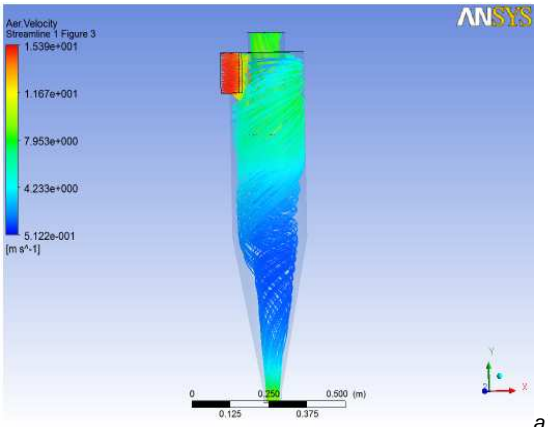
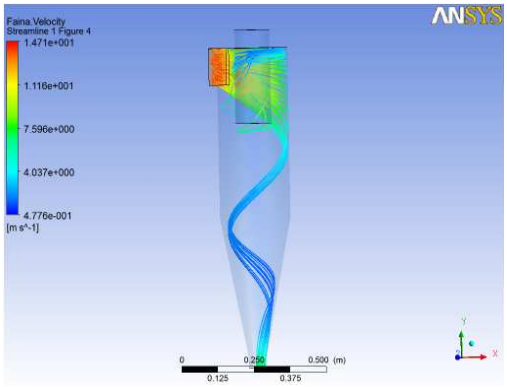


Fig. 6 - Cyclone wall pressure distribution /
Distribuția presiunii pe peretele ciclonului

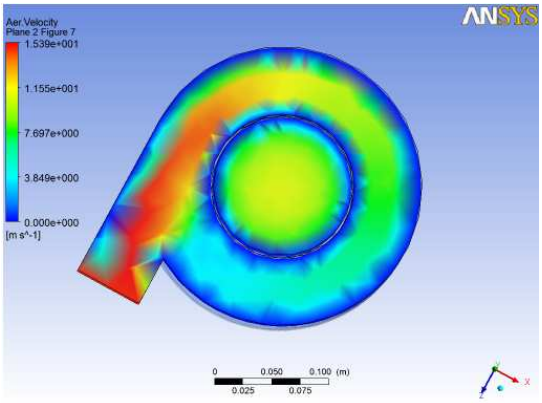


a)

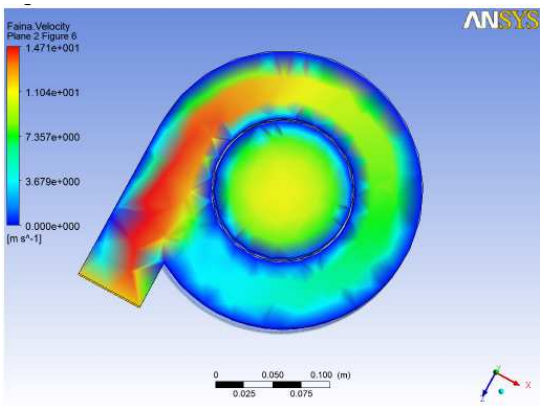


b)

Fig. 7 - Flow lines for the two phases of heterogeneous mixture: a) air, b) flour /
Liniile de curgere pentru cele două faze ale amestecului eterogen: a) pentru aer; b) pentru făină

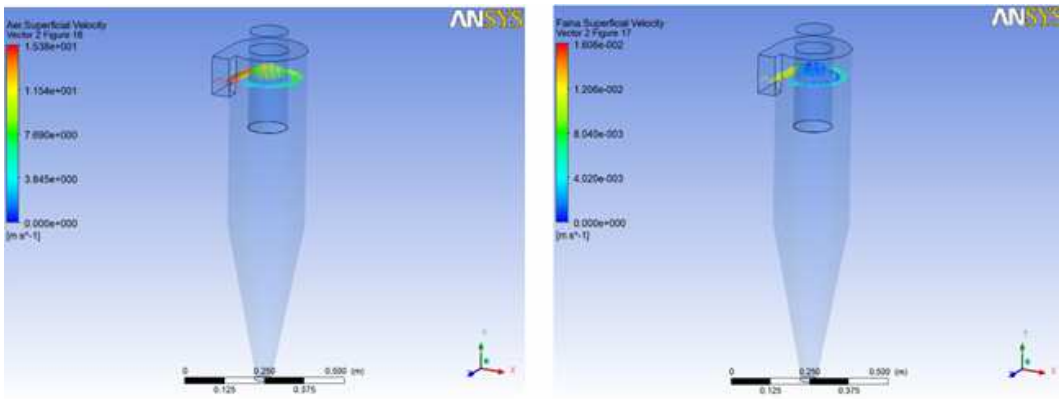


a)



b)

Fig. 8 - Contour plots of velocity in the horizontal plane XZ: a) air, b) flour /
Conturul vitezei în plan orizontal XZ: a) pentru aer; b) pentru făină /



a) b)

Fig. 9 - Superficial velocity distribution: a) air, b) flour /
Distribuția vitezei superficiale: a) pentru aer; b) pentru făină

CONCLUSIONS

CFD method is becoming increasingly used in modeling the systems which include the fluid flow from many areas. The CFD codes making possible the solve numerically of the transport of fluids, mass and energy balances in systems with very complicated geometry. The results show special patterns of flow and heat transfer that are very difficult to obtain by experimental methods or conventional modeling methods.

The use of the CFD numerical analysis, in this case ANSYS CFX-5.7, in air cleaning systems research with cyclones, allowed the determination of important parameters such as: pressure distribution and velocity field inside the cyclone, determining the flow lines of the current generated by tangential supply and the assessing performance of the cyclone separator. This allows assessing the performance of the object studied without significant expense, with minimum effort and maximum efficiency.

To describe the complex flow inside the cyclone taking into account the interaction from heterogeneous mixture with high content of solid particle must be made several simplifying assumptions. The turbulence terms of Navier-Stokes equations are formulated based on k-ε model. The mediation Reynolds leads to the turbulence diffusion equation of particles transported and the diffusivity of the particles can be estimated by considering only the random movement of the most intense turbulent eddies.

Due to particle inertia, large particles are less affected by turbulence. The particle interaction in the heterogeneous systems is attributed disturbance of the process of free particles sedimentation.

Dimensional calculations are very helpful to explain the separation process, which containing all its essential elements, including the interaction of particle with the cyclone wall or their accumulation near the bottom drain hole.

Acknowledgements

This paper is supported by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development (SOP HRD), financed from the European Social Fund and by the Romanian Government under the contract number POS-DRU: ID 59321.

REFERENCES

[1]. Choudhury, D. (1993) - *Introduction to the renormalization group method and turbulence modeling*, Fluent Inc. Technical Memorandum, TM-107;
[2]. Florea, J., Robescu, D. (1982) - *Hydrodynamic facilities of hydropneumatic transport and water and air remediation*, Bucureşti.

CONCLUZII

Metoda CFD devine din ce în ce mai utilizată în modelarea sistemelor care includ curgerea fluidelor din multe domenii. Codurile CFD fac posibilă rezolvarea numerică a transportului fluidelor, bilanțurilor de masă şi energie în sisteme cu geometrie foarte complicată. Rezultatele prezintă modele deosebite ale curgerii şi transferului de căldură ce sunt foarte greu de obținut experimental sau prin metode de modelare convenționale.

Utilizarea mediilor de analiză numerică CFD, în cazul dat ANSYS CFX-5.7, în cadrul cercetării sistemelor de purificare a aerului cu cicloane, permite determinarea parametrilor importanți cum ar fi: distribuția presiunii si câmpului de viteze in interiorul ciclonului; determinarea liniilor de curgere ale curentului generat de alimentarea tangențială; aprecierea performanței de separare a cicloanelor şi mulți alți parametri. Acest fapt permite aprecierea performanței obiectului studiat fără cheltuieli considerabile, cu efort minim şi maximă operativitate.

Pentru a descrie curgerea complexă din interiorul ciclonului luând în considerare interacțiunile din amestecul eterogen cu conținut ridicat de particule solide, trebuie să fie asumate câteva ipoteze simplificatoare. Termenii de turbulență ai ecuațiilor Navier-Stokes sunt formulați pe baza modelului *k-ε*. Medierea Reynolds conduce la ecuația difuziei turbulenței a particulelor transportate, iar difuzibilitatea particulelor poate fi estimată luând în considerare numai mişcarea aleatoare a celor mai intense vârtejuri turbulente.

Datorită inerției particulelor, particulele mari sunt mai puțin afectate de turbulențe. Interacțiunea particulelor în sistemele eterogene este atribuită perturbării sedimentării libere a particulelor.

Calculele tridimensionale sunt de un real ajutor pentru a explica procesul de separare, care să cuprindă toate elementele sale esențiale, inclusiv interacțiunea particulelor cu peretele ciclonului sau acumularea acestora în apropierea orificiului de scurgere inferior.

Aknowlegement

Lucrarea este suportată de Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane (SOP HRD), finanțată de Fondul Social European şi de către Guvernul Român în baza contractului cu numărul POS-DRU: ID 59321.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Choudhury D. (1993) – *Introducere în metoda renormalizării grupului şi modelarea turbulenței*, Fluent – Memorandum Tehnic, TM-107;
[2]. Florea J., Robescu D. (1982) - *Hidrodinamica instalațiilor de transport hidropneumatic şi de depoluare a apei şi a aerului*, Bucureşti;

[3]. Gregg, W.W. (1995) - *High Efficiency Cyclones for Powder Processing Applications*, Adv. Filtration and Separation Technology, vol. 9, p. 240;
[4]. He, P., Salcudean, M., Gartshore, I.S. (1999) - *A numerical simulation of hydrocyclones*, Transactions of the Institution of Chemical Engineers 77, 429–441.
[5]. Ipate, G., Casandroiu, T. (2007) - *A three-dimensional simulation of separation proces in hydrocyclones whit different generatrix of the cone*, Proc Symposium "Engineering and Management of Sustainable Development in Agriculture, Transports and Food Industry", INMATEH-III, Bucharest, 25:168-176;
[6]. Jo, Y., Tien, C. and Ray, M.B. (2000) - *Development of a Post Cyclone to Improve the Efficiency of Reverse Flow Cyclones*, Powder Technology, n.113, p. 97;
[7]. Martignoni, W. P. Bernardo, S. and Quintani, C. L. (2007) - *Evaluation of cyclone geometry and its influence on performance parameters by computational fluid dynamics (CFD)*, Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol. 24, No. 01, pp. 83 – 94;
[8]. Ogawa, A. (1997) - *Mechanical Separation Process and Flow Patterns of Cyclone Dust Collectors*, Applied Mechanics Reviews, vol. 50, n. 3, p. 97;
[9]. Vişan, S., Angelescu, A., Alpopi, C. (2000) - *Environment - pollution and protection*, Economic Publishing, Bucureşti;
[10]. *** *ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory* (2005)

[3]. Gregg W.W. (1995) – *Cicloanele de înaltă eficiență pentru aplicații de prelucrare a pulberilor*, Tehnologia avansată a filtrării şi a separării, vol. 9, p. 240;
[4]. He P., Salcudean M., Gartshore I.S. (1999) – *Simularea numerică a hidrocicloanelor*, Procese verbale ale Institutului Inginerilor Chimişti, 429–441.
[5]. Ipate G., Casandroiu T. (2007) - *Simularea numerică tridimensională a procesului de separare în hidrocicloane cu diferite generatoare ale conului*, Simpozionul "Ingineria şi managementul dezvoltării durabile în agricultură, transporturi şi industria alimentară", INMATEH-III, Bucureşti, vol. 25, pag. 168-176;
[6]. Jo Y., Tien C. and Ray M.B. (2000) - *Dezvoltarea unui ciclon pentru a îmbunătăți eficiența cicloanelor cu flux invers*, Tehnologia Pulberilor, no. 113, p. 97;
[7]. Martignoni W. P., Bernardo S. and Quintani C.L. (2007) – *Evaluarea geometriei ciclonului şi influența sa asupra parametrilor de performanță cu computational fluid dynamics (CFD)*, Jurnalul brazilian al Ingineriei Chimice, Vol. 24, No. 01, pp. 83 – 94;
[8]. Ogawa A. (1997) – *Procesul de separare mecanică şi modelul debitului în cicloanele colectoare de praf*, Recenzii ale Mecanicii Aplicate, vol. 50, no. 3, p. 97;
[9]. Vişan S., Angelescu A., Alpopi C. (2000) - *Mediul – poluare şi protecție*, Ed. Economică, Bucureşti;
[10]. *** *ANSYS CFX-Solver, Ediția 10.0: Teorie* (2005).

RESEARCH OF THE GRIST DIMENSIONAL CHARACTERISTICS AT THE SECOND-BREAK GROUND IN A INDUSTRIAL WHEAT MILL
/
CERCETAREA CARACTERISTICILOR DIMENSIONALE ALE MĂCINIŞULUI CELUI DE-AL DOILEA ŞROT ÎNTR-O MOARĂ DE GRÂU INDUSTRIALĂ

As. PhD. Stud. Eng. Constantin G.A., Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh., As. Ph.D. Stud. Eng. Ştefan M.E., Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0727651064; E-mail: gabriel_alex99@zahoo.com

Abstract: *In the paper it is presented the flow diagram of the wheat breakage phase in a milling plant with the capacity of 4.2 t/hr, as well as the experimental results of the granulometric analysis of the grist from the plansifter compartment of the Second Break. It is presented the particle size distribution of the grist that comes from the grinding rolls, but also the five grist fractions in which it is divided into plansifter compartment of respectively passage.*

Experimental data obtained for the particle size distributions of grist fractions was tested by regression analysis on the computer, with known distributions law: Schuhman, Rosin-Rammler, Gauss and log-normal, determining the values for the equations coefficient and the correlation coefficient R^2.

Keywords: *wheat roller mill, plansifter compartment, mean diameter, particle size distribution, cumulative distribution function, grist, specific surface,. breakage.*

Rezumat: *În lucrare se prezintă diagrama fazei tehnologice de şrotare dintr-o moară de grâu cu capacitatea de 4,2 t/h, precum şi rezultatele experimentale ale analizei granulometrice a măcinişului din compartimentul de sită plană al pasajului Şrotului 2. Se prezintă distribuția după dimensiuni a măcinişului care iese de la valțul de moară, dar şi a celor cinci fracții de măciniş în care acesta este divizat în compartimentul de sită plană al pasajului respectiv*

Datele experimentale obținute pentru distribuția după dimensiuni a particulelor fracțiilor de măciniş au fost testate, prin analiză de regresie pe calculator, cu legi de distribuție cunoscute: Schuhman, Rosin-Rammler, Gauss şi log-normală, determinându-se valorile coeficienților ecuațiilor şi coeficientului de corelație R^2.

Cuvinte cheie: *cilindri de măcinare, compartiment de sită plană, diametru mediu, distribuție granulometrică, funcție de distribuție granulometrică, măciniş, suprafață specifică, şrotare.*

INTRODUCTION

In the specialty literature the wheat seeds are described as biological, anisotropic and irregular materials both physically and chemically [3, 4].

During the manufacturing process, seeds and intermediate products of grist gradually pass through several passages to extract as possible higher a percentage of endosperm and for a less pronounced grinding of the shell (of the bran).

A certain influence on the effort of grinding the material it has the differential speed of grinding rollers, the best ratio of the two rollers grinding speeds being 2.5, in comparison with the reports 2 and 3 [9], in the breakage phase.

For purposes of processing the material subjected to grinding, by the pairs of roller grinding, as homogeneous and with uniform particles, after every breakage passage, the grist products are subjected to a sorting operation in a plansifter compartment, operation completed with cleansing of semolina at semolina machines and / or processing in a bran finisher.

Size distribution of the grist processed at every technological passage is very varied due to adopted working regime at every pairs of grinding rollers and the depending on the physical characteristics of the wheat seeds. Therefore, the grinding conditions, the type of grinding machine, speed of working bodies, can affect this size distribution of the grist [6].

Furthermore, KeShun Liu, in 2009 [8], and T. Allen, in 2003 [1], consider that, from the multitude of factors which influence the efficiency and performance of sifting process, the most important are the size and shape of grist particles, the sieve characteristics, quantity of grist that reaches on the mesh surface, rotation speed of the machine and the relative movement of the material on mesh surface.

He arrived at the same conclusion as F.M. Sultanbawa, in 2001 [11], and N. Standish, in 1985 [10], which considers that although the process of

INTRODUCERE

În literatura de specialitate, semințele de grâu sunt descrise ca fiind materiale biologice anizotrope şi neomogene atât din punct de vedere fizic cât şi chimic [3, 4].

În timpul procesului de prelucrare, semințele şi produsele intermediare de măciniş trec treptat prin mai multe pasaje pentru extragerea unui procent cât mai ridicat de endosperm şi pentru o mărunțire cât mai puțin pronunțată a învelişului (tărâței).

O anumită influență asupra efortului de mărunțire a materialului o are viteza diferențială a cilindrilor de măcinare, cel mai bun raport al turațiilor celor doi cilindri de măcinare fiind 2,5, în comparație cu rapoartele 2 şi 3 [9], în faza de şrotare.

În scopul prelucrării materialului supus măcinării, de perechile de cilindri de măcinare, cât mai omogen şi cu particule cât mai uniforme, după fiecare pasaj de şrotare, produsele de măciniş sunt supuse unei operații de sortare într-un compartiment de sită plană, operație completată cu curățirea grişurilor la maşinile de griş şi/sau prelucrarea în cadrul unui finisor de tărâțe.

Repartiția după dimensiuni a măcinişului prelucrat la fiecăre pasaj tehnologic este foarte variată datorită regimului de lucru adoptat la fiecare pereche de cilindri de măcinare, precum şi în funcție de caracteristicile fizice ale semințelor de grâu. Astfel, condițiile de măcinare, tipul utilajului de mărunțire, viteza organelor de lucru, pot afecta această distribuție după dimensiuni a măcinişurilor [6].

De asemenea, KeShun Liu, în 2009 [8], şi T. Allen, în 2003 [1], consideră că, din multitudinea de factori care influențează eficiența şi performanța procesului de cernere, cei mai importanți sunt mărimea şi forma particulelor de măciniş, caracteristicile sitei, cantitatea de măciniş care ajunge pe suprafața sitei, turația utilajului şi mişcarea relativă a materialului pe suprafața sitei.

Acesta a ajuns la aceeaşi concluzie ca şi F.M. Sultanbawa, în 2001 [11], şi N. Standish, în 1985 [10], care consideră că deşi procesul de cernere este foarte

sifting is very familiar and simple on one hand, on the other hand is very complex, having a series of variables that can lead to erroneous data in the analysis of the sifting process.

The mass of particles obtained by grinding contains particles of sizes located on a domain large enough. Both for estimating the weight fractions consisting of particles of a fixed domain (accordance with certain requirements - useful for separation equipment with sieves), and for estimation of quantities that enter into mathematical models for calculating the energy required by grinding operation s useful to know the most suitable particle size distribution law for grinded product.

The choice of mesh (textile or metallic) as well as the mesh size for the sieves located inside the plansifter compartments is made according to dimensional characteristics of grist particles that arrive on sifting surfaces.

Furthermore, even a certain fraction obtained from a sifting package, in the plansifter compartment presents a different size distribution with particles having sizes between the dimension of mesh that sifted them and of mesh that passed over (on which they remained unseparated).

Determine the size distribution is made, usually, with special sieve shakers provided with overlapping sieves. Choice of sieves being made, from top to bottom, depending on particle size of the analyzed mixture, so that on the top sieve to remain a percentage of material of about 5 to 10%. The following sieves are chosen from the range of sieve shaker, so that so that their dimensions of apertures are in a geometric progression with ratio $\sqrt{2}$.

Appreciation of particle size distribution of the mixture analyzed is based on cumulative weights of the fractions passing through the sieve apertures of the sieve shaker or they are passing over the sieves.

The mathematical expression of the particle size distribution on a granular mixture is based on distribution laws taken from mathematical statistics.

Thus, Voicu and others in 2010 [13], use the cumulative distribution functions Schuhman, Rosin-Rammler and the logistic function with two parameters to characterize the distribution by size of materials entering and leaving the process of grinding the wheat using pairs of roller mill, all the three law presented a very good correlation with the experimental data.

For the appreciation of the particle size distribution of a batch of wheat seeds, Voicu and others, in 2011 [14], used the distribution laws of type normal, gamma, generalized gamma, delayed gamma and Weibull, estimating by regression analysis for experimental data that the best correlation is given by the functions normal and gamma which presented a correlation coefficient values $R^2 \geq 0.916$.

MATERIAL AND METHOD

The flow diagram for the breakage phase of the wheat in a industrial mill with the capacity 4.2 t/h is presented in figure 1.

In this phase the flow diagram contains six technological passages, of which five are provided with grinding equipments (a pair of grinding rollers on the equipment), and one is for the classification of grist fractions (sorting).

The flow diagram also includes two semolina machines for cleaning and classification of fractions with a high content of endosperm, and three bran finishers for the recovery of flour from fractions with high content of shell.

familiar şi foarte simplu pe de o parte, pe de altă parte este foarte complex, având o serie de variabile care pot conduce la date eronate în analiza asupra procesului de cernere.

Masa de particule obținută prin mărunțire conține particule de dimensiuni situate într-un domeniu destul de larg. Atât pentru estimarea ponderii fracțiilor formate din particule cu dimensiuni într-un domeniu fixat (conform anumitor cerințe – utile în cazul utilajelor de separare cu site), cât şi pentru estimarea valorilor mărimilor care intră în modelele matematice de calcul a energiei necesare operației de mărunțire este utilă cunoaşterea celei mai adecvate legi a distribuției granulometrice pentru produsul mărunțit.

Alegerea tipului de țesătură (textilă sau metalică) precum şi a dimensiunilor ochiurilor țesăturii pentru sitele aflate în interiorul compartimentelor de sită plană se face în funcție de caracteristicile dimensionale ale particulelor de măciniş ce ajung pe suprafețele de cernere.

De asemenea, chiar o anumită fracție obținută la un pachet de site de cernere, în compartimentul de sită plană prezintă o distribuție granulometrică diferită cu dimensiuni ale particulelor între dimensiunile ochiurilor sitei prin care au fost cernute şi cele ale sitei care le-a refuzat (pe care au rămas neseparate).

Determinarea distribuției după dimensiuni se realizează, de obicei, cu clasificatoare speciale prevăzute cu site suprapuse. Alegerea sitelor făcându-se, de sus în jos, în funcție de mărimea particulelor amestecului de analizat, astfel încât pe sita de sus să rămână un procent de material de circa 5 – 10 %. Următoarele site se aleg din gama de site a clasificatorului, astfel încât dimensiunile orificiilor lor să fie într-o progresie geometrică cu rația $\sqrt{2}$.

Aprecierea distribuției granulometrice a amestecului analizat se efectuează pe baza ponderilor cumulative ale fracțiilor care trec prin orificiile sitelor clasificatorului sau care sunt refuzate de acestea.

Exprimarea matematică a distribuției după dimensiuni a particulelor unui amestec granular are la bază legi de distribuție preluate din statistica matematică.

Astfel, Voicu ş.a. în 2010 [13], utilizează funcțiile de distribuție de tip cumulativ Schuhman, Rosin-Rammler şi funcția logistică cu doi parametri pentru caracterizarea distribuției după dimensiuni a materialelor care intră şi ies din procesul de mărunțire a grâului cu ajutorul perechilor de cilindri de măcinare dintr-o moară de grâu, toate cele trei legi prezentând o foarte bună corelație cu datele experimentale.

Pentru aprecierea distribuției după dimensiuni a semințelor unui lot de grâu, Voicu ş.a., în 2011 [14], utilizează legile de distribuție normală de tip gamma, gamma generalizat, gamma întârziat şi Weibull, estimând, prin analiză de regresie cu datele experimentale, că cea mai bună corelație o dau funcțiile normală şi gamma care au prezentat valori ale coeficientului de corelație $R^2 \geq 0{,}916$.

MATERIAL ŞI METODĂ

Diagrama fluxului tehnologic pentru faza de şrotare a grâului într-o moară cu capacitatea de 4,2 t/h este prezentată în figura 1.

În această fază, diagrama de şrotare cuprinde şase pasaje tehnologice, din care cinci sunt prevăzute cu utilaje de mărunțire (câte o pereche de cilindri de măcinare pe utilaj), iar unul este numai pentru clasificarea fracțiilor de măciniş (divizare).

Diagrama mai cuprinde două maşini de griş pentru curățirea şi clasificarea fracțiilor cu un conținut ridicat de endosperm, precum şi trei finisoare de tărâțe pentru recuperarea făinii din fracțiile cu conținut ridicat de înveliş.

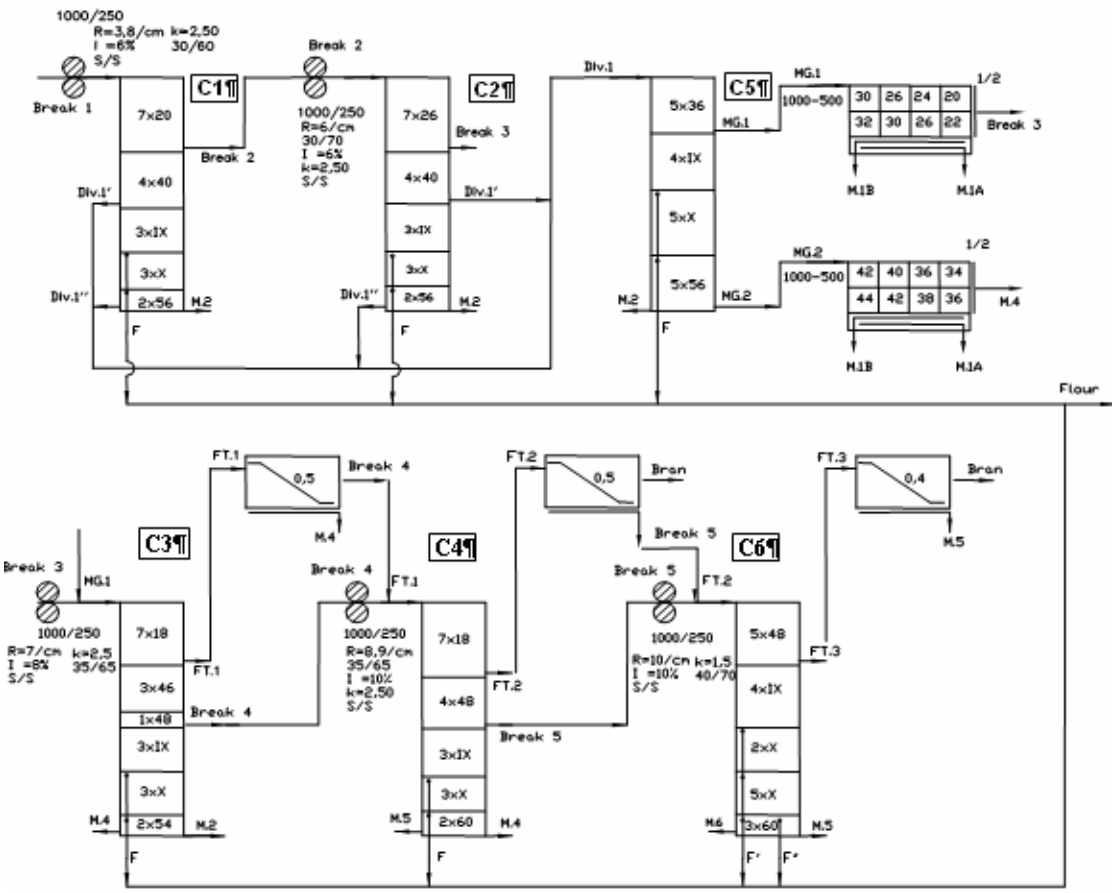


Fig. 1 - The flow diagram of the wheat breakage phase in a milling plant with the capacity of 4.2 t/hr / *Diagrama tehnologică a fazei de şrotare a grâului la o moară de 4,2 t/h*

C1–C6 – plansifter compartments / *compartimente de sită plană*; Break 1–5 – break rolls / *pasaje tehnologice de şrotare*; DIV1 – divisor (sorting compartment) / *divizor - sortator*; MG1, MG2 – semolina machines / *maşini de griş*; FT1–FT3 – bran finishers / *finisare tărâțe*; M1A, M1B, M2–M6 – reduction rolls / *pasaje tehnologice de măcinătoare*; F, F', F" – flour / *făină* [13]

The plansifter compartment C2 of the mill has at top part a package of sieve with metallic fabric with large aperture (7 x 26), in correlation with the distance between the roller mills of the passage. Metallic sieves are used in case of sifting the particles that pass over the sieve to not wear out and deteriorate very quickly.

The sifted material of the first package reach on surface of the second sieve package (4 x 40), the refuse of this package being directed to Break 3 where is subjected to a new grinding (figure 1).

The sieve package II consists of four metal sieves number 40 (4 x 40). The particles that pass over the sieve of this package is directed co compartment C5 of division – sorting and the particles that pass through the apertures of it reach on the surface of package III.

The middle packages III and IV have sieves which are intended for sifting flour. The refuse of package III (3 x IX) reach on the surface of the first frame of package IV (3 x X) and the sifted material constitute second quality flour. From the grist that reaches on package IV a part is sifted as flour F2 and another part is refused and reaches on the first frame of package V.

The last package of frames (2 x 56) consists of two frames with large number of threads per inch which separates and extracts the particles of relatively small endosperm (dust). This are directed to grinding passage M2. Refuse of package V reach in compartment C5 of division – sorting, of the plansifter.

Lately, textile fabrics were replaced with plastic fabrics. For the flow diagram of the analyzed mill, equivalence between the number of sieve and mesh size, as they are specified in the flow diagram, is presented in table 1.

Compartimentul de sită plană C2 al morii are la partea de sus un pachet de site cu țesătură metalică cu orificii mari (7 x 26), în corelație cu distanța dintre cilindrii de măcinare ai pasajului. Sitele metalice se utilizează în cazul cernerii refuzurilor pentru a nu se uza şi deteriora foarte repede

Cernutul primului pachet ajunge pe suprafața sitelor celui de-al doilea pachet (4 x 40), refuzul acestuia fiind direcționat către Şrotul 3 (Break 3), unde este supus unei noi mărunțiri (figura 1).

Pachetul de site II este format din 4 site metalice numărul 40 (4 x 40). Refuzul acestui pachet este direcționat către compatimentul 5 de divizare – sortare, iar cernutul ajunge pe suprafața pachetului III.

Pachetele din mijloc III şi IV au site care sunt destinate cernerii făinii. Refuzul pachetului III (3 x IX) ajunge pe suprafața primei rame a pachetului IV (3 x X) iar cernutul acestui pachet constituie făina de calitatea a doua. Din măcinişul ce ajunge pe pachetul IV o parte este cernut sub formă de făină F2 iar o parte este refuzat şi ajunge pe prima ramă a pachetului V.

Ultimul pachet de rame (2 x 56) are în componență două rame cu număr mare de fire pe inch care separă şi extrag particulele de endosperm de dimensiuni relativ reduse (dunsturi) care sunt dirijate către pasajul măcinător M2. Refuzul pachetului V ajunge în compartimentul 5 de divizare – sortare, al sitei plane.

În ultimul timp, țesăturile textile au fost înlocuite cu țesături din material plastic. Pentru diagrama tehnologică a morii analizate, echivalența dintre numărul sitei şi dimensiunea ochiurilor acesteia, aşa cum sunt ele precizate în diagramă, este prezentată în tabelul 1.

Table 1 / *Tabelul 1*

Equivalence between the mesh number and mesh size / *Echivalența dintre numărul sitei şi dimensiunile ochiurilor acesteia*

Mesh number / *Număr sită*	**18**	**20**	**26**	**36**	**40**	**46**	**48**	**50**	**54**	**56**	**60**	**VIII**	**IX**	**X**	**XI**
Mesh size / *Dimensiune ochiuri* [mm]	1.17 / *1,17*	1.05 / *1,05*	0.78 / *0,78*	0.52 / *0,52*	0.47 / *0,47*	0.39 / *0,39*	0.37 / *0,37*	0.35 / *0,35*	0.32/ *0,32*	0.31 / *0,31*	0.28 / *0,28*	0.18 / *0,18*	0.17 / *0,17*	0.15 / *0,15*	0.13/ *0,13*

Particle size distribution of the grist was realised with a sieve shaker ANALYSETTE 3 SPARTAN according to common working methodology, for an amplitude adjusted to 2 mm, for 3 minutes. T. Căsăndroiu and others, in 2002 [2], and Gh. Voicu and others, in 2003 [12], presents in detail the working methodology used in this paper.

Based on results from particle size distribution for the cumulative percentage of material separated by sieve aperture the variation curves were plotted through nonlinear regression analysis on computer in program Microcal Origin vers. 7.0, for the distribution laws Rosin-Rammler, Schuhman, Gauss and log-normal.

The four types of distribution laws applied in the regresion analyse are based on mathematical statistical method of small particles for grinded biological materials [5, 7]:

- Schuhman type distribution is defined by the relation:

Analiza granulometrică a măcinişurilor a fost realizată cu un clasificator cu site ANALYSETTE 3 SPARTAN, conform metodologiei de lucru obişnuite, pentru o amplitudine reglată la 2 mm, timp de 3 minute. Căsăndroiu ş.a. în 2002 [2] şi Voicu ş.a. în 2003 [12], prezintă în detaliu metodologia de lucru, utilizată şi în această lucrare.

Pe baza rezultatelor obținute la analizele granulometrice pentru procentul cumulative de material separate prin orificiile sitelor au fost trasate curbele de variație prin analiză de regresie neliniară pe calculator în programul Microcal Origin vers. 7.0, pentru legile de distribuție Rosin-Rammler, Schuhman, Gauss şi log-normală.

Cele patru tipuri de legi de distribuție granulometrică aplicate în analiza de regresie sunt bazate pe metoda statistică matematică a particulelor mici pentru materiale biologice mărunțite[5, 7]:

- Distribuția de tip Schuhman este definită prin relația:

$$T(x) = 100 \cdot \left(\frac{x}{\alpha}\right)^{\beta} \qquad (1)$$

where *T(x)* – represents mass percentage share of the fraction with particles smaller than x (passed through the sieve with size x); *x* - apertures size sieve by which particles have passed; α and β – experimental coefficients.

- Distribution of type Rosin - Rammler is expressed by the equation:

unde *T(x)* - reprezintă ponderea procentuală masică a fracției cu particule cu dimensiuni mai mici decât x (trecute prin sita cu dimensiunea x); *x* – dimensiunea orificiilor sitei prin care au trecut particulele; α şi β – coeficienți experimentali.

- Distribuția de tip Rosin – Rammler se exprimă prin relația:

$$T(x) = 100 \cdot \left(1 - e^{-\alpha \cdot x^{\beta}}\right) \qquad (2)$$

where *T(x)* and *x* have the signification from equation (1), and α and β are own coefficients to the grinded material.

- Gaussian distribution according to the relationship

unde *T(x)* şi *x* au semnificația de la relația (1), iar α şi β sunt coeficienții proprii materialului mărunțit.

- Distribuția Gauss (normală) potrivit relației:

$$T(x) = y_0 + A \cdot e^{\frac{(x - x_c)^2}{2 \cdot w^2}} \qquad (3)$$

where xc, y_0, A and w are coefficients.

- Log-normal distribution is described by the relation

unde xc, y_0, A şi w sunt coeficienți.

- Distribuția log-normală este descrisă de relația:

$$T(x) = \frac{\alpha}{x} \cdot e^{-\beta(\ln x - \gamma)^{\beta}} \qquad (4)$$

where α, γ and β are own coefficients to the grinded material, determined experimentally.

According to specialty literature, grist finesse are assessed by the average diameter dm of grinded particles, calculated as the weighted average of the average size fractions resulting from sifting:

unde α, γ şi β sunt coeficienții proprii materialului mărunțit, determinați experimental.

Potrivit literaturii de specialitate, finețea măcinişului se apreciază prin diametrul mediu d_m al particulelor mărunțite, calculat ca media ponderată a dimensiunilor medii ale fracțiilor rezultate la cernere :

$$d_m = \frac{\sum p_i \cdot d_i}{\sum p_i} \text{ [mm]} \qquad (5)$$

where p_i represents percentage of material on the sieve of the sieve shaker (i = 0, 1, 2,…, 5); Σp_i = 100 – sum of the percentages of material on sieves; d_i – average particle size of each intermediate fractions, considered as an arithmetic mean of sieves size apertures surrounding the respective fraction $d_i = (l_i + l_{i+1})/2$. For top sieve of the device is considered theoretically that above it would be a sieve with the side of apertures $\sqrt{2} \cdot l_5$.

Knowing the average diameter of newly formed particles, specific external surface $S_{e.m}$ of their can evaluate with relationship:

unde: p_i reprezintă procentul de material pe sita i a clasificatorului (i = 0, 1, 2,…, 5); Σp_i = 100 – suma procentelor de material de pe site; d_i – dimensiunea medie a particulelor fiecărei fracții intermediare, considerată ca medie aritmetică a dimensiunii orificiilor sitelor care încadrează fracția respectivă $d_i = (l_i + l_{i+1})/2$. Pentru sita de sus a aparatului se consideră teoretic că deasupra acesteia ar mai exista o sită cu latura orificiilor $\sqrt{2} \cdot l_5$.

Cunoscând diametrul mediu al particulelor nou formate, suprafața exterioară specifică $S_{e.m}$ a acestora se poate evalua cu relația:

$$S_{e.m} = \frac{6}{\rho \cdot d_m} \text{ [m}^2\text{/kg]} \quad (6)$$

where ρ is the density is the density of the particle fraction analyzed, determined with the pycnometer.

In determining the density of material as liquid of working has been used xylene (ρ_{xilen} = 825,44 kg/m^3).

unde ρ este densitatea particulelor fracției analizate, determinată cu picnometrul.

La determinarea densității materialului ca lichid de lucru a fost utilizat xilen (ρ_{xilen} = 825,44 kg/m^3).

RESULTS

Grist fractions sorted and separated on the sieves of the plansifter compartment C2 consist of particles with sizes between a minimum and a maximum, within the mixture distribution by size being characterized by different laws of distribution. It should be noted that the grist particles have different mechanical properties and composition, being extracted from different parts of seeds (from outside to inside).

The dimensions of sieves used in measurements and weight fractions of material on each sieve for the separate material is presented in Table 2.

REZULTATE

Fracțiile de măciniş sortate şi separate pe sitele compartimentului de sită plană C2 sunt alcătuite din particule cu dimensiuni între o valoare minimă şi o valoare maximă, în interiorul amestecului distribuția după dimensiuni fiind caracterizată de diverse legi de distribuție. Este de menționat că particulele de măciniş prezintă caracteristici mecanice şi compoziție diferită, fiind extrase din diferite zone ale semințelor (de la exterior spre interior).

Dimensiunile sitelor utilizate la determinări şi ponderea fracțiilor de material pe fiecare sită pentru materialul separat sunt prezentate în tabelul 2.

Table 2 / *Tabelul 2*

Weighted values p_i (%) of the grist refused by the sieve of sieve shaker, the masic percentage weight T (%), edge x (mm) of the aperture of sieves and mean diameter values at the entrance and five exits of plansifter compartment C2 of analyzed mill / *Valorile ponderilor p_i (%) ale măcinişului refuzat de sitele clasificatorului, a ponderilor procentuale masice T (%), latura x (mm) a ochiurilor sitelor şi valorile diametrelor medii la intrarea şi cele 5 ieşiri ale compartimentului de sită plană C2 a morii analizate*

x [mm]	C2 Entrance / *C2 Intrare*		x [mm]	C2 Break3		x [mm]	C2 Div1'		x [mm]	C2 Div1"		x [mm]	C2 F		x [mm]	C2 M2	
	p [%]	T [%]		p [%]	T [%]		p [%]	T [%]		p [%]	T [%]		p [%]	T [%]		p [%]	T [%]
0.000 / *0,000*	52.3 / *52,3*	0.0 / *0,0*	0.000 / *0,000*	10.6 / *10,6*	0.00 / *0,00*	0.000 / *0,000*	2.6 / *2,6*	0.0 / *0,0*	0.000 / *0,000*	4.0 / *4,0*	0.0 / *0,0*	0.000 / *0,000*	0.0 / *0,0*	0.0 / *0,0*	0.000 / *0,000*	6.7 / *6,7*	0.0 / *0,0*
0.630 / *0,630*	2.0 / *2,0*	52.3 / *52,3*	0.710 / *0,710*	14.6 / *14,6*	10.6 / *10,6*	0.180 / *0,180*	2.9 / *2,9*	2.6 / *2,6*	0.125 / *0,125*	11.9 / *11,9*	4.0 / *4,0*	0.045 / *0,045*	4.2 / *4,2*	0.0 / *0,0*	0.090 / *0,090*	21.4 / *21,4*	6.7 / *6,7*
0.710 / *0,710*	25.6 / *25,6*	54.3 / *54,3*	1.000 / *1,000*	39.5 / *39,5*	25.2 / *25,2*	0.250 / *0,250*	2.8 / *2,8*	5.5 / *5,5*	0.180 / *0,180*	14.5 / *14,5*	15.9 / *15,9*	0.063 / *0,063*	22.4 / *22,4*	4.2 / *4,2*	0.125 / *0,125*	34.4 / *34,4*	28.1 / *28,1*
1.250 / *1,250*	12.5 / *12,5*	79.9 / *79,9*	1.400 / *1,400*	10.2 / *10,2*	64.7 / *64,7*	0.400 / *0,400*	10.9 / *10,9*	8.3 / *8,3*	0.250 / *0,250*	23.0 / *23,0*	30.4 / *30,4*	0.090 / *0,090*	34.2 / *34,2*	26.6 / *26,6*	0.180 / *0,180*	12.3 / *12,3*	62.5 / *62,5*
1.800 / *1,800*	3.5 / *3,5*	92.4 / *92,4*	2.000 / *2,000*	20.8 / *20,8*	74.9 / *74,9*	0.500 / *0,500*	36.6 / *36,6*	19.2 / *19,2*	0.315 / *0,315*	24.3 / *24,3*	53.4 / *53,4*	0.125 / *0,125*	30.1 / *30,1*	60.8 / *60,8*	0.200 / *0,200*	19.4 / *19,4*	74.8 / *74,8*
2.500 / *2,500*	4.1 / *4,1*	95.9 / *95,9*	2.800 / *2,800*	4.3 / *4,3*	95.7 / *95,7*	0.710 / *0,710*	44.2 / *44,2*	55.8 / *55,8*	0.400 / *0,400*	22.3 / *22,3*	77.7 / *77,7*	0.160 / *0,160*	9.1 / *9,1*	90.9 / *90,9*	0.250 / *0,250*	5.8 / *5,8*	94.2 / *94,2*
Mean diameter / *Diametrul mediu* [mm]		0.82 / *0,82*	Mean diameter / *Diametrul mediu* [mm]		1.45 / *1,45*	Mean diameter / *Diametrul mediu* [mm]		0.67 / *0,67*	Mean diameter / *Diametrul mediu* [mm]		0.31 / *0,31*	Mean diameter / *Diametrul mediu* [mm]		0.12 / *0,12*	Mean diameter / *Diametrul mediu* [mm]		0.16 / *0,16*

The degree of correlation of tested laws with experimental data are assessed by values of coefficient R^2, presented in Table 3, together with coefficients of equations (1-4) dependent on the degree of grinding and the differential speed between the milling rollers.

Gradul de corelație a legilor testate cu datele experimentale se apreciază prin valorile coeficientului R^2, prezentate în tabelul 3, împreună cu coeficienții ecuațiilor (1-4) care depind de gradul de mărunțire şi de viteza diferențială dintre cilindrii de măcinare.

Table 3 / *Tabelul 3*

Values of coefficients α and β from equations 1, 2 and 4 and of coefficients y_0, x_c, w şi A from equation 3 as well as the value of R^2 from the four equations / *Valorile coeficienților α şi β din ecuațiile 1, 2 şi 4 şi ale coeficienților y_0, x_c, w şi A din ecuația 3 precum şi ale lui R^2 din cele patru relații*

Cumulative distribution law / *Legea de distribuție cumulativă*	**Coefficients / *Coeficienți***	**C2 Entrance / C2 *Intrare***	**C2 Break3**	**C2 DIV1'**	**C2 F**	**C2 M2**	**C2 DIV 1"**
Rosin-Rammler	α	1.23 / *1,23*	0.35 / *0,35*	2.89 / *2,89*	$2.4\cdot10^3$ / $2,4\cdot10^3$	265.69 / *265,69*	21.18 / *21,18*
	β	1.18 / *1,18*	2.25 / *2,25*	3.71 / *3,71*	3.76 / *3,76*	3.26 / *3,26*	2.89 / *2,89*
	R^2	0.999 / *0,999*	0.970 / *0,970*	0.991 / *0,991*	0.997 / *0,997*	0.998 / *0,998*	0.998 / *0,998*
Schuhman	α	2.44 / *2,44*	2.76 / *2,76*	0.86 / *0,86*	0.16 / *0,16*	0.25 / *0,25*	0.45 / *0,45*
	β	0.44 / *0,44*	1.08 / *1,08*	3.01 / *3,01*	2.27 / *2,27*	1.73 / *1,73*	1.99 / *1,99*
	R^2	0.984 / *0,984*	0.926 / *0,926*	0.993 / *0,993*	0.980 / *0,980*	0.969 / *0,969*	0.992 *0,992*
Log-normală	α	$4.6\cdot10^{-6}$ / $4,6\cdot10^{-6}$	340.67 / 340,67	$12.1\cdot10^3$ / $12,1\cdot10^3$	$8.4\cdot10^{-12}$ / $8,4\cdot10^{-12}$	$7.2\cdot10^{-8}$ / $7,2\cdot10^{-8}$	$9.7\cdot10^{-6}$ / $9,7\cdot10^{-6}$
	β	-0.03 / *-0,03*	1.04 / 1,04	0.61 / *0,61*	-0.1 / *-0,1*	-0.10 / *-0,10*	-0.16 / *-0,16*
	γ	-23.08 / *-23,08*	1.53 / *1,53*	2.70 / *2,70*	-18.72 / *-18,72*	-15.39 / *-15,39*	-10.57 / *-10,57*
	R^2	0.928 / *0,928*	0.966 / *0,966*	0.989 / *0,989*	0.974 / *0,974*	0.948 / *0,948*	0.986 / *0,986*
Gauss	y_0	97.31 / *97,31*	92.46 / *92,46*	102.9 / *102,9*	93.57 / *93,57*	108.9 / *108,9*	143.8 / *143,8*
	x_c	-1.36 / *-1,36*	0.24 / *0,24*	-0.76 / *-0.76*	-0.06 / *-0,06*	0.04 / *0,04*	0.04 / *0,04*
	w	1.19 / *1,19*	0.81 / *0,81*	0.72 / *0,72*	0.96 / *0,96*	0.21 / *0,21*	0.28 / *0,28*
	A	-185.7 / *-185,7*	-97.05 / *-97,05*	-82.67 / *-82,67*	-102.7 / *-102,7*	-30.48 / *-30,48*	-145.4 / *-145,4*
	R^2	0.999 / *0,999*	0.979 / *0,979*	0.995 / *0,995*	0.988 / *0,988*	0.999 / *0,999*	0.998 / *0,998*

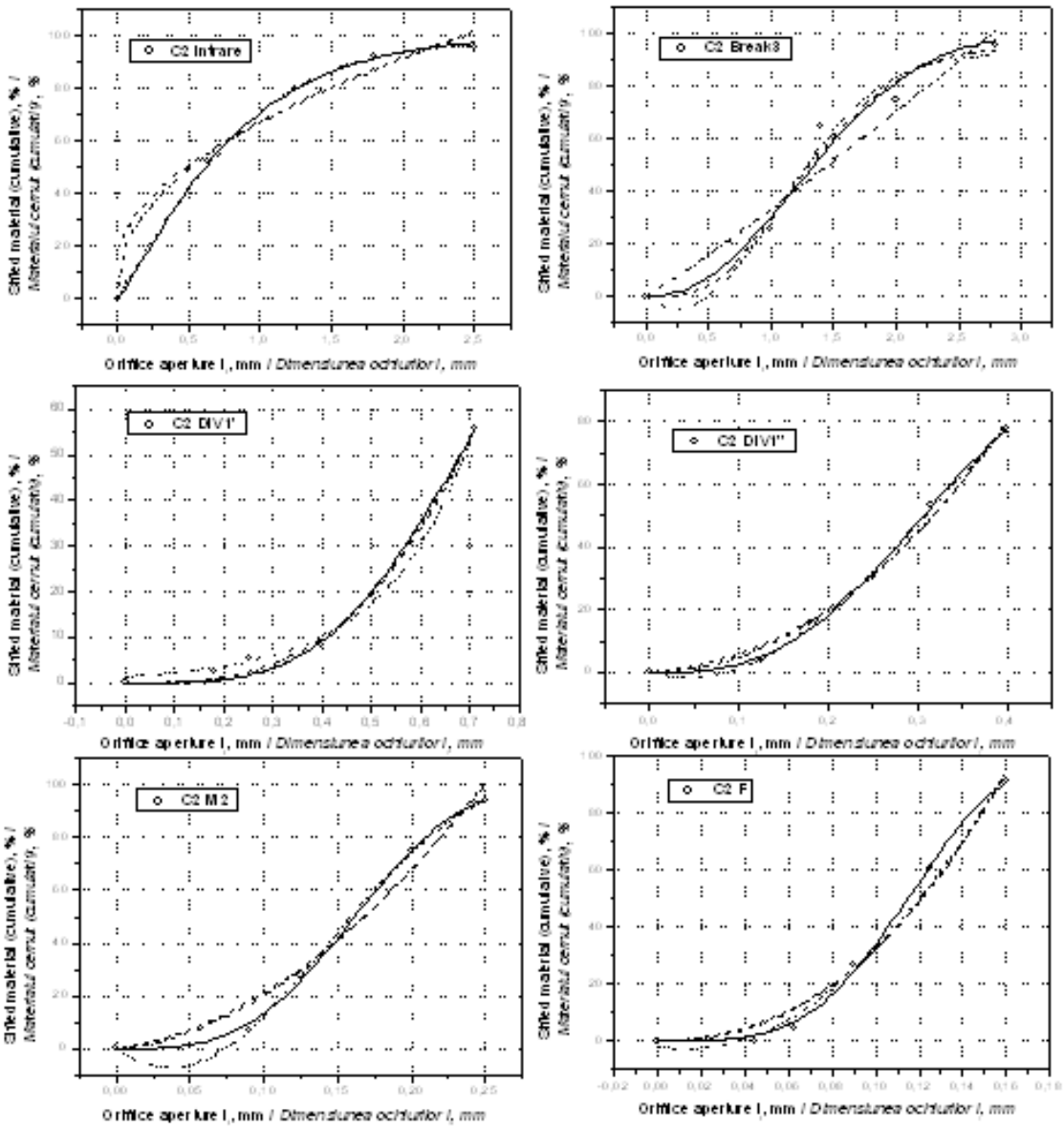


Fig. 2 - Size distribution curves given by equations (1 – 4) in correlation with experimental data for grist fractions from plansifter compartment C2 at a 4,2 t/h industrial mill / *Curbele de distribuție granulometrică date de ecuațiile (1 – 4) în corelație cu datele experimentale pentru fracțiile de măciniş din compartimentul de sită plană C2 la o moară de 4,2 t/h*;
(—— - Rosin-Rammler; – · – · – - Schuhman; – – – - Log-normală; – ·· – ·· – - Gauss)

As it seen from the graphs in Fig. 2, there are fractions that have majority of particles to the minimum size of the sieve aperture from the sieve shaker, but there are components that have average particle sizes to the maximum size of the sieve aperture used in this determination.

The allure of regression curves is correlated with experimental data obtained, being concave or convex, or with central inflection point depending on the amount of material collected on each sieve of the sieve shaker.

Density and specific surface of the fractions from plansifter compartment C2 of the mill are presented in Table 4. One can notice that dust (fraction C2 M2) as well as the flour (fraction C2 F) extracted from this compartment have high values of specific surface (30.020 m^2/kg for dust and 44.496 m^2/kg for flour) compared to first refusal of this compartment (C2 Break 3), composed, generally from parts of seeds which must be reintroduced in the process of grinding in passage Break 3 and which has a relatively small specific surface (3.591 m^2/kg). According to equation 6, the specific surface of particles of material from an fraction depends primarily on the average diameter of particles to that fraction. In this context we can observe that flour (C2F)

Aşa cum se observă din graficele din fig. 2, există fracții care au majoritatea particulelor cu dimensiuni către valoarea minimă a orificiilor sitelor clasificatorului, dar există şi componente care au particule cu dimensiuni medii spre valoarea maximă a orificiilor sitelor utilizate în analiza granulometrică.

Alura curbelor de regresie este în corelație cu datele experimentale obținute, fiind ori concave ori convexe, sau cu punct de inflexiune central depinzând de cantitatea de material colectată pe fiecare sită a clasificatorului.

Densitatea şi suprafața specifică a fracțiilor din compartimentul de sită plană C2 al morii sunt prezentate în tabelul 4. Se poate observa că dunstul (fracția C2 M2), precum şi făina (fracția C2 F) extrase din acest compartiment au valori mari ale suprafeței specifice (30,020 m^2/kg pentru dunst şi 44,496 m^2/kg pentru făină) față de primul refuz al acestui compartiment (C2 Break 3), alcătuit, în general din părți de semințe care trebuie reintroduse în procesul de mărunțire la pasajul Break 3 şi care are o suprafață specifică destul de mică (3,591 m^2/kg). Conform relației 6, suprafața specifică a particulelor de material dintr-o fracție depinde în primul rând de diametrul mediu al particulelor acelei fracții. În acest context putem observa că făina (C2F), având masa

having the lowest specific mass of all five outputs of the compartment C2 (only 1123.691 kg/m^3) as well as a particle average diameter of 0.12 mm (see Table 2), will have a large specific surface.

specifică cea mai mică dintre toate cele 5 ieşiri ale compartimentului C2 (doar 1123,691 kg/m^3) precum şi un diametru mediu al particulelor de 0,12 mm (vezi tabelul 2), va avea o suprafaţă specifică mare.

Table 4 / *Tabelul 4*

Specific mass of grist fractions from plansifter compartment C2 of analyzed mill and specific surface of this calculated with equation 6 / *Masa specifică a fracţiilor de măciniş din compartimentul de sită plană C2 a morii analizate precum şi suprafaţa specifică a acestora, calculată cu ecuaţia 6*

	C2 Entrance / *C2 Intrare*	C2 Break3	C2 Div1'	C2 DIV1"	C2M2	C2F
Density / *Masa specifică* [kg/m^3]	1040.094 / *1040,094*	1152.305 / *1152,305*	1203.104 / *1203,104*	1238.443 / *1238,443*	1249.161 / *1249,161*	1123.691 / *1123,691*
Specific surface / *Suprafaţa specifică* [m^2/kg]	7.035 / *7,035*	3.591 / *3,591*	7.443 / *7,443*	15.628 / *15,628*	30.020 / *30,020*	44.496 / *44,496*

CONCLUSIONS

From the analysis and interpretation of data obtained for the 6 samples, coming from the entry and the five outputs of the plansifter compartment C2 (fig. 1), it has been observed:

- for the distribution law Schuhman, the correlation coefficient R^2 presents apropriate values to the Rosin-Rammler function, and the distribution law log-nomal presents the smallest values of all four tested laws;
- coefficient β from equations 1, 2 and 4 is a coefficient which indicates the degree of unevenness of the grist fractions. It can observe that his values fall within a fairly narrow distribution law for each part, which means that the fractions analyzed were fairly uniform, as particle size;

From the research presented it appears that, in the case of the second technological passage of break of an wheat mills size distribution can be described, in all cases, with the best results by Gauss law ($R^2 \geq 0{,}979$).

In addition, stands out that can be used with good results the distribution law of Rosin-Rammler type, at which values of the correlation coefficient were largely above the $R^2 = 0{,}970$.

For all the plansifter compartments of a mill, from phase of wheat break is important to know the average particle size of fractions separated, the particle size distribution and the physic composition because them are back into the grinding process, and the constructive charcateristics of roller mills flute, as well as the functional parameters of the roller mills to be corelated with these fractions.

The distribution law used in the paper shows a good corelation with the experimental data regarding the particles size of fractions from the input and the five exits of the plansifter compartment C2 from the breakage phase. Knowing the average dimension of the particles and the particle size distribution, as well as the others physical characteristics of the particles from the grist fractions are also requirements in the choice of fabric sieve frames of plasifter compartments , from entry to exit into the compartment of each fraction of material.

At the analyzed mill the average dimension of the fraction particles from plansifter compartments and the particle size distribution fall within the limits shown in other specialty papers.

The data presented may be important for all professionals workers in milling wheat in the first phase of the technological process, the breaking phase.

Aknowlegement

The work has been funded by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labour, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU/107/1.5/S/76903.

CONCLUZII

Din analiza şi interpretarea datelor obţinute pentru cele 6 probe, care provin de la intrarea şi cele 5 ieşiri ale compartimentului de sită plana C2 (fig.1), se constată următoarele:

- pentru legea de distribuţie Schuhman, coeficientul de corelaţie R^2 prezintă valori apropiate de cele obţinute pentru funcţia Rosin-Rammler, iar legea de distribuţie log-normală prezintă valorile cele mai mici ale coeficienţilor dintre toate cele patru legi testate;
- coeficientul β din ecuaţiile 1, 2 şi 4 este un coeficient ce indică gradul de neuniformitate al fracţiilor de măciniş. Se poate observa că valorile acestuia se încadrează într-un interval destul de restrâns pentru fiecare de lege de distribuţie în parte, ceea ce înseamnă că fracţiile analizate au fost destul de uniforme, ca mărime a particulelor.

Din cercetările prezentate se constată că, în cazul celui de-al doilea pasaj tehnologic de şrotare al unei mori de grâu distribuţia granulometrică poate fi descrisă, în toate cazurile, cu cele mai bune rezultate de legea de tip Gauss, ($R^2 \geq 0{,}979$).

De asemenea, se evidenţiază faptul că se poate folosi cu bune rezultate şi legea de distribuţie de tip Rosin-Rammler, la care valorile coeficientului de corelaţie au fost preponderent peste valoarea $R^2 = 0{,}970$.

Pentru toate compartimentele de sită plană ale unei mori, din faza de şrotare a grâului este important a se cunoaşte dimensiunile medii ale particulelor fracţiilor separate, distribuţia după dimensiuni şi compoziţia fizică a acestora, deoarece ele reintră în procesul de mărunţire, iar caracteristicile constructive ale riflurilor cilindrilor de măcinare, precum şi parametrii funcţionali ai cilindrilor trebuie să fie corelate cu acestea.

Legile de distribuţie granulometrică utilizate în lucrare arată o foarte bună corelaţie cu datele experimentale privind dimensiunile particulelor fracţiilor la intrarea şi cele cinci ieşiri al compartimentului de sită plană C2 din faza de şrotare a grâului. Cunoaşterea dimensiunilor medii şi a distribuţiei după mărime, precum şi a celorlalte caracteristici fizice ale particulelor fracţiilor de măciniş constituie, totodată, cerinţe în alegerea ţesăturilor ramelor de cernere ale compartimentelor sitei plane, de la intrarea în compartiment şi până la ieşirea fiecărei fracţii de material.

La moara analizată, dimensiunile medii ale particulelor fracţiilor la compartimentele sitei plane şi distribuţia după mărime a acestora se încadrează în limitele prezentate şi în alte lucrări ştiinţifice de specialitate.

Datele prezentate pot fi importante pentru toţi specialiştii şi lucrătorii în domeniul măcinării grâului, pentru prima fază a procesului tehnologic, aceea de şrotare.

Aknowlegement

Rezultatele prezentate în acest articol au fost obţinute cu sprijinul Ministerului Muncii, Familiei şi Protecţiei Sociale prin Programul Operational Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/107/1.5/S/76903.

Thank you, with this occasion, to management of S.C. Spicul S. A. Rosiori de Vede, Teleorman, Romania, which allowed us to collect samples from the technological flow of the milling unit.

REFERENCES

[1]. Allen T. (2003) – *Particle size analysis by sieving*, *Powder Sampling and Particle Size Determination*, Elsevier, p. 208 – 250, Ch. 4;
[2]. Căsăndroiu T., Voicu Gh., Țuțuianu G.D. (2002) - *On particle size distribution laws of grist products in a wheat milling plant*. Proceeding ISBTeh-2002 Conference. Politehnica University of Bucharest: 194-199;
[3]. Fang Q., Hanna M., Haque E., Spillman C. (2000) – *Neural network modelling of energy requirements for size reduction of wheat*, Transactions of the ASAE, 43 (6), p. 947 – 952;
[4]. Guritno P., Haque E. (1994) - *Relationship between energy and size reduction of grains using a three – roller mill*, Transactions of the ASAE, 37 (4), p. 1243 – 1248;
[5]. Headley V., Pfost H. (1968) – *A comminution equation relating energy to surface area by log probability method*, Transactions of the ASAE, 11 (3), p. 331 – 334 şi 338;
[6]. Henderson S. M., Perry R. L. (1976) - *Agricultural Process Engineering*, 3rd ed. Westport, Conn.: AVI Publishing;
[7]. Henderson, S., Hansen R. (1968) – *Farm grain comminution: Hammer mill and burr mill performance analysed*, Transactions of the ASAE, 11 (3), p. 339 – 402;
[8]. KeShun Liu (2009) - *Some factors affecting sieving performance and efficiency*, Powder Technology, 193, page 208-213;
[9]. Siti Mazlina M.K., Webb C., Hussain S.A., Liew A. Gh. (2006)- *Effects of roll differential on recycle grinding system in flour milling process: at second break*, International Journal of Engineering and Technology, 3(2): 238-247;
[10]. Standish, N. (1985) – *The kinetics of batch sieving*, Powder Technology 41, p. 57 – 67;
[11]. Sultanbawa F.M., Owens W.G., Pandiela S.S. (2001) - *A new approach to the prediction of particle separation by sieving in flour milling*, Transactions of IchemE, 79 (Part C), p. 201-218;
[12]. Voicu Gh., Căsăndroiu T., Țuțuianu G.D. (2003) - *Aspects regarding the granulometric properties of wheat grists*, Proceedings International Symposium „Euro-Aliment 2003", Galati, Romania: 201-205;
[13]. Voicu Gh., Căsăndroiu T., Târcolea C., Tudosie E.M., Voicu P. (2010) - *Experimental research on the physical characteristics of products obtained from wheat milling*, Proceedings of the 38th International symposium on agricultural engineering "Actual Tasks on agricultural engineering". Opatija, Croatia: 399- 410;
[14]. Voicu Gh., Tudosie E-M., Paraschiv G., Voicu P., Ipate G. (2011) - *Testing certain distribution laws regarding some physical characteristics of grinded wheat seed mixture inside milling units and the connection between them*, Proceedings of the 39th International Symposium "Actual tasks on agricultural engineering". Opatija, Croatia: .427-436.

Mulțumim, cu această ocazie, conducerii S.C. Spicul S. A. Roşiori de Vede, Teleorman, România, care ne-a permis să culegem probe de pe fluxul tehnologic al unității de morărit.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Allen T. (2003) – *Analiza granulometrică prin cernere*, *prelevarea de materiale granulare şi determinarea dimensiunii particulelor*, Elsevier, p. 208 – 250, Ch. 4;
[2]. Căsăndroiu T., Voicu Gh., Țuțuianu G.D. (2002) - *Cu privire la legile distribuției granulometrice al produselor mărunțite într-o moară cu valțuri*, Proceeding ISBTeh-2002 Conference, Politehnica University of Bucharest: 194-199;
[3]. Fang Q., Hanna M., Haque E., Spillman C. (2000) – *Modelarea rețelei neuronale din necesarul de energie pentru reducerea dimensiunii grâului*, Transactions of the ASAE, 43 (6), p. 947 – 952;
[4]. Guritno P., Haque E. (1994) - *Relația dintre energie şi reducerea dimensiunii cerealelor utilizând trei valțuri de măcinare,* Transactions of the ASAE, 37 (4), p. 1243 – 1248;
[5]. Headley V., Pfost H. (1968) – *Ecuația mărunțirii privind energia de suprafață prin metoda log-probabilitate*, Transactions of the ASAE, 11 (3), p. 331 – 334 şi 338;
[6]. Henderson S. M., Perry R. L. (1976) – *Procese inginereşti în agricultură*, 3rd ed. Westport, Conn.: AVI Publishing;
[7]. Henderson S., Hansen R. (1968) – *Mărunțirea cerealelor: moara cu ciocane şi moara cu cuțite*, Transactions of the ASAE, 11 (3), p. 339 – 402;
[8]. KeShun Liu (2009) - *Unii factori care afectează performanța şi eficiența cernerii,* Powder Technology, 193, page 208-213;
[9]. Siti Mazlina M.K., Webb C., Hussain S.A., Liew A. Gh. (2006) - *Efectele vitezei diferențiale în sistemul de reciclare măcinare în procesul de morărit: la a doua şrotare*, International Journal of Engineering and Technology, 3(2): 238-247;
[10]. Standish N. (1985) – *Cinetica unui pachet de cernere*, Powder Technology 41, p. 57 – 67;
[11]. Sultanbawa F.M., Owens W.G., Pandiela S.S. (2001) - *O nouă abordare a predicție de separare a particulelor prin cernere, în morărit*, Transactions of IchemE, 79 (Part C), p. 201-218;
[12]. Voicu Gh., Căsăndroiu T., Țuțuianu G.D. (2003) - *Aspecte cu privire la proprietățile granulometrice ale măcinişurilor de grâu,* Proceedings International Symposium „Euro-Aliment 2003", Galati, Romania: 201-205;
[13]. Voicu Gh., Căsăndroiu T., Târcolea C., Tudosie E.M., Voicu P. (2010) - *Cercetarea experimentală privind caracteristicile fizice ale produselor obținute din măcinarea grâului,* Proceedings of the 38th International symposium on agricultural engineering "Actual Tasks on agricultural engineering", Opatija, Croatia: 399- 410;
[14]. Voicu Gh., Tudosie E-M., Paraschiv G., Voicu P., Ipate G. (2011) - *Testarea anumitor legi de distribuție în ceea ce priveşte anumite caracteristici fizice ale unui amestec de semințe de grâu măcinat în interiorul unităților de morărit şi legătura dintre ele,* Proceedings of the 39th International Symposium "Actual tasks on agricultural engineering". Opatija, Croatia: 427-436.

RESEARCH ON VARIATION OF GRIST PARTICLE SIZE PARAMETERS WITH CONSTRUCTIVE CHARACTERISTICS OF GRINDING ROLLS
/
CERCETĂRI ASUPRA VARIAȚIEI PARAMETRILOR GRANULOMETRICI AI MĂCINIŞURILOR CU CARACTERISTICILE CONSTRUCTIVE ALE CILINDRILOR DE MĂCINARE

Ph.D. Stud. Eng. Ştefan E.M., Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh., Ph.D. Stud. Eng. Constantin G.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0264-401675; E-mail: tudosie_elenamadalina@yahoo.com

Abstract: *In the paper are presented the theoretical and experimental research regarding particle size characteristics variation of grist from breakage phase of wheat seeds on the milling plant technological flow of 100 t / 24h capacity, with constructive parameters of grinding rolls.*
For determining the workflow parameters of grinding rolls is presented the mathematical model.

Keywords: *particle size characteristics, wheat milling, roller mill, parameters of flute, breakage*

INTRODUCTION

In milling plant the grinding process of wheat seeds include three main operations: crushing, screening and grinding. Wheat seeds crushing are done in mills with pairs of fluted rolls which rotate in opposite directions and have different angular speeds, in order to detach the endosperm to the bran and grinding of them in the particles of flour and semolina.

In breakage phase, the wheat seeds grinding is influenced by physical and mechanical characteristics of seeds and grist (particle shape and size, particle size distribution, moisture content, hardness) and grinding rolls construction and operation (rolls speed, differential, roll disposition, flutes profile, specific number of flutes, roll gap) [2,3].

Construction and working parameters of grinding rolls must be adjusted according to wheat seed size and grist particles [7].

Study of influence of grinding rolls constructive and functional parameters on the milling process can be done by evaluating the particle size characteristics material to be grinding and grist (mea particle size, specific surface, grinding degree, surface increase), flour quality and energy consumption.

In the breakage phase, different roll disposition has resulted in different distribution of stress and, thus, in different break of wheat seed breakage and different size distribution obtained, [5]. Chaoying F. and Grant Cambell (2002) [5], studying the roll disposition influence on the grinding process, have shown that dull-to-dull (D/D) roll disposition is recommended to the other positions. In this case, grinding is performed, primarily, by compression (crushing), leading to fragmentation and crushing of fragile endosperm, while the bran remains relatively intact, [5,6]. This fact easies the separation of endosperm from the bran.

The relationship between grinding roll gap and grist particle size can be approximated by a linear function, [10]. Chaoying F. and Grant Cambell (2002) [6], changing the roll gap from 0.3 mm to 0.7 mm were obtained greater mass fraction of large particles.

After the studies, [1, 9] have shown that between the degree of grist extraction and speed of fast grinding roll is a direct linear dependence. The ratio of speed grinding rolls with fluted surface, *k*, has a significant influence on the quantity of semolina, flour and bran and their particle size chracateristics, [8]. Hareland (1998) in the paper [8],

Rezumat: *În lucrare sunt prezentate rezultatele unor cercetări teoretice şi experimentale referitoare la variația caracteristicilor granulometrice ale măcinişurilor rezultate din faza de şrotare a semințelor de grâu de pe fluxul tehnologic al unei unități de morărit cu capacitatea de* 100 t/24h, cu *parametrii constructivi ai cilindrilor de măcinare. Este prezentat modelul matematic pentru determinarea parametrilor procesului de lucru al cilindrilor de măcinare.*

Cuvinte cheie: *caracteristici granulometrice, măcinare grâu, moară cu cilindri, parametrii riflului, şrotare*

INTRODUCERE

În unitățile de morărit procesul de măcinare a semințelor de grâu cuprinde trei operații principale: sfărâmarea, cernerea şi mărunțirea. Sfărâmarea semințelor de grâu se realizează în mori cu perechi de cilindri riflați ce se rotesc în sensuri contrare şi au viteze unghiulare diferite, urmărind detaşarea endospermului de înveliş şi mărunțirea lui în particule de făină şi griş.

În faza de şrotare, mărunțirea semințelor de grâu este influențată de caracteristicile fizice şi mecanice ale semințelor şi produselor de măciniş (forma şi mărimea particulelor, distribuție după dimensiuni, conținut de umiditate, duritate) şi de construcția şi funcționarea cilindrilor de moară (turația cilindrilor, viteza diferențială, dispunerea cilindrilor, profilul riflurilor, numărul specific de rifluri, distanța dintre cilindri) [2,3].

Construcția şi parametrii de lucru ai cilindrilor de măcinare trebuie să fie ajustate în funcție de dimensiunile semințelor de grâu şi ale particulelor de măciniş [7].

Studiul influenței parametrilor constructivi şi funcționali ai cilindrilor de măcinare asupra procesului de măcinare se poate realiza prin evaluarea caracteristicilor granulometrice ale materialului de mărunțit şi ale măcinişului (dimensiuni medii ale particulelor, suprafața specifică, grad de mărunțire, creştere de suprafață), calitatea făinii şi consumul de energie.

Dispunerea reciprocă diferită a riflurilor cilindrilor de măcinare, în faza de şrotare, are rezultate în distribuția diferită a tensiunilor şi, deci, în spargerea diferită a semințelor de grâu şi obținerea de distribuții după dimensiuni diferite, [5]. Chaoying F. şi Grant Cambell (2002) [5], studiind influența pe care o are dispunerea riflurilor cilindrilor asupra procesului de mărunțire, au demonstrat că, dispunerea riflurilor spate/spate (S/S) este de recomandat față de celelate poziții. În acest caz, mărunțirea se execută, în primul rând, prin compresiune (strivire), determinând fragmentarea şi sfărâmarea endospermului fragil, în timp ce învelişul rămâne relativ intact, [5,6]. Acest lucru facilitează procesul de separare a endospermului de înveliş.

Relația dintre distanța între cilindrii de măcinare şi dimensiunea particulelor de material mărunțit poate fi aproximată printr-o funcție lineară, [10]. Chaoying F. şi Grant Cambell (2002) [6], modificând distanța între cilindrii de măcinare de la 0,3 mm la 0,7 mm au obținut fracții de măciniş cu dimensiuni şi mase din ce în ce mai mari.

În urma studiilor efectuate, [1, 9] au arătat faptul că între gradul de extracție a produselor de măciniş şi viteza periferică a cilindrului de măcinare rapid există o dependență liniară, directă. Raportul k, al turațiilor cilindrilor de măcinare cu suprafața riflată, are o influență semnificativă asupra cantității de grişuri, făină şi tărâțe şi asupra caracteristicilor

changing the ratio k from 1.5:1 to 2.5:1 and 3.5:1, for the pairs of fluted rolls, obtained an increase in extraction degree of semolina from 55% to 67% and 72%, respectively, and a decrease of bran from 24% to 15% and 11%, respectively.

Flour extraction degree decreased from 8% to 5%, when the ratio k increased from 1.5:1 to 2.5:1 and remained at the 5% when the ratio k increased from 2.5:1 to 3.5:1.

In paper [11], for three ratio of grinding rolls speeds, k = 2.0; k = 2.5; k = 3.0, showed that for the grinding of Mallaca wheat seeds variety (10.23% moisture content), the best results were obtained for k = 2.5, in terms of the optimum distribution of ground wheat products, ash content and fine particles mass.

The objective of this paper is to present the variation of particle size parameters of the material to be grounded and grist in breakage phase in a mill with 100 t / 24 h capacity, with the constructive characteristics of grinding rolls.

MATERIAL AND METHOD

The constructive characteristics of grinding rolls and physical characteristics of grist were experimentally determined on the technological flow of S.C. Spicul S.A. Roşiori de Vede milling plant with capacity of 100 t / 24 h and analyzing samples of material and data processing were done in laboratories of Biotechnical Systems Department of U.P.B.

In this phase the flour milling flow sheet has five mills with fluted rolls, followed each by one compartment of plane sieve. In addition, the flow sheet includes two semolina machines and three bran finishers and a sixth plane sieve compartment for sorting by size. The flour milling flow sheet is presented in the papers [14,15].

Experimental determinations were made on particle size characteristics of the material enters and exits from the grinding process of five roller mills of breakage phase: particle mean diameter, specific surface of material, particles number, surface increase. These were analyzed in relation with geometrical parameters of rolls: differential, rolls gap; geometrical parameters of flutes: total number of flutes acting on the particles in the work area between two grinding rolls, shear number of points in the grinding area, flutes depth, flutes pitch. To determine particle size characteristics were used samples of 100 g of material that that entry and exit of each grinding rolls pair, which was been sifted with VAPO classifier equipped with 5 overlapped sieves with meshes of different sizes, trained in a circular plain movement at an adjusted speed of 120 rpm for 3 minutes, [13,15]. The complete work methodology is presented in detail in paper [4].

Grinding rolls of mills from breakage phase have length of 1000 mm, diameter of 250 mm and fluted surface. Ratio of tangential speeds of grinding rolls is k = 2.5 and dull-to-dull roll disposition. Flute angles (α – flute sharpe angle and β – flute dull angle) have the values: for Break 1 (Şr.1) and Break 2 (Şr.2) α/β = 30/60, Break 3 (Şr.3) and Break 4 (Şr.4) - α/β = 35/65, Break 5 (Şr.5) - α/β = 40/70. Specific number of flutes (number of flutes on the one centimeter from grinding rolls circumference (R/cm)) and flutes inclination (I(%)): R = 3,8 flute/cm, I = 6 (%), for Şr. 1, R = 6 flute/cm, I = 6 (%), for Şr. 2, R = 7 flute/cm, I = 8 (%), for Şr. 3, R = 8,9 flute/cm, I = 10 (%), for Şr. 4 şi R = 10 flute/cm, I = 10 (%), for Şr. 5.

Knowing geometrical characteristics of grinding rolls the geometrical parameters of flutes were calculated.

For the calculation, consider a spherical particle of

granulometrice ale acestora, [8]. Modificând raportul k de la 1,5:1, la 2,5:1 şi 3,5:1, pentru perechile de cilindri riflați, Hareland (1998) în lucarea [8], a obținut o creştere a extracției de grişuri de la 55% la 67% şi respectiv 72% şi o scădere a cantității de tărâțe de la 24% la 15% şi respectiv 11%.

Gradul de extracție al făinii a scăzut de la 8% la 5%, când raportul k a crescut de la 1,5:1 la 2,5:1 şi a rămas la valoarea de 5% când raportul turațiilor a crescut de la 2,5:1 la 3,5:1.

În lucrarea [11], pentru trei rapoarte ale turațiilor cilindrilor de măcinare, k = 2,0;k = 2,5; k = 3,0, s-a arătat că la mărunțirea semințelor de grâu din soiul Mallaca (conținut de umiditate de 10,23%) cele mai bune rezultate au fost obținute pentru k = 2,5, în ceea ce priveşte distribuția după dimensiuni a particulelor de măciniş, conținutul de cenuşă şi masa de particule fine.

Obiectivul acestei lucrări este de a prezenta variația parametrilor granulometrici ai materialului supus mărunțirii şi ai materialului mărunțit în faza tehnologică de şrotare la o moară de 100 t / 24 h, cu caracteristicile constructive ale cilindrilor de măcinare.

MATERIAL ŞI METODĂ

Caracteristicle constructive ale cilindrilor de măcinare, precum şi caracteristicile fizice ale măcinişurilor au fost determinate experimental, pe fluxul tehnologic al unității de morărit S.C. Spicul S.A. Roşiori de Vede, cu capacitatea de 100 t / 24 h, iar analiza probelor de material şi prelucrarea datelor s-a făcut în cadrul laboratoarelor Departamentului de Sisteme Biotehnice din UPB.

În cadrul acestei faze, diagrama tehnologică a morii cuprinde cinci mori cu cilindri riflați, completate fiecare cu câte un compartiment de sită plană. Pe lângă acestea, diagrama mai cuprinde două maşini de griş şi trei finisoare de tărâțe, precum şi un al şaselea compartiment de sită plană pentru sortarea după dimensiuni. Diagrama tehnologică a fazei de şrotare a morii este prezentată în lucrările [14,15].

Au fost efectuate determinări experimentale privind caracteristicile granulometrice ale materialului care intră şi care iese din procesul de mărunțire la cele cinci mori cu cilindri ale fazei de şrotare: diametrul mediu al particulelor, suprafața specifică a materialului, numărul de particule, creşterea de suprafață. Acestea au fost analizate în corelație cu parametrii geometrici ai cilindrilor: viteza diferențială, distanța dintre cilindri; parametrii geometrici ai riflurilor: numărul total de rifluri care acționează asupra particulelor de material în zona de lucru dintre cei doi cilindri de măcinare, numărul punctelor de forfecare din zona de mărunțire, adâncimea riflurilor, pasul riflurilor. Pentru determinarea caracteristicilor granulometrice au fost folosite eşantioane de 100 grame de material de la intrarea respectiv ieşirea de la fiecare pereche de cilindri de măcinare, care au fost cernute cu clasificatorul VAPO prevăzut cu 5 site suprapuse cu orificii de mărimi diferite, antrenate într-o mişcare plană circulară la o turație reglată de 120 rot/min timp de 3 minute, [13,15]. Metodologia de lucru completă este prezentată în detaliu în lucrarea [4].

Cilindrii de măcinare ai morilor din faza de şrotare au lungimea de 1000 mm, diametrul de 250 mm şi suprafața riflată. Raportul vitezelor tangențiale ale cilindrilor de măcinare este k = 2,5, iar poziția reciprocă a riflurilor este spate/spate (S/S). Unghiurile riflurilor (α – unghiul tăişului riflului şi β – unghiul spatelui riflului) au următoarele valori: pentru Şrotul 1 (Şr.1) şi Şrotul 2 (Şr.2) – α/β = 30/60, Şrotul 3 (Şr.3) şi Şrotul 4 (Şr.4) - α/β = 35/65, iar pentru Şrotul 5 (Şr.5) - α/β = 40/70. Numărul specific de rifluri (numărul de rifluri de pe un centimetru din circumferința cilindrilor de măcinare (R/cm)) şi înclinarea riflurilor (I (%)) sunt: R = 3,8 rifl/cm, I = 6 (%), pentru Şr. 1, R = 6 rifl/cm, I = 6 (%), pentru Şr. 2, R = 7 rifl/cm, I = 8 (%), pentru Şr. 3, R = 8,9 rifl/cm, I = 10 (%), pentru Şr. 4 şi R = 10 rifl/cm, I = 10 (%), pentru Şr. 5.

Cunoscând caracteristicile geometrice ale cilindrilor de măcinare au fost calculați parametrii geometrici ai riflurilor cilindrilor.

Pentru efectuarea calculelor, se consideră o particulă

material with *d* equivalent diameter, caught between two grinding rolls with smooth surface, diameter *D* and roll gap *e* (fig.1), [12].

Route length (grinding zone) covered by a particle between two grinding rolls during breaking process is the circulare zone on the roll surface from the point in which particle catching occurs (ψ ≤ φ) and the highest point of rapprochement between the rolls (e distance), [12]:

de material de formă sferică cu diametrul echivalent *d*, prinsă între doi cilindri de măcinare cu suprafața netedă, cu diametrul *D* şi distanța dintre ei *e* (fig.1), [12].

Lungimea traseului (zona de mărunțire) parcurs de o particulă între cei doi cilindri de măcinare în timpul procesului de sfărâmare este reprezentată de zona circulară de pe suprafața cilindrului din punctul în care are loc prinderea particulei (ψ ≤ φ) şi punctul de cea mai mare apropiere dintre cilindri (distanța e), [12].

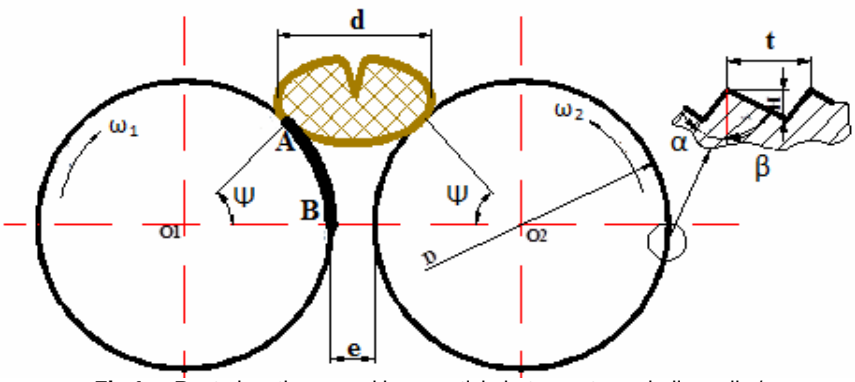


Fig.1. – Route length covered by a particle between two grinding rolls /
Lungimea traseului parcurs de particular de material între cei doi cilindri de măcinare

$$L_{AB} = \psi \frac{D}{2}\left(\arccos\frac{D+e}{D+d}\right)\frac{D}{2}, \tag{1}$$

where: ψ is catching angle of particle between rolls;
D – grinding rolls diameter;
d – equivalent size of particle;
e – grinding rolls gap;
φ – friction angle between particle and roll.

Processing route, in grinding zone, depends on the grinding rolls diameter D, gap rolls e and average particle size of material to feeding d.

Number of flutes acting on the particle in grinding zone can be appreciated by number of lfutes on the fast roll. It is considered that the slow roll acts as a bulwark of particle, during grinding, and, so, its flutes serve it supports. It depends on the length of grinding zone L_{AC}, specific number of flutes *R* and the differential *k*, [12]:

unde: ψ este unghiul de prindere al particulei între cilindri;
D – diametrul cilindrilor de măcinare;
d – dimensiunea echivalentă a particulei de material;
e – distanța dintre cilindri de măcinare;
φ – unghiul de frecare dintre particulă şi cilindru.

Traseul de prelucrare, în zona de mărunțire, depinde de diametrul cilindrilor de măcinare D, distanța dintre cilindri e şi dimensiunea medie a particulelor de material la alimentare d.

Numărul de rifluri care acționează asupra particulei de material în zona de mărunțire se poate aprecia prin numărul de rifluri de pe cilindrul rapid, în timpul mărunțirii considerând că cilindrul lent are rol de reazem al particulei şi, deci, riflurile acestuia au rol de a o susține. Acesta depinde de lungimea zonei de mărunțire L_{AC}, numărul specific de rifluri *R* şi de raportul vitezelor periferice ale celor doi cilindri de măcinare *k*, [12]:

$$n_r = L_{AB} \cdot R \cdot \frac{k-1}{k+1}, \tag{2}$$

Flutes depth of two grinding rolls is expressed as a function of flutes pitch *t* and flutes angles, *α* and *β,* [12]:

Adâncimea riflurilor de pe cei doi cilindri de măcinare se exprimă în funcție de pasul riflurilor *t* şi de unghiurile riflurilor, *α* şi *β,* [12]:

$$H = t \cdot \frac{\cos\alpha \cdot \cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)}, \tag{3}$$

For an intense and progressive flutes action on the material to be grinded, flutes have some inclination towards their generator. Flutes inclined position of two grinding rolls, leading to their intersection and the intersection points are points in which the particles are compressed to the grinding. The grinding process is even more intense as the frequency of intersection points is higher, [12]. Grinding degree increase as the number of flutes intersection point's increases.

The number of intersection points $n_{p.f.}$,is equal to the square of the number of flutes of one roll on the grinding zone $L_{AC.}$

Pentru o acțiune intensă şi progresivă a riflurilor cilindrilor de măcinare asupra materialului supus mărunțirii, riflurile au o anumită înclinare față de generatoarea acestora. Poziția înclinată a riflurilor celor doi cilindri de măcinare, conduce la intersectarea lor, iar punctele de intersecție sunt puncte în care are loc comprimarea particulelor până la mărunțire. Procesul de mărunțire este cu atât mai intens cu cât frecvența punctelor de intersecție este mai mare, [12]. Gradul de mărunțire creşte pe măsură ce numărul punctelor de intersecție a riflurilor cilindrilor creşte.

Numărul punctelor de intersecție $n_{p.f.}$, a cilindrilor de măcinare este egal cu pătratul numărului de rifluri de pe un cilindru pe zona de mărunțire L_{AC}.

$$n_{p.f.} = n_r^2, \tag{4}$$

RESULTS

Performing the parameters calculation on presented relations, were obtained the values shown in table 1 (n_r, $n_{p.f.}$, v_o, H, t). Also, in table 1 the values of particle size characteristics obtained by classifier analyzing were presented. Thus, the values for grinded particles mean dimension d_m, grinding index λ, specific surface S and surface increase ΔS are presented.

These characteristics are graphically presented in figure 1 – 3 for the entire breakage technological phase.

REZULTATE

Efectuând calculul parametrilor pe baza relațiilor prezentate s-au obținut valorile prezentate în tabelul 1 (n_r, $n_{p.f.}$, v_o, H, t). De asemena, în tabelul 1 sunt prezentate valorile caracteristicilor granulometrice obținute prin analiza cu clasificatorul. Astfel, sunt prezentate valorile pentru dimensiunea medie a particulelor mărunțite d_m, indicele de mărunțire λ, suprafața specifică S şi creşterea de suprafață ΔS.

Aceste caracteristici sunt prezentate grafic în figurile1 - 3 pentru întreaga fază tehnologică de şrotare.

Table 1 / *Tabelul 1*

Geometrical characteristics of break rolls / *Caracteristici geometrice ale cilindrilor de şrotare*						Particle size characteristics of grist / *Caracteristici granulometrice ale măcinişurilor*			
Break / *Şrot*	**Flutes number / *Numarul de rifluri* n_r**	**Shear points number / *Nr. pct. de forfecare* $n_{p.f.}$**	**Differential / *Vit.dif.* [m/s] v_o**	**Flutes depth / *Adâncimea riflurilor* [mm] H**	**Flutes pitch / *Pasul riflurilor* [mm] t**	**Mean diameter/ *Dimetrul mediu* [mm] d_m**	**Grinding index / *Indicele de mărunțire* λ**	***Specific surface / Suprafața specifică* [x10^3 m^2/kg] *S***	**Surface increase / *Creşterea de suprafață* [x10^3 m^2/kg] ΔS**
Sr.1I	5.46 / *5,46*	29.76 / *29,76*	7.50 / *7,50*	1.133 / *1,133*	2.61 / *2,61*	3.763 / *3,763*	1.764 / *1,764*	1.286 / *1,286*	0.965 / *0,965*
Sr.1E						2.133 / *2,133*		2.249 / *2,249*	
Sr.2I	7.13 / *7,13*	50.76 / *50,76*	7.50 / *7,50*	0.502 / *0,502*	1.67 / *1,67*	2.222 / *2,222*	1.816 / *1,816*	2.216 / *2,216*	1.809 / *1,809*
Sr.2E						1.223 / *1,223*		4.025 / *4,025*	
Sr.3I	6.56 / *6,56*	43.03 / *43,03*	7.65 / *7,65*	0.501 / *0,501*	1.427 / *1,427*	1.514 / *1,514*	1.682 / *1,685*	3.604 / *3,604*	2.681 / *2,681*
Sr.3E						0.898 / *0,898*		6.285 / *6,285*	
Sr.4I	6.73 / *6,73*	45.36 / *45,36*	7.61 / *7,61*	0.393 / *0,393*	1.121 / *1,121*	1.065 / *1,065*	1.032 / *1,032*	5.546 / *5,546*	0.106 / *0,106*
Sr.4E						1.031 / *1,031*		5.652 / *5,652*	
Sr.5I	5.50 / *5,50*	30.25 / *30,25*	7.50 / *7,50*	0.279 / *0,279*	1.001 / *1,001*	0.652 / *0,652*	1.026 / *1,026*	8.365 / *8,365*	0.333 / *0,333*
Sr.5E						0.635 / *0,635*		8.698 / *8,698*	

Şr.1I – pasaj tehnologic Şrot 1, I – intrare; E – ieşire

The analysis of table 1 and graphs of figures 2 - 4 shows that the mean dimensions of material particles entering in grinding process for the five roller mills decreases with the grinded of material. Also, in terms of material resulting of grinded to five passages, it is found that the mean dimensions of grinded particles decreases along the technological route, from Şr.1 to Şr.5. But in contradistinction to the particles subject to grinding process, where the decrease is continuous, for the particles grinded the decrease of mean dimensions chopped a polynomial law, to Şr.4 and 5, the decrease being insignificant. The explanation could be that herein particle content of bran is greater than the first three passages and that they are grinded less compared with the endosperm particles adhering to the layers of coating.

Din analiza tabelului 1 şi a graficelor din figurile 2 - 4 se constată că dimensiunile medii ale particulelor de material care intră în procesul de mărunțire la cele cinci mori cu cilindri scade pe măsură ce materialul se mărunțeşte. De asemenea, în ceea ce priveşte materialul rezultat în urma mărunțirii la cele cinci pasaje, se constată că dimensiunile medii ale particulelor mărunțite scad şi ele de-a lungul traseului tehnologic, de la Şr.1 la Şr. 5, dar spre deosebire de particulele supuse mărunțirii unde scăderea este continuă, la particulele mărunțite scăderea dimensiunilor medii urmează o lege polinomială, la Şroturile 4 şi 5, scăderea fiind nesemnificativă. Explicația ar fi aceea că aici conținutul de particule de înveliş este mai mare decât la primele 3 pasaje şi că acestea se mărunțesc mai puțin în comparație cu particulele de endosperm aderent pe foițele de înveliş.

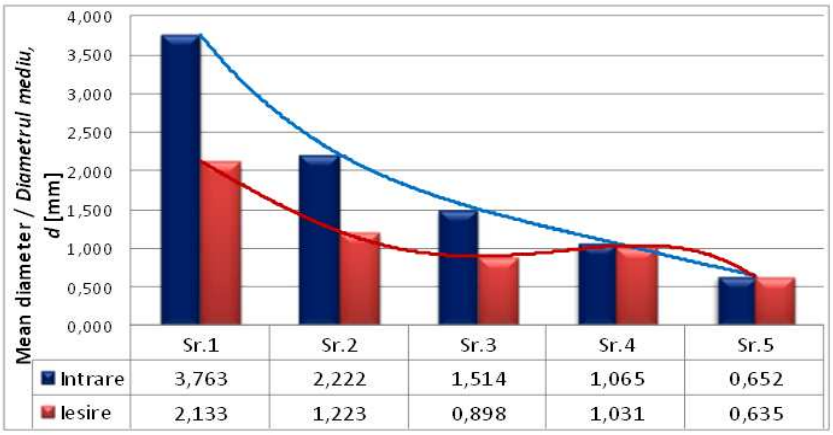


Fig. 2 – Variation of mean diameter / *Variația diametrului mediu*

Regarding the specific surface of material particles, is found that for the material subject to grinding process, it increases from the passage of Şr.1 to the passage of Şr.5 continuously and visible, but the specific surface of particles resulted after grinding show an increase by the same allure only the first three passages, remains the

În ceea ce priveşte suprafața specifică a particulelor de material, se constată că pentru materialul care este supus mărunțirii, acesta creşte de la pasajul Şr.1 la pasajul Şr.5, în mod continuu şi vizibil, dar suprafața specifică a particulelor rezultate după mărunțire prezintă o creştere după aceeaşi alură numai la primele trei pasaje, rămânând

same value for the material processed at Şr.4 and Şr.5 respectively.

It should be noted that the first three passages the material subjected to grinding and the material resulted from grinding consists of large particles of endosperm (meals and semolina), which makes it can be properly assessed by particle size analyzing with classifier. But to the Şr.4 and Şr.5 passages, the material particles being mainly layers of coating, they have only two of the three dimensions in correlation with mesh sizes of sieves (they are flattened) and, therefore, the calculated mean dimension have significant errors.

If the decrease of particles mean dimensions is still visible and continuous in the first three breakage passages, the index grinding λ show insignificant variation in these passages (around $\lambda \approx 1.7$) and kept around around $\lambda \approx 1$ at the 4 and 5 passages, where the mean dimensions of particles remain in close range (layers of coating is very little grinded).

This happens, on the one hand, because the roll gap decreases from the Şr.1 to Şr.5 passage and, also, for flute depth decreases significantly from the Şr.1 to Şr.2 and Şr. 3 passages.

la aceeaşi valoare pentru materialul prelucrat la Şr.4, respectiv la Şr.5

Este de reţinut faptul că la primele trei pasaje materialul supus mărunţirii, respectiv materialul rezultat la mărunţire este constituit din particule mari de endosperm (şroturi şi grişuri), ceea ce face ca el să poată fi apreciat corespunzător prin analiza granulometrică cu clasificatorul, dar la pasajele Şr. 4 şi Şr. 5, particulele de material fiind cu preponderenţă foiţe de înveliş, acestea au numai două din cele trei dimensiuni în corelaţie cu dimensiunile ochiurilor sitelor (sunt aplatizate) şi, deci, dimensiunea medie calculată prezintă erori însemnate.

Dacă scăderea dimensiunilor medii ale particulelor este vizibilă şi continuă la primele trei pasaje de şrotare, valoarea indicelui de mărunţire λ prezintă variaţii nesemnificative la aceste pasaje (în jurul valorii $\lambda \approx 1,7$) şi se păstrează în jurul valorii $\lambda \approx 1$, la pasajele 4 şi 5, acolo unde dimensiunile medii ale particulelor rămân în limite apropiate (foiţele de înveliş se mărunţesc foarte puţin).

Acest lucru se întâmplă, pe de o parte, pentru că distanţa dintre cilindri se micşorează de la pasajul Şr.1 la Şr. 5 şi, de asemena, pentru că adâncimea riflului scade semnificativ de la Şr.1 la pasajele Şr.2 şi Şr.3.

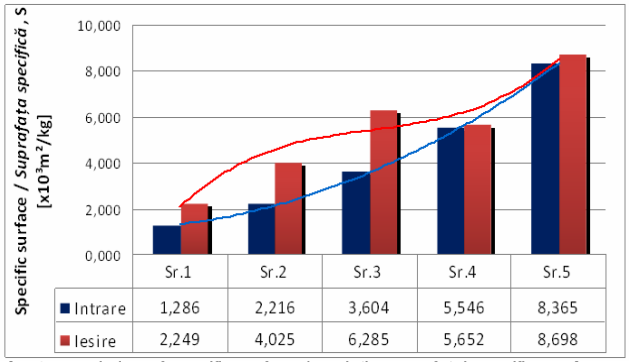


Fig. 3 – Variation of specific surface / *Variaţia suprafeţei specifice*

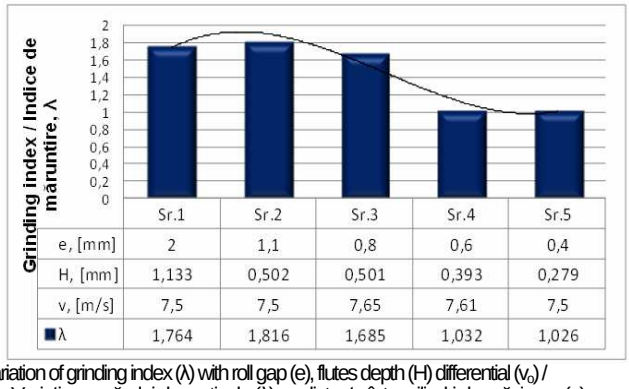


Fig. 4 – Variation of grinding index (λ) with roll gap (e), flutes depth (H) differential (v_o) / Variaţia numărului de particule (λ) cu distanţa între cilindri de măcinare (e), adâncime riflurilor (H), viteza diferenţială (v_o)

CONCLUSIONS

The breakage technological phase is the most important stage of the transformation of wheat in flour.

The rolls of this phase have fluted surface and flutes characteristics and rolls gap significantly influence the characteristics of grinded material.

It is important to know the particle size characteristics of grist and particle size distribution of it, so that can be properly established the constructive characteristics of grinding rolls flutes for all roller mills of the technological diagram of phase.

From the analysis of this paper, it was found that the material is grinded from each five passages of breakage phase of 100 t / 24 h, the material flow is controlled such that fragments of endosperm (meal and dunst) are grinded to the grinding rolls pairs with roll gap increasingly less and flutes on their surface are increasingly finer.

Thus, if for Şr.1, which have the roll gap of 2 mm and number of flutes of 3.8 flutes/cm, surface increase is 0.965 m^2 for a grinding index of λ =1.764, for Şr.3 (number of flutes of 7 flutes/cm and roll gap e = 0.8 mm) surface increase is 2.681 m^2 for a grinding index of λ =1.685.

It also found that seeds fragments and large fragments of endosperm are processed, predominantly, in the first three passages, while the last two breakage passages the processed fractions have a high content of bran and minimally adherent endosperm.

In line with the affirmed in Şr.4 and Şr.5 the grinding index has values very close to 1.

CONCLUZII

Faza tehnologică de şrotare este cea mai importantă etapă a procesului de transformare a grâului în făină.

Cilindrii morilor din această fază au suprafaţa rifluită, iar caracteristicile riflurilor şi distanţa dintre cilindri influenţează semnificativ caracteristicile materialului mărunţit.

Este important de cunoscut caracteristicile granulometrice ale măcinişului şi distanţa după dimensiuni a acestuia, astfel încât să poată fi stabilite corespunzător caracteristicile constructive ale riflurilor cilindrilor de măcinare la toate utilajele de mărunţire din diagrama tehnologică a fazei.

Din analiza efectuată în cadrul acestei lucrări, s-a constatat că pe măsură ce materialul este mărunţit la fiecare din cele 5 pasaje ale fazei de şrotare 100 t / 24 h, circuitul materialului este astfel dirijat încât fragmentele de endosperm (grişuri şi dunsturi) sunt mărunţite la perechile de cilindri măcinători cu distanţa din ce în ce mai mica între cilindri, iar riflurile de pe suprafaţa acestora sunt din ce în ce mai fine.

Astfel, dacă la Şr.1, care are distanţa între cilindri de 2 mm şi cu un număr de rifluri de 3,8 rifl/cm, creşterea de suprafaţă este 0,965 m^2 pentru un indice λ =1,764, la pasajul Şr.3 (cu 7 rifl/cm şi distanţa e = 0,8 mm) creşterea de suprafaţă este de 2,681 m^2, pentru un indice de mărunţire λ = 1,685.

S-a constatat, de asemenea, că fragmentele de seminţe şi fragmentele mari de endosperm sunt prelucrate, preponderant, la primele trei pasaje, în timp ce la ultimele două pasaje de şrotare fracţiile prelucrate au un conţinut ridicat de înveliş şi numai foarte puţin endosperm adherent pe acestea.

În corelaţie cu cele afirmate, la Şr.4 şi Şr.5 indicele de mărunţire are valori foarte apropiate de 1.

Acknowledgement

The work has been funded by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labor, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU / 88/1.5/S/61178.

REFERENCES

[1]. Fistes Al., Tanovic G. (2007) - *Effect of Smooth Roll Grinding Conditions on Reduction of Sizings in the Wheat Flour Milling Process,* Focus on food engineering Research and Developments, Edited by Vivan N.Pletney. Nova Science Publisher, pg. 453-466;

[2]. Campbell G.M. (2007) – *Roller Milling of Wheat,* Handbook of Powder Technology, vol. 12, pg. 383-421;

[3]. Campbell G.M., Bunn P.J., Hook S.C. (2001) – *On predicting roller milling performance: Part II. The breakage function*, Powder Technology, vol. 115, no.3, pg. 243-255;

[4]. Căsăndroiu T., Gh. Voicu, G.D. Tutuianu (2002) – Grinding laws distribution of grinding products in a roller mill, ISBTeh-2002, Politehnica University of Bucharest, pg. 194-199;

[5]. Fang Ch., Campbell G.M. (2002) - *Effect of Roll Fluting Disposition and Roll Gap on Breakage of Wheat Kernels During First-Break Roller Milling,* Cereal Chem. 79(4), pg. 518-522;

[6]. Fang Ch., Campbell G.M. (2002) - *Stress-Strain Analysis and Visual Observation of Wheat Kernel Breakage During Roller Milling Using Fluted Rolls*, Cereal Chem. 79(4), pg. 511–517;

[7]. Darius Dziki, J. Laskowski (2004) – *Influence of kernel size on grinding process of wheat at respective grinding stages*, Polish Journal of Food and Nutrition Sciences, vol. 13/54, nr.1, pg. 29-33;

[8]. Hareland G.A. (1998) - *Effects of Break-Roll Speed Differential on Product Yield and Semolina Granulation in a Durum Pilot Mill System*, Cereal Chemistry, 75(6):836-840;

[9]. Hsieh F.H., Martin D.G., Black H.C., Tipples K.H. (1980) - *Some Factors Affecting the First Grinding of Canadian Wheat,* Cereal Chemestry, 57(3):217-223;

[10]. Johan Karlsson (2008) – *Automatic Control of a Roller Mill using Simulation and Experiments on a Real Machine,* Master of Science Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden;

[11]. Siti Mazlina M.K., Webb C., Hussain S.A., Abdul Ghani Liev A.(2006) - *Effects of roll differential on recycle grinding system in flour milling process,* International Journal of Engineering and Technology, vol.3, nr.2, pg.238-247;

[12]. Voicu Gh., Căsăndroiu T. (1995) – *Milling and bakery equipment*., curs, vol.I Litografia U.P.B;

[13]. Voicu Gh., Tudosie E.M., Târcolea C., Voicu P. (2011) - *Particle Size Distribution and Sieving Characteristics of Semolina in the Grinding Passages of a Wheat Mill*, 11th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture (TRAKAGENG – 2011);

[14]. Voicu Gh., E-M. Tudosie, T. Căsăndroiu, S-S Biris (2010) - *Some aspects of physical properties of seeds and wheat products obtained from a roller mill,* Buletinul Institutului Politehnic din Iasi, Tomul LVI (LX).

[15]. Voicu Gh., T. Casandroiu, C. Tarcolea, E.M. Tudosie, P. Voicu, (2010) - *Experimental research on the physical characteristics of products obtained from wheat milling,* Proceedings of the 38. International symposium on agricultural engineering. Actual Tasks on Agricultural Engineering, Opatija, Croația, 38: 399- 410;

Mulțumiri

Rezultatele prezentate in acest articol au fost obținute cu sprijinul Ministerului Muncii, Familiei si Protecției Sociale prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU / 88/1.5/S/61178.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Fistes Al., Tanovic G. (2007) – *Influen□a mărun□irii cu cilindri cu suprafa□a netedă asupra reducerii dimensiunilor în procesul de măcinare a grâului,* Focus on food engineering Research and Developments, Editat de Vivan N. Pletney. Nova Science Publisher, pg. 453-466;

[2]. Campbell G.M. (2007) – *Măcinarea grâului,* Handbook of Powder Technology, vol. 12, pg. 383-421;

[3]. Campbell G.M., Bunn P.J., Hook S.C. (2001) – *Estimarea performanței morilor cu cilindri: Partea a II-a. Relația ruperii,* Powder Technology, vol. 115, no.3, pg. 243-255;

[4]. Căsăndroiu T., Voicu Gh., Tutuianu G.D. (2002) – *Cu privire la legile distribuției granulometrice al produselor mărunțite într-o moară cu valțuri*, ISBTeh-2002, Universitatea Politehnica din Bucure□ti, pag. 194-199;

[5]. Fang Ch., Campbell G.M. (2002) – *Influen□a modului de dispunere a riflurilor cilindrilor □i distan□ei dintre cilindri asupra sfărâmării semin□elor de grâu în faza de □rotare a morii cu cilindri,* Cereal Chem. 79(4), pag. 518-522;

[6]. Fang Ch., Campbell G.M. (2002) – *Analiza tensiune-deforma□ie □i observa□ia vizuală a sfărâmării semin□ei de grâu într-o moară cu cilindri rifla□i,* Cereal Chemestry 79(4), pag. 511–517;

[7]. Darius Dziki, J. Laskowski (2004) – *Influen□a dimensiunii semin□ei asupra procesului de mărun□ire a grâului,* Polish Journal of Food and Nutrition Sciences, vol. 13/54, nr.1, pg. 29-33;

[8]. Hareland G.A. (1998) – Influen□a vitezei diferen□iale a cilindrilor de pe faza de □rotare asupra ratei de produc□ie □i gradului de mărun□ire a gri□urilor într-un sistem de mărun□ire, Cereal Chemistry, 75(6):836-840;

[9]. Hsieh F.H., Martin D.G., Black H.C., Tipples K.H. (1980) – *Anumi□i factori care influen□ează prima mărunțire a gr□ului Canadian,* Cereal Chemestry, 57(3):217-223;

[10]. Johan Karlsson (2008) – Controlul automat al morii cu cilindri utilizâns simularea experimentele pe o ma□ină reală, Chalmers University of Technology, Sweden;

[11]. Siti Mazlina M.K., Webb C., Hussain S.A., Abdul Ghani Liev A.(2006) – *Efectul vitezei diferen□iale asupra sistemului de recirculare în procesul de mărun□ire*, International Journal of Engineering and Technology, vol.3, nr.2, pg.238-247;

[12]. Voicu Gh., Căsăndroiu T. (1995) - *Utilaje pentru morărit şi panificație*. Procese şi utilaje pentru morărit, curs, vol.I Litografia U.P.B;

[13]. Voicu Gh., Tudosie E.M., Târcolea C., Voicu P. (2011) – Distribu□ia după dimensiuni □i caracteristici de cernere ale gri□urilor în faza de mărun□ire a unei mori cu cilindri, 11th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture (TRAKAGENG – 2011);

[14]. Voicu Gh., E-M. Tudosie, T. Căsăndroiu, S-S Biris (2010) – *Aspecte ale proprietă□ilor fizice ale semin□lor de grâu □i produselor ob□inute dintr-o moară cu cilindri,* Buletinul Institutului Politehnic din Iasi, Tomul LVI (LX);

[15]. Voicu Gh., T. Casandroiu, C. Tarcolea, E.M. Tudosie, P. Voicu, (2010) – Cercetari experimentale asupra caracteristicilor fizice ale produselor ob□inute dintr-o moară de grâu, Proceedings of the 38 International symposium on agricultural engineering. Actual Tasks on Agricultural Engineering, Opatija, Croația, 38: 399- 410.

DYNAMICAL MODELLING OF A CONICAL VIBRATORY SIEVE SUSPENDED IN THREE POINTS / *MODELAREA DINAMICĂ A UNEI SITE CONICE VIBRATOARE SUSPENDATĂ ÎN TREI PUNCTE*

Ph.D. Eng. Stoica D., Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh., Prof. Ph.D. Eng. Plosceanu B., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Carp-Ciocârdia C., Prof. Ph.D. Eng. Moise V.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0724917143; E-mail: dorelstc@yahoo.com

Abstract: *The dynamical study of oscillatory motion in the horizontal plane of a conical sieve with vertical axis, in three points, is presented in this paper. The sieve is suspended with three elastic cables, in three points, at the top and at the bottom. The differential equations of the sieve motion in polar coordinates have been determined with Lagrange's equations. The trajectory of the sieve joint point to the acting mechanism was graphically drawn. Analyzing the trajectory of a point on the sieve, some qualitative assessments on material motion on the sieve, in separation process, can be done.*

Keywords: *generalized coordinates, Lagrange's equations, numerical integration, oscillatory motion, conical sieve*

INTRODUCTION

A sieve with outer conical separating surface was used to clean rape seeds of large foreign bodies. The sieve is suspended with flexible elastic wires, in three equidistant points, at the top and at the bottom [8].

The steel cables diameter is ϕ 1,5 mm. The acting mechanism provides mostly an alternating circular motion of which amplitude can be measured to the edge of the sieve on both sides of the equilibrium position of oscillation. At this point an arm of length d is connected to the acting mechanism (horizontal oscillating circular saw).

The acting mechanism consists of an alternating current electric engine with a power of 710W and a worm-wheel drive with oscillating crank lever acting system. This one has the control button eccentrically disposed on the worm wheel of the transmission mechanism.

The oscillating crank lever stroke of the acting system is of 16mm. The slider arm is joined by a spherical joint on the arm stiffened with the sieve and it is laid on radial direction to the base circle of the cone.

The experimental equipment is provided with the possibility to set the oscillating motion parameters namely the oscillation frequency *F*, and the oscillation amplitude A_i.

Oscillation frequency can be changed from the electric motor by varying the electric current parameters. The oscillation amplitude can be modified by changing the position of acting mechanism in relation to the radial arm of the sieve, joined one to the other by a spherical joint.

By the eccentric tangential positioning of the arm joint of acting mechanism to the conical sieve, it develops almost circular oscillations towards the vertical axis of the cone. This motion is assumed to be oscillatory, because the vertical axis of the sieve (its center) was not constrained to move in the direction of the arm joined with the sieve (placed radial at the base circle of the cone).

The designed and experimentally developed equipment was used both to determine the vibratory motions of the separation surface (as an agricultural products processing element) and to estimate the material movement on the sieve and the separation and seed crops sorting process efficiency. The schematic representation of the conical suspended sieve is presented in fig.1 [7, 8].

Rezumat: *În lucrare se prezintă studiul dinamic al unei site conice cu ax vertical, cu mişcare oscilantă în plan orizontal, suspendată în trei puncte, la partea de sus şi la partea de jos, prin trei cabluri elastice. Pe baza ecuațiilor lui Lagrange au fost determinate ecuațiile diferențiale ale mişcării sitei în coordonate polare. A fost trasată grafic traiectoria punctului de articulație a sitei la mecanismul de acționare. Pe baza traiectoriei punctului de pe sită se pot face aprecieri calitative cu privire la mişcarea materialului pe sită în procesul de separare.*

Cuvinte cheie: *coordonate generalizate, ecuațiile lui Lagrange, integrare numerică, mişcare oscilantă, sită conică*

INTRODUCERE

O sită cu suprafață de separare conică exterioară, suspendată în trei puncte echidistante, atât la partea de sus, cât şi la partea de jos, cu fire elastice flexibile, a fost utilizată la curățirea semințelor de rapiță de corpuri străine mari.

Diametrul cablurilor de oțel este ϕ1,5 mm. Mecanismul de acționare al sitei a fost astfel conceput încât să asigure în principal o mişcare circulară alternativă cu o anumită amplitudine, măsurată la marginea sitei conice, de o parte şi de cealaltă a poziției neutre de oscilație în care este fixat un braț de legătură de lungime d, la mecanismul de acționare (de tip ferăstrău pendular).

Mecanismul de acționare este compus dintr-un motor electric de curent alternativ cu puterea de 710 W şi un sistem de acționare de tip melc roată melcată cu culisă oscilantă, cu butonul de acționare dispus excentric pe roata melcată a transmisiei mecanismului.

Cursa culisei oscilante a sistemului de acționare este de 16 mm, brațul culisei fiind articulat printr-o articulație sferică la brațul rigidizat cu sita dispus pe direcție radială la cercul de bază al conului.

Standul experimental este prevăzut cu posibilitatea reglării parametrilor mişcării oscilante şi anume a frecvenței de oscilație, F şi a amplitudinii oscilației, A_i.

Frecvența de oscilație se poate modifica de la motorul electric prin variația parametrilor curentului electric, iar amplitudinea oscilației se poate modifica prin schimbarea poziției de dispunere a mecanismului de acționare în raport cu brațul radial al sitei, articulate între ele printr-o articulație sferică.

Prin dispunerea excentrică, tangențială a articulației brațului mecanismului de acționare la sita conică, aceasta realizează oscilații aproximativ circulare față de axa verticală a conului, mişcarea fiind însă o mişcare presupus oscilantă deoarece axa verticală a sitei (centrul acesteia) nu a fost constrânsă să se deplaseze pe direcția brațului solidar cu sita (dispus radial la cercul de bază al conului).

Utilajul conceput şi realizat experimental a fost utilizat atât în cadrul unor determinări ale mişcărilor vibratorii ale suprafeței de separare (ca organ de prelucrare a produselor agricole), dar şi pentru estimarea mişcării materialului pe sită, precum şi a eficienței procesului de separare şi sortare a semințelor unor culturi agricole. Reprezentarea schematică a sitei conice suspendate este prezentată în fig.1 [7, 8].

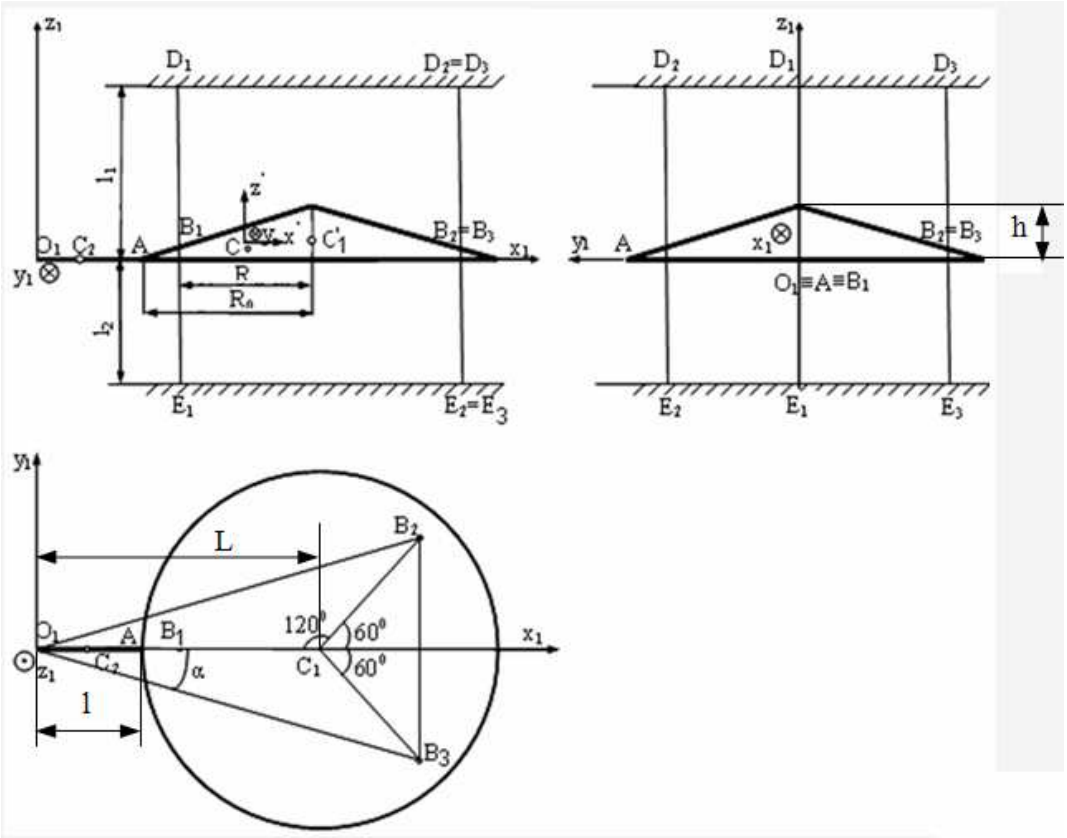


Fig. 1 – *System schematically representation / Reprezentarea schematica a sitei conice suspendate*

MATERIAL AND METHOD

Considering the coordinate system presented in the figure above, first the coordinates of the suspending cables clamping-in points of the static position of the sieve ($D_1 E_1$, $D_2 E_2$, $D_3 E_3$) and then the position vectors relative to the fixed reference system $O_1x_1y_1z_1$ (fig.1), as well as their moduli, have been written.

Thereby, these vectors have the following expressions

MATERIAL ŞI METODĂ

Pentru sistemul de coordonate prezentat în figură au fost scrise mai întâi coordonatele punctelor de prindere a cablurilor de suspendare ale sitei în poziție statică ($D_1 E_1$, $D_2 E_2$, $D_3 E_3$), şi apoi vectorii de poziție în raport cu sistemul de referință fix $O_1x_1y_1z_1$ (fig.1) precum şi modulul acestor vectori.

Astfel expresiile acestor vectori sunt:

$$\overline{O_1B_1} = (L-R)\bar{i}\ ;\ \overline{O_1B_2} = (L+\frac{R}{2})\bar{i} + R\frac{\sqrt{3}}{2}\bar{j}\ ;\ \overline{O_1B_3} = (L+\frac{R}{2})\bar{i} - R\frac{\sqrt{3}}{2}\bar{j} \quad (1)$$

where L is the distance, in the $O_1x_1y_1$ plane, between the acting point and the mass center C_1 and R is the clamping radius of suspension cables in relation to the sieve.

One consider known: the length of the suspension cables at the top and bottom, l_1 respectively l_2 , the radius of the sieve generator R_o; the length, l; and the mass, m_2, of the arm connected to the acting mechanism the sieve cone height h and the sieve mass m_1.

The moduli of the position vectors represented in fig.1 have the following expressions:

în care L este distanța de la punctul de acționare la centrul de greutate al sitei C_1 în planul $O_1x_1y_1$, iar R este raza de prindere a cablurilor de suspendare în raport cu sita.

Se consideră cunoscute: lungimea cablurilor de suspendare la partea de sus şi la partea de jos l_1 respectiv l_2 ; raza cercului generator al sitei R_o; lungimea brațului de legătură cu mecanismul de acționare l; înălțimea conului sitei h; masa sitei m_1 şi masa brațului de legătură cu mecanismul de acționare m_2.

Pentru schema reprezentată, modulele vectorilor de poziție sunt:

$$\left|\overline{O_1B_1}\right| = L-R\ ;\ \left|\overline{O_1B_2}\right| = \sqrt{R^2+L^2+RL}\ ;\ \left|\overline{O_1B_3}\right| = \sqrt{R^2+L^2+RL}\ . \quad (2)$$

Knowing the masses and dimensions of the sieve components one can determine the mass center coordinates of the whole equipment, $C\ (\xi,\ \eta,\ \zeta)$.

Any current position of the working system can be graphically represented as in fig.2.

If one neglect the vertical displacement, the sieve plane parallel movement in generalized coordinates is defined by λ and θ parameters, given by the relations (3):

Cunoscând masele şi dimensiunile elementelor componente ale sitei se pot determina coordonatele centrului de masă ale întregii instalații, $C\ (\xi,\ \eta,\ \zeta)$.

O poziție curentă, oarecare a sistemului de lucru poate fi reprezentata grafic prin schemele din fig.2.

Neglijând deplasarea pe verticală, mişcarea plan paralelă a sitei în coordonate generalizate este definită de parametrii λ şi θ, dati de relațiile (3):

$$\lambda = O_1O\ ,\ \ \hat{\theta} = \sphericalangle\left(Ox;\ Ox_1\right). \quad (3)$$

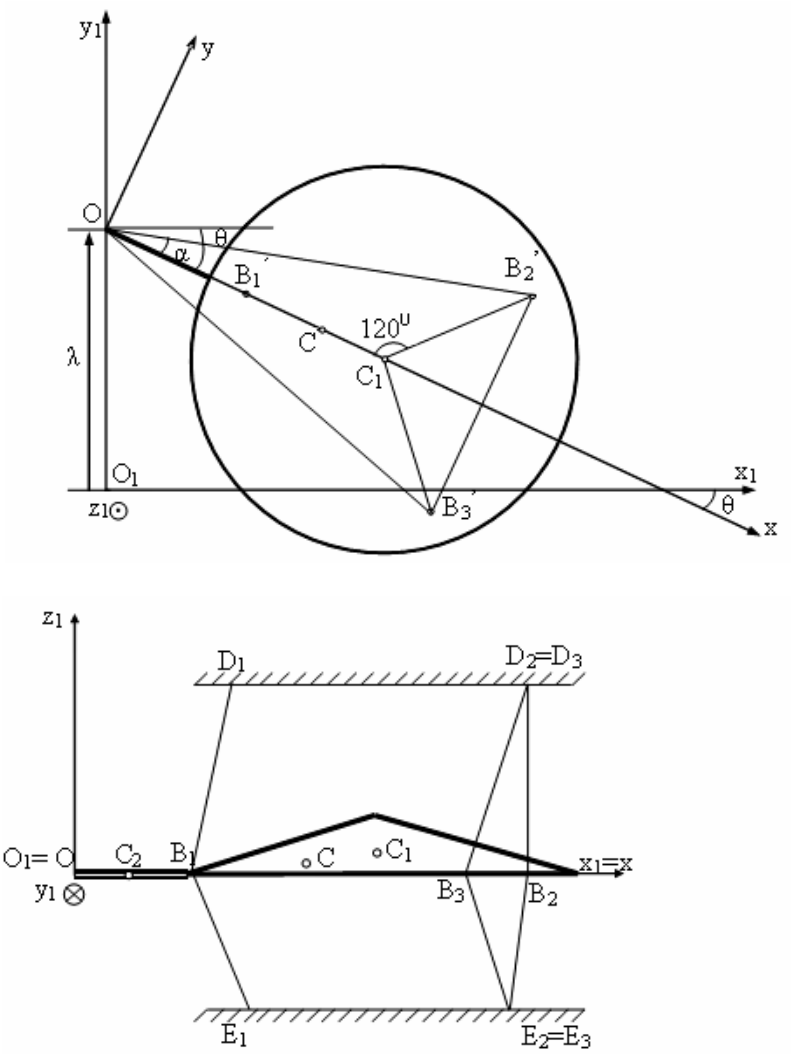


Fig. 2 – *System representation in current position / Reprezentarea schematică a sitei conice suspendate în poziție curentă*

Applying the Lagrange's equations, the differential equations of the motion of the conical suspended sieve were determined (see rel. 4):

Determinarea ecuațiilor diferențiale ale mişcării sitei conice suspendate a fost realizată aplicând ecuațiile lui Lagrange, relațiile (4):

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k}\right)-\frac{\partial E}{\partial q_k}=Q_k^C+Q_k^n \ , \ k = 1, 2, ..., n \qquad (4)$$

where: E is the kinetic energy of the system composed of the conical sieve and the connecting arm, q_k – the generalized coordinates, $\dot{q}_k$ - the generalized velocities, Q_k^C are the conservative generalized forces and Q_k^n are the no conservative generalized forces.

To apply the Lagrange's equations one calculates the current position of the mass center (5), the moments of inertia tensor of the working body, the kinetic energy of the system, the function of force.

în care: E – reprezintă energia cinetică a sistemului format din sita conică şi brațului de legătură; q_k - coordonatele generalizate; $\dot{q}_k$ - vitezele generalizate; Q_k^C - forțele generalizate conservative; Q_k^n - forțele generalizate neconservative.

Pentru aplicarea ecuațiilor lui Lagrange au fost calculate: poziția curentă a centrului de masă (5), tensorul momentelor de inerție ale organului de lucru, energia cinetică a sistemului, funcția de forță.

$$C[\xi\cos\theta;(\lambda-\xi\sin\theta);\zeta] \qquad (5)$$

The moments of inertia tensor of the working body is obtained by summing the moments of inertia tensor of the conical sieve with the moments of inertia tensor of the connecting arm to the acting mechanism, respectively:

Tensorul momentelor de inerție ale organului de lucru se obține prin însumarea tensorului momentelor de inerție ale sitei conice cu tensorul momentelor de inerție ale brațului de legătură cu mecanismul de acționare, respective:

$$[J_c]=[J_C^1]+[J_C^2]. \qquad (6)$$

The moments of inertia tensor of the conical sieve with respect to its mass center, written in matrix form, is:

Tensorul momentelor de inerție ale sitei conice în raport cu centrul său de greutate, scris sub formă matriceală, este:

$$\left[J^{1}_{C_1}\right]=\begin{bmatrix}\frac{m_1R_0^2}{4}+\frac{m_1h^2}{18} & 0 & 0\\ 0 & \frac{m_1R_0^2}{4}+\frac{m_1h^2}{18} & 0\\ 0 & 0 & \frac{m_1R_0^2}{2}\end{bmatrix} \tag{7}$$

The moments of inertia tensor of the connecting arm to the acting mechanism with respect to its mass center, is given by relation (8)

Tensorul momentelor de inerție ale brațului de legătură cu mecanismul de acționare în raport cu centrul sau de greutate, este dat de relația (8)

$$\left[J^{2}_{C_2}\right]=\begin{bmatrix}0 & 0 & 0\\ 0 & \frac{m_2\ell_2{}^2}{12} & 0\\ 0 & 0 & \frac{m_2\ell_2{}^2}{12}\end{bmatrix} \tag{8}$$

The kinetic energy of the working system (sieve-connecting arm), considering that the sieve vertical displacement is neglected, is given by relation (9)

Energia cinetică a sistemului de lucru (sita – braț de legătură) în condițiile în care se neglijează deplasarea sitei pe verticală este dată în relația (9)

$$E=\frac{1}{2}mv_C^2+\frac{1}{2}J_C\omega^2, \tag{9}$$

in which, m is the mass of the system consisting of conical sieve and connecting arm, v_C – mass center velocity, J_C – the moment of inertia, ω – the angular velocity of the system.

Deriving the mass center current position coordinates, the mass center velocity is determined. Then, the kinetic energy of the system is determined with relation (10)

în care m este masa sistemului format din sita conică şi brațul de acționare; v_C – viteza centrului de masă; J_C – moment de inerție; ω - viteza unghiulară a sistemului.

După derivarea coordonatelor centrului de masă în poziția curentă se determină viteza centrului de masă al sistemului, după care se determină energia cinetică a sistemului.

$$E=\frac{1}{2}m\dot{\lambda}^2+\frac{1}{2}\left(J_C+m\xi^2\right)\dot{\theta}^2-m\xi\dot{\lambda}\dot{\theta}\cos\theta. \tag{10}$$

Following the mathematical model known for applying Lagrange's equations, the kinetic energy derivatives with respect to the coordinates λ and θ, the velocities $\dot{\lambda}$, $\dot{\theta}$ and the time t, were determined (11):

Urmărind modelul matematic cunoscut pentru aplicarea ecuațiilor lui Lagrange, au fost determinate derivatele energiei cinetice în raport cu coordonatele λ şi θ, vitezele $\dot{\lambda}$, $\dot{\theta}$ şi cu timpul t, care sunt date de relațiile (11).

$$\frac{\partial E}{\partial\lambda}=0;\ \frac{\partial E}{\partial\dot{\lambda}}=m\dot{\lambda}-m\xi\dot{\theta}\cos\theta;\qquad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial\dot{\lambda}}\right)=m\ddot{\lambda}-m\xi\ddot{\theta}\cos\theta+m\xi\dot{\theta}^2\sin\theta;$$

$$\frac{\partial E}{\partial\theta}=m\xi\dot{\lambda}\dot{\theta}\sin\theta;\qquad \frac{\partial E}{\partial\dot{\theta}}=\left(J_C+m\xi^2\right)\dot{\theta}-m\xi\dot{\lambda}\sin\theta; \tag{11}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial\dot{\theta}}\right)=\left(J_C+m\xi^2\right)\ddot{\theta}-m\xi\ddot{\lambda}\sin\theta-m\xi\dot{\lambda}\dot{\theta}\cos\theta.$$

For the acting mechanism that generates an harmonic motion, the vibration generating force is defined by function:

Pentru mecanismul de acționare care imprimă o mişcare oscilatorie armonică, forța generatoare de vibrații este definită de funcția:

$$F=F_0\sin\Omega t. \tag{12}$$

The non-conservative generalized forces were determined, as follows, with relations (13). Using the expression (14) of the force function, the conservative generalized forces were determined too, by noting:

Au fost determinate în continuare forțele generalizate neconservative date de relațiile (13) precum şi cele conservative utilizând expresia funcției de forță (14)

$$Q_k^n=Q_\lambda=\frac{\delta L_\lambda}{\delta\lambda}=\frac{F_o\sin\Omega t\cdot\delta\lambda}{\delta\lambda}=F_o\sin\Omega t;\ Q_k^n=Q_\theta=0 \tag{13}$$

$$U=-\frac{1}{2}k_1\left[\left(\Delta\ell_{B_1D_1}\right)^2+\left(\Delta\ell_{B_2D_2}\right)^2+\left(\Delta\ell_{B_3D_3}\right)^2\right]-\frac{1}{2}k_2\left[\left(\Delta\ell_{B_1E_1}\right)^2+\left(\Delta\ell_{B_2E_2}\right)^2+\left(\Delta\ell_{B_3E_3}\right)^2\right], \tag{14}$$

$\Delta\ell_{B_iD_i}$ is the suspending cables elongation on the top of the sieve, $\Delta\ell_{B_iE_i}$ is the suspending cables elongation on the bottom of the sieve and k_1 and k_2 are the suspending cables stiffness on the top and on the bottom of the sieve. Using the expressions of the vectors corresponding to the length of the undistorted wires, the expressions of vectors corresponding to a distorted position, at the top and at the bottom of the sieve, resulted, so that the suspending cables elongations were calculated. It resulted the following expression of the force function:

unde: $\Delta\ell_{B_iD_i}$ este alungirea cablurilor de suspendare a sitei la partea superioară, $\Delta\ell_{B_iE_i}$ este alungirea cablurilor de suspendare a sitei la partea inferioară iar k_1 şi k_2 sunt rigiditățile cablurilor de suspendare ale sitei la partea superioară şi respective la partea inferioară. În continuare au fost calculate alungirile cablurilor de suspendare folosind expresiile vectorilor ataşați lungimii firelor din poziția nedeformată din care au rezultat vectorii corespunzători firelor în poziția deformată, atât la partea de sus cât şi la partea de jos a sitei. Expresia funcției de forță a sistemului de lucru este următoarea:

$$
\begin{aligned}
U = &-\frac{1}{2}k_1\left[a_{11}+\lambda^2-a_{12}\cos\theta-a_{13}\lambda\sin\theta+l_1^2-2\ell_1\sqrt{a_{11}+\lambda^2-a_{12}\cos\theta-a_{13}\lambda\sin\theta}\right]- \\
&-\frac{1}{2}k_1[\lambda^2+\ell_1^2+a_{21}-a_{22}\cos(\alpha-\theta)-a_{23}\sin(\alpha-\theta)-\lambda a_{24}-\lambda a_{25}\sin(\alpha-\theta)- \\
&-2\ell_1\sqrt{a_{21}-a_{22}\cos(\alpha-\theta)-a_{23}\sin(\alpha-\theta)-\lambda a_{24}-a_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)}]- \\
&-\frac{1}{2}k_1[\lambda^2+\ell_1^2+a_{31}-a_{32}\cos(\theta+\alpha)+a_{33}\sin(\alpha+\theta)-\lambda a_{34}-\lambda a_{35}\sin(\alpha+\theta)- \\
&-2\ell\sqrt{a_{31}-a_{32}\cos(\alpha+\theta)-a_{33}\sin(\alpha+\theta)-\lambda a_{34}-a_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)}]- \\
&-\frac{1}{2}k_2[b_{11}+\lambda^2-b_{12}\cos\theta+b_{13}\lambda\sin\theta+\ell_2^2-2\ell_2\sqrt{b_{11}+\lambda^2-b_{12}\cos\theta+b_{13}\lambda\sin\theta}] \qquad (15) \\
&-\frac{1}{2}k_2[\lambda^2+\ell_2^2+b_{21}-b_{22}\cos(\alpha-\theta)-b_{23}\sin(\alpha-\theta)-\lambda b_{24}-\lambda b_{25}\sin(\alpha-\theta)- \\
&-2\ell_2\sqrt{b_{21}-b_{22}\cos(\alpha-\theta)-b_{23}\sin(\alpha-\theta)-\lambda b_{24}-b_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)}]- \\
&-\frac{1}{2}k_2[\lambda^2+\ell_2^2+b_{31}-b_{32}\cos(\theta+\alpha)+b_{33}\sin(\alpha+\theta)-\lambda b_{34}-\lambda b_{35}\sin(\alpha+\theta)- \\
&-2\ell_2\sqrt{b_{31}-b_{32}\cos(\alpha+\theta)+b_{33}\sin(\alpha+\theta)-\lambda b_{34}-b_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)}]
\end{aligned}
$$

where one noted:

în care s-au facut notatiile:

$$
\begin{aligned}
&a_{11}=2(L-R)^2+\ell_1^2 \qquad a_{12}=2(L-R)^2 \qquad a_{13}=2(L-R) \\
&a_{21}=\left(L+\frac{R}{2}\right)^2+2OB_2^2+\left(R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2+\ell_1^2;\ a_{22}=2\left(L+\frac{R}{2}\right)OB_2;\ a_{23}=2\left(R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)OB_2;\ a_{24}=2R\frac{\sqrt{3}}{2}; \\
&a_{25}=2OB_2=2\sqrt{L^2+R^2+LR};\ a_{31}=\left(L+\frac{R}{2}\right)^2+OB_3^2+\left(-R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2+\ell_1^2;\ a_{32}=2\left(L+\frac{R}{2}\right)OB_3; \\
&a_{33}=2\left(-R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)OB_3;\ a_{34}=2R\frac{\sqrt{3}}{2};\ a_{35}=2OB_3;\ b_{11}=2(L-R)^2+\ell_2^2; \\
&b_{12}=2(L-R)^2;\ b_{13}=2(L-R); \qquad (16) \\
&b_{21}=\left(L+\frac{R}{2}\right)^2+2OB_2^2+\left(R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2+\ell_2^2;\ b_{22}=2\left(L+\frac{R}{2}\right)OB_2;\ b_{23}=2\left(R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)OB_2;\ b_{24}=2R\frac{\sqrt{3}}{2}; \\
&b_{25}=2OB_2=2\sqrt{L^2+R^2+LR}; \qquad b_{31}=\left(L+\frac{R}{2}\right)^2+OB_3^2+\left(-R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2+\ell_2^2; \qquad (5.36) \\
&b_{32}=2\left(L+\frac{R}{2}\right)OB_3;\ b_{33}=2\left(-R\frac{\sqrt{3}}{2}\right)OB_3;\ b_{34}=2R\frac{\sqrt{3}}{2};\ b_{35}=2OB_3.
\end{aligned}
$$

RESULTS

Using the force function given by relation (17), the conservative generalized forces [3,4] were calculated,

REZULTATE

Cu ajutorul funcției de forță dată de relația (17) au fost calculate forțele generalizate conservative [3,4],

$$Q_\lambda^c = \frac{\partial U}{\partial \lambda},\ Q_\theta^c = \frac{\partial U}{\partial \theta}. \tag{17}$$

By replacing in Lagrange's equations, a system of two differential equations of second order in λ and θ was obtained. These equations represent the motion equations system of the oscillating system with conical sieve.

Înlocuind în ecuațiile lui Lagrange s-au obținut sistemul de ecuații diferențiale de ordinul al doilea în λ şi θ care exprimă mişcarea sistemului oscilant cu sită conică.

$$\begin{aligned}
&m\ddot{\lambda} - m\xi\ddot{\theta}\cos\theta + m\xi\dot{\theta}^2\sin\theta = F_o\sin\Omega t - \frac{1}{2}k_1[2\lambda - a_{13}\sin\theta - \frac{2\ell_1(2\lambda - a_{13}\sin\theta)}{2\sqrt{a_{11}+\lambda^2 - a_{12}\cos\theta - a_{13}\lambda\sin\theta}}] - \\
&-\frac{1}{2}k_1\{2\lambda - a_{24} - a_{25}\sin(\alpha-\theta) - \frac{2\ell_1[-a_{24} - a_{25}\sin(\alpha-\theta)]}{2\sqrt{a_{21}+a_{22}\cos(\alpha-\theta) - a_{23}\sin(\alpha-\theta) - \lambda a_{24} - a_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)}}\} - \\
&-\frac{1}{2}k_1\{2\lambda - a_{33} - a_{35}\sin(\alpha+\theta) - \frac{2\ell_1[-a_{34} - a_{35}\sin(\alpha+\theta)]}{2\sqrt{a_{31}+a_{32}\cos(\alpha+\theta) - a_{33}\sin(\alpha+\theta) - \lambda a_{34} - a_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)}}\} - \\
&-\frac{1}{2}k_2[2\lambda + b_{13}\sin\theta - \frac{2\ell_2(2\lambda + b_{13}\sin\theta)}{2\sqrt{b_{11}+\lambda^2 - b_{12}\cos\theta + b_{13}\lambda\sin\theta}}] - \frac{1}{2}k_2\{2\lambda - b_{24} - b_{25}\sin(\alpha-\theta) - \\
&-\frac{2\ell_2[-b_{24} - b_{25}\sin(\alpha-\theta)]}{2\sqrt{b_{21}+b_{22}\cos(\alpha-\theta) - b_{23}\sin(\alpha-\theta) - \lambda b_{24} - b_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)}}\} - \frac{1}{2}k_2\{2\lambda - b_{34} - b_{35}\sin(\alpha+\theta) - \\
&-\frac{2\ell_2[-b_{34} - b_{35}\sin(\alpha+\theta)]}{2\sqrt{b_{31}+b_{32}\cos(\alpha+\theta) - b_{33}\sin(\alpha+\theta) - \lambda b_{34} - b_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)}}\}.
\end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned}
&\left(J_C + m\xi^2\right)\ddot{\theta} - m\xi\ddot{\lambda}\sin\theta - m\xi\dot{\lambda}\dot{\theta}\cos\theta - m\xi\dot{\lambda}\dot{\theta}\sin\theta = \\
&-\frac{1}{2}k_1\left[a_{12}\sin\theta - a_{13}\lambda\cos\theta - \frac{2\ell_1(a_{12}\sin\theta - a_{13}\lambda\cos\theta)}{2\sqrt{a_{11}+\lambda^2 - a_{12}\cos\theta - a_{13}\lambda\sin\theta}}\right] - \\
&-\frac{1}{2}k_1\left[-a_{22}\sin(\alpha-\theta) + a_{23}\cos(\alpha-\theta) + a_{25}\lambda\cos(\alpha-\theta) - \frac{2\ell_1[a_{22}\sin(\alpha-\theta) + a_{23}\cos(\alpha-\theta) + a_{25}\lambda\cos(\alpha-\theta)]}{2\sqrt{a_{21}+a_{22}\cos(\alpha-\theta) - a_{23}\sin(\alpha-\theta) - \lambda a_{24} - a_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)}}\right] - \\
&-\frac{1}{2}k_1\left[a_{32}\sin(\theta+\alpha) + a_{33}\cos(\alpha+\theta) - a_{35}\lambda\cos(\alpha+\theta) - \frac{2\ell_1[a_{32}\sin(\alpha+\theta) - a_{33}\cos(\alpha+\theta) - a_{35}\lambda\cos(\alpha+\theta)]}{2\sqrt{a_{31}+a_{32}\cos(\alpha+\theta) - a_{33}\sin(\alpha+\theta) - \lambda a_{34} - a_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)}}\right] - \\
&-\frac{1}{2}k_2\left[b_{12}\sin\theta + b_{13}\lambda\cos\theta - \frac{2\ell_2[b_{12}\sin\theta + b_{13}\lambda\cos\theta]}{2\sqrt{b_{11}+\lambda^2 - b_{12}\cos\theta + b_{13}\lambda\sin\theta}}\right] - \\
&-\frac{1}{2}k_2\left[-b_{22}\sin(\alpha-\theta) + b_{23}\cos(\alpha-\theta) + \lambda b_{25}\cos(\alpha-\theta) - \frac{2\ell_2[b_{22}\sin(\alpha-\theta) + b_{23}\cos(\alpha-\theta) + b_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)]}{2\sqrt{b_{21}+b_{22}\cos(\alpha-\theta) - b_{23}\sin(\alpha-\theta) - \lambda b_{24} - b_{25}\lambda\sin(\alpha-\theta)}}\right] - \\
&-\frac{1}{2}k_2\left[b_{32}\sin(\theta+\alpha) + b_{33}\cos(\alpha+\theta) - \lambda b_{35}\cos(\alpha+\theta) - \frac{2\ell_2[-b_{32}\sin(\alpha+\theta) - b_{33}\cos(\alpha+\theta) - b_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)]}{2\sqrt{b_{31}+b_{32}\cos(\alpha+\theta) - b_{33}\sin(\alpha+\theta) - \lambda b_{34} - b_{35}\lambda\sin(\alpha+\theta)}}\right]
\end{aligned}$$

For an experimental equipment with conical sieve with circular holes, with known constructive parameters, respectively,

Pentru o instalație experimentală cu sită conică cu orificii circulare, cu parametrii constructivi cunoscuți, respectiv,

l_1 = 0,24 m; l_2 =0,18; d = 0,0015 m; R_o = 0,215 m; l = 0,205 m;

L = 0,420 m; R = 0,2 m; h = 0,015m; m_1 = 0,8 kg; m_2 = 0,4 kg

the stiffness coefficients, k_1 and k_2 [1], of the suspending cables on the top and on the bottom of the sieve, were first calculated as follows:

au fost calculate mai întâi constantele de rigiditate ale cablurilor de legătură la partea de sus, respectiv la partea de jos k_1 şi k_2 [1]:

$$k_1 = \frac{EA}{\ell_1}, \quad k_2 = \frac{EA}{\ell_2} \tag{19}$$

In relations (19), E represents the elastic modulus and A is the area of cables section.

Using numerical integration of differential equations Runge Kutta fourth order, with Turbo Pascal programming language [5,6], the numerical integration of the system (18) has been done.

With the obtained values, the trajectory of the sieve joint point to the acting mechanism arm was graphically drawn (fig.3).

în care: E reprezintă modulul de elasticitate, iar A este aria secţiunii transversale a cablurilor.

Utilizând metoda de integrare numerică a ecuaţiilor diferenţiale Runge Kutta de ordinul IV, cu ajutorul limbajului de programare Turbo Pascal [5,6], s-a făcut integrarea numerică a sistemului (18).

Cu valorile obţinute a fost trasată grafic traiectoria punctului de legătură a sitei cu braţul mecanismului de acţionare, (fig.3).

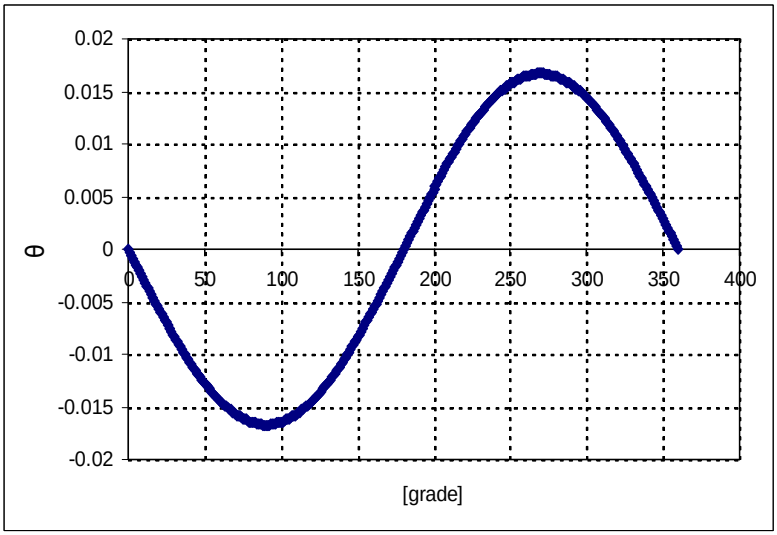


Fig. 3 - The trajectory of the sieve joint point to the acting mechanism arm / *Traiectoria punctului de legătură a sitei cu braţul mecanismului de acţionare*

CONCLUSIONS

Suspended oscillating conical sieves are used to separate foreign bodies in mixed grain.

The dynamic analysis of the oscillating system with conical sieve is quite difficult, and the motion differential equations system of a point on the sieve is very complex.

This system can not be solved mathematical. Therefore, if the constructive parameters of the mechanical system are known, the numerical integration is necessary.

However, our numerical calculations and our observations have shown that the system has a harmonic motion that was graphically drawn in fig.3.

The mathematical model presented can be the basis for the design and construction of grain cleaning systems that have integrated such a sieve.

CONCLUZII

Sitele conice oscilante suspendate sunt utilizate pentru separarea corpurilor străine din amestecurile de cereale.

Analiza dinamică a sistemului oscilant cu sită conică este destul de dificilă, iar sistemul de ecuaţii diferenţiale ale mişcării unui punct de pe sită este deosebit de complex.

El nu poate fi rezolvat matematic şi de aceea este necesară integrarea numerică cunoscând parametrii constructivi ai sistemului mecanic.

Din calculele şi observaţiile noastre rezultă totuşi o mişcare oscilatorie armonică a sistemului reprezentată grafic prin figura 3.

Modelul matematic prezentat poate sta la baza proiectării şi construcţiei sistemelor de curăţire a cerealelor care au integrate o astfel de sită.

REFERENCES

[1]. Buzdugan Gh. (1986) – *Strength of materials*, Publishing of Academy, Bucharest;
[2]. Enescu N., Bugaru M. (2000) – *Mecanics*, Printech Publishing, Bucharest;
[3]. Ion C., Crăifăleanu A. (2002) – *Dynamic synthesis and analytical mechanics*, Matrix-Rom Publishing, Bucharest;
[4]. Magheti I., Voiculescu L. (2000) – *Elements of applied mechanics*, Printech Publishing, Bucharest;
[5]. Moise V., Maican E., Moise St.I. (2007) – *Numerical methods*, Technical Publishing, Bucharest;
[6]. Simionescu I, Moise V. (1999) – *Mecanisme*, Editura Tehnică, Bucureşti;

BIBLIOGRAFIE

[1]. Buzdugan Gh. (1986) – *Rezistenţa materialelor*, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti;
[2]. Enescu N., Bugaru M. (2000) – *Mecanică*, Editura Printech, Bucureşti;
[3]. Ion C., Crăifăleanu A. (2002) – *Sinteze de dinamică şi mecanică analitică*, Editura Matrix-Rom, Bucureşti;
[4]. Magheţi I., Voiculescu L. (2000) – *Elemente de mecanică aplicată*, Editura Printech, Bucureşti;
[5]. Moise V., Maican E., Moise St.I. (2007) – *Metode numerice*, Editura Tehnică, Bucureşti;
[6]. Simionescu I, Moise V. (1999) – *Mecanisme*, Editura Tehnică, Bucureşti;

[7]. Stoica D., Orasanu N., Craifaleanu A. (2011) – *Conical vibrating sieve*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 73, Iss. 4;
[8]. Stoica D. (2011) – *Contributions to the study of vibration of machines for the processing of agricultural products* (Ph.D. Thesis), U.P.B.

[7]. Stoica D., Orăşanu N., Craifaleanu A. (2011) – *Conical vibrating sieve*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 73, Iss. 4;
[8]. Stoica D. (2011) – *Contribuții la studiul fenomenelor vibratorii privind utilajele din domeniul prelucrării produselor agricole* (Teza de doctorat), U.P.B.

SECTION 3
RENEWABLE ENERGY AND ENVIROMNET

EVALUATION METHOD OF ENERGY POTENTIAL OF SOLID VEGETAL BIOMASS
/
METODA DE EVALUARE A POTENTIALULUI DE ENERGIE DIN BIOMASA SOLIDA VEGETALA

PhD. Stud. Eng. Nagy E.M., PhD. Stud. Eng. Coța C., PhD. Eng. Cioica N.
INMA Bucharest-Cluj Napoca Branch / Romania
Tel/fax: 0264-418162, nagy@inma.ro

Abstract: In our country, at present, about 90% of the rural population uses the solid biomass as a source of heat. In Romania biomass represent an important source of energy not only in rural but also in urban areas. Under this circumstances it is important to know the potential of biomass, both theoretical and real, not only at nationally, but also divided by region or even on certain clearly defined areas. This paper bring in a general method for evaluate the energy potential of solid biomass at national level. The proposed method is based on systemic analysis on the one hand, and on the other hand is based on using statistics available at national level, and it can be applied to determine the energy potential of biomass coming from only a certain vegetal or wooden category, or from a certain area clearly defined. Also, in the present work is performed the evaluation of the real energy potential stored in agricultural residues resulting from harvesting of 10 ha of wheat. This method of evaluation is useful in determining the real energy potential of solid biomass and allows farmers to choose correct the category of biomass grown to be energy harnessed.

Keywords: biomass, evaluation method, energy potential

Rezumat: *În țara noastră, în prezent, circa 90% din populația din mediul rural utilizează ca sursă de energie termică biomasa solidă. În România biomasa reprezintă o sursă importantă de energie, nu numai în mediul rural ci şi în mediul urban. In aceste condiții, este importantă cunoaşterea potențialului de biomasă atât teoretic cât şi cel real, nu numai la nivel național ci şi divizat pe regiuni sau chiar pe anumite zone clar stabilite. În lucrarea de fața, se propune o metoda generala de evaluare a potențialului de energie din biomasa solidă la nivel național. Metoda propusă are la bază analiza sistemică pe de o parte, iar pe de altă parte utlizarea datelor statistice disponibile pe plan national, şi poate fi aplicată şi pentru determinarea potențialului de energie din biomasa provenită numai dintr-o anumită categorie vegetală sau lemnoasă sau dintr-o anumită zonă clar delimitată. Deasemenea , în lucrarea de față se realizează evaluarea potențialului real de energie înmagazinată în rezidurile agricole rezultate în urma recoltării a 10 ha. de grâu. Această metodă de evaluare este utilă la determinarea potențialului real de energie din biomasa solidă şi le permite fermierilor să aleagă corect categoria de biomasă cultivată pentru a putea fi valorificată energetic.*

Cuvinte cheie: *biomasă, metodă de evaluare, potențial de energie*

INTRODUCTION

In the context of a strong technological development, due to increasing social demands, facing the world today, the energy becames indispensable for most human activities.

In this context, the continuous growth of primary energy consumption, returns in actuality a serious problem, namely, depletion of fossil fuel reserve, especially that now, at global level over 50% of primary energy consumption comes from conventional energy sources (fig.1). Thus, the biomass becomes again a vital source of energy. Due to cyclicity of production and conversion process, the biomass is considered a renewable energy source and with positive impact on environment. It is, also, considerd as an energy source with a high availability worldwide, mainly due to its variety.

Assume of Directive 2009/28/CE of the European Parliment on the promotion of the use of energy from renewable sources, establishes as target regarding the share of energy from renewable sources in gross final consumption of energy, for 2020, a rate of 24% for Romania [7].

In 2009, the production of primary energy from renewable sources, for Romania, was 18%(Fig.2). Due to its climatic conditions and geographical position, Romania has a techincal potential of biomass energy of 0.318EJ/year or 88.3 TWh/year. Analyzing national technical potential of renewable energy sources (Fig. 3), we see that biomass energy potential is highest, thereby constituting the main source of renewable energy available to our country followed by hydro and wind energy. National technical potential of biomass is composed of five main categories: forestry residues and firewood, wood waste, sawdust; agricultural waste from grain, corn stalks; remnants of grape-vines, branches

INTRODUCERE

În contextul unei puternice dezvoltări tehnologice, impusă de creşterea cerințelor sociale, cu care se confruntă omenirea în prezent, energia devine un element indispensabil pentru majoritatea activităților umane.

În acest context, creşterea continuă a consumului de energie primară, readuce în actualitate o problemă acută şi anume, aceea a epuizării rezervelor de combustibili fosili, mai ales că în prezent la nivel mondial peste 50% din consumul de energie primară provine din surse de energie convenționale (fig. 1). Astfel, biomasa redevine o sursa vitală de energie. Datorită ciclicității proceselor de producere şi conversie, biomasa este considerată o sursă de energie cu caracter regenerabil şi cu impact pozitiv asupra mediului înconjurător. De asemenea, este considerată ca sursă de energie cu un grad ridicat de disponibilitate la nivel mondial, în special datorită varietății sale.

Adoptarea Directivei 2009/28/CE a Parlamentului European privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile stabileşte ca şi obiectiv privind ponderea energiei din surse regenerabile în consumul final brut de energie, pentru anul 2020, un procent de 24% pentru România.[7].

La nivelul anului 2009, producția de energie primară din surse regenerabile, pentru Romania, era de 18% (Fig.2). Datorită condițiilor climatice şi poziției geografice, România dispune de un potențial tehnic de energie din biomasă de 0,318 EJ/an sau 88,3 TWh/an. Analizând potențialul tehnic național al surselor de energie regenerabile (Fig.3), observăm că biomasa are potențialul energetic cel mai ridicat, constituindu-se astfel ca principala sursă de energie regenerabilă de care dispune țara noastră, urmată de energia hidro şi cea eoliană. Potențialul tehnic național de biomasă este format din cinci categorii principale: reziduuri din exploatări forestiere şi lemn de foc, deşeuri de lemn, rumeguş; deşeuri agricole rezultate din cereale, tulpini de porumb; resturi de viță-de-vie, crengi de pomi fructiferi

of trees, etc.; biogas; municipal household waste.

Lack of information on types of solid biomass that can be used as an energy source, as well as those on their energy potential, delay the implementation of new technologies for generating energy from biomass.

In this context the method proposed in this paper is intended as an instrument useful for assessing the real energy potential of solid biomass, allowing evaluation of the energy stored in a given category of biomass or of those from a certain area.

MATERIALS AND METHOD

Solid biomass can be divided in two main categories: vegetal biomass resulted as waste product from agricultural crops and woody biomass resulted from forest exploatation and clearing of forests and from wood processing industry.

Systemic analysis underlying the method of biomass energy potential evaluation consist of an evaluation and analysis of all factors involved in production, transport and processing of biomass, followed by its conversion to energy.

etc.; biogas; deşeuri şi reziduuri menajere urbane.

Lipsa informațiilor privind categoriile de biomasă solidă care pot fi utilizate ca sursă de energie, precum si a celor referitoare la potențialul energetic al acestora, încetinesc implementarea noilor tehnologii de generare a energiei din biomasă.

În acest context metoda propusă în lucrarea de față, se doreşte un instrument util pentru evaluarea potențialului real de energie din biomasă solidă, permițând evaluarea energiei inmagazinate într-o anumită categorie de biomasă sau a celei provenită dintr-o anumită zonă.

MATERIALE ŞI METODA

Biomasa solidă se poate impărți în două mari categorii: biomasa vegetală rezultată ca produs rezidual din culturile agricole şi biomasa lemnoasă rezultată din exploatarea şi curățarea pădurilor şi din industria de prelucrare a lemnului.

Analiza sistemică care stă la baza metodei de evaluare a potențialului energetic al biomasei constă în evaluarea şi analiza tuturor factorilor implicați în producerea, transportul şi procesarea biomasei urmată de conversia sa în energie.

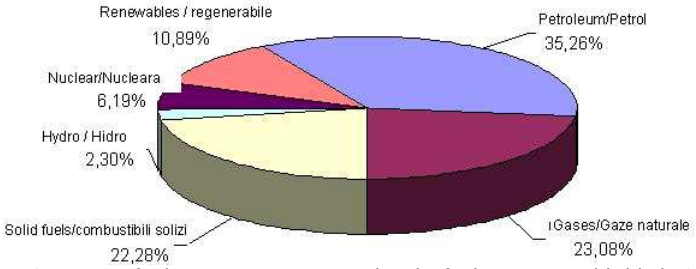


Fig. 1 - Structure of primary energy consumtion, by fuel source, worldwide in 2009 /
Structura consumului de energie primară pe surse de combustibili la nivel mondial în anul 2009 [5]

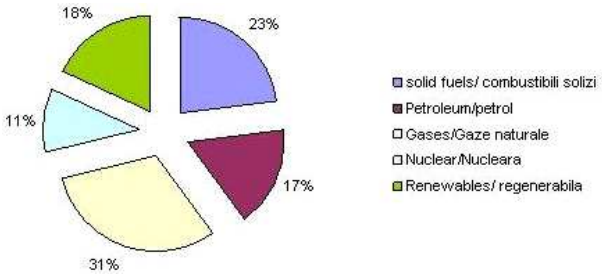


Fig.2. Structure of primary energy production, by fuel source, in Romania, 2009 /
Structura productiei de energie primară pe surse de combustibili in Romania în anul 2009 [8]

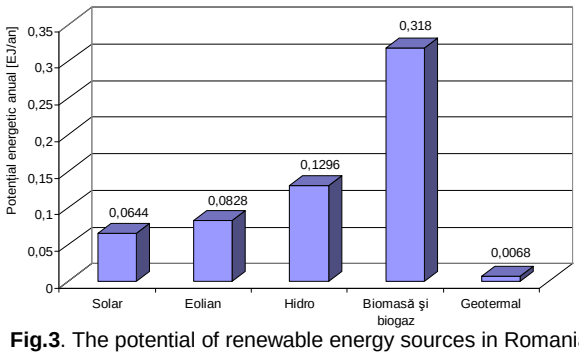


Fig.3. The potential of renewable energy sources in Romania in 2007 /
Potențialul surselor de energie regenerabile în România, în anul 2007 [6]

Given the above, the energy potential from solid biomass, at national level, can be expressed by relation 1, where:

W - the total energy from solid biomass, available nationwide,[kJ];

W_L - total energy from woody biomass, available nationwide,[kJ];

W_V - the total energy from vegetal biomass, available nationwide, [kJ];

Având în vedere cele menționate anterior, potențialul de energie din biomasă solidă, la nivel național, poate fi exprimat de relatia 1, unde:

W - Cantitatea totală de energie din biomasă solidă, disponibilă la nivel national [kJ];

W_L – Cantitatea totală de energie din biomasa lemnoasă, disponibilă la nivel national [kJ];

W_V – Cantitatea totală de energie din biomasa vegetală, disponibilă la nivel național, [kJ];

Each of the two components of the relation (1) is expressed in turn in terms of lower order according to relations (2) and (3), where:
W_{Lu} - the total amount of energy stored in the total amount of woody biomass, available nationwide, as energy source[kJ];
W_{Lc} - the total amount of energy consumed for processing woody biomass available nationwide,as energy source[kJ];
W_{Vi} - the total amount of energy from vegetal biomass, in category *i*, available nationwide, [kJ];
i = 1, ...n - types of vegetal biomass, eg 1-vegetal biomass resulting from the wheat crop; 2 -vegetal biomass resulting from maize, etc.
W_{Viu} - the total amount of energy stored in total amount of vegetal biomass, of category *i*, available nationwide, as energy source,[kJ];
W_{Vic} - the total amount of energy consumed to obtain vegetal biomass, of category *i*, available nationwide, as energy source,[kJ];

The total amount of energy stored in the total amount of vegetal biomass, in category *i*, available nationwide, as energy source, can be calculated with relation 4, where:
H_{Vi} - average calorific value of vegetal biomass, in category *i*, available nationwide;
M_{Vi} - the total amount of vegetal biomass, in category *i*, available nationwide [kg];

Fiecare dintre cele două componente ale relației (1) se exprimă la rândul ei în termeni de ordin inferior conform relațiilor (2) si (3), unde:
W_{Lu} – Cantitatea totală de energie inmagazinata in total cantitate biomasa lemnoasa, disponibila la nivel national, ca sursa de energie, [kJ];
W_{Lc} – Cantitatea totală de energie consumată pentru procesarea biomasei lemnoase, disponibile la nivel național, ca sursă de energie, [kJ];
W_{Vi} – Cantitatea totală de energie din biomasa vegetală, din categoria *i*, disponibilă la nivel național, [kJ];
i = 1,...n – categoriile de biomasă vegetală , de ex.1– biomasa vegetală rezultată din cultura de grâu; 2-biomasa vegetală rezultată din cultura de porumb; etc
W_{Viu} – Cantitatea totala de energie inmagazinata in total cantitate biomasa vegetala din categoria i, disponibila la nivel national, ca sursa de energie, [kJ];
W_{Vic} – Cantitatea totală de energie consumată pentru obținerea biomasei vegetale din categoria i, disponibile la nivel național, ca sursă de energie, [kJ];

Cantitatea totală de energie înmagazinată în total cantitate biomasă vegetală din categoria i, disponibilă la nivel național, ca sursă de energie, se poate calcula cu relația 4, unde:
H_{Vi} – Valoarea medie a puterii calorice a biomasei vegetale din categoria i, disponibile la nivel național;
M_{Vi} – Cantitatea totală de biomasă vegetală din categoria *i*, disponibilă la nivel național, [kJ];

$$W = W_L + W_V \quad (1)$$

$$W_L = W_{Lu} - W_{Lc} \quad (2)$$

$$W_V = SW_{Vi} = S(W_{Viu} - W_{Vic}) \quad (3)$$

$$W_{Viu} = H_{Vi} \times M_{Vi} \quad (4)$$

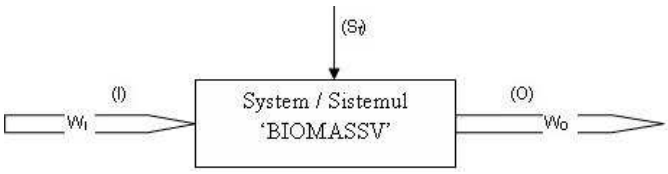


Fig.4. Block diagram of the independent system "BIOMASSV" /
Schema bloc de reprezentare sistemului independent "BIOMASSV"

$$E_{prod} = f(I,O,S_f) \quad (5)$$

Activities performed in the process of energetic use of vegetal biomass are grouped into two main stages: the stage of vegetal biomass production and conversion stage. The first stage, includes all operations performed in order to obtain vegetal biomass, from category *i* (for eg. works related to biomass cultivation, primary processing, transportation, etc.)

In the context of development of assessment method, trough systemic analysis, to the production stage of vegetal biomass, of category *i*, is associated an independent system, generically called "BIOMASSV" (fig.4)[2]. The input (I) of the system represents the total energy consumption (W_I) associated to activities / processes in vegetal biomass cultivation process, of category *i*.

The output of the system (O) are represented by the energy stored in the vegetal biomass (W_O), obtained in the production stage. On the considered system acting other specific features (S_f), whose action can not be eliminated, such as soil characteristics, weather conditions, etc.

Equation (5) represents the behavioral equation of the "BIOMASSV" system, where E_{prod} is total amount of energy available from the production process of vegetal biomass, and it is determined as a function of inputs I, outputs O, and specific features S_f, and the interdependencies between them.

Activitățile realizate în cadrul procesului de utilizare energetică a biomasei vegetale se grupează în două etape principale: etapa de producere a biomasei vegetale şi etapa de conversie. Prima etapă- cuprinde totalitatea operațiilor realizate în scopul obținerii biomasei vegetale din categoria *i* (de ex.lucrările legate de cultivarea biomasei, procesare primară, transport, etc).

In contextul dezvoltării metodei de evaluare prin analiza sistemică, etapei de producere a biomasei vegetale din categoria *i* îi este asociat un sistem independent, numit generic "BIOMASSV" (fig.4) [2]. Mărimile de intrare în sistem (I) reprezintă totalitatea consumurilor energetice (W_I) asociate activităților/proceselor din procesul de producere a biomasei vegetale din categoria *i*.

Mărimile de ieşire din sistem (O) sunt reprezentate de energia înmagazinată în biomasa vegetală, rezultată în etapa de producere a acesteia (W_O). Asupra sistemului considerat acționează şi caracteristicile specifice (S_f) a căror acțiune nu poate fi eliminată, cum ar fi: caracteristicile solului, condițiile meteorologice, etc.

Ecuația (5) reprezintă ecuația comportamentală a sistemului "BIOMASSV", unde E_{prod} este cantitatea de energie totală disponibilă în urma procesului de producere a biomasei vegetale, şi se determină ca şi funcție de mărimile de intrare I, de ieşire O, de caracteristicile specifice S_f şi de interdependențele dintre aceştia.

The quantitative expression of the inputs(I), outputs (O), and the correlation between them, leads to the determination of an explicit mathematical expression, based on which is determined the total amount of energy available from the production process of vegetal biomass and, respectively, the energy consumption from process. To determine the mentioned mathematical expression, it is necessary to divide the "BIOMASSV" into subsystems associated with each operation of the composition of analyzed process.

The amount of total energy input, W_I, can be expressed as a sum of elemental (partial) energies, associated to working stages required to develop processes into the system of vegetal biomass production - relation (6) [2], where:

I- represent the inputs;

N_1 - the total number of different types of energy inputs in subdivision of order 1;

j- superscript, represent the category of the subdivision of energy input. Else, the relation (6) can be expressed as relation (7) [2], where:

$W^1_{I.1}$, $W^1_{I.2}$, $W^1_{I.3}$,....$W^1_{I.n1}$ – represent all the energies required for all the activities associated to different types of inputs defined into subdivision of category 1. So, eg.$W^1_{I.1}$- represents energy input associated to agricultural machines used in vegetal biomass production; $W^1_{I.2}$ – represents energy input associated to fertilizers (chemical fertilizers- store the energy of the production, transport , distribution) etc.

Development of inputs system is continued until each elementary energy can be expressed quantitatively and can not be divided into further subcategories.

The outputs (O),can be analyzed in the same way as the inputs, so, the total output energy (WO), in our case, can be calculated using the relation (8) [2], where:

W_{Opr} –is the energy stored in the main products;

W_{Obpr} –is the energy stored in the by-products.

Evaluation of total output energy can be done in two ways, namely: first method involves calculating the energy value of primary products and by-products; and the second method involves calculating energy value of secondary products obtained (eg. ethanol, vegetable oils, etc), after that it will make the energy analysis.

In the same way it is possible to analyse the specific features of the system S_f. These factors are abstract because they are not clearly defined quantitatively but they are distinct elements in the energies system. Thus, the functional relation (9) express S_f as a functional element of the system, where:

S_c- is associated with soil characteristics;

C_c- is associated with climate characteristics;

T_c- is associated with characteristics of the technology used;

O_c-represents other characteristics.

Following the same method of systemic analysis will determine the energy consumed in the woody biomass production process.

RESULTS

Using the general mathematical method for determining the real energy potential, developed above, in this paper it is determined the real energy potential of vegetal biomass from an area of 10 ha of wheat crop.

For this it is necessary to analyze the energy flow in the vegetal mass production process mentioned, respectively, determining the energy consumption involved in the process.

Exprimarea cantitativă a intrărilor (I), respectiv ieşirilor din sistem (O), precum şi a corelațiilor dintre acestea, conduce la determinarea unei expresii matematice explicite, în baza căreia se determină cantitatea de energie totală disponibilă în urma procesului de producere a biomasei vegetale şi respective a consumului energetic din proces. Pentru determinarea expresiei matematice amintite, este necesară divizarea sistemului „BIOMASSV" în subsisteme, asociate fiecărei operații din componența procesului analizat.

Cantitatea de energie totală introdusă în sistem (W_I) poate fi exprimată ca şi sumă a energiilor elementare (parțiale) asociate fazelor de lucru necesare desfăşurării proceselor în cadrul sistemului de producție a biomasei vegetale – relația (6) [2], unde:

I – reprezintă intrările;

N_1 – Numărul total de tipuri de energie de intrare în subdiviziunea de ordin 1;

j – Exponent arată ordinul subdiviziunii energiei de intrare.Altfel , ecuația (6) poate fi exprimată sub forma ecuației (7) [2], unde:

$W^1_{I.1}$, $W^1_{I.2}$, $W^1_{I.3}$, ...$W^1_{I.n1}$ – reprezintă energia necesară pentru toate activitățile asociate diferitelor tipuri de mărimi de intrare definite în subdiviziunea de ordin 1. Astfelm, de ex. $W^1_{I.1}$- reprezintă energia de intrare asociată maşinilor agricole; $W^1_{I.2}$ – reprezintă energia de intrare asociataă fertilizării (fertilizanții chimici- înmagazinează energia corespunzătoare producerii lor, transportului, distribuției) etc.

Dezvoltarea sistemului mărimilor de intrare este continuată până când fiecare energie elementară poate fi exprimată cantitativ şi nu mai poate fi divizată în alte subcategorii.

Mărimile de ieşire din sistem (O), pot fi analizate în acelaş mod ca şi mărimile de intrare, astfel, energia totală ieşită din sistem (W_O), în cazul ales, se poate determina cu relația (8) [2], unde:

W_{Opr}- este energia totală înmagazinată în produsul principal;

W_{Obpr}- este energia totală înmagazinată în subprodusele rezultate.

Evaluarea energiei totale ieşită din sistem se poate realiza pe doua căi şi anume: prima metodă presupune calcularea valorii energiei produselor primare şi a subproduselor, iar a doua metodă presupune calcularea valorii energiei produselor secundare obținute (de exemplu:etanol, uleiuri vegetale,etc) dupa care se va face analiza energetică.

În aceaşi manieră pot fi analizați factorii caracteristici specifici sistemului S_f. Acesti factori sunt abstracți deoarece ei nu sunt clar definiți cantitativ dar reprezintă elemente distincte în sistemul energiilor. Astfel relația funcțională (9) exprimă S_f ca si element funcțional al sitemului, unde:

S_c-este asociat cu caracteristicile solului;

C_c- este asociat cu caracteristicile climei;

T_c-este asociat cu caracteristicile tehnologiei aplicate;

O_c-reprezintă alte caracteristici.

Urmând aceaşi metodă a analizei sistemice se determină energia consumată în procesul de producere a biomasei lemnoase.

REZULTATE

Utilizând metoda matematică generală de determinare a potențialului energetic real, dezvoltată mai sus, în lucrarea de față se determină potențialul energetic real al biomasei vegetale obținută pe o suprafața cultivate de 10 ha, din cultura grâului.

Pentru acesta este necesară analiza fluxului energetic în procesul de producere a masei vegetale amintite, respectiv determinarea consumurilor energetice implicate de proces.

$$W_I = \sum_{i=1}^{n_1} W^j_{I.i},\ i = 1, 2, 3, ..., n_1 \quad (6)$$

$$W_I = W^1_{I.1} + W^1_{I.2} + W^1_{I.3} + ... + W^1_{I.n1} \quad (7)$$

$$W_O = \sum_{i=1}^{m} W_{Opr.} + \sum_{i=1}^{m} W_{Obpr.} \quad (8)$$

$$S_f = f(S_c, C_c, T_c, ...O_c) \quad (9)$$

Thus, for wheat crop, the total input energy of the system, W_I, include:
$W^1_{I.1}$ – energy input associated to agricultural machinerz;
$W^1_{I.2}$ – energy input associated to chemical fertilizers;
$W^1_{I.3}$ – energy input associated to herbicides;
$W^1_{I.4}$ – energy input associated to seeds germination;
$W^1_{I.5}$ - energy input associated to transportation and storage;
$W^1_{I.6}$ – energy input associated to human labor.

To define and calculate the overall input energy we realized the energy flow for wheat crop production (fig.5).

According to diagrame in fig.5 and relation (7), the input energy for wheat crop is given by (10).

Each term of (10) is divided in other elemental terms in subdivision of class 2 or 3, as follows:

Term $W^1_{I.1}$ is subdivided in elemental terms of class 2 (11), where:
- $W^2_{I.1.1}$- energy associated to agricultural machinery production;
- $W^2_{I.1.2}$ - energy associated to repair of agricultural machinery;
- $W^2_{I.1.3}$ - energy associated to fuel consumtion.

The term $W^2_{I.1.1}$ is subdivided in elemental terms of class 3 (12), where:
- $W^3_{I.1.1.1}$ – energy associated to material used in agricultural machinery;
- $W^3_{I.1.1.2}$ – energy associated to manufacturing process of agricultural machinery;
- A_{mat} - a coefficient of energy consumption associated to material used in agricultural machinery, per mass unit [MJ/kg];
- A_{manf} - a coefficient of energy consumption associated to manufacturing of agricultural machinery, per mass unit [MJ/kg];
- M_m – mass of the agricultural machinery [kg];
- T_f – lifetime of agricultural machinery;
- S – total cultivated area.

The term $W^2_{I.1.2}$ is expressed by relation (13), where:
- $A_{rep.m}$ - a coefficient of energy consumption associated to agricultural machinery repairs, per mass unit [MJ/kg] per year.

Astfel, pentru producerea grâului, energia totală introdusă în sistem W_I, include:
$W^1_{I.1}$ – energia asociată maşinilor agricole utilizate;
$W^1_{I.2}$ – energia asociată îngrăşamintelor chimice;
$W^1_{I.3}$ – energia asociată pesticidelor;
$W^1_{I.4}$ – energia asociată germinării semințelor;
$W^1_{I.5}$ – energia asociată transportului şi depozitării;
$W^1_{I.6}$ – energia asociată manoperei

Pentru a defini şi calcula energia globală intrată am realizat fluxul de energie pentru producția culturii grâului (fig.5)

Conform diagramei din fig.5 şi relației (7) energia introdusă în sistem pentru cultura de grâu este dată de relația (10).

Fiecare termen al relației (10) este divizat în termeni elementali de ordinul 2 sau 3 dupa cum urmează:

Termenul $W^1_{I.1}$ este divizat în termeni elementali de ordinul 2 (11), unde:
- $W^2_{I.1.1}$- energia asociată producerii maşinilor agricole;
- $W^2_{I.1.2}$- energia asociată reparării maşinilor agricole;
- $W^2_{I.1.3}$- energia asociată consumului de carburanți.

Termenul $W^2_{I.1.1}$ este divizat , la rândul său în termeni elementali de ordin 3 (12), unde:
- $W^3_{I.1.1.1}$ – energia asociată materialului folosit la maşinile agricole;
- $W^3_{I.1.1.2}$ – energia asociată producerii maşinilor agricole;
- A_{mat} - coeficientul consumului de energie asociat materialului folosit la maşinile agricole, pe unitatea de masă [MJ/kg];
- A_{manf} - coeficientul consumului de energie asociat producerii maşinilor agricole, pe unitatea de masă [MJ/kg];
- M_m – masa maşinii agricole [kg];
- T_f – durata de viață a maşinii agricole;
- S – suprafața totală cultivată.

Termenul $W^2_{I.1.2}$ este exprimat de relația (13) unde:
- $A_{rep.m}$ - coeficientul de energie consumat asociat reparațiilor maşinii agricole, pe unitatea de masă, pe an [MJ/kg].

$$W_I = W^1_{I.1} + W^1_{I.2} + W^1_{I.3} + W^1_{I.4} + W^1_{I.5} + W^1_{I.6} \quad (10)$$

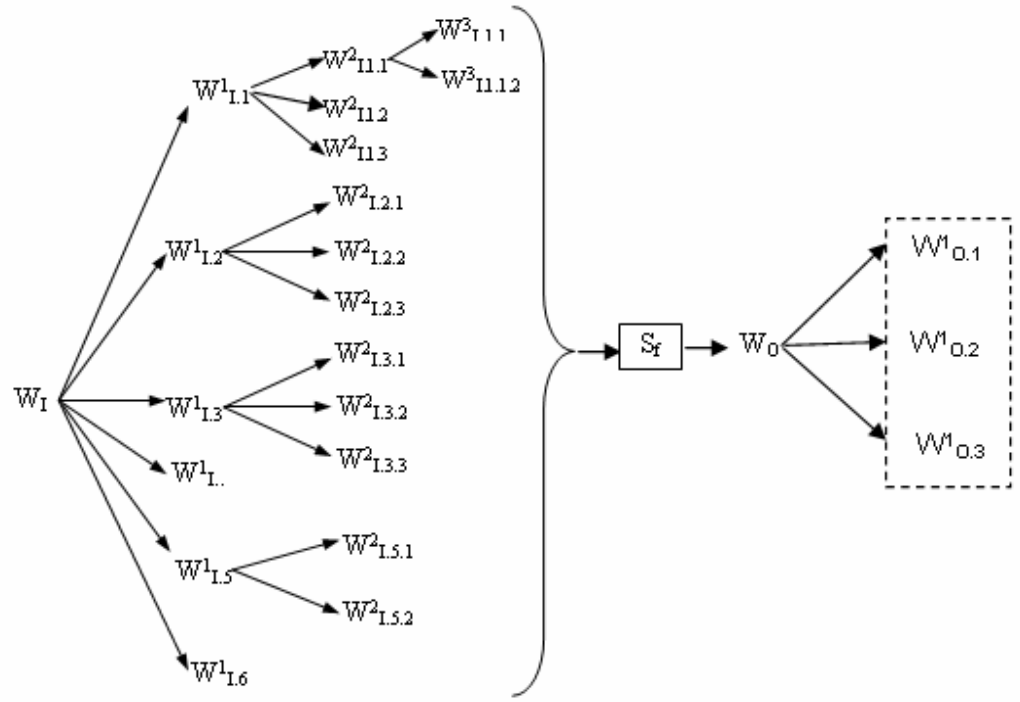


Fig. 5 - Energy flow diagram for wheat crop / *Schema fluxului de energie pentru cultura graului*

$$W^1_{I.1} = W^2_{I.1.1} + W^2_{I.1.2} + W^2_{I.1.3} \quad (11)$$

$$W^2_{I.1.1} = W^3_{I.1.1.1} + W^3_{I.1.1.2} = [(A_{mat} + A_{manf})M_m]/T_f \cdot S \quad (12)$$

The term $W^2_{I.1.3}$is expressed by relation (14), where:
- i – the energy type associated to activity;
- $H_{f.i}$ - calorific value of fuels consumed in the activity i;
- $V_{f.i}$ - fuel volume used per 1 ha associated to activity i.

The energy associated to the chemical fertilizers used, $W^1_{I.2}$, can be divided in 3 elements of class 2 (15), where:
- $W^2_{I.2.1}$ – energy associated to chemical fertilizer production;
- $W^2_{I.2.2}$ – energy associated to chemical fertilizer packaging;
- $W^2_{I.2.3}$ – energy associated to chemical fertilizer distribution.
- $C_{prod,cf}$, $C_{pack,cf}$, $C_{trans,cf}$ are the specific energies consumed for production, packaging and transportation of chemical fertilizer [MJ/kg],
- M_{cf} – the amount of chemical fertilizer used per ha [kg].

The term $W^1_{I.3}$ include three terms of class 2 (16), thus:
- $W^2_{I.3.1}$ - energy associated to herbicide production;
- $W^2_{I.3.2}$ - energy associated to herbicide packaging;
- $W^2_{I.3.3}$ - energy associated to herbicides distribution;
- $D_{prod,b}$, $D_{pack,b}$, $D_{trans,b}$ are the specific energies consumed for production, packaging and transportation of herbicides [MJ/kg];
- M_b – the amount of herbicides used per ha [kg].

Term $W^1_{I.4}$ represent the energy stored in the seeds used for sowing (17), where:
- H_s – calorific value of the seeds [MJ/kg];
- M_s – amount of seeds used per ha, [kg].

Term $W^1_{I.5}$ involved two terms of class 2 (18), where:
- $W^2_{I.5.1}$ – energy associated to transportation;
- $W^2_{I.5.2}$ – energy associated to storage of main products and by-products
- $H_{comb,trans}$ - calorific value of fuels used for transport,[MJ/L];
- $V_{comb.trans}$ – fuel volume used for transport,[L/h];
- T_{trans} – total time for transport, [h];
- F_{dep}- coefficient of energy consumption by storage, per day, [MJ/day];
- T_{dep} – time of storage,[day].

Termenul $W^2_{I.1.3}$- exprimat de relația (14), unde:
- i – tipul de energie asociată activității;
- $H_{f.i}$ - valoarea calorifică a combustibilului consumat în activitatea i;
- V_{fi} - volumul de combustibil utilizat pentru 1 ha, corespunzator activitatii i.

Energia asociata ingrasamintelor chimice utilizate, $W^1_{I.2}$ se divide în trei elemente de ordinul 2 (15), unde:
- $W^2_{I.2.1}$ – energia asociată producerii îngrăşămintelor chimice;
- $W^2_{I.2.2}$ - energia asociată împachetării îngrăşămintelor chimice;
- $W^2_{I.2.3}$ – energia asociată împrăştierii îngrăşămintelor chimice.
- $C_{prod,cf}$, $C_{pack,cf}$, $C_{trans,cf}$ sunt energiile specifice consumate pentru producerea, ambalarea, respectiv distribuirea îngrăşămintelor(MJ/kg),
- M_{cf} – cantitatea îngrăşămintelor chimice distribuite la ha [kg].

Termenul $W^1_{I.3}$ cuprinde trei termeni de ordin 2 (16), astfel:
- $W^2_{I.3.1}$ - energia asociată producerii erbicidelor;
- $W^2_{I.3.2}$ - energia asociată ambalării erbicidelor;
- $W^2_{I.3.3}$ - energia asociată distribuirii erbicidelor;
- $D_{prod,b}$, $D_{pack,b}$, $D_{trans,b}$ sunt energiile specifice consumate pentru producerea, ambalarea, respectiv distribuirea erbicidelor [MJ/kg];
- M_b – cantitatea de erbicide distribuită la ha [kg].

Termenul $W^1_{I.4}$ cuprinde energia din semințele utilizate la însămânțare (17), unde:
- H_s – valoarea calorifică a semințelor [MJ/kg];
- M_s – cantitatea de semințe utilizată la ha, [kg].

Termenul $W^1_{I.5}$ include doi termeni de ordin 2 (18), unde:
- $W^2_{I.5.1}$ – energia asociată transportului;
- $W^2_{I.5.2}$ – energia asociată depozitării produselor primare şi subproduselor
- $H_{comb,trans}$ - valoarea calorifică a combustibilului utilizat pentru transport,[MJ/L];
- $V_{comb.trans}$ - volumul de combustibil utilizat pentru transport,[L/h];
- T_{trans} – timpul total pentru transport, [h];
- F_{dep} coeficientul energiei consumate pentru depozitare, pe zi, [MJ/zi];
- T_{dep} – timpul de depozitare,[zi].

$$W^2_{I.1.2} = A_{rep.m} \cdot M_m]/T_f \cdot S \quad (13)$$

$$W^2_{I.1.3} = \sum_{i=1}^{k} H_{f.i} \cdot V_{f.i} \quad (14)$$

$$W^1_{I.2} = W^2_{I.2.1} + W^2_{I.2.2} + W^2_{I.2.3} = (C_{prod,cf} + C_{pack,cf} + C_{trans,cf}) \cdot M_c \quad (15)$$

$$W^1_{I.3} = W^2_{I.3.1} + W^2_{I.3.2} + W^2_{I.3.3} = (P_{prod,b} + P_{pack,b} + P_{trans,b}) \cdot M_b \quad (16)$$

$$W^1_{I.4} = H_s \cdot M_s \quad (17)$$

$$W^1_{I.5} = W^2_{I.5.1} + W^2_{I.5.2} = H_{comb,trans}\, V_{comb.trans} \cdot T_{Trans} + F_{dep} \cdot T_{dep} \quad (18)$$

Term $W^1_{I.6}$ – the energy associated to human labor, can be calculated based on the metabolic energy (19), where:
G_{om} – the coefficient of energy consumed by one worker , per day, [MJ/day];
H_{om} – number of working days;
N_{om} – number of workers

For our case we consider as main products the grain and straw obtained from wheat crop. In this case the output can be expressed by relation (20), wher:
W_O – the energy stored in biomass;
$W^1_{O.1}$ – energy stored in grains;
$W^1_{O.2}$ – energy stored in vegetal material(straw);

These energies can be calculated with relation (21), where:
H_{Seed}, H_{VM} ,- are calorific values for grains, and straw, per mass unit [MJ/kg];
M_{Seed}, M_{VM}, - amount of grains and straw per ha [kg/ha].

We conducted an analysis of energy balance for wheat crop, the products obtained were grains and straw.

Characteristics parameters used to calculate $W_I = f(W^1_{I.1}, W^1_{I.2}, ..., W^1_{I.6})$,$S_f = f(S_C, C_C, T_C,..., O_C)$ and $W_O = f(W^1_{O.1}, W^1_{O.2})$ are presented in tab.1 and tab. 2

To determine the energy stored in vegetal biomass

Termenul $W^1_{I.6}$ – energia asociată manoperei, poate fi calculat pe baza energiei metabolice (19), unde:
G_{om} – coeficientul energiei consumate de un muncitor intr-o zi, [MJ/zi];
H_{om} – numărul de zile lucrate;
N_{om} – numărul de muncitori.

Pentru cazul studiat se consideră că produse principale de ieşire boabele şi paiele obținute din cultura de grâu. În acest caz mărimea de ieşire poate fi exprimată prin relația (20), în care:
W_O – energia înmagazinată în biomasa rezultată;
$W^1_{O.1}$ – energia înmagazinată în boabe;
$W^1_{O.2}$–energia înmagazinată în materialul vegetal (paie);

Aceste energii pot fi calculate cu relațiile(21), unde:
H_{Seed}, H_{VM} ,sunt valorile calorifice pentru semințe, respectiv materialul vegetal, pe unitatea de masă [MJ/kg];
M_{Seed}, M_{VM}, cantitățile corespunzătoare de semințe, mat.vegetal, pe ha [kg/ha].

Am realizat o analiză a balanței energetice, pentru cultura de grâu- produsul obținut fiind boabele şi paiele.

Mărimile caracteristice utilizate pentru calculul $W_I = f(W^1_{I.1}, W^1_{I.2}, ..., W^1_{I.6})$, $S_f = f(S_C, C_C, T_C,..., O_C)$ şi $W_O = f(W^1_{O.1}, W^1_{O.2})$ sunt prezentate în tab. 1 şi tab. 2

Pentru determinarea energiei înmagazinate în

resulting from cultivation of 10 hectares with wheat, the following inputs are necessary:

- Technology of wheat cultivationa (tabel 1);
- cultivated area: 10 ha;
- soil type: brown-reddish soil, no irrigation
- fuel: Diesel with H_c=38 MJ/l;

biomasa vegetală rezultată prin cultivarea a 10 ha., cu grâu sunt necesare urmatoarele date de intrare:

- Tehnologia de cultivare a grâului (tabel 1)
- Suprafața cultivată: 10 ha.,
- Tip sol: brun-roşcat, fără irigații;
- Combustibil utilizat: motorină cu H_c=38 MJ/l

$$W^1_{I.6} = G_{om} \cdot H_{om} \cdot N_{om} \quad (19)$$

$$W_O = W^1_{O.1} + W^1_{O.2} \quad (20)$$

$$W^1_{O.1} = H_{Seed} \cdot M_{Seed}\,; \quad W^1_{O.2} = H_{VM} \cdot M_{VM}; \quad (21)$$

- Chemical fertilizers (tabel 2)
- Herbicide: DMA 600 salt, 1,5 l/ha with 84,9 MJ/kg, [3]
- Energy content of wheat seeds -16 MJ/kg [4]
- Seed mass used: 270 kg/ha;
- Grain production: 4000 kg/ha with calorific energy of 17,039[MJ/kg] [9]
- Vegetal material production (straw) 1500 kg/ha with calorific energy of 16,534 MJ / kg (15% humidity) [9]
- Energy associated to human labor 1,95 MJ / h. [3].

Based on the input data set, calculations and energy analysis were made, using the software (Fig. 6) [2], the results being shown in fig.7.

The real potential will be the difference between the energy stored in biomass- W_O, and input energy W_I (relation 22)

- Îngrăşăminte chimice (tabel.2)
- Erbicid utilizat: sareDMA 600- 1,5 l/ha-84,9 MJ/kg. [3]
- Conținutul de energie al semintelor utilizate -16MJ/kg, [4]
- Cantitatea de semințe aplicată – 270 kg/ha;
- Producția de boabe 4000 [kg/ha] cu energia calorică 17,039 MJ/kg [9]
- Material vegetal rezultat – 1500 kg/ha cu o energie calorică de 16,534 MJ / kg (15% umiditate) [9]
- Energia asociată manoperei: 1,95 MJ / h. [3]

Pe baza datelor de intrare prezentate , s-au facut calculele şi analiza energetică utilizând programul software (fig.6) [2], rezultatele obținute fiind prezentate în fig.7.

Potențialul real va fi diferența între energia înmagazinată în biomasa –W_O,, şi energia de intrare W_I (relatia 22)

Table 1/ *Tabel 1*

Characteristics of wheat cultivation technology / *Caracteristici ale tehnologiei cultivării grâului*

Activity/ Activitatea	Equipment / Echipament	Mass of equipment / Masa echipament [kg]	A_{mat} + A_{manf} [MJ/kg]	A_{rep} [MJ/kg]	Fuel consumption / Combustibil consumat [L/ha]
Plowing / Arat	Tractor - U650	2500	138	10	30
	Plow – PP3x30	300	180	6	
Seedbed preparation / Preg.pat germinativ	Disk harrow - GDx3,4	1250	149	6	15
Sowing / Semanat	Seeder –SUP 21	500	133	6	7
Fertilizer distribution / Fertilizat	Centrifugal spreader	950	129	6	2
Herbicides spraying / Erbicidat	Spraying Machine	800	128	6	5
Harvesting / recoltat	Combine CP12	8700	116	10	30

Table 2 / *Tabel 2*

Fertiliser characteristics / *Caracteristicile îngrăşământului chimic*

Type of fertilizer / *Tip îngrăşământ*	C_{prod} + C_{pack} + C_{trans} [MJ/kg]	Fertilizer mass / Cantitatea de îngrăşământ [kg/ha]
N	78.1 / *78,1*	100
P_2O_5	17.4 / *17,4*	50
K_2O	13.7 / *13,7*	60

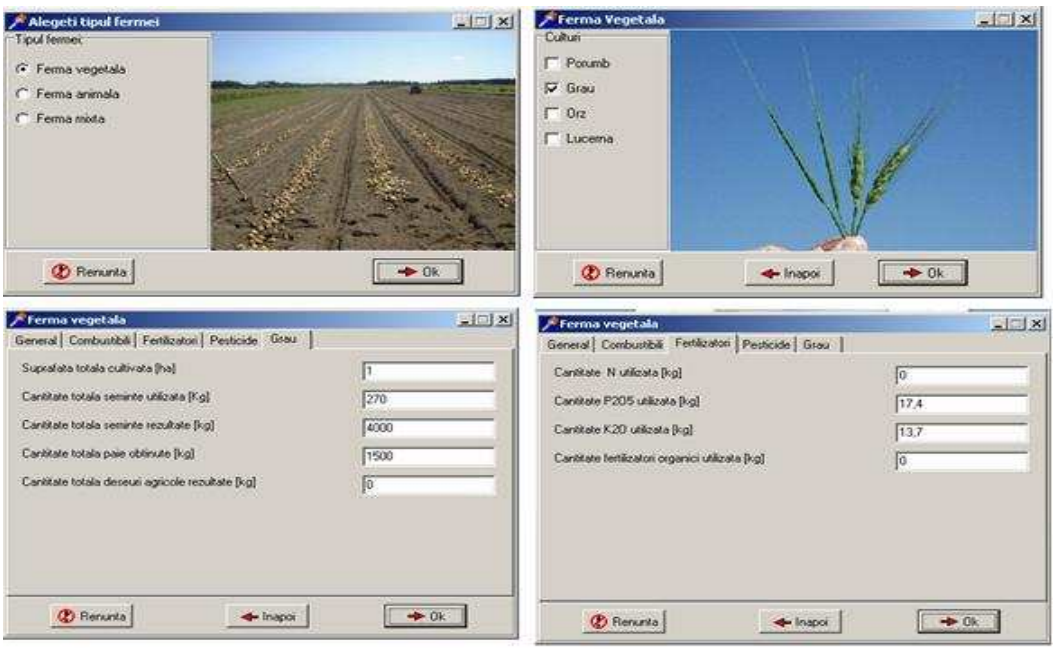


Fig. 6 - Soft interface with input data **/** *Interfața soft cu date de intrare*

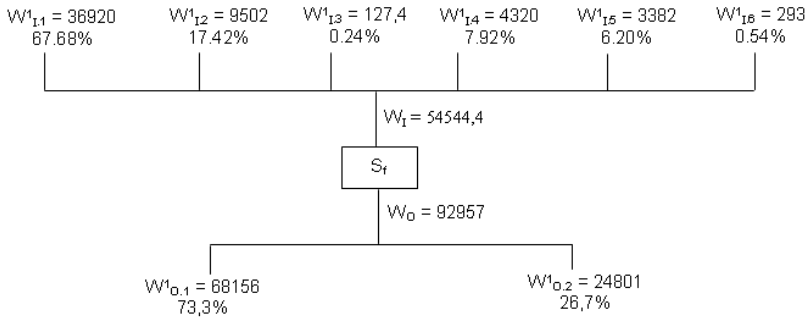


Fig. 7 - Energy balance for wheat crop, W is expressed in [MJ] / *Balanța energetică pentru cultura grâului, W este exprimat în [MJ]*

$$W_{real} = W_O - W_I = 92957-54544.4 = 38412,6 \text{ MJ} \quad (22)$$

CONCLUSIONS

Due to its modular structure, presented method is flexible and can be applied for energy evaluation of different activities within an agricultural farms.

Analysing the results it is noted that the energy associated to the agricultural machines used , represent more than 50 % of the total inputs energies of the system. the more we reduce the value of this kind of energy, the higher will be the energy potential of the crop, and hence the higher is the profitability of using the biomass obtained.

Optimization of the working process by energy consumption point of view, may be done through the improvment of technology(eg.no tillage technology) or using other agricultural machinery.

Based on these results it is possible to estimate the energy potential of vegetal biomass on different areas (agricultural farm, region, country, etc)

REFERENCES

[1]. Deac T., Roş V., Deac M., (2011) - *An energy analysis of the sawdust pelletizing process: a systemic approach*, Research Journal of Agricultural Science, vol.1, Ed.Agroprint, ISSN 2066-1843, pag.403-408;

[2]. Roş V., Chira T., Bâlc G., Fechete L., (2004) - *A method for evaluation of the energy potential in an agricultural farm,* Balkan Agricultural Engineering Review Journal, vol.5, ISSN 1312 – 5443;

[3]. A. Tabatabaeefar, s.a. (2007) - *Comparasion of energy of tillage systems in wheat production*, Energy, vol. 34, pag 41-45, www.elsevier.com/locate/energy;

[4]. Hovelius K., (1997) - *Energy-, Exergy- and Emergy alalysis of biomass production*, Report 222, Swedish University of Agricultural Sciences-Department of Agricultural Engineering, Uppsala, ISSN 0283-0086;

[5]. ***,International Energy Outlook 2009, U.S. Energy Information Administration (EIA), www.eia.doe.gov;

[6]. *** (2006) - *Study on assessing current energy potential of renewable energy in Romania (solar, wind, biomass, micro hydro, geothermal), identifying the best locations for development of investment in producing electricity unconventional*, ICEMENERG SA, Bucharest;

[7]. *** Directive 2009/28/CE of the European Parliment on the promotion of the use of energy from renewable sources, 2009, Official Journal of European Union, L140;

[8]. *** (2011) - EC, Energy-Statistics and Market Observatory-Figures by country; http://ec.europa.eu/energy/observatory/index_en.htm

[9]. *** Data base BIOBIB, http://cdmaster2.vt.tuwien.ac.at/biobib/grass.html

CONCLUZII

Datorită structurii sale modulare metoda prezentată este flexibilă şi poate fi aplicată pentru evaluarea energetică a diferitelor activități din cadrul unei ferme.

Din datele obținute se observă că energia asociată maşinilor agricole utilizate reprezintă mai mult de 50% din totalul energiilor de intrare în sistem. Cu cât mai mult se reduce valoarea aceste categorii de energie cu atât creşte potențialul energetic al culturii, şi implicit rentabilitatea utilizării biomasei obținute.

Optimizarea procesului de lucru din punct de vedere al consumului de energie, se poate realiza prin îmbunătățirea tehnologiei(de ex.tehnologie cu minim de lucrari) sau prin utilizarea altor maşini agricole.

Pe baza rezultatelor obținute se poate face estimarea potențialului energetic al biomasei vegetale pe diferite unitati de suprafața (fermă, regiune, țara, etc.)

BIBLIOGRAFIE

[1]. Deac T., Roş V., Deac M., (2011) - *O analiză energetică a procesului de peletizare a rumeguşului:o abordare sistemică*, Research Journal of Agricultural Science, vol.1, Ed.Agroprint, ISSN 2066-1843, pag.403-408;

[2]. Roş V., Chira T., Bâlc G., Fechete L., (2004), *Metodă de evaluare a potențialului energetic dintr-o fermă agricolă*, Balkan Agricultural Engineering Review Journal, vol.5, ISSN 1312 – 5443;

[3] A. Tabatabaeefar, s.a. (2007) - *Compararea energiei sistemelor de prelucrare a solului în producția de grâu*, Energy, vol. 34, pag 41-45, www.elsevier.com/locate/energy;

[4] Hovelius K., (1997) - *Energie-, Exergia- şi Emergia analiza producției de biomasă*, Raport 222, Suedia, Universitatea de ştiințe agricole – Departamentul de inginerie agricolă, Uppsala, ISSN 0283-0086;

[5.] ***,International Energy Outlook 2009, U.S. Energy Information Administration (EIA), www.eia.doe.gov;

[6] *** (2006) - *Studiu privind evaluarea potențialului energetic actual al surselor regenerabile de energie în Romania (solar, vânt, biomasă, microhidro, geotermie), identificarea celor mai bune locații pentru dezvoltarea investițiilor în producerea de energie electrică neconvențională*, ICEMENERG SA, Bucureşti;

[7]***Directiva 2009/28/CE privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile, 2009, Jurnalul oficial al Uniunii Europene, L140;

[8] *** (2011) - EC, Energy-Statistics and Market Observatory-Figures by country; http://ec.europa.eu/energy/observatory/index_en.htm

[9] *** Bază de date BIOBIB, http://cdmaster2.vt.tuwien.ac.at/biobib/grass.html.

SOME PHYSICAL – BIOLOGICAL CHARACTERISTICS OF MISCANTHUS ENERGETIC PLANT STALKS
/
UNELE CARACTERISTICI FIZICO-BIOLOGICE ALE TULPINILOR PLANTEI ENERGETICE MISCANTHUS

PhD. Stud. Eng. Moiceanu G.[1)], Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh.[1)], Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G.[1)], PhD. Stud. Eng. Poenaru I. C.[1)], Prof. PhD. Eng. Pirnă I.[2)]
[1)]P.U. Bucharest / Romania; [2)]INMA Bucharest / Romania
Tel: 0737.507.388; E-mail: georgianamoiceanu@yahoo.com

Abstract: *In nature the elements of a biological cluster, as they are just after harvesting or the material particles of a grinded material it never randomly distributes completely, but only after various distribution laws known in mathematical statistics. These distribution laws or functions can be Gauss laws, Lorentz laws, Euler laws etc. It can be graphically represented through two different curves: the probability density curve (the distribution curve) and the cumulative distribution law. The distribution functions are characterized by many specific parameters: average, standard deviation, limits, asymmetry etc.*
Studying different phenomena, in can be seen that although these belong to a different science, the distribution in frequency of it are alike, respectively the histograms have the same shape. For example, 90% of the physical phenomena can be explained with the normal distribution law (Gauss – Laplace law).
In this paper a statistical study of physical–biological characteristics of two miscanthus crops is presented, harvested in two consecutive years: plants distribution after its height, the plants individual mass, plants diameter at the lower interned and at the upper internode, etc.
There were determined the statistical parameters for various distribution laws (normal law, lognormal law, gamma law) which can point out the physical characteristics remembered before.
Also, the specific mass of plants stalks was determined, based on its two components, bark and core, and also the energy consumption during stalk grinding process.

Keywords: *statistic analysis, biological characteristics, grinding energy consumption, miscanthus stalksspecific mass*

Rezumat: *În natură elementele unei mulțimi biologice, aşa cum sunt imediat după recoltare sau particulele de material ale unui măcinişnu se distribuie niciodată complet aleator, ci numai după diverse legi de distribuție cunoscute în statistica matematică. Aceste legi sau funcții de distribuție pot fi de tip Gauss, de tip Lorentz, de tip Euler etc. Ele sunt reprezentate grafic prin intermediul a două curbe distincte: curba densității de probabilitate (curba de distribuție) şi curba de distribuție cumulativă. Funcțiile de repartiție sunt caracterizate de mai multe mărimi specifice: media, dispersia, asimetria, limitele etc. Studiind diverse fenomene, se constată că, deşi, acestea aparțin unor ştiințe diferite, repartiția în frecvență a acestora este asemănătoare, respectiv, histogramele au aceeaşi formă. De exemplu, 90% din fenomenele fizice se supun legii normale de repartiție (legea Gauss – Laplace).*
În lucrare se prezintă studiul statistic al caracteristicilor fizico-biologice a două loturi de plante miscanthus, recoltate în doi ani succesivi de cultură: distribuția plantelor după înălțime, masa individuală a plantelor, diametrul plantelor la internodul de jos etc.
Au fost determinate mărimile statistice, pentru mai multe legi de repartiție (normală, lognormală, gamma) care pot caracteriza proprietățile fizico – biologice amintite.
De asemenea, a fost determinată masa specifică a tulpinilor plantei pe cele două componente ale sale, coajă şi miez, precum şi consumul de energie la mărunțirea tulpinilor.

Cuvinte cheie: *analiză statistică, caracteristici fizico-biologice, consumul de energie la mărunțire, masa specifică, tulpini de miscanthus*

INTRODUCTION

Today, the energetic plants variety must undergo a substantial study on their characteristics in order to use them inside technological processes. Out of these characteristics we identify both biological (plant height, mass, base and tip diameter, number of internodes etc.) influenced by culture conditions [4, 6], and physical properties that greatly influence the preparation processes.

The study of this paper is concentrated on the stalk statistical analysis of the biological characteristics of two batches of miscanthus harvested in two consecutive years, 2010 and 2011.

The differences of the two batches are given by the biological and physical characteristics that offer information regarding maintenance and developing miscanthus plants, [3].

Another aspect that must be taken into consideration during plant preparation reffers to their hardness and the process type that it is subjected to [1]. During the study of cutting and grinding different researchers have shown the importance of knowing physical properties during scientific researches, [2]

INTRODUCERE

Varietatea de plante energetice din zilele noastre impune cercetătorilor un studiu amănunțit asupra caracteristicilor acestora pentru utilizarea lor în cadrul diferitelor procese tehnologice. Dintre aceste caracteristici se indentifică atât caracteristicile biologice (înălțimea plantelor, masa acestora, diametrul la bază şi la vârf, numarul de internoduri etc.) influențate de condițiile de cultură [4, 6], dar mai ales proprietățile fizice care influențează în mare parte măsură procesele de prelucrare

Studiul acestei lucrări se concentrează pe analiza statistică a caracteristicilor biologice ale tulpinilor a două loturi de miscanthus recoltate în doi ani succesivi, 2010 şi 2011.

Diferențele celor două loturi de miscanthus sunt date de caracteristicile biologice şi fizice ale plantelor care oferă informații agronomilor cu privire la întreținerea şi dezvoltarea plantelor de miscanthus, [3].

Un alt aspect care trebuie avut în vedere în momentul prelucrării plantelor se referă la duritatea acestora şi la tipul de proces la care este supusă [1]. În studiul procesului de tăiere şi mărunțire diferiți cercetători au evidențiat importanța cunoaşterii proprietăților fizice ale plantelor în momentul efectuării cercetărilor stiințifice, [2].

According to studies, for an easier biomass use it needs to be subjected to a process of reducing stalk, leaves size of energy plants. Researchers have presented a series of such studies concluding with the fact that the most popular device for grinding is the hammer mill, [5].

MATERIALS AND METHOD

Experimental researches have been carried out inside the physical properties laboratory from Biotechnical Systems Faculty, University "POLITEHNICA" of Bucharest. Experiments were done on two groups of 100 plants each, harvested from the experimental field of the National Institute of Research, Development of Agricultural Machines Bucharest – INMA. Plants have been harvested in two consecutive years 2010 and 2011, being the second and third year of mischantus harvest. Following harvesting of the two types of plants, determinations regarding estimating the physical plant characteristics were done.

Conform studiilor pentru o mai uşoară utilizare a biomasei este necesar ca aceasta să fie supusă unui proces de reducere a dimensiunilor tulpinilor, frunzelor plantelor energetice. Cercetătorii au prezentat o serie de astfel de studii concluzionând faptul că cel mai utilizat echipament de mărunțire este moara cu ciocane, [5].

MATERIALE ŞI METODA

Cercetările experimentale s-au desfăşurat în cadrul laboratorului de proprietăți fizice al Facultății de Ingineria Sistemelor Biotehnice din Univeristatea Politehnica din Bucuresti. Experimentele s-au efectuat asupra a două grupuri de câte 100 de plante recoltate de pe terenul experimental al Institutului Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Maşini şi Instalații Destinate Agriculturii şi Industriei Alimentare Bucureşti – INMA. Plantele au fost recoltate în doi ani consecutivi 2010, respectiv 2011, acestia fiind anul al doilea, respectiv al treilea an de cultură pentru planta Miscanthus. În urma recoltării cele două loturi de plante au fost efectuate determinări privind estimarea caracteristicilor fizice şi biologice ale plantelor.

Tabel 1 / *Tabelul 1*

Medium values of miscanthus plant physical-biological characteristics /
***Valorile medii ale caracteristicilor fizico-biologice ale plantei miscanthus* [3]**

		Mass of plants/ Masa plantelor Mp (g)	Heigth H (cm)/înălțimea plantelor	Mean diameter at internode (mm) Down, Dd
2010				
Limits / Limite	**Min**	8.9 / *8,9*	80	4.9 / *4,9*
	Max	37.6 / *37,6*	285	9.9 / *9,9*
Average / Media		20.4 / *20,4*	199.7 / *199,7*	7.4 / *7,4*
Deviation / Abaterea		6.3 / *6,3*	37.8 / *37,8*	0.8 / *0,8*
2011				
Limits / Limite	**Min**	6.4 / *6,4*	94.5 / *94,5*	5.1 / *5,1*
	Max	57.1 / *57,1*	247.5 / *247,5*	11.9 / *11,9*
Average / Media		29.8 / *29,8*	186.9 / *186,9*	8.6 / *8,6*
Deviation / Abaterea		13.1 / *13,1*	34.1 / *34,1*	1.4 / *1,4*

Undertaken measurements seeked the plant mass Mp(g), stalks height H (cm), average diameter at the stalk base Dd(cm).

Experimental results obtained were processed inside the STATISTICA 7.0 programme, firstly drawing the histograms for all measured dimensions.

In order to observe the plant behavior in the process of grinding and the energy consumption estimation during grinding, after determining the physical – biological plant characteristics of stals, the grinding process of it was done with the GRINDOMIX GM-200 lab mill. The mill is equipped with a dish and steel knives, fixed on the bottom of the drum, the grinding process being realized through material particle impact at a revolution of 1500 rpm.

The material used for experiments regarding the behavior at grinding was made of pregrinded miscanthus plants and then separated in 3 main length classes:

- large particles of material with length between 15÷20mm (45%);
- medium particles of material with length between 8÷15 mm (27%);
- small particles of materal with length between 1÷8mm (28%).

Each fraction was subjected separately to grinding with the help of the mill mentioned above, during 1 minute, recording each time the energy consumption with the help of an electric energy meter which was later related to the material mass subjected to grinding.

In order to have enough data to assess the plants

Măsuratorile efectuate au vizat determinarea masei plantelor Mp (g), înălțimea tulpinilor H (cm), diametrul mediu la baza tulpinii Dd(cm). Rezultatele experimentale obținute au fost prelucrate în programul STATISTICA 7.0, trasându-se mai întâi histogramele pentru toate mărimile măsurate.

Pentru a putea observa comportarea plantelor în cadrul procesului de mărunțire şi estimarea consumului de enegie la mărunțire, după determinarea caracteristicilor fizico-biologice ale tulpinilor de miscanthus, s-a realizat mărunțirea acestora cu ajutorul unei mori de laborator GRINDOMIX GM-200. Moara este echipată cu o cuvă şi 2 cuțite din oțel fixate la partea de jos a unui rotor, realizând mărunțirea prin impact a particulelor de material, la o turație de 1500 rpm.

Materialul utilizat în experimente a fost constituit din plante de miscanthus premărunțite şi separate în 3 clase de lungimi:

- particule de material mari cu lungimea de 15 ÷ 20 mm (45%);
- particule de material medii cu lungimea de 8÷15 mm; (27%);
- particule de material mici cu lungimea de 1÷8 mm (28%).

Fiecare din aceste fracții a fost supusă separat procesului de mărunțire cu ajutorul morii amintite timp de 1 minut, înregistrandu-se cu ajutorul unui contor de energie electrică activă consumul de energie, care a fost raportat ulterior la masa de material supusă mărunțirii.

Pentru a avea date suficiente în estimarea

behaviour during grinding process besides the plants characteristics remerbered before, the specific mass of stalks was determined based on it's two components (bark and core). The probes used for determinations were taken from the lower internode of the stalk, the area where the diameter and the bark thickness is higher than the superior internodes.

comportării plantelor la mărunțire a fost determinată pe lângă caracteristicile amintite şi masa specifică a tulpinii de miscanthus pe cele două componente ale sale (coajă şi miez). Probele au fost prelevate din internodul inferior al tulpinilor, acolo unde diametrul şi grosimea cojii sunt ceva mai mari decât la internodurile superioare.

Fig. 1 - Lab mill GRINDOMIX GM- 200 / *Moara de laborator GRINDOMIX GM-200*

Regarding the physical–biological characteristics of the miscanthus plants remembered before, the histograms were initially drawn based on the results realized with the STATISTICA programme for both batches of plants, and over the physical – biological characteristics histograms the variation curves of the measured data were drawn, through regression analysis of the histogram returned values, using functions:

- normal distribution function:

$$f(x) = a \cdot e^{-b(x-c)^2} \quad (1)$$

- lognormal distribution function:

$$f(x) = \frac{a}{x} \cdot e^{-b(\ln x - c)^2} \quad (2)$$

- gamma distribution function:

$$f(x) = a \cdot x^b \cdot e^{-c \cdot x} \quad (3)$$

RESULTS ND DISCUTION

The histograms drawn based on the physical – biological characteristics measured are presented in figures 2, 3 and 4.

Following the analysis of the measured parameters a slight rise of the physical-biological characteristics could be seen for the second year of culture. Average values of physical–biological plants parameters determined through statistic analysis regarding the upper and inferior limits, the medium measured values or their dispersion towards the medium value, are presented in table 1.

Values of the average diameter at the base of the plant are between 4.9-7.98mm, for the 2010 batch and 5.5-9.7 for the 2011 batch and the plant mass had values between 8.9-37.6g for the 2010 batch and 6.4-57.1g for the 2011 batch. Average values for the plant height were between 80-285cm for the 2010 batch and 94.5-315 cm for the 2011 batch.

Following the regression analysis based on the values returned by the histograms, the regression equation coefficients and correlation coeffcients of the experimental data were determined with the functions used (eq. 1-3). These values are synthetically presented in table 2.

În ceea ce priveşte caracteristicile fizico- biologice ale plantelor de miscanthus amintite anterior au fost trasate inițial histogramele acestora pe baza determinărilor efectuate în programul STATISTICA pentru ambele loturi de plante, iar peste histogramele caracteristicilor fizico - biologice au fost trasate în continuare, curbele de variatie a mărimilor determinate, prin analiză de regresie a valorilor returnate de histogramă, utilizând funcțiile:

- funcția de distribuție normală:

- funcția de distribuție lognormală:

- funcția de distribuție gamma:

REZULTATE Şi DISCUTII

Histogramele realizate pe baza caracteristicilor biologice măsurate sunt prezentate în figurile 2, 3 şi 4.

În urma analizei valorilor parametrilor măsurați s-a putut constata o uşoară creştere a valorilor caracteristicilor fizico-biologice pentru cel de-al doilea an de cultură. Valorile medii ale parametrilor fizico-biologici ai plantelor, determinate prin analiza statistică a acestora, privind limitele superioară şi inferioară, media valorilor măsurate sau dispersia acestora față de valoarea medie sunt prezentate în tabelul 1.

Valorile diametrului mediu la baza plantelor de miscanthus au fost cuprinse între 4,9 – 7,98 mm, pentru lotul din 2010 şi 5,5 – 9,7 mm pentru lotul din 2011, iar cele ale masei plantelor au avut valori cuprinse între 8.9 – 37,6 g pentru lotul din 2010 şi 6,4 – 57,1 g pentru lotul din 2011. Valorile măsurate ale înălțimii plantelor au fost cuprinse între 80 – 285 cm pentru lotul din 2010 şi 94,5 – 315 cm pentru lotul din 2011.

În urma analizei de regresie efectuate pe valorile returnate de histogramă au fost determinați coeficienții ecuațiilor de regresie şi coeficientul de corelație a datelor experimentale cu funcțiile utilizate (ec. 1 – 3). Aceste valori sunt prezentate sintetic in tabelul 2.

Table 2 / *Tabelul 2*

Regression function coefficients and the correlation coefficient values R^2 for the three distribution functions /
Coeficienții funcțiilor de regresie şi coeficientul de corelație R^2 pentru cele trei funcții de distribuție

			Physical-biological characteristics of the analyzed plants / *Caracteristicile fizico-biologice analizate ale plantelor*					
			Plant mass / *Masa planelor* (g)		Plant height / *Înălțimea plantelor* (cm)		Base medium diameter / *Diametrul mediu (mm)*	
			2010	2011	2010	2011	2010	2011
Normal function / *Funcția normal*	Regression coefficients / *Coeficienții de regresie*	a	30.484 / *30,484*	14.888 / *14,888*	23.766 / *23,766*	21.79 / *21,79*	52.892 / *52,892*	27.218 / *27,218*
		b	0.012 / *0,012*	0.003 / *0,003*	0.001 / *0,001*	$4.7*10^{-4}$ / *$4,7*10^{-4}$*	0.934 / *0,934*	0.240 / *0,240*
		c	18.738 / *18,738*	27.361 / *27,361*	188.02 / *188,02*	194.450 / *194,450*	7.460 / *7,460*	8.417 / *8,417*
		R^2	0.953 / *0,953*	0.811 / *0,811*	0.892 / *0,892*	0.943 / *0,943*	0.998 / *0,998*	0.977 / *0,977*
Lognormal function / *Funcția lognormală*	Regression coefficients / *Coeficienții de regresie*	a	574.4 / *574,4*	406.4 / *406,4*	4614.2 / *4614,2*	4277.2 / *4277,2*	397.21 / *397,21*	228.79 / *228,79*
		b	4.201 / *4,201*	2.003 / *2,003*	18.940 / *18,940*	14.230 / *14,230*	52.915 / *52,915*	16.802 / *16,802*
		c	2.965 / *2,965*	3.392 / *3,392*	5.244 / *5,244*	5.279 / *5,279*	2.010 / *2,010*	2.139 / *2,139*
		R^2	0.99 / *0,99*	0.788 / *0,788*	0.899 / *0,899*	0.969 / *0,969*	0.997 / *0,997*	0.982 / *0,982*
Gamma function / *Funcția gamma*	Regression coefficients / *Coeficienții de regresie*	a	$2*10^{-5}$	$9.1*10^{-3}$ / *$9,1*10^{-3}$*	$2.5*10^{-50}$ / *$2,5*10^{-50}$*	$7.99*10^{-51}$ / *$7,99*10^{-51}$*	$1.2*10^{-35}$ / *$1,2*10^{-35}$*	$2.4*10^{-15}$ / *$2.4*10^{-15}$*
		b	7.611 / *7,611*	3.403 / *3,403*	27.800 / *27,800*	27.850 / *27.850*	84.037 / *84,037*	33.100 / *33,100*
		c	0.432 / *0,432*	0.142 / *0,142*	0.150 / *0,150*	0.146 / *0,146*	11.334 / *11,334*	3.988 / *3,988*
		R^2	0.987 / *0,987*	0.824 / *0,824*	0.886 / *0,886*	0.963 / *0,963*	0.988 / *0,988*	0.983 / *0,983*

From the histogram and distribution curves analysis, determined through regression analysis, as well as R^2 coefficient values, we can observe a good correlation of the experimental data with the variation laws assumed, appreciated throgh risen relative values of R^2 (R^2 >0.900) in the majority of cases, for all analysed equations.

However, the best correlation is the normal distribution law (the one that has the highest R^2 values) for all biological characteristics analyzed. In figures 2, 3 and 4 the red colour curve represents the regression curve for the normal law distribution, the green colour curve represents the regression curve for the lognormal distribution law, and the blue colour curve represents the regression curve for the gamma distribution law retuned by the histogram.

Din analiza histogramelor şi a curbelor de distribuție, determinate prin analiză de regresie, precum şi a valorilor coeficientului R^2, se constată o bună corelație a datelor experimentale cu legile de variație propuse, apreciată prin valorile relativ ridicate ale lui R^2 (R^2>0.900) în majoritatea cazurilor, pentru toate ecuațiile analizate.

Totuşi, cea mai bună corelație o prezintă legea de distribuție normală (care are valorile R^2 cele mai mari) pentru toate caracteristicile biologice analizate.

În figurile 2 – 4 curbele de culoare rosie reprezintă curba de regresie pentru legea de distribuție normală, curba de culoare verde reprezintă curba de regresie pentru legea de distrubuție lognormală, iar curba de culoare albastră reprezintă curba de regresie pentru legea de distribuție gamma a valorilor returnate de histogramă.

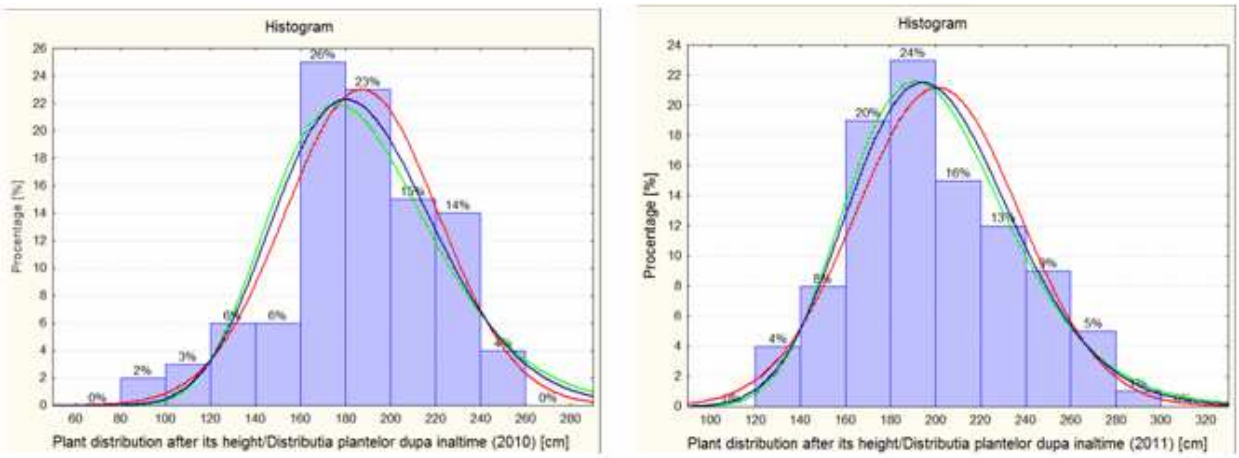


Fig. 2 - The plants hight normal, lognormal and gamma distribution histograms /
Histogramele distribuțiilor normale, lognormale şi gamma pentru înălțimea plantelor

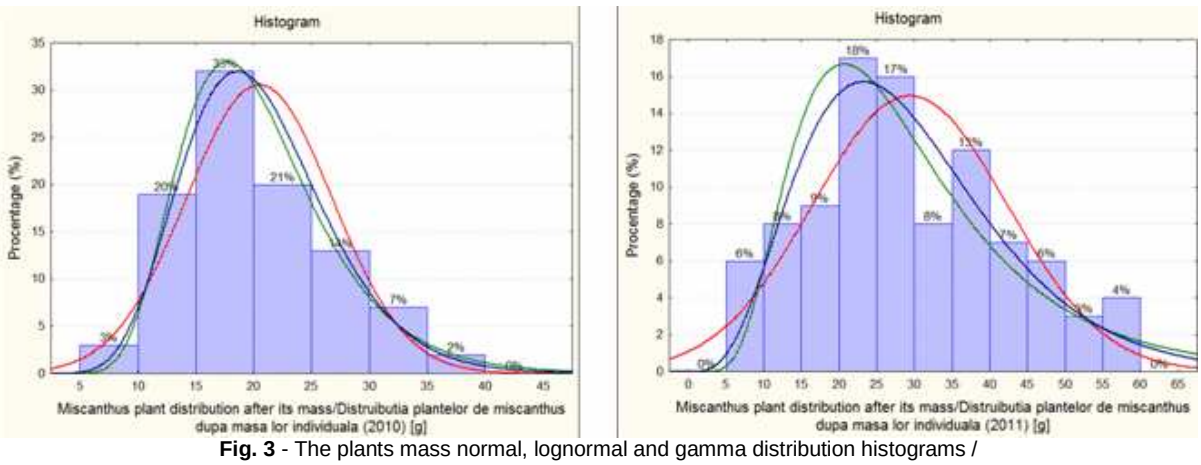


Fig. 3 - The plants mass normal, lognormal and gamma distribution histograms /
Histogramele distribuțiilor normale, lognormale şi gamma pentru masa plantelor

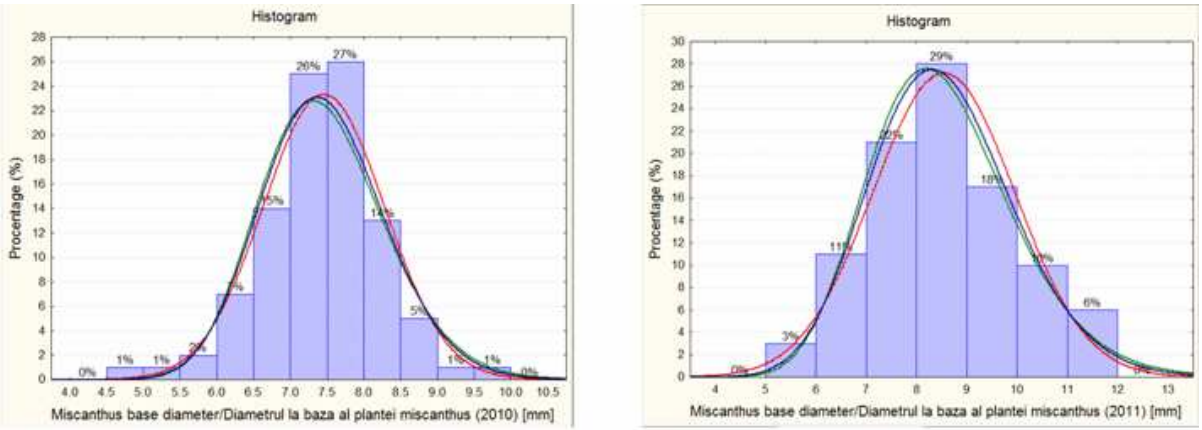


Fig. 4 - The plants base diameter normal, lognormal and gamma distribution histograms /
Histogramele distribuțiilor normale, lognormale şi gamma pentru diametrul la baza al plantelor

To determine the core respectively the bark density of miscanthus stalks, for the measured stalks diameter and length, it's volume was determined and with the help of an electronic balance with a precision of 0.1 g, the probes were weighted separate, the bark respectively the core determining the specific mass of each component. In can be seen that the stalk core had values between 48 - 52 kg/m^3 and the stalk bark had values between 545 – 575 kg/m^3 (the tests were done only for samples from 2010).

Regarding the specific energy consumption during grinding process of micanthus stalks, we could observe that it was as much higher as the initial material particles are bigger. Thus, for the material fraction build out of small particles the specific energy consumption was 219.8 kJ/kg, mean while for the material fractions build out of medium particles (8 – 15 mm) the specific energy consumption was 234.0 kJ/kg, and for the material fraction build out of large particles (length between 15 – 20 mm) the specific energy consumption was about 283.5 kJ/kg. Grinded material was sieved manually with a sieve that had square openings of 1 mm, the material procentage remained on the sieve being between 2 – 3.5 %, in everyone of the 3 cases.

Also, we could observe that the grinded material temperature rised in all the 3 cases, from the initial environmental tempetature (it was about 20°C) to approximate 32°C for the small faction particles, respectively 33°C for average fraction particles and about 35°C for large fraction particles.

CONCLUSIONS

Following analysed data presented in the paper we could conclude the fact that the 2011 plant batch presented a slight

La determinarea densității cojii respectiv miezului tulpinilor de miscanthus pentru epruvete de tulpină cu diametrul şi lungime măsurate a fost determinat prin calcul volumul acestora iar cu ajutorul unei balanțe electonice cu precizia de 0,1 g au fost cântărite separat coaja respectiv miezul determinând apoi masa specifică a fiecărei componente. S-a constat că densitatea miezului tulpinei a avut valori cuprinse între 48 - 52 kg/m^3, iar densitatea cojii a avut valori cuprinse între 545 kg/m^3 - 575 kg/m^3 (testele au fost efectuate numai pentru probele din 2010).

În ceea ce priveşte consumul de enegie la mărunțirea tulpinilor de miscanthus s-a putut constata faptul că energia necesară mărunțirii este cu atât mai mare cu cât dimensiunea initiala a particulelor de material este mai mare. Astfel, pentru fracția de material constituită din particulele de dimensiuni mici consumul de energie a fost de cca 219,8 kJ/kg, în timp ce pentru fractiile de material cu particule medii (8–15 mm) a fost de 234,0 kJ/kg, iar pentru fracția de material cu particule mari (lungimi între 15–20 mm) consumul de energie specific a fost de cca 283,5 kJ/kg. Materialul maruntit a fost cernut manual cu o sită cu orificii pătrate cu latura de 1 mm, procentul de material rămas pe sită fiind cuprins între 2–3,5 %, în fiecare din cele trei cazuri.

S-a putut constata, de asemenea, că temperatura materialului mărunțit a crescut în toate cele trei cazuri analizate, de la temperatura mediului ambiant (care a fost de circa 20°C) la aproximativ 32°C pentru fracția de particule mici, respectiv 33°C pentru fracția de particulele mijlocii şi circa 35°C pentru fracțiile de particulele mari.

CONCLUZII

În urma analizei datelor experimentale prezentate în lucrare se poate concluziona faptul că lotul de plante din

rise compared to the 2010 plant batch, regarding the physical–biological characteristics measured, respectively these presented higher values for the second year of culture.

Also following regression analysis done based on the values retuned by the physical–biological characteristics histograms,fo the experimental correlation data with the regression functions reflected in the paper,we could see the fact that the highest correlation coefficient ($R^2 \geq 0.977$) was for the base diameter of the plant both for 2010 batch as well as for 2011 batch, for all the three functions analyzed. Correlation coefficient had the smaller values, respectively 0.788 for the lognormal distribution function, 0.811 for the normal distribution law and 0.824 for the gamma function in the case of miscanthus plant mass from the 2011 batch. All the other characteristics showed values of the correlation coefficient between 0.886-0.990, which proves that the apreciation based on the distribution laws of the miscanthus plant physical – biological characteristics presented in the paper was correct

Regarding the grinding process of micanthus stalks we could observe a decrease in the specific energy consumption along with the decrease in the initial material size particles being different for leaves and stalks.

We can, however, mention that this consumption has values above 234 kJ/kg if the material particles subjected to grinding have medium values between 8–15 mm, in order to reduce them to under 1 mm.

The data presented in the paper can be usefull for specialists in miscanrhus energetic plant planting process as well as the designers and machine builders used for plant processing (grinding, cutting, etc).

ACKNOWLEDGEMENT

The work has been funded by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labour, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU/88/1.5/S/61178.

REFERENCES

[1]. Lundquist L., F. Willi, Y. Leterrier and J.A. E. Manson (2004) – *Compression Behaviour of Pulp Fiber Networks*, Polymer Engineering and Science;

[2] Petre I. Miu, A.R. Womac, I. Cannayen, S.Sokhansanj (2006) – *Analysis of Biomass Comminution and Separation Process in Rotary Equipment* – A Review. ASABE Meeting Presentation No. 066169;

[3]. Moiceanu G., Voicu Gh., Paraschiv G., Poenaru I. C., Maican E., (2012) - *Physical Characteristics Of Miscanthus Plants And The Power Demand At Grinding Process*, Engineering for Rural Development, Jelgava;

[4]. Sorică C., Voicu E., Manea D., Karl S. (2009) - *Technology For Promotion In Romania Of EnergyCrop Miscanthus, As Renewable Resource To Increase Energy Competitiveness In Independence Purposes,* Lucrări Ştiinţifice INMATEH Bucureşti, vol 29, No. 3/2009

[5]. Womac A.R. and col. (2007) , *Biomass Pre-Processing Size Reduction with Instrumented Mills*, An ASAE Meeting Presentation written for presentation at the 2007 ASABE Annual International Meeting Sponsored by ASABE Minneapolis Convention Center, Minneapolis, Minnesota;

[6] *** http://www.miscanthus-rhizome.at/englisch.htm

2011 a prezentat o uşoară creştere a valorilor parametrilor fizico-biologici faţă de lotul de plante din anul 2010.

Referitor la analiza de regresie efectuată pe baza valorilor returnate de histogramele caracteristicilor fizico-biologice, pentru corelarea datelor experimentale cu funcţiile de regresie propuse în lucrare, s-a putut constata faptul că cea mai ridicată valoare a coeficientului de corelaţie ($R^2 \geq 0.977$) a fost pentru diametrul la bază al plantelor, atât pentru anul 2010, cât şi pentru anul 2011 pentru toate cele trei funcţii analizate. Coeficientul de corelaţie a avut cele mai mici valori, respectiv R^2=0.788 pentru funcţia de distribuţie lognormală, R^2=0.811 pentru funcţia normală şi R^2=0.824 pentru funcţia gamma pentru masa plantelor de miscanthus din lotul anului 2011. Toate celelalte caracteristici au prezentat valori ale coeficientului de corelaţie cuprinse între R^2=0.886–0.990, ceea ce demonstreaza că aprecierea distributiei caracteristicilor fizico-biologice ale plantelor de miscanthus poate fi realizată cu o înaltă corelaţie prin funcţiile de distribuţie prezentate în lucrare.

În ceea ce priveşte mărunţirea tulpinilor de miscanthus, s-a putut constata o scădere a consumului de energie specific, odată cu scaderea dimensiunilor iniţiale ale particulelor de material.

Putem spune totuşi că acest consum se situează la valori de peste 234 kJ/kg dacă particulele de material supuse mărunţirii au dimensiuni medii între 8–15 mm, pentru a le aduce la dimensiuni sub 1 mm.

Datele prezentate în lucrare pot fi de folos atât specialiştilor în cultivarea plantei energetice miscanthus cât şi proiectanţilor şi constructorilor de utilaje pentru prelucrarea (mărunţirea) acestora.

MULŢUMIRI

Rezultatele prezentate în acest articol au fost obtinute cu sprijinul Ministerului Muncii, Familiei si Protectiei Sociale prin Programul Operational Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/88/1.5/S/61178.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Lundquist L., F. Willi, Y. Leterrier and J.A. E. Manson (2004) – *Comportamentul la compresiune a retelelor de fibre a plantelor*, Ştiinţa şi ingineria polimerilor;

[2] Petre I. Miu, A.R. Womac, I. Cannayen, S.Sokhansanj (2006) – *Analiza procesului de mărunţire a biomasei şi procesul de separare în echpamente rotative* – Revista. ASABE Prezentarea cu numărul. 066169;

[3]. Moiceanu G., Voicu Gh., Paraschiv G., Poenaru I. C., Maican E., (2012) – *Caracteristicile fizice ale plantelor miscanthus şi puterea consumată în timpul procesului de mărunţire*, Dezvoltare rurală prin Inginerie, Letonia, Jelgava;

[4]. Sorică C., Voicu E., Manea D., Karl S. (2009) – *Tehnologie de promovare în România a culturii energetice micanthus, ca sursă regenerabilă în vederea creşterii independentei competitivităţii energetice,* Lucrări Ştiinţifice INMATEH Bucureşti, vol 29, No. 3/2009

[5]. Womac A.R. and col. (2007) , *Reducerea dimensiunilor biomasei prin pre-procesare cu ajutorul morilor*, An ASAE Prezentarea scrisa in cadrul intalnirii anuale 2007 ASABE sponsorizata de Centrul Conferinţelor ASABE Minneapolis, Minnesota;

[6] *** http://www.miscanthus-rhizome.at/englisch.htm

ANALYSIS OF COMPLEX TECHNOLOGY FOR VEHICLE FUELING WITH BIOMETHANE / *KOMPLEKSAS TEHNOLOĢIJAS SPĒKRATA UZPILDĪŠANAI AR BIOMETĀNU ANALĪZE*

Inventor Safronov A.[1)], Prof.PhD.Habil.Phys Gelfgat Y.[2)], Assist. Prof. Ph.D.Sc.Eng. Šmigins R.[3), 4)]
[1)]Hygen Ltd.; [2)]Institute of Physics of University of Latvia; [3)]Latvia University of Agriculture; [4)]Institute of Physical Energetics / Latvia
Tel: +371-26340750; E-mail: alex@hygengroup.com

Abstract: *In the paper are presented the theoretical and experimental research of new technology for vehicle fueling with biomethane. In the result of research was realized calculations using thermodynamical and heat transfer formulas; has created a real prototype, to validate working parameters in a experimental demonstration in laboratory conditions.*

Keywords: *biomethane, vehicle, fueling*

INTRODUCTION

The rising oil prices and ecology aspects are factors motivating the countries around the world in support of biofuel research and production. Since the global energy crisis in the 1970s, more extensive attention has been focussed on liquid renewable fuels, such as, vegetable oil, biodiesel and ethanol. All these fuels can be made from different kind of raw materials and therefore they have essential advantages comparing to fossil fuels. During the last years large attention has been focused also on biogas production, and it cleaning and upgrading till natural gas standards, allowing to get bio-methane. This gaseous fuel also is renewable fuel, because it is produced by the anaerobic digestion or fermentation of different types of biodegradable materials.

During last years biogas production has developed very rapidly due to a governmental support, which guarantees that the electric power, produced in the result of burning of biogas in CHP plants, have to be purchased by power company. But not all biogas companies are interested to produce only electric power, some of them are looking for bio-methane utilization in their car fleet, when biogas is cleaned and upgraded till natural gas physico-chemical properties.

The number of natural gas vehicles is growing rapidly and now it is reached almost 14.5 million vehicles in the world with the growing perspective of 18% per year [1]. Best example, where large part of these vehicles is used - municipal sector: city buses, waste collection vehicles, taxis, municipal vehicles, etc. At present one of the main drawbacks for bio-methane utilization widely in private transport sector is expensive and not so effective filling equipment. The objective of this research is to analyze new technology, created by Latvian inventor, which could allow to decrease maintenance expenses and increase effectivity of bio-methane filling equipment.

MATERIALS AND METHODS

Presently, during production of methane compressing equipment, there are used gas-filling multistage compressors with both mechanical and hydraulic drives, which provide the compression of natural gas for its application as a motor vehicle fuel. Complicated construction of compressors with mechanical drive, consumption of large amounts of power during their use, and generation of large amounts of heat, as well as high maintenance costs compensating a wear of movable parts of compressor resulted in the development of compressors with hydraulic drives having some advantages over the compressors with mechanical drives.

After review of realized methane compressing methods, there could be marked a method of company “ECOFUELER” for multistage compressing gas (U.S. Pat.

Kopsavilkums: *Dotajā rakstā ir parādīti jaunas tehnoloģijas spēkrata uzpildīšanai ar biometānu teorētiskie un eksperimentālie pētījumi. Pētījumu rezultātā tika veikti aprēķini izmantojot gan termodinamiskās likumsakarības, gan siltuma pārejas sakarības; izveidots reāls prototips darba parametru novērtēšanai eksperimentālos pētījumos laboratorijas apstākļos.*

Atslēgas vārdi: *biometāns, spēkrats, uzpilde*

IEVADS

Pieaugošās degvielas cenas un ekoloģijas aspekti ir faktori, kas motivē valstis visā pasaulē atbalstīt biodegvielu pētījumus un ražošanu. Kopš enerģijas krīzes 1970-jos daudz lielāka uzmanība tika pievērsta tādām atjaunojamām degvielām kā augu eļļa, biodīzeļdegviela un etanols. Visas šīs degvielas var tikt saražotas no dažāda veida organiskajiem materiāliem un tādējādi tām ir nozīmīgas priekšrocības salīdzinājumā ar fosilajām degvielām. Pēdējos gados liela uzmanība pievērsta arī biogāzes ražošanai, un tās attīrīšanai un bagātināšanai līdz dabasgāzes standartiem, ļaujot iegūt biometānu. Šī gāzveida degviela arī ir atjaunojama, jo tā tiek iegūta dažāda veida bioloģiski degradējamu materiālu anaerobās apstrādes vai fermentācijas rezultātā.

Pēdējos gados biogāzes ražošana ir attīstījusies ļoti strauji saistībā ar valdības atbalstu, kas garantē elektroenerģijas iepirkumu no uzņēmumiem, kas biogāzes sadedzināšanas rezultātā koģenerācijas stacijā ražo elektroenerģiju. Taču ne visas biogāzes kompānijas ir ieinteresētas tikai ražot elektroenerģiju; dažas no tām ir ieinteresētas biometāna izmantošanā sev piederošajā autoparkā, kad biogāze ir attīrīta un bagātināta līdz dabasgāzes fizikāli-ķīmiskajām īpašībām.

Dabasgāzes transportlīdzekļu skaits pieaug strauji un tagad tas pasaulē jau ir sasniedzi gandrīz 14.5 miljonus transportlīdzekļu, ar izaugsmes perspektīvu 18% gadā [1]. Labākais piemērs, kur liela daļa šo transportlīdzekļu tiek izmantota – pašvaldības: pilsētas autobusi, atkritumu savākšanas transports, taksometri, pašvaldības transports, utt. Patlaban viens no būtiskākajiem kavēkļiem biometāna plašākai izmantošanai transporta sektorā ir pietiekoši dārgais un nepietiekoši efektīvais uzpildes aprīkojums. Šī pētījuma mērķis ir analizēt jaunu, Latvijas izgudrotāja radītu, tehnoloģiju, kas ļautu samazināt biometāna uzpildes aprīkojuma izmaksas un palielināt tā efektivitāti.

MATERIĀLI UN METODES

Izgatavojot metāna saspiešanas iekārtas, patreiz efektīvi tiek lietoti galvenokārt daudzpakāpju gāzes uzpildes kompresori, gan ar mehānisku, gan hidraulisku piedziņu, kas nodrošina dabasgāzes saspiešanu līdz tādam līmenim, pie kura iespējams izmantot dabasgāzi kā autotransporta degvielu. Kompresoriem ar mehānisku piedziņu ir sarežģīta konstrukcija, ekspluatācijas laikā tie patērē daudz enerģijas un izdala lielu siltuma daudzumu. Turklāt tiem ir augsti ekspluatācijas izdevumi, ar ko kompensē kompresora kustīgo daļu nodilumu. Minēto trūkumu dēļ parādījās kompresori ar hidraulisku piedziņu, kuriem ir vairākas priekšrocības, salīdzinot ar kompresoriem, kuriem ir mehāniskā piedziņa.

Apskatot ražošanā realizētos metāna saspiešanas paņēmienus, var atzīmēt firmas ”ECOFUELER” izmantoto gāzes daudzpakāpju saspiešanas paņēmienu (ASV patents

№ 5863186) [2], which predict multistage gas compressing in series-connected compressing vessels. This is performed by under-pressure supply of a hydraulic fluid, which being separated from the compressed gas by pistons moving in the vessels during operating cycles of the compressor. This method has found its application in gas-filling devices of “ECOFUELER”, including individual gas-filling appliances of HRA type (Home Refueling Appliance). This devices is predicted for residential low pressure gas network and from standard residential electric network. The disadvanatage of gas-filling devices operated according to this method is their high price limiting the broad use thereof in a private sector. The reason has to do with the need for high-technology constructional elements, mainly for precision hydraulic compressing vessels.

It is known in the art a method for hydraulic compression of gas for fueling a motor vehicle from mobile gas-filling appliances without a dividing piston between the gas and fluid (RU patent № 2128803) [3]. Transfer of gas from accumulating vessels to user’s vessels is performed by a displacement of fluid by gas with the sequential transfer of fluid from a previous vessel to the next ones. This method may be used in mobile gas filling units providing large volumes of compressed gas by connection to a gas line with rather high pressure required for this method and having a power supply source of sufficient power (industrial electrical network). Moreover, because the above mentioned condition provided by this method, when upon the termination of compression cycle in a compressing vessel, a certain volume of compressed gas is left in its upper part, the effective volume of the further filling of a working vessel decreases due to significant volume expansion of this left non-displaced volume of the compressed gas. Therefore, the existence of such residual volume of compressed gas left in the working vessel at the end of a compression cycle results in the so called “stretched spring effect” at the stage of filling the compression vessel (residual compressed gas begins to increase many fold in volume).

The object of current investigation is proposed in LV patent Nr. 13661 B [4]. This is a method for compressing gas for fueling vehicles by alternate transfer of gas into two vertically arranged compressing vessels (Fig. 1), its compression and forcing into high-pressure vessels by filling the compressing vessels with working fluid under pressure by means of a hydraulic drive. A novelty of this method lies in that, according to the present invention, each cycle of gas compressing and its forcing out of the compressing vessels is performed until these vessels are fully filled with the working fluid contained in the compressing vessels and alternately forced out of one compressing vessel into the other in response to a signal sent by a fluid-level sensor capable of detecting the full fiilling of the corresponding compressing vessel. To increase the time required to fuel a motor vehicle, there may be provided the increase in gas pressure by its preliminary compression at the inlet of the compressing vessels.

The principal scheme of gas-filling device is provided in Fig. 1, and it comprises two compressing vessels (1), (2) and the accumulating vessel (31), in the upper necks of which there are mounted shut-off devices (3) integrated with fluid level sensors (4) capable of detecting the full filling of the compressing vessels with working fluid. Compressing vessels (1) and (2), as also accumulating vessel (31) has also lower necks connected to hydraulic mainlines. A hydraulic pump (5) with an electric drive (6) is provided with a high-pressure line (7) and low-pressure line (8), which are connected with the compressing vessels (1), (2) and accumulating vessel (31) through shut-off electromagnetic valves (9), (10), (11), (12), (36) and (37). High-pressure (7) and low-pressure (8) lines are

№ 5863186) [2], kas paredz gāzes daudzpakāpju saspiešanu secīgi savienotos gāzes saspiešanas cilindros. Lai gāzi saspiestu, cilindros ievada saspiestu hidraulisko šķidrumu, kas atdalīts no saspiežamās gāzes ar virzuļiem, kuri kompresora darba ciklu laikā cilindros pārvietojas. Šis paņēmiens tiek izmantots firmas „ECOFUELER” gāzes uzpildes iekārtās, t.sk. arī individuālas lietošanas gāzes uzpildes iekārtās „HRA” (Home Refueling Appliance). Šīs iekārtas paredzētas pieslēgšanai zemā spiediena sadzīves gāzes sadales tīklam un standarta sadzīves elektrotīklam. Gāzes uzpildes iekārtām, kuru darbība balstās uz šādu gāzes saspiešanas paņēmienu, ir augsta cena, kas ierobežo šādu iekārtu plašu izplatību privātajā sektorā. Augsto cenu nosaka nepieciešamība pēc iekārtas konstruktīvo elementu, it sevišķi saspiešanas cilindru izgatavošanas precizitātes.

Ir zināms arī cits gāzes hidrauliskas saspiešanas paņēmiens autotransporta uzpildei no pārvietojamām gāzes uzpildes iekārtām. Šajā gadījumā kompresora cilindrā saspiežamās gāzes atdalīšanai no šķidruma netiek izmantots virzulis (KF patents № 2128803) [3]. Gāzes padevi patērētājam no uzkrāšanas tvertnēm nodrošina, gāzi izspiežot no tām ar saspiesta šķidruma palīdzību, kas tiek pārsūknēts secīgi no iepriekšējās uzkrāšanas tvertnes uz nākošām. Šo paņēmienu iespējams izmantot transportējamās gāzes uzpildes iekārtās, lai nodrošinātu lielus gāzes saspiešanas apjomus, kad iespējams pievienoties gāzes vadam ar samērā augstu spiedienu, kāds nepieciešams šī paņēmiena realizācijai, un kad ir pieejams pietiekošas jaudas elektrotīkls (rūpnieciskais elektrotīkls). Bez tam, šajā paņēmienā ietvertais nosacījums, ka saspiešanas cikla beigās saspiešanas cilindra augšējā daļā paliek ievērojams saspiestās gāzes daudzums, samazina saspiešanas cilindra sekojošās uzpildes efektīvo tilpumu tā iemesla dēļ, ka pāri palikusī saspiestā gāze ievērojami izplešas. Tādejādi, saspiešanas ciklam beidzoties, saspiešanas cilindrā paliek pāri ievērojams daudzums saspiestas gāzes, kam jāpiedalās nākošajā saspiešanas ciklā, nosaka to, ka, uzsākot saspiešanas cilindra uzpildi ar saspiežamo gāzi, tajā atlikušās gāzes tilpums vairākkārt palielinās.

Dotā pētījuma mērķis ir ierosināts LV patentā Nr. 13661 B [4]. Šie metode tiek realizēta saspiežamo gāzi pārmaiņus ievadot divos vertikālos saspiešanas cilindros (1. att.), kuros gāzes saspiešana un sekojoša tās pārvietošana uz uzkrāšanas tvertni tiek veikta, saspiešanas cilindros ievadot saspiestu šķidrumu ar sūkņa palīdzību. Jaunievedums ir tāds, ka saskaņā ar izgudrojumu, katra gāzes saspiešanas cikla beigās saspiešanas cilindrs ir pilnībā uzpildīts ar šķidrumu, t.i., visa saspiestā gāze ir pārvietota uz uzkrāšanas tvertni. Turklāt, gāzes saspiešanai vajadzīgais šķidruma daudzums glabājas saspiešanas cilindros un tiek pārmaiņus pārsūknēts no viena saspiešanas cilindra uz otru pēc signāla, kas tiek saņemts no saspiešanas cilindru maksimālā šķidruma līmeņa devējiem. Lai saīsinātu automobiļa uzpildei patērējamo laiku, iespējams palielināt šī paņēmiena ražību, paaugstinot saspiešanas cilindros ievadāmās gāzes spiedienu ar papildus kompresora palīdzību.

Uzpildes iekārtas principiālā shēma ir parādīta 1. attēlā, un tā sastāv no diviem saspiešanas cilindriem (1), (2) un uzkrāšanas tvertni (31), kuru augšpusē esošajās atverēs uzstādīti noslēgvārsti (3), kuros iebūvēti devēji (4), kas nodrošina maksimālā šķidruma līmeņa kontroli saspiešanas cilindros. Saspiešanas cilindru (1) un (2), kā arī uzkrāšanas tvertnes (31) apakšpusē esošajām atverēm piemontēti šķidruma sadales kolektori. Hidrauliskais sūknis (5) ar elektrodzinēju (6) aprīkots ar augstā (7) un zemā (8) spiediena cauruļvadiem, kuri savienoti ar saspiešanas cilindriem (1) un (2), uzkrāšanas tvertni (31). Uz cauruļvadiem uzstādīti elektromagnētiskie noslēgvārsti (9), (10), (11), (12), (36) un (37). Augstā (7) un zemā (8) spiediena cauruļvadi savā starpā savienoti ar vienvirziena

connected with each other by means of a bypass valve (15). Working spaces of each compressing vessel (1) and (2) through the shut-off devices (3) and opposite connected one-way valves (34-35) and (17), (19) from one side are connected through valves (34) and (35) to an inlet pipeline for gas supply into compressing vessels (1) and (2), and from the other side they are connected through valves (17) and (19) with an outlet pipeline (21) for pumping the gas into the fuel tank of a vehicle (22) through a connector (23).

drošības pārplūdes vārstu (15). Katrs saspiešanas cilindrs (1) un (2) aprīkots ar noslēgvārstu (3), kam piemontēti vienvirziena noslēgvārsti (34-35) un (17), (19), kas nodrošina iespējas savienot katra saspiešanas cilindra (1) un (2) iekšējo tilpumu atsevišķi gan ar zemā spiediena gāzes padeves kolektoru, atveroties vienvirziena noslēgvārstam (34) vai (35), gan ar saspiestās gāzes spiedvadu (21) gāzes padevei automobiļa balonā (22) caur savienojošo balonu (23), atveroties vienvirziena noslēgvārstam (17) vai (19).

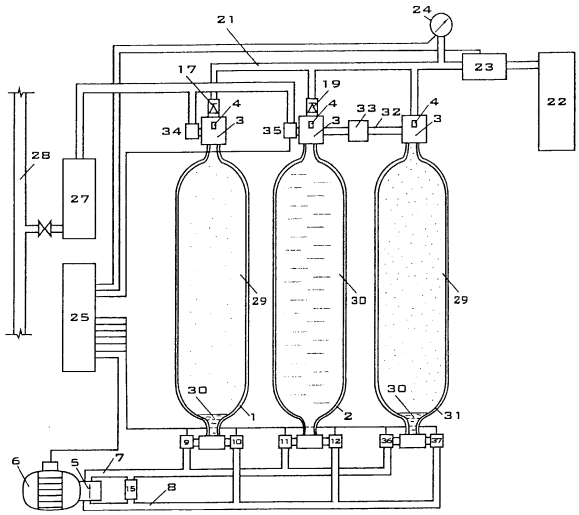


Fig. 1 - The principial scheme of high pressure compressor system of gaseous fuel /
Gāzveida degvielas augstspiediena kompresora sistēmas principiālā shēma

1, 2 – compressing vessels / *1, 2 - saspiešanas cilindri*; 3 – shut-off device / *3 - daudzfunkcionālais vārsts*; 4 – fluid level sensor / *4 - šķidruma līmeņa noteikšanas elektromagnētiskais devējs*; 5 – hydraulic pump / *5 - hidrauliskais sūknis*; 6 – electric drive of hydraulic pump / *6 - hidrauliskā sūkņa elektrodzinējs*; 7 – high-pressure line / *7 - augsta spiediena cauruļvads*; 8 – low-pressure line / *8 - zema spiediena cauruļvads*; 9, 10, 11, 12 – electromagnetic valves / *9, 10, 11, 12 - elektromagnētiskais vārsts;* 15 – bypass valve / *15 - vienvirziena drošības pārplūdes vārsts*; 17, 19 – one-way valves / *17, 19 - vienvirziena vārsts*; 21 – outlet pipeline / *21 - spiedvads*; 22 – fuel tank of a vehicle / *22 - automobiļa balons*; 23 - connector / *23 - spiedvada un automobiļa balona savienojošais balons*; 24 – electric contact manometer / *24 – elektrokontaktmanometrs*; 25 – electronic control unit / *25 - elektronikas vadības bloks*; 27 – filter-drier / *27 - filtrs sausinātājs*; 28 – low pressure gas pipeline / *28 - zema spiediena gāzes vads*; 29 – gas / *29 – gāze*; 30 – working fluid / *30 – šķidrums*; 31 – accumulating vessel / *31 – gāzes uzkrāšanas tvertne*; 32 – drain tube / *32 – pārplūdes caurulīte*; 33 – bypass valve / *33 – vienvirziena vārsts*; 34, 35, 36, 37 - electromagnetic valves / *34, 35, 36, 37 - elektromagnētiskais vārsts ;*

According to patent the filling of the accumulating vessel (31) is carried out in the following sequence. When starting the gas-filling device, the electronic control unit (25), which runs an operating program, is activated, the electrical drive of the hydraulic pump (6) switches on and the electromagnetic valve (35) opens simultaneously, the electromagnetic valve (9) are brought to the condition wherein the compressing vessel (1) is connected to high pressure line (7), and the compressing vessel (2) is connected to the low-pressure line (8) through the opened valve (12). During the operation of hydraulic pump (5), the working fluid from the lower neck of the compressing vessel (2) through the open valve (12), the low-pressure line (8), the hydraulic pump (5), the high-pressure line (7), the open electromagnetic valve (9), and the lower neck of the compressing vessel (1) is pumped into the compressing vessel (1), from which the gas through the one-way valve (17), and the outlline pipeline (21) is displaced into the accumulating vessel (31). This process is accompanied by filling a vacated volume of the compressing vessel (2) with the gas coming from the low-pressure gas pipeline (28) through the open electromagnetic valve (35). Once the working fluid (30) has reached the lower edge of the movable closing element in the valve counstruction, signal is sent to to the electronic device (25) to change the hydraulic flow into a reverse mode, in which the electromagnetic valves (9) and (12) are closed, and the valves (10) and (11) are opened and the working fluid from the fully filled compressing vessel (1) starts filling the compressing vessel (2). The process of displacement of the gas from compressing

Atbilstoši patentā sniegtajai informācijai gāzes uzkrāšanas tvertnes (31) uzpilde norisinās atbilstoši sekojošai procedūrai. Ieslēdzot uzpildes iekārtu, aktivizējas elektroniskais vadības bloks (25), kas uzsāk darba programmas izpildi. Vienlaicīgi tiek ieslēgts hidrauliskā sūkņa elektrodzinējs (6) un atvērts elektromagnētiskais vārsts (35), elektromagnētiskais vārsts (9) tiek pārslēgts stāvoklī, kas savieno saspiešanas cilindru (1) ar augstā spiediena cauruļvadu (7), bet vārsts (12) - stāvoklī, kas savieno saspiešanas cilindru (2) ar zemā spiediena cauruļvadu (8). Darbojoties hidrauliskajam sūknim (5), šķidrums caur saspiešanas cilindra (2) apakšējo atveri un atvērto vārstu (12), pa zemā spiediena cauruļvadu (8) caur zobratu sūkni (5), pa augstā spiediena cauruļvadu (7), caur atvērto elektromagnētisko vārstu (9) un saspiešanas cilindra (1) apakšējo atveri tiek pārsūknēts uz saspiešanas cilindru (1), no kura gāze caur vienvirziena vārstu (17) un pa spiedvadu (21) tiek pārvietota uz uzkrāšanas tvertni (31). Šo procesu pavada saspiešanas cilindra (2) pakāpeniska uzpilde ar gāzi, samazinoties šķidruma līmenim, un gāze pienāk no zemā spiediena gāzes vada (28) caur atvērtu elektromagnētisko vārstu (35). Šķidrumam (30) sasniedzot speciālu kustīgo cilindrisko noslēgelementu vārsta konstrukcijā, tiek padots signāls uz elektronisko vadības bloku (25) šķidruma plūsmu pārslēgšanai reversa režīmā. Tiek aizvērti elektromagnētiskie vārsti (9) un (12), bet atvērti vārsti (10) un (11), un šķidrums no pilnībā uzpildītā saspiešanas cilindra (1) tiek pārvietots uz saspiešanas cilindru (2). Saspiestās gāzes pārvietošanas process no saspiešanas cilindra (2) un saspiešanas cilindra (1) uzpildes process ar gāzi ir

vessel (2) and of filling the compressing vessel (1) is similar to the process described above. The repetition of gas filling displacement and fluid (30) pumping cycles results in gradual increase of gas pressure in the outlet pipeline (21) (filling the accumulating vessel (31)). The pressure in the outlet pipeline (21) is monitored by means of the electric contact manometer (24). Once a target pressure in the outlet pipeline (21) has been reached, the manometer (24) sends signal to the electronic control unit (25), and then, on response of the fluid-level sensor (4) of the compressing vessel (2) full with the working fluid, the electronic control unit (25) issues a command to stop the operation of the gas – filling device in the initial condition prepared to begin the filling of the fuel tank of the vehicle (22).

There was realized calculation to analyze thermodynamical processes and to check operation of system, as also realized prototype, which could allow to compare results of theoretical and experimental research.

RESULTS

Theoretical research

In the results of research there were done calculations using thermodynamical legitimacies and heat transfer laws. Calculations were done using the same dimensions of vessels, connections and other details as it is prescribed to use in preparation of the real prototype.

Taking into account that tests of the system will be done at ambient environment temperature t_{av}=20°C and temperature of methane flowing in compresing vessel t_1 is 20°C; pressure at normal conditions p_o=101.325 kPa, barometric pressure p_b=99.991 kPa, manometric pressure of methane flowing in compresing vessel p_{1m}=19.998 kPa, manometric end pressure in accumulating vessel p_{2bm}=20 MPa, and using elementary legitimacies is possible to find out necessary basic parameters:

- Density of methane in normal conditions;
- Density and volume of methane at inflow parameters;
- Value of compression and volume of accumulation vesels;
- Mass of methane sucked in compressing vessel;
- Absolute final pressure in accumulation vessel;
- Mass of methane at the final pressure in accumulating vessel.

In the result of calculation was established that there is necessary to realize 169 compression cycles to get necessity final pressure. Attention was converted also to the changes of methane final temperature at the end of the separate compression cycles. As compression process is a polytropic, then there was accepted appropriate polytropic index. Realizing further calculations there was obtained also changes of values of the final temperature of methane depending from pressure at the end of compression process, which is shown in Fig. 2.

analoģisks tam, kas ir aprakstīts augstāk. Atkārtojot gāzes „uzpildes-saspiešanas" ciklus un šķidruma (30) pārsūknēšanas ciklus, pakāpeniski paaugstinās gāzes spiediens spiedvadā (21) (norisinās uzkrāšanas tvertnes (31) uzpilde). Gāzes spiediens spiedvadā (21) tiek kontrolēts ar elektrokontaktmanometru (24). Kad spiedvadā (21) ir sasniegts uzdotais robežspiediens, manometrs (24) padod signālu uz elektronisko vadības bloku (25), kam seko iekārtas darbības turpināšanās līdz brīdim, kad saspiešanas cilindrā (2) šķidrums sasniedz augšējo pieļaujamo robežu un nostrādā devējs (4). Saņemot signālu no šī devēja, vadības bloks (25) pārtrauc uzpildes iekārtas darbību robežstāvoklī, kāds nepieciešams, lai uzsāktu automobiļa (22) balona uzpildes procedūru.

Tika veikts aprēķins termodinamikas procesa norisei un iekārtas darbības pārbaudei, kā arī izveidots iekārtas prototips, kas ļautu salīdzināt teorētisko un eksperimentālo pētījumu rezultātus.

REZULTĀTI

Teorētiskie pētījumi

Pētījumu rezultātā tika veikti aprēķini izmantojot termodinamiskās likumsakarības un siltuma pārejas sakarības. Aprēķini tika veikti, izmantojot cilindru, savienojumu u.c. detaļu izmērus, kādus ir paredzēts izmantot reāla prototipa izveidē.

Ņemot vērā, ka sistēmas izmēģinājumi tiks veikti pie apkārtējās vides temperatūras t_{av}=20°C un saspiešanas cilindrā ieplūstošā metāna temperatūra t_1 arī sastāda 20°C; normālo apstākļu spiediens p_o=101,325 kPa, barometriskais spiediens p_b=99,991 kPa, saspiešanas cilindrā ieplūstošā metāna manometriskais spiediens p_{1m}=19,998 kPa, manometriskais beigu spiediens uzkrāšanas tvertnē p_{2bm}=20 MPa, un izmantojot elementārās likumsakarības var noteikt nepieciešamos pamatparametrus:

- Metāna blīvumu normālos apstākļos;
- Metāna blīvumu un tilpumu pie ieplūdes parametriem;
- Kompresijas vērtību un saspiešanas cilindru tilpumu;
- Saspiešanas cilindrā iesūktā metāna masu;
- Absolūto beigu spiedienu uzkrāšanas tvertnē;
- Metāna masu pie beigu spiediena uzkrāšanas tvertnē.

Aprēķinu rezultātā konstatēts, ka nepieciešamā beigu spiediena iegūšanai ir nepieciešamas 169 saspiešanas cikla reizes. Uzmanība tika pievērsta arī metāna beigu temperatūras izmaiņām atsevišķo saspiešanas ciklu beigās. Tā kā saspiešanas process ir politropisks, tad aprēķinos tika pieņemts attiecīgais politropās pakāpes rādītājs. Veicot tālākus aprēķinus, tika iegūtas arī metāna beigu temperatūras vērtību izmaiņas atkarībā no spiediena saspiešanas procesa beigās, kas parādītas 2. attēlā.

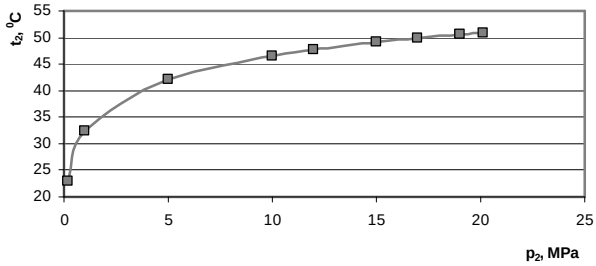


Fig. 2 – The changes of the final temperature of methane at the end of compression process /
Metāna beigu temperatūras izmaiņas saspiešanas procesa beigās

Compression process is connected with flowing of the heat, therefore in that case is important also the amount of flowed heat Q_n (kJ), which can be calculated using formula:

Saspiešanas process ir saistīts ar siltuma novadīšanu, tāpēc būtisks dotajā gadījumā ir arī novadītā siltuma daudzums Q_n (kJ), ko nosaka pēc formulas:

$$Q_n = Mc_V \frac{n-k}{n-1}(t_2 - t_1), \quad (1)$$

where M - mass of methane sucked in compressing vessel, kg;
C_V - heat capacity of methane, kJ/(kg·K);
n - polytropic index;
k - adiabatic index;
t_1 - temperature of methane flowing in compresing vessel, °C;
t_2 - the final temperature of methane in compressing vessel at the additional stages of the cycles, °C.

Calculated values of the amount of the flowed heat are summarized in Tab.1.

kur M - saspiešanas cilindrā iesūktā metāna masa, kg;
C_V - metāna siltumietilpība, kJ/(kg·K);
n - politropās pakāpes rādītājs;
k - adiabātās pakāpes rādītājs;
t_1 - saspiešanas cilindrā ieplūstošā metāna temperatūra, °C;
t_2 - saspiešanas cilindrā esošā metāna beigu temperatūra attiecīgajos ciklu posmos, °C.

Aprēķinos iegūtā novadītā siltuma daudzuma vērtības apkopotas 1. tabulā.

Table 1 / *1. tabula*

Absolute values of the amount of flowed heat in the polytropic compression process / *Novadītā siltuma daudzuma absolūtās vērtības politropiskā saspiešanas procesā*

Temperature of methane flowing in the vessel / *Cilindrā ieplūstošā metāna temperatūra t_1* [℃]	The final temperature of methane in the vessel / *Cilindrā esošā metāna beigu temperatūra t_2* [℃]	Difference of temperatures / *Temperatūru starpība t_2-t_1* [℃]	The amount of flowed heat / *Novadītā siltuma daudzums Q_n* [kJ]
20	22.9 / *22,9*	2.9 / *2,9*	2.75 / *2,75*
20	32.4 / *32,4*	12.4 / *12,4*	11.7 / *11,7*
20	42.2 / *42,2*	22.2 / *22,2*	21.0 / *21,0*
20	46.5 / *46,5*	26.5 / *26,5*	25.2 / 25,2
20	47.7 / *47,7*	27.7 / *27,7*	26.3 / *26,3*
20	49.1 / *49,1*	29.1 / *29,1*	27.6 / *27,6*
20	49.9 / *49,9*	29.9 / *29,9*	28.4 / *28,4*
20	50.6 / *50,6*	30.6 / *30,6*	29.1 / *29,1*
20	50.9 / *50,9*	30.9 / *30,9*	29.3 / *29,3*

For the evaluation of the amount of heat from heat transfer process, there were defined other required parameters: surface of heat deviding, speed of fluid rising, etc. During the calculation of the surface of heat deviding suppose that lower base of vessel do not deliver heat in ambient environment because it is covered by fluid layer.

As the productivity of the pump Q_s is known, which is a 10 liters per minute, it is possible to calculate speed v_{sk} of fluid rising in compressing vessel during the process, as also time t_{sk} during which fluid fill the compressing vessel. In the result of calculation was established that there is necessity 4.9 minutes to fill the vessel.

The amount of heat Q_τ (kJ) from heat transfer position can find out from following formula:

Lai novērtētu novadīto siltuma daudzumu no siltuma pārejas viedokļa, tiek noteikti citi nepieciešamie parametri: siltumu atdodošā virsma, šķidruma līmeņa pacelšanās ātrums u.c. Nosakot siltuma atdodošo virsmu pieņem, ka cilindra apakšējā pamatne siltumu apkārtējā vidē neatdod, jo dotajā gadījumā to nosedz noteikts šķidruma slānis.

Zinot sūkņa ražību Q_s, kas dotajam sūknim ir 10 litri minūtē, tiek aprēķināts šķidruma līmeņa pacelšanās ātrums v_{sk} saspiešanas cilindrā procesa laikā un arī laiks t_{sk}, kurā šķidrums piepilda saspiešanas cilindru. Aprēķinu rezultātā tiek konstatēts, ka cilindra piepildīšanai ir nepieciešamas 4.9 minūtes.

Pārvadīto siltuma daudzumu Q_τ (kJ) no siltuma pārejas viedokļa jau var noteikt pēc sekojošas formulas:

$$Q_\tau = \frac{KF(t_2 - t_{av})\tau}{1000}, \qquad (2)$$

where K - heat transfer coeffcient (taking into account that heat moves from one gaseous environment to another);
F - surface of heat deviding, m^2;
t_2 - the final temperature of methane in compressing vessel at the additional stages of the cycles, °C;
t_{av} - ambient environment temperature, °C.
τ - length of compression process, s.

Calculated values of the amount of heat from heat transfer process are summarized in Tab.2.

kur K - siltuma pārejas koeficients (tiek ņemts vērā, ka siltums pāriet no vienas gāzveida vides otrā);
F - siltumu atdodošā virsma, m^2;
t_2 - saspiešanas cilindrā esošā metāna beigu temperatūra attiecīgajos ciklu posmos, °C.
t_{av} - apkārtējās vides temperatūra, °C.
τ - saspiešanas procesa ilgums, s.

Aprēķinos iegūtā novadītā siltuma daudzuma vērtības no siltuma pārejas viedokļa apkopotas 2. tabulā.

Table 2 / *2. tabula*

Values of the amount of heat from heat transfer process / *Novadītā siltuma daudzuma vērtības no siltuma pārejas viedokļa*

Ambient environment temperature / *Apkārtējās vides temperatūra t_{av}* [℃]	The final temperature of methane in the vessel / *Cilindrā esošā metāna beigu temperatūra t_2* [℃]	Difference of temperatures / *Temperatūru starpība t_2-t_{av}* [℃]	The amount of heat / *Siltuma daudzums Q_τ* [kJ]
20	22.9 / *22,9*	2.9 / *2,9*	2.85 / *2,85*
20	32.4 / *32,4*	12.4 / *12,4*	12.2 / *12,2*
20	42.2 / *42,2*	22.2 / *22,2*	21.8 / *21,8*
20	46.5 / *46,5*	26.5 / *26,5*	26.0 / *26,0*
20	47.7 / *47,7*	27.7 / *27,7*	27.2 / *27,2*
20	49.1 / *49,1*	29.1 / *29,1*	28.6 / *28,6*
20	49.9 / *49,9*	29.9 / *29,9*	29.4 / *29,4*
20	50.6 / *50,6*	30.6 / *30,6*	30.1 / *30,1*
20	50.9 / *50,9*	30.9 / *30,9*	30.4 / *30,4*

Experimental research

Experimental prototype (Fig. 3) was a base for experimental investigation and within the framework of proper measurements were determined time t_{sk} (vessel filling with fluid), vessel final pressure p_{bc}, final heating temperature t_b in every cycle.

Results of the experimental research confirmed that the process of filling of the vessel with fluid and forcing out of the gas from it can be realized without deflections and in correspondence with safety measures. The filling of the vessel was carried out within ~5 minutes. Vessel and electric drive system complied with established safety measures.

Eksperimentālie pētījumi

Pēc eksperimentālā prototipa (3. att.) izveidošanas tika veikti arī attiecīgie eksperimentālie pētījumi, kuru ietvaros katrā ciklā tika noteikts cilindra piepildīšanās laiks (ar šķidrumu) t_{sk}, cilindra beigu spiediens p_{bc}, kā arī cilindra uzsilšanas temperatūra t_b.

Eksperimentālā pētījuma rezultāti apstiprināja, ka cilindra piepildīšanās ar šķidrumu un gāzes izspiešanas process noris bez novirzēm un tiek realizēts atbilstoši uzstādītajām prasībām. Cilindra piepildīšanās laiks tika realizēts ~5 minūšu laikā. Ne cilindra, ne arī elektromotora uzsilšana sistēmas darbības laikā nepārsniedza uzstādītās drošības prasības.

Fig. 3 – Realized high pressure compressor system of gaseous fuel /
Izveidotā gāzveida degvielas augstspiediena kompresora sistēma

CONCLUSIONS

- LV pat. No. 13661 B "Method and device to compress gaseous fuel for vehicles filling" describes device and method how it works in real life conditions. The invention may be applied for biomethane compression;
- In the result of experimental research was approved that the filling of one vessel is carried out within ~5 minutes.
- The prototype achieves the necessary pressure in time due to the theoretical calculation.
- The prototype can give a rise for establishement of the commercial sample, however the commercial sample should be tested in long term conditions to be convinced that the system and separate units of the sample works properly.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the funding from European Regional Development Fund (project Nr. 2010/0279/2DP/2.1.1.1.0/10/APIA/VIAA/163).

BIBLIOGRAPHY

[1]. NGV market growth. *www.ngvaeurope.eu*;
[2]. Green, J.S., Odom H. (1999) - *Method for compressing gases using a multi-stage hydraulically-driven compressor.*U.S. Pat. No. 5863186.
[3]. Аксенов, Д.Т., Лашкевич Е.Д. (1999) *Способ реализации природного газа и передвижной газозаправщик.* Патент Российской Федерации, 2128803.
[4]. Safronovs, A. (2008). *Gāzveida degvielas saspiešanas paņēmiens autotransporta uzpildei un gāzes uzpildes iekārta šī paņēmiena realizācijai.* LV Pat. LV13661 B.

SECINĀJUMI

- Patenta Nr. 13661 B "Gāzveida degvielas saspiešanas paņēmiens autotransporta uzpildei un gāzes uzpildes iekārta šī paņēmiena realizācijai" ietvaros aprakstītais izgudrojums un paņēmiens ir realizējams dabā un var tikt pielietots biometāna saspiešanai;
- Eksperimentālo pētījumu rezultātā apstiprinājās, ka viena cilindra piepildīšanai nepieciešamais laiks sasniedz ~5 minūtes.
- Izveidotais prototips sasniedz nepieciešamo spiedienu teorētiskajos aprēķinos konstatētajā laika periodā.
- Izveidotais prototips var kalpot par pamatu komerciāla modeļa izveidošanai, taču pēc tā izveides ir nepieciešams veikt ilgstošāku komerciāla modeļa testēšanu, lai pārliecinātos par visas iekārtas un arī atsevišķu mezglu bezatteikuma darbību.

ATZINĪBAS

Autori izsaka pateicību par finansiālo atbalstu Eiropas Reģionālās Attīstības Fondam (projekts Nr. 2010/0279/2DP/2.1.1.1.0/10/APIA/VIAA/163).

LITERATŪRA

[1]. NGV market growth. *www.ngvaeurope.eu*;
[2]. Green, J.S., Odom H. (1999) - *Method for compressing gases using a multi-stage hydraulically-driven compressor.*U.S. Pat. No. 5863186.
[3]. Аксенов, Д.Т., Лашкевич Е.Д. (1999) *Способ реализации природного газа и передвижной газозаправщик.* Патент Российской Федерации, 2128803.
[4]. Safronovs, A. (2008). *Gāzveida degvielas saspiešanas paņēmiens autotransporta uzpildei un gāzes uzpildes iekārta šī paņēmiena realizācijai.* LV Pat. LV13661 B.

MONITORING SOLAR RADIATION INTENSITY IN THE YEAR 2011 IN THE NORTH WEST OF BUCHAREST WITH SUN-EARTH ANGLE
/
MONITORIZAREA INTENSITĂȚII RADIATIEI SOLARE IN ANUL 2011 IN PARTEA DE NORD-VEST A ORASULUI BUCURESTI CU AJUTORUL UNGHIURILOR SOARE-PĂMÂNT

Lecturer Ph.D. Eng. Rusănescu C.O., Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G., Conf. Ph.D. Eng. Murad E., Lecturer Ph.D. Eng., David M.F.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 021/402.96.37*; E-mail: otiliarusanescu@yahoo.com*

Abstract:*. In this paper is monitored the intensity of solar radiation by the meteorological station and is calculated: intensity of diffuse radiation, direct radiation intensity, declination angle, hour angle, zenith angle, azimuth angle. The the weather station type: AWS / EV is a product born from the need to frequently monitor the environment variables. Use appropriate mathematical algorithm that we presented in this paper for determining sun-earth angle makes it possible to accurately follow the sun in the sky.*

The results of this monitoring solar radiation intensity, allowing interpretations that can be exploited to determine the local potential of solar energy utilization. The efficiency of a solar collector (of thermal or PV panel type) can be meaningfully increased if the collector is tracked in accordance with the sun so that the incidence angle (angle between the sun ray and the perpendicular line on the collector's plane) becomes null or very small. Achieving this requirement involves modeling the Sun-Earth angle, which must be accurate, relatively simple to achieve

Keywords: *global, direct and diffuse radiation, declination angle hour angle, zenith angle, azimuth angle.*

INTRODUCTION

The sun is the Earth's energy source and is the only energy source able to maintain life on Earth. The sun is an inexhaustible source of energy, with an estimated duration of solar radiation there is still about 4...5 billion years. Sun is not only the source of life on earth but also an important source of energy.

Global radiation from the Sun arrived on a horizontal surface at ground level in a clear day one, the sum of direct radiation and diffuse radiation. Direct solar radiation depends on the orientation of surface receivers.

In the proper design of buildings and/or other systems with the energy of the sun, solar radiations models conform to reality are required.

Extraterrestrial solar radiation can be described, in a deterministic way, for any space and time position on earth, as a function of the sun-earth distance, the earth's inclination and the sun's zenith angle. The ground-level solar radiation is attenuated by atmosphere conditions, clouds distribution, climate type etc. So, for a given constant spatiotemporal position, the ground-level radiation is very difficult to predict. However, some statistical approximations for a specific period of the year can be carried out. [1]

MATERIAL AND METHOD

Global solar radiation intensity G in the horizontal plane was monitored by the weather station type: AWS / EV of the Faculty of ISB the U.P.B. SIAP + MICROS Geco program version 2.3.2 automatically record the following parameters: atmospheric temperature, wind direction and speed, atmospheric humidity, solar radiation, rainfall.

Rezumat *În această lucrare, am monitorizat intensitatea radiației solare de către stația meteorologică, pe baza intensității radiației solare am calculat: intentistatea radiațeia difuze, intensitatea radiației directe, unghiul de declinație, unghiul orar, unghiul zenit, unghiul azimut.. Stația meteo tip: AWS/EV monitorizează frecvent variabilele de mediu. Utilizarea algoritmului matematic adecvat pe care l-am prezentat în lucrare pentru determinarea unghiurilor soare-pământ, face posibilă urmărirea cu exactitate a soarelui pe bolta cerească.*

Rezultatele acestui studiu de monitorizare a intensității radiației solare, permit interpretări care pot fi valorificate în vederea stabilirii potențialului local de utilizare a energiei solare. Eficiența unui colector, poate fi semnificativ crescută în cazul în care colectorul este amplasat în conformitate cu soarele astfel încât unghiul de incidență (unghiul dintre raza de soare şi linia perpendiculară pe planul colector) devine nul sau foarte mic. Realizarea acestei cerințe presupune o modelare a unghiurilor Soare-Pământ, care trebuie să fie corecte, relativ simplu de realizat.

Cuvinte cheie: *intensitatea radiației directe şi intensitatea radiației difuze, unghiul de declinație. unghiul orar, unghiul zenith, unghiul azimuth*

INTRODUCERE

Soarele este sursa de energie a Pământului şi este sursa de energie posibilă de a menține viața pe Pământ. Soarele este o sursă inepuizabilă de energie, cu o durată estimată a radiației solare de aproximativ 4....5 miliarde de ani. Soarele nu este doar sursa de viață de pe pământ, este de asemenea, o sursă importantă de energie.

Radiația solară directă depinde de orientarea de receptoare de suprafață. Radiația globală de la Soare ajunge pe o suprafață orizontală, la nivelul solului într-o zi ca sumă de radiație directă şi difuză.

În proiectarea corectă a clădirilor şi / sau alte sisteme cu energie de la soare, sunt necesare modelări ale radiației solare.

Radiația solară extraterestră poate fi descrisă, în funcție de distanța Soare-Pământ, înclinația pământului şi unghiul zenit. Radiația solară la nivelul solului este atenuată de condițiile de atmosferă, de prezența norilor, etc Deci, pentru o poziție constantă acordată spatiotemporal, radiatia la nivelul solului este foarte dificil de prezis. Cu toate acestea, unele aproximări statistice pentru o anumită perioadă a anului poate fi efectuată [1].

MATERIAL ŞI METODĂ

Intensitatea radiației solare globale G, în plan orizontal a fost monitorizată cu Stația meteo: AWS/EV de la Facultatea de ISB, cu programul SIAP MICROS Geco versiunea 2.3.2 programul înregistrează automat următorii parametrii: temperatura atmosferică, direcția şi viteza vântului, umiditatea atmosferică, radiația solară, cantitatea de precipitatii.

RESULTS

Based on global radiation intensity, were calculated diffuse and direct components of solar radiation.

Figure 1 shows the proportion of diffuse radiation intensity and direct radiation in global radiation.

It is interesting to note that the intensity of diffuse radiation intensity has a high intensity compared with direct radiation. Based on Weather Station Record, 24 hours of 24, in year 2011, I found a diffuse radiation to be equal to one fifth of the value of global radiation, direct radiation is the difference between global and diffuse.

Where: D - is diffuse radiation intensity;
G - global or total radiation intensity
B - direct radiation intensity

REZULTATE

Pe baza intensității radiației globale înregistrate, am calculat componentele difuză şi directă ale intensității radiației solare.

Figura 1 prezintă proporția de intensități de radiații difuze şi intensități de radiații directe în radiația globală.

Este interesant de observat că intensitatea radiației difuze are o pondere ridicată comparativ cu intensitatea radiației directe. Bazat pe înregistrarea stației meteo 24 de ore din 24 în anul 2011, am presupus intensitatea radiației difuze egală cu o cincime din valoarea intensității radiației globale, iar intensitatea radiației directe este diferența între globală şi difuză. Conform ecuației (1),

D – este intensitatea radiației difuză;
G – intensitatea radiației globală sau totală
B – intensitatea radiației directă

$$D = \frac{G}{5}, B = G - D \qquad (1)$$

In figure 2 we presented the variation of global radiation recorded by the weather station in July 2011. Note that the value of global radiation was high on July 2, 2011 at 13, with a value of 960 W/m^2.

Based on measured and calculated values of global radiation, diffuse, direct from January 2011 – December 2011 we represented graphically Figure 4. It is noted that large amounts of global radiation was recorded on May 24 at 14, with a value of 983, on June 18, at 13 was the highest value of global radiation from 2011 to 1017 [W/m^2] which is.

În figura 2, am prezentat variația radiației globale înregistrată de stația meteo în luna iulie 2011. Se observă că valoarea radiației globale a fost maxima în data de 02 iulie 2011 la ora 13, având valoarea de 960 [W/m^2].

Pe baza valorilor măsurate şi calculate de radiație globală, difuză, directe din ianuarie 2011-decembrie 2011 am reprezentat grafic figura 4. Se observă că valoare mare a radiației globale s-a înregistrat pe 24 mai la ora 14, având valoarea de 983, în data de 18 iunie, ora 13 a fost înregistrată cea mai mare valoare a radiației globale din anul 2011 aceasta fiind de 1017 [W/m^2].

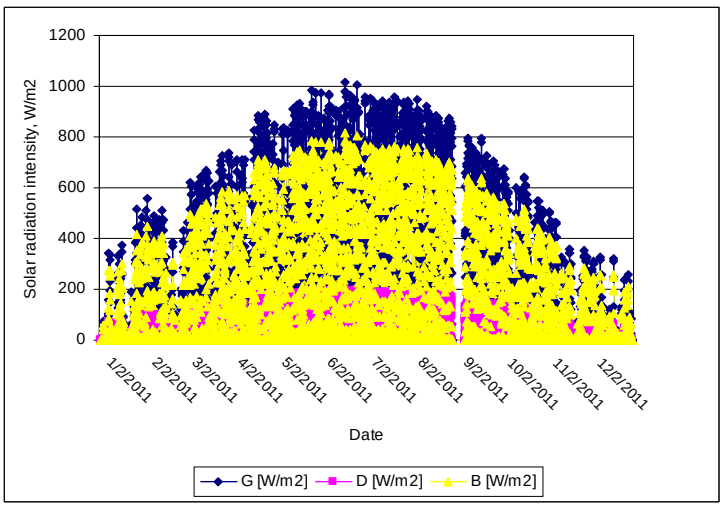


Fig. 1 - Variation of global radiation, direct and diffuse for 2011 /
Variația radiației globale, directe si difuze pentru anul 2011

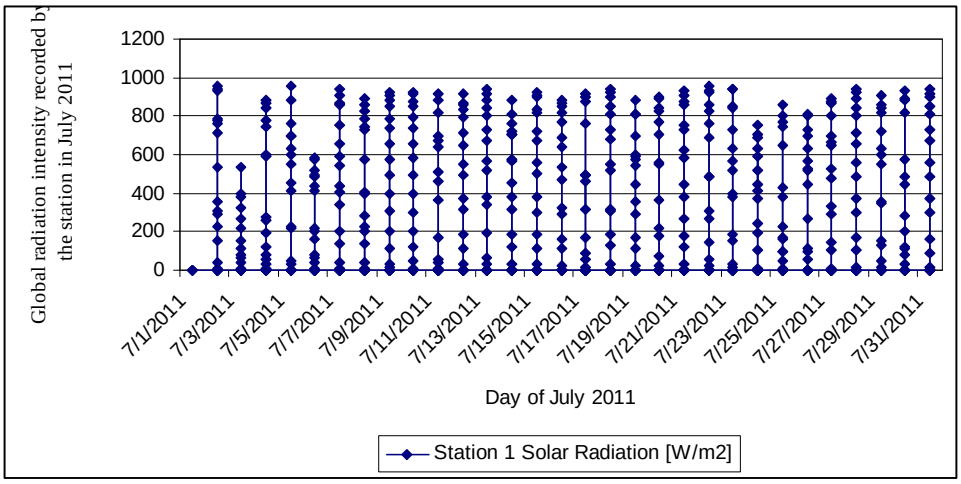


Fig. 2 - Variation of global radiation intensity recorded by the weather station in July 2011 /
Variatia intensitatii radiației globale înregistrate de stația meteo în luna iulie 2011

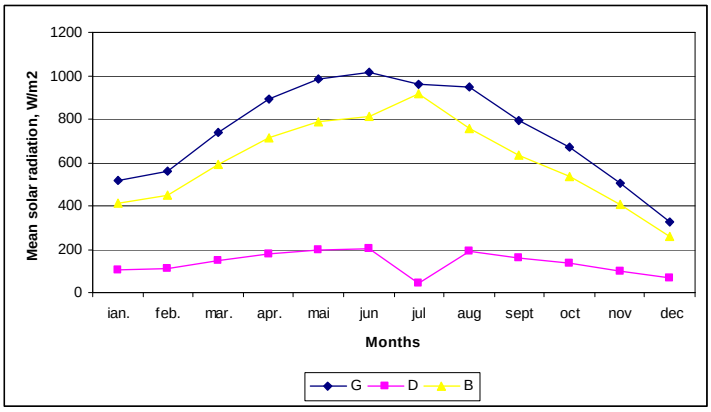


Fig. 3 - Mean global radiation intensity, direct, diffuse, in 2011 /
Valoarea medie a intensitatii radiației globale, directe şi difuze în anul 2011

Even in clear sky conditions, the radiation that reaches earth's surface in all directions from the diffusion phenomena, known as diffuse radiation, is 5...15% of the flux of solar radiation that reaches Earth's surface without being affected by this phenomenon, called direct radiation. Together, direct and diffuse radiation, the so called total or global radiation.

In Figure 3 is shown the correlation between components: global, direct, diffuse radiation, the global component of the weather station recorded the Biotechnical Faculty Engineering Bucharest, diffuse.

Calculation of angles

To determine the position of collector of solar radiation from the sun so the yield is maximum angles are important following θ_z - zenith angle and solar azimuth angle γs (in figure 4 are the γ_s solar azimuth, elevation angle of the sun zenith angle α and hour angle ω) [2]

The calculation of these angles is done using mathematical formulas. Formula for the zenith angle is given by:

Chiar în condiții de cer senin, radiația care ajunge la suprafața pământului, în toate direcțiile datorată fenomenelor de difuzie, cunoscută sub numele de radiație difuză, este de 5...15 % din fluxul de radiație solară care ajunge la suprafața pământului, o altă radiație fără a fi afectată de acest fenomen, este numită radiație directă. Împreună, radiația directă şi difuza reprezintă radiația totală sau globală.

În figura 3 este prezentată corelația între componentele: globale, directă, difuză ale radiație, componenta globală a fost înregistrată de stația meteo de la Facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnice Bucureşti.

Calculul unghiurilor

Pentru a determina poziția captatorului de radiatii solare față de soare astfel încât randamentul său să fie maxim sunt importante următoarele unghiuri: azimutul solar γ_s (în figura 4 sunt azimutul solar γ_s , unghiul de înălțare a soarelui α_s şi θ_z unghiul zenith, unghiul orar ω) [2].

Calculul acestor unghiuri se face folosind formule matematice. Formula pentru unghiul zenit este:

$$\cos\theta = \sin\phi \sin\delta + \cos\phi \cos\delta \cos\omega \qquad (1)$$

where Φ is up which is a constant where weather station is positioned to Bucharest is 44°5'N coordinates for B ucharest are: the intersection of parallel of north latitude 44°5" meridian of 26°2'44" east longitude, δ is the declination, and ω is the angle zone.

Angle β of the plan: It has values between 0 ≤ β ≤ 180°. Azimuth angle γ: the angle of projection on the horizontal plane perpendicular to the sensor surface and the local meridian. Is 0 when the sensor plane is oriented to the south, is negative when positive when oriented east and west orientation is. Solar azimuth angle γ_s: is the angle between the south and the horizontal projection of direct radiation, α_s sun height angle: the angle of the sunlight falling on the sensor and the horizontal plane.

This angle depends on the latitude of the place of capture *Φ*, the declination angle δ and ω time. Relationship calculation is:

unde Φ este o constantă în funcție de locul unde este amplasată stația meteo latitudinea este 44°5'N şi longitudinea 26°2'44'', б este unghiul de declinație, ω unghiul orar.

Unghiul de înclinare a planului β are valori cuprinse între 0 ≤ β ≤ 180°. Unghiul azimutal γ: este unghiul dintre proiecția pe planul orizontal a perpendicularei pe suprafața captatorului şi meridianul local. Are valoarea 0 când planul captatorului este orientat spre sud, este negativ când are orientarea spre est şi pozitiv când are orientarea spre vest, unghiul de azimut solar γ_s: este unghiul dintre direcția sud şi proiecția pe planul orizontal a radiației directe, unghiul de înălțime a Soarelui α_s: este unghiul dintre direcția razei solare ce cade pe captator şi planul orizontal.

Acest unghi depinde de latitudinea locului de captare Φ, de declinația δ şi de unghiul orar ω. Relația de calcul este:

$$\sin\boldsymbol{\alpha}_s = \sin\boldsymbol{\delta}\cdot\sin\boldsymbol{\Phi} + \cos\boldsymbol{\delta}\cdot\cos\boldsymbol{\Phi}\cdot\cos\boldsymbol{\omega} = \cos 0_z \qquad (2)$$

Zenith angle θ_z is the angle between vertical and solar ray falling on the sensor. In other words it's complementary angle α_s.

Angle zone ω: determines the position of the sun in the sky the moment. Is 0 when the sun passes the meridian corresponding local point of the sensor location.

This angle is positive to the east (east) and negative to the west (at dusk).

Im one hour the sun crosses the sky with a 15° angle and position of the clock (T) is determined by the relationship:

Unghiul zenital θ_z: este unghiul dintre verticală şi raza solară ce cade pe captator. Altfel spus este unghiul complementar a lui α_s.

Unghiul orar ω: determină poziția Soarelui pe bolta cerească în momentul dat. Are valoarea 0 în momentul în care Soarele trece meridianul local corespunzător punctului de amplasare al captatorului. Acest unghi este pozitiv spre est (la răsărit) şi negativ spre vest (la asfințit).

Într-o oră Soarele traversează bolta cerească cu un unghi de 15°, iar poziția lui la orice oră (T) se determină cu relația:

$$\boldsymbol{\omega} = 15 \cdot (12 - T) \tag{3}$$

If the known angle of declination, latitude and time angle can be determined by calculating the position ot fe Sun in the sky high angle of the Sun and solar azimuth angle, applying the above calculation relations.

The angle between the direction to the Sun in the place of capture and equatorial plane is called declination δ.

Formulas for calculating the angle of declination:

Dacă sunt cunoscute unghiul de declinație, latitudinea şi unghiul orar se poate determina poziția Soarelui pe bolta cerească calculând unghiul de înălțime a Soarelui şi unghiul de azimut solar, aplicând relațiile de calcul prezentate mai sus.

Unghiul dintre direcția spre Soare din locul de captare şi planul ecuatorial se numeşte declinația δ.

Relațiile de calcul a unghiului de declinație δ, sunt:

$$\delta = 23{,}45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \tag{4}$$

$$\delta = 23{,}45 \sin\left(\frac{360(n - 80)}{365}\right) \tag{5}$$

where n is the day of the year when the measurements were taken: n = 30,416 (l-1) + x, In which: it is the month of the year l ∈ (1.....12); x – number of days in that month.

Based on the mathematical algorithm described above, the results are presented in the graph in Figures 5-10.

According to relations (4, 5) and Figure 5 and 6 the angle of declination is dependent on the day they were made in solar radiation measurements. In Figure 5 are represented the angle of declination in July 2011 and in Figure 6 are the minimum and maximum declination angle based on statistical analysis in 2011.

From figure 7 is observed as shown in literaturade specialty [4, 5] that time angle values are positive and negative morning after twelve o'clock.

According to Figure 10, azimuth angle γ is 0 when the plane collector faces south and is positive when west orientation

unde n este ziua din an în care au fost luate măsurătorile. n = 30,416 (l-1) + x, l ∈ (1.....12) luna din an; x – numărul zilei din lună.

Pe baza algoritmului matematic, descris am prezentat rezultatele în figurile 5-10.

Conform relațiilor (4, 5) şi figurilor 5 şi 6 valoarea unghiului de declinație este dependentă de ziua n în care au fost făcute măsurătorile intensității radiației solare. În figura 5 sunt reprezentate valoarile unghiului de declinație în luna iulie 2011 iar în figura 6 sunt reprezentate valorile minime şi maxime ale unghiului de declinație pe baza analizei statistice în anul 2011.

Din figura 7 se observă aşa cum reiese şi din literaturade specialitate [4, 5] că valorile unghiului orar sunt pozitive dimineata şi negative după amiază.

Conform figurii 10, unghiul azimutal γ are valoarea 0 când planul captatorului este orientat spre sud şi valori pozitive când are orientarea spre vest.

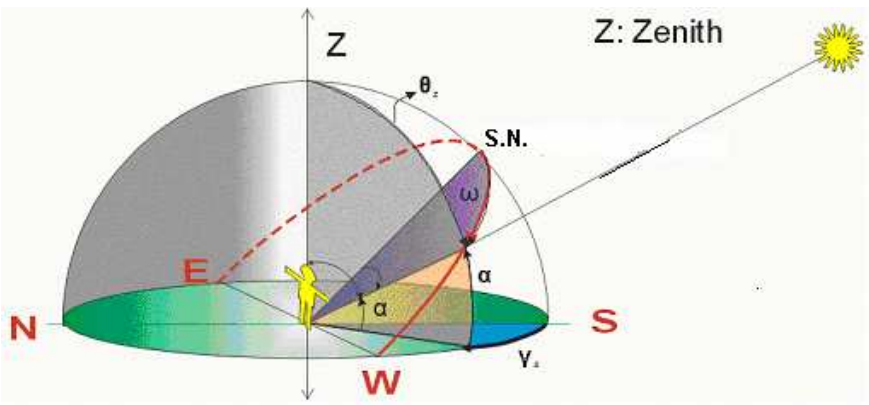


Fig. 4 - Trajectory of the sun in the sky important angles /
Reprezentarea unghiurilor de stabilire a poziției Soarelui pe bolta cerească [3]

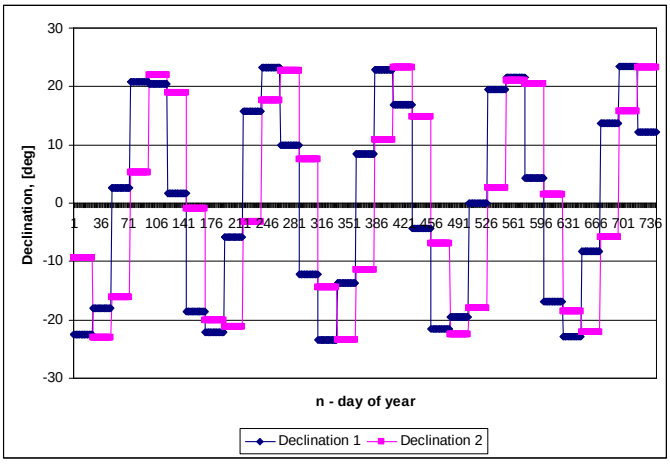


Fig. 5 - The variation of the declination depending on the day number of the year (n), calculated with the formulas of the two authors in July 2011 /
Variația unghiului de declinație în funcție de ziua n calculată conform celor doi autori în iulie 2011

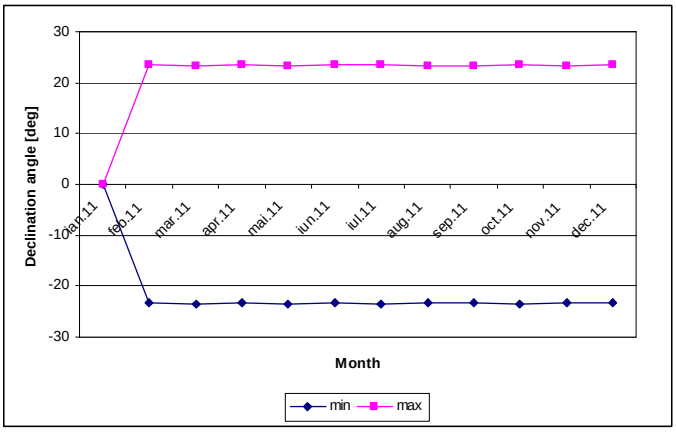


Fig. 6 - Variation of minimum and maximum values of the angle of declination in 2011 /
Variația valorilor minime şi maxime ale unghiului de declinație in anul 2011

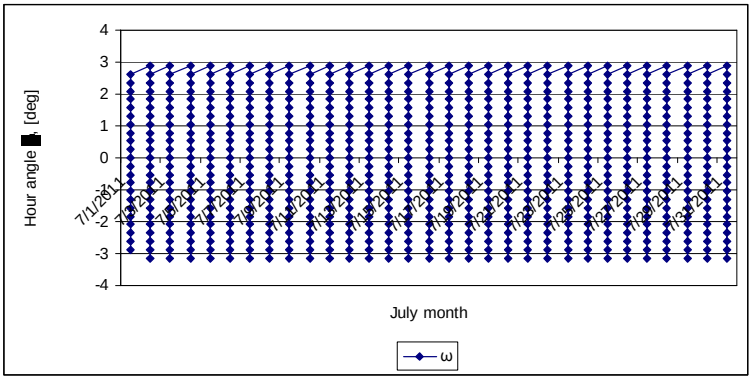


Fig. 7 - The variation of the hour angle in July 2011 /
Variația unghiului orar în luna iulie 2011

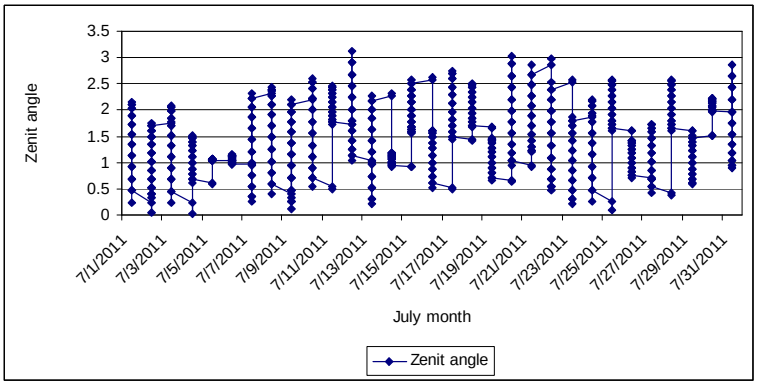


Fig. 8 - Zenith angle in July 2011 / *Unghiul zenit in luna iulie 2011*

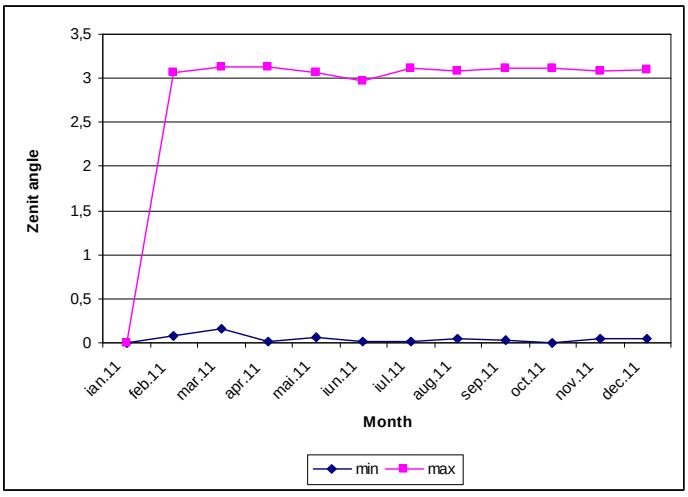


Fig. 9 - Variation of minimum and maximum values of the angle of zenit in 2011 /
Variația valorilor minime şi maxime ale unghiului de zenit in anul 2011

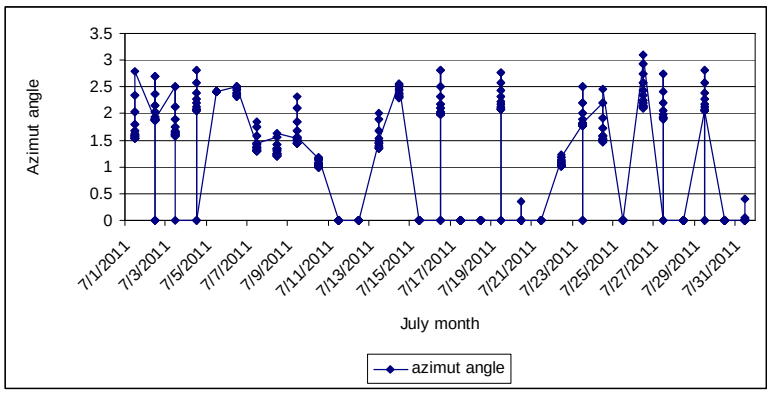


Fig. 10 - Azimuth angle in July 2011/ *Unghiul azimut în luna iulie 2011*

CONCLUSIONS

Using mathematical algorithm presented in this paper to determine the sun-earth angle (angle of declination, zenith angle, Solar azimuth), makes it possible to determine the position of collector of solar radiation from the sun so that its efficiency is maximum.Based on mathematical algorithm, we determined the values of these angles for 2011 and we plotted the values of angles for July month was recorded maximum solar radiation and minimum and maximum values for the whole year.

The results of this study to monitor the intensity of solar radiation, allowing interpretations that can be harnessed for the purposes of determining the local potential of using solar energy. To complete this study, it takes longer to monitor the intensity of solar radiation. Solar energy is the gateway to a new era, with its use in heating, resulting in reduction of environmental pollution.

The efficiency of a solar collector (of thermal or PV panel type) can be meaningfully increased if the collector is tracked in accordance with the sun so that the incidence angle (angle between the sun ray and the perpendicular line on the collector's plane) becomes null or very small. The achievement of this requirement supposes a modelling of the Sun-Earth angles that have to be accurate, relatively simple.

REFERENCES

[1]. Antaluca E., Merino I., Beckers B., (2010) - *Correlation between Measured and Calculated Solar Radiation Data in Compiègne*, France, Proceedings of the International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT TECHNOLOGIES and EQUIPMENT;

[2]. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I. ş.a. (2007) – *Renewable energy conversion* systems – Chapter II – *Solar Energy*, Technical Publishing House-Info;

[3]. Cotfas D. T., Cotfas P. A., Cojocariu C., Costinescu L., Samoila C., (2008) - *Solar Tracker cu algoritm matematic* - Conferința Națională de Instrumentație virtuală, Ediția a V-a, Bucureşti;

[4]. Goswami D.J., Kreith K., Kreider J.F., (1999) - *Principles of Solar Engineering,* Philadelphia, PA, George H. Buchanan Co.;

[5]. Messenger R., Ventre J., (2000) - *Photovoltaic System Engineering*, Boca Raton, London, New York, Washington, CRC Press.

CONCLUZII

Utilizarea algoritmului matematic prezentat in lucrare, pentru determinarea unghiurilor soare-pământ (unghiul de declinație, unghiul zenit, azimutul solar), face posibila determinarea poziției captatorului de radiatii solare față de soare astfel încât randamentul său să fie maxim. Pe baza algoritmului matematic, am determinat valorile acestor unghiuri pentru anul 2011 şi am reprezentat grafic valorile unghiurilor pentru luna iulie, lună în care s-a înregistrat valoarea maximă a intensității radiației solare, precum şi valorile minime şi maxime pe întreg anul.

Rezultatele acestui studiu de monitorizare a intensității radiației solare, permit interpretări care pot fi valorificate în vederea stabilirii potențialului local de utilizare a energiei solare. Pentru a finaliza acest studiu, este nevoie de mai mult timp de monitorizare a intensității radiației solare. Energia solară este poarta către o nouă eră, cu utilizarea acesteia în sistemele de încălzire, rezultând reducerea poluării mediului.

Eficiența unui colector solar (de tip panou termic sau PV), poate fi semnificativ crescută în cazul în care colectorul este amplasat în conformitate cu soarele astfel încât unghiul de incidență (unghiul dintre raza de soare şi linia perpendiculară pe planul colector) devine nul sau foarte mic. Realizarea acestei cerințe presupune o modelare a unghiurilor Soare-Pământ, care trebuie să fie corecte, relativ simplu.

BIBLIOGRAFIE

[1 Antaluca E., Merino I., Beckers B., (2010) - *Correlation between Measured and Calculated Solar Radiation Data in Compiègne*, France, Proceedings of the International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT TECHNOLOGIES and EQUIPMENT;

[2]. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I. ş.a. (2007) - *Sisteme de conversie a energiilor regenerabile* - capitolul II - *Energia solară*, Editura Tehnica-Info, Chişinău;

[3]. Cotfas D. T., Cotfas P. A., Cojocariu C., Costinescu L., Samoila C., (2008) - *Solar Tracker cu algoritm matematic* - Conferința Națională de Instrumentație virtuală, Ediția a V-a, Bucureşti;

[4]. Goswami D.J., Kreith K., Kreider J.F., (1999) - *Principiile ingineriei solare,* Philadelphia, PA, George H. Buchanan Co.;

[5]. Messenger R., Ventre J., (2000) - *Sistemul fotovoltaic de inginerie*, Boca Raton, London, New York, Washington, CRC Press.

DETERMINATION OF SOME SOIL PHSICO-CHEMICAL CHARACTERISTICS USING FACTOR ANALYSIS FOR SOIL TILLAGE IN VERTISOL AND ENTISOL

ENTİSOL VE VERTİSOLDE TOPRAK İŞLEME İÇİN FAKTÖR ANALAZİ KULLANARAK BAZI TOPRAK FİZİKO-KİMYASAL ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Assist. Prof. Dr. Sağlam M., Ress. Assist. Selvi K.Ç., Assoc. Prof. Dr. Dengiz O., Ress. Assist. Sarıoğlu E.F.
Department of Soil Science and Plant Nutrition, Agricultural Faculty, Ondokuz Mayis University, Samsun / Turkey
Tel: +90362 3121919/1411; E-mail: mustafa.saglam@omu.edu.tr

Abstract: *Soil management is a subject that is receiving increasing attention. It is considered to be important for the assessment of the extent of land degradation or amelioration, and for identifying management practices for sustainable land use. This research was carried out in Çetinkaya district of Bafra-Samsun province located on alluvial land formed by Kızılırmak River as accumulated sediment deposited at different times, show large variations in their physical properties over short distances. The main objective of this research is to identify the most sensitive indicators of some soil characteristics using factor analysis for evaluating soil tillage in Vertisol and Entisol orders. For this aim, C, Si, S, SOM, CaCO3, BD, PR, FC, PWP and AWC were analyzed using factor analysis for both soil orders. According to factor analysis results, investigated physico-chemical soil properties in Vertisol were detected as three groups. AWC (0.992), FC (0.986), SOM (0.978), PWP (0.971) and CaCO3 (-0.988) have the highest weight values in first group while, BD (0.815), S (0.801) and C (-0.850) were determined as having the highest weight values in second group. As for in last group, PR (-0.920) was found. Moreover, investigated physico-chemical soil properties in Entisol were detected as two groups. C (0.992), AWC (0.979), PWP (0.976), FC (0.952), SOM (0.908), S (-0.994) and BD (-0.989) have the highest weight values in first group while, CaCO3 (0.840), Si (0.797) and PR(0.728) were determined as having the highest weight values in another group.*

Key words: *Factor Analysis, Soil Tillage, Vertisol and Entisol*

Özet: *Son yıllarda, toprak yönetimi arazi degredasyon veya rehabilitasyon değerlendirme çalışmalarında veya sürdürülebilir bir arazi kullanımında ortaya konulacak uygulama pratiklerinin belirlenmesinde önemli bir konu olmaktadır. Bu çalışma, Kızılırmak Nehrinin biriktirmiş olduğu sedimentler üzerinde oluşmuş bu nedenle kısa mesafeler içerisinde çok farklı özellikler sergileyen aluviyal arazilerin yer aldığı Samsun- Bafra ilçesine ait Çetinkaya bölgesinde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın ana amacını, Vertisol ve Entisol ordolarına ait topraklarda, toprak işleme değerlendirilmesine yönelik faktör analizi kullanılarak bazı toprak karakteristiklerinin daha hassas indikatörlerinin belirlenmesini kapsamaktadır. Bu amaçla, faktör analizi kullanılarak her iki toprak ordosu için C, Si, S, SOM, CaCO3, BD, PR, FC, PWP ve AWC analiz edilmiştir. Faktör analiz sonucuna göre, Vertisol topraklarda incelenen fiziko-kimyasal toprak özellikleri üç gurup altında toplanmıştır. İlk grupta AWC (0.998), FC (0.986), SOM (0.978), PWP (0.971) ve CaCO3 (-0.988) en yüksek ağırlık değerlerine sahip iken, ikinci grupta BD (0.815), S (0.801) ve C (-0.850) en yüksek ağırlık değerlerine sahip olduğu belirlenmiştir. Son grupta ise PR (-902) belirlenmiştir. Ayrıca Entisol topraklarda incelenen fiziko-kimyasal toprak özellikleri ise iki gurup altında toplanmıştır. C (0.992), AWC (0.979), PWP (0.976), FC (0.952), SOM (0.908), S (-0.994) ve BD (-0.989) ilk grup içerisinde en yüksek ağırlık değerlerine sahip iken, diğer grupta CaCO3 (0.840), Si (0.797) ve PR (0.728) olarak belirlenmiştir.*

Anahtar Kelimeler: *Faktör Analizi, Toprak İşleme, Vertisol ve Entisol*

INTRODUCTION

Soil management is a subject that is receiving increasing attention. It is considered to be important for the assessment of the extent of land degradation or amelioration, and for identifying management practices for sustainable land use. For a specific site, assessment will be influenced by many factors including tillage, crop rotation, animal or greenmanure applications and other management factors, as well as climate and soil type. Ideally soil phsico-chemical quality should be easy to measure, able to reflect changes in soil functions, sensitive to variations in management, and accessible to as many users as possible (Shukla et al., 2006). Furthermore, the site-specific nature of soil quality may actually require different soil property measurements depending upon the specific agroecosystem for which the assessment is being made (Govaerts et al., 2006; Rezaei et al., 2006; Shukla et al., 2006; Yemefack et al., 2006; Marinari et al., 2006). Therefore, the first step toward soil physico-chemical quality assessment is the selection of soil indicators, that is the soil properties and processes that will provide a minimum data set for evaluation. However, few studies have been devoted to actually determining the minimum set of indicators for soil quality assessment in the Bleack Sea region. Although this paper

GİRİŞ

Son yıllarda, toprak yönetimi, arazi degredasyon veya rehabilitasyon değerlendirme çalışmalarında veya sürdürülebilir arazi kullanımında ortaya konulacak uygulama pratiklerinin belirlenmesinde önemli bir konu haline gelmiştir. Bir alanın değerlendirilmesinde toprak işleme, bitki rotasyonu, gübre uygulamaları ve diğer yönetim faktörlerinin yanı sıra, iklim ve toprak çeşidi gibi birçok faktör etkili olabilmektedir. İdeal olarak fiziko-kimyasal toprak kalite durumunun ortaya konulması kolay ölçülebilir ve toprak fonksiyonundaki değişimleri yansıtabilir, farklı yönetimlere duyarlı ve birçok kullanıcı açısından ulaşabilir imkanda olmalıdır (Shukla et al., 2006). Ayrıca, bir alanın doğal toprak kalitesi spesifik agro-ekosistem değerlendirmesine bağlı olarak farklı toprak özelliklerinin güncel ölçümsel değerlerine gereksinim duymaktadır (Govaerts et al., 2006; Rezaei et al., 2006; Shukla et al., 2006; Yemefack et al., 2006; Marinari et al., 2006). Bu nedenle, fiziko-kimyasal toprak kalite değerlendirmesinde ilk adım toprak indikatörlerinin seçilmesidir ki değerlendirmede toprak özellikleri ve işlemler minimum veri setiyle oluşturulmalıdır. Fakat Karadeniz Bölgesinde toprak kalite değerlendirmesi için minimum indikatörlerin belirlenmesine yönelik çok az çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma, Entisol ve Vertisol

deals specifically with some soil physico-chemical quality for soil tillage and management systems of Entisol and Vertisol, it should be also realised that this has big effects on chemical and biological process in the soil.

The site had been cultivated using conventional tillage and used for cereal and vegetables production for decades. The main objective of this research is to identify the most sensitive indicators of some soil characteristics using factor analysis for evaluating soil tillage in Vertisol and Entisol orders.

MATERIAL AND METHOD

Field description

This study was carried out in Samsun-Bafra delta plain and near district. The Bafra Plain found in the Kızılırmak Delta and located in the central Black Sea region of Turkey. The current climate in the region is semi-humid. The summers are warmer than winters (the average temperature in July is 22.2 and in January is 6.9 oC). The mean annual temperature, rainfall and evaporation are 13.6 ºC, 764.3 mm and 726.7 mm respectively. According to Soil Taxonomy (1999), the study site has mesic soil temperature regime and ustic moisture regime. Major physiographic units of the study area are river terraces and flood plain. Particularly river alluvial terraces involve old and young are common and they have slightly sloped (0.0-2.0%). The majority of research soils formed on alluvial deposit were classified as Entisol (on young terrace lands) and Vertisol (on old terrace lands) in Soil Taxonomy (1999). The study area is predominantly used for intensive irrigated agriculture activities. Presently, the irrigation systems used by farmlands are furrow, drip and sprinkler irrigation systems. Rice, wheat, maize, pepper, watermelon, cucumber and tomato with sprinkler and furrow irrigations in the summer, and cabbage and leek in the winter have been produced in the study area. The main water resource of this area is Kızılırmak River.

Soil properties and analysis

Some descriptive soil physico-chemical properties of Entisol and Vertisol were given in Table 1 and Table 2. In addition, penetration resistance (PR) was measured in field. Soil physical and chemical properties that have been taken into consideration in this research showed variability at short distance in study area formed on accumulated sediment depositions carried by Kızılırmak River.

Soil texture varied from sandy loam and loam through to clay across the both soils of all profiles. Vertisol had the highest clay content (72%), whilst Entisol had the highest sand content (66%). On the other hand, Entisol had a higher bulk density than Vertisol due to its high sand content. Soil organic matter content ranged from 1.1% to 2.3% in upper horizons of all soil maples. These low organic matter levels are attributable to rapid decomposition and mineralization of organic matter due to cultivation practices.

toprakların toprak işleme ve yönetim sistemlerine yönelik bazı fiziko-kimyasal toprak kalite özelliklerini içermesine rağmen, bu özelliklerin toprakların kimyasal ve biyolojik süreçleri üzerine de etkili olduğu bir gerçektir.

Geleneksel toprak işleme yöntemi uygulanmış araziler tahıl ve sebze üretiminde kullanılmaktadır. Bu çalışmanın ana amacını, Vertisol ve Entisol ordolarına ait topraklarda, toprak işleme değerlendirilmesine yönelik faktör analizi kullanılarak bazı toprak karakteristiklerinin daha hassas indikatörlerinin belirlenmesini oluşturmaktadır.

MATERYAL VE YÖNTEM

Alan Tanımlama

Bu çalışma Samsun-Bafra Delta ovası ve yakın çevresinde yürütülmüştür. Bafra ovası Türkiye'nin Orta Karadeniz bölgesinde yer alan Kızılırmak Deltasında bulunur. Bölgenin hakim iklim tipi yarı kurak iklim tipidir. Yazları kışlarından daha sıcaktır. Temmuz ayında ortalama sıcaklığı 22,2 ^{o}C ve Ocak ayı ortalama sıcaklığı 6.9 ^{o}C'dir. Yıllık ortalama sıcaklık, yağış ve buharlaşma değerleri sırasıyla 13.6 ºC, 764.3 mm ve 726,7 mm'dir. Toprak taksonomisi (1999)'ne göre, çalışma alanı mesic toprak sıcaklık rejimine ve ustic nem rejimine sahiptir. Çalışma alanının temel fizyografik birimleri nehir terasları ve taşkın ovasıdır. Özellikle yaşlı ve genç aluviyal nehir terasları yaygındır ve % 0,0-2,0 arasında hafif eğime sahiptirler. Aluviyal depozitler üzerinde oluşan araştırma toprakları çoğunlukla toprak taksonomisi (1999)'ne göre entisol (genç teraslar üzerinde) ve vertisol (yaşlı teraslar üzerinde) olarak sınıflandırılmışlardır. Çalışma alanı büyük çoğunlukla yoğun sulamalı tarım uygulamaları için kullanılmaktadır. Günümüzde ekilen alanlarda kullanılan sulama sistemleri karık, damla ve yağmurlama sulama sistemleridir. Çalışma alanında yaz döneminde karık ve yağmurlama sulama sistemleriyle birlikte pirinç, buğday, mısır, biber, karpuz, salatalık ve domates yetiştirilirken, kış döneminde lahana ve pırasa yetiştirilmektedir. Bu alanın temel su kaynağı Kızılırmak Nehri'dir.

Toprak özellikleri ve analizler

Entisol ve Vertisol toprakların bazı tanımlayıcı fiziko-kimyasal özellikleri Tablo 1 ve 2'de verilmiştir. Ayrıca alan içerisinde penetrasyon direnci (PR) ölçümleri de yapılmıştır. Kızılırmak nehri tarafından taşınarak biriktirilen sediment depozitleri üzerinde oluşan çalışma alanında incelenen toprak fiziksel ve kimyasal özellikleri kısa mesafelerde değişkenlikler göstermiştir. Toprak tekstürü bütün toprak profillerinde kumlu tın ve tından kile kadar değişmiştir.

En yüksek kum içeriğine % 66 ile Entisol toprak sahipken en yüksek kil içeriği ise % 72 ile Vertisol toprakta bulunmuştur. Bununla birlikte, Entisol topraklar yüksek kum içeriği nedeniyle Vertisol topraklardan daha yüksek hacim ağırlığı değerlerine sahip olmuştur. Toprak organik madde içeriği bütün toprak profillerinin üst horizonlarında % 1,1'den % 2,3'e değişmiştir. Bu düşük organik madde seviyelerinin nedeni olarak farklı üretim uygulamalarının neden olduğu organik maddenin hızlı ayrışması ve mineralizasyonu gösterilebilir.

Table 1 / *Tablo 1*

Some physico-chemical properties of Entisol (Sarıoglu and Dengiz, 2012) / *Entisol toprakların bazı fiziko-kimyasal özellikleri*

Horizon	Depth (cm)	Texture (%)			B.D (gr cm-3)	SOM (%)	CaCO3 (%)	FC (%)	PWP (%)	AWC (%)
		C	Si	S						
Ap	0-24	25	44	31	1.49 / *1,49*	1.1 / 1,1	13.9 / *13,9*	26.9 / *26,9*	11.4 / *11,4*	15.5 / 15,5
C1	24-57	9	43	48	1.65 / *1,65*	-	14.2 / *14,2*	17.2 / *17,2*	5.8 / *5,8*	11.4 / 11,4
C2	57-88	8	31	61	1.64 / *1,64*	-	14.3 / *14,3*	13.6 / *13,6*	4.9 / *4,9*	8.7 / 8,7
C3g	88+	8	26	66	1.65 / *4,65*	-	13.4 / *13,4*	13.0 / *13,0*	4.6 / *4,6*	8.4 / 8,4

Table 2 / Tablo 2

Some physico-chemical properties of Vertisol (Sarıoglu and Dengiz, 2012) / Vertisoll toprakların bazı fiziko-kimyasal özellikleri

Horizon	Depth (cm)	Texture (%)			BD (gr cm-3)	SOM (%)	CaCO3 (%)	FC (%)	PWP (%)	AWC (%)
		C	Si	S						
Ap	0-19	49	34	17	1.39 / *1,39*	2.3 / *2,3*	6.3 / *6,3*	36.8 / *36,8*	23.8 / *23,8*	13
A2	19-44	49	36	15	1.40 / *1,40*	1.5 / *1,5*	7.4 / *7,4*	30	21.3 / *21,3*	8.7 / *8,7*
Bss1	44-69	61	30	9	1.29 / *1,29*	1,6 / *1,6*	11.4 / *11,4*	39.4 / *39,4*	21.5 / *21,5*	17.9 / *17,9*
Bkss2	69-111	56	38	6	1.30 / *1,30*	0.6 / *0,6*	18.7 / *18,7*	37.1 / *37,1*	23.3 / *23,3*	13.8 / *13,8*
C	111+	72	21	7	1.27 / *1,27*	0.7 / *0,7*	8.5 / *8,5*	49.9 / *49,9*	27.1 / *27,1*	22.9 / *22,9*

C: Clay, Si: Silty, S: Sand, BD: Bulk Density, SOM: Soil Organic Matter, FC: Field Capacity, PWP: Permanent Wilting Point, AWC: Available water Capacity

Statistical analysis

Total 40 soil samples were taken from the study area for vertisol (20) and entisol (20) soils. Soil's physical and chemical properties were determined by means of appropriate methods. Texture (Bouyoucous 1951), bulk density (Blake and Hartge 1986), field capacity (Klute 1986), permanent wilting point (Klute 1986), penetration resistance (KAYNAK VER), soil organic matter (Jackson 1958), CaCO3 (Allison ve Moodie 1965), analysis were carried out over soil samples. The available water content was estimated by the difference between the water content at field capacity and the water content at permanent wilting point.

The soil properties were analyzed using classical statistical methods to obtain descriptive statistics such as mean values, standard deviation, coefficient of variation (CV), kurtosis, and skewness (Wendroth et al. 1997). The CV was used to describe the amount of variability for each soil parameter. Pearson linear correlations among soil parameters were calculated using SPSS software (Swan and Sandilands 1995) and were used to establish relationships among the soil variables.

Factor analysis was used to group the 10 soil variables into factors based on the correlation matrix of the variables using factor module and the principal component analysis method of factor extraction in SPSS 17.0 software (Brejda et al. 2000). Principal component analysis was used as the method of factor extraction because it required no prior estimates of the amount of variation of each soil variable that would be explained by the factors. Only factors with eigenvalue >1 were retained (Hair et al., 1987; Brejda et al. 2000) and subjected to varimax rotation with Kaiser to estimate the proportion of the variance of each soil variable explained by each selected factor (loadings).

İstatistiksel analizler

Vertisol topraklar ve entisol topraklar için çalışma alanından toplam 40 toprak örneği alınmıştır. Toprakların fiziksel ve kimyasal özellikleri uygun yöntemler yardımıyla belirlenmiştir. Toprak örneklerinde tekstür (Bouyoucous 1951), hacim ağırlığı (Blake and Hartge 1986), tarla kapasitesi(Klute 1986), daimi solma noktası (Klute 1986), penetrasyon direnci (Selvi 2003), toprak organic maddesi (Jackson 1958) ve CaCO3 (Allison ve Moodie 1965) analizleri yapılmıştır. Yarayışlı su içeriği ise tarla kapasitesindeki nem içeriği ile daimi solma noktasındaki nem içeriği arasındaki farktan hesaplanmıştır.

Toprak özelliklerinin ortalama, standart sapma, varyasyon katsayısı (CV), basıklık ve çarpıklık gibi tanımlayıcı istatistik değerlerini elde etmek için klasik istatistiksel yöntemler kullanılmıştır (Wendroth et al. 1997). Varyasyon katsayısı (CV) her bir toprak parametresinin değişkenlik miktarının belirlenmesi için kullanılır. Toprak özellikleri arasındaki Pearson korelasyonu SPSS bilgisayar program kullanılarak hesaplanmış (Swan and Sandilands 1995) ve toprak özellikleri arasındaki ilişkileri belirlemek için kullanılmıştır.

Faktör analizi, değişkenlerin korelasyon matriksi esas alınarak 10 toprak özelliğini faktörler şeklinde gruplandırabilmek için faktör modülü ve temel bileşenler analizi kullanılarak SPSS 17.0 programında yapılmıştır (Brejda et al. 2000). Temel bileşenler analizi, faktörler tarafından açıklanabilen her bir toprak değişkeninin değişkenlik miktarının önceden tahminini gerektirmemesi nedeniyle faktör belirleme yöntemi olarak kullanılmıştır. Yalnızca özdeğeri >1 olan faktörler kabul edilmiş (Hair et al. 1987; Brejda et al. 2000) ve seçilen her bir faktör tarafından açıklanabilen her bir toprak değişkeninin varyans oranını tahmin etmek için varimax rotasyonu testi uygulanmıştır.

RESULTS AND DISCUSSION

Some descriptive statistical parameters of physico-chemical soil properties such as minimum, maximum, standard deviation (SD), coefficient of variation (CV), skewness and kurtosis values of vertisol and entisol were presented in Table 3. CV value of most physico-chemical soil properties was determined as low in vertisol whereas, this parameter was distributed among low, moderate and high levels in entisol. If the CV value is lower than 15%, variation class is called as low and if the CV value is found between 15-35%, that class is described as moderate finally, if the CV value is higher than 35%, CV is classified as high level (Wilting, 1985). CV value was determined as low level both vertisol and entisol in terms of CaCO3, Si and BD whereas, CV value was found as moderate level for S and AWC in both soils. Only CV value was classified as high level for PR. In addition as for skewness, soils have low skewness values and were seen normal distribution (Table 3).

Moreover, the results of Kolmogorov-Smirnov analysis confirmed normal distribution of data set results it was found closely parallel between both results.

Coloration analysis results of investigated physicochemical properties for vertisol and entisol were given in Table 4. It was found significantly

TARTIŞMA VE SONUÇ

Vertisol ve entisol topraklara ait en küçük, en büyük, ortalama, standart sapma, değişkenlik katsayısı, çarpıklık ve basıklık gibi tanımlayıcı istatistikler sırasıyla Tablo 3'de sunulmuştur. Vertisol toprakta, değişkenlik katsayısı (CV) incelenen fiziko-kimyasal özelliklerin büyük çoğunluğunda düşük olarak belirlenirken, entisol toprakta değişkenlik katsayısı düşük, orta ve yüksek sınıflar arasında dağılmıştır. Değişkenlik katsayısı (CV) < %15 olduğunda değişkenlik sınıfı düşük, % 15-35 arasında orta ve > % 35 olduğunda ise yüksek olarak sınıflandırılır. Değişkenlik katsayısı hem vertisol hem de entisol topraklarda $CaCO_3$, Si, BD düşük, S ve AWC için orta ve PR için yüksek olarak sınıflandırılırken diğer fiziko-kimyasal özelliklerin değişkenlik sınıfları farklı şekilde sınıflandırılmıştır. Çarpıklık katsayısı incelendiğinde ise toprak özelliklerinin düşük çarpıklık değerlerine sahip olduğu ve normal dağılım gösterdikleri görülmektedir (Tablo 3).

Veri setinin normal dağılımının kontrol edildiği Kolmogorov-Smirnov testi sonuçları da bu sonuçlarla paralellik göstermektedir.

Vertisol ve entisol toprakta incelenen fiziko-kimyasal özelliklere ait korelasyon analizi sonuçları Tablo 4'de verilmiştir. Vertisol toprakta $CaCO_3$ miktarı OM, FC, PWP ve AWC ile

negative coloration between CaCO3 and OM, FC, PWP, AWC (p<0.01) in vertisol. However, BD was only found significantly positive and negative coloration soil textural components (p<0.01, p<0.05) in the same soil. It was determined significantly coloration (p<0.01) between some physical soil properties such as FC, PWP, AWC, CaCO3 and OM content and soil moisture which is very important indicator for determining of tillage time and for resistance of soil against to tillage whereas, it was not found significantly coloration between PR that is essential indicator for soil compaction and any soil properties of vertisol. On the other hand, these cases were found very variable in entisol such as BD was detected significantly coloration among almost physicochemical properties (p<0.01, p<0.05).

önemli negatif korelasyonlar gösterirken (p<0,01), BD sadece toprak tekstür bileşenleriyle önemli pozitif ve negatif korelasyonlar göstermiştir (p<0,01, p<0,05). Toprakların işlenebilirliğe karşı direncini ve işleme zamanını önemli oranda belirleyen toprak nemi ile ilişkili fiziksel özellikler olan FC, PWP and AWC; $CaCO_3$ ve OM miktarı ile önemli korelasyonlar (p<0,01) ortaya koyarken toprak sıkışmasının göstergesi olan PR vertisol toprakta hiçbir toprak özelliği ile önemli korelasyonlar sergilememiştir (Tablo 4). Entisol toprakta ise toprak işlemeye bağlı olarak değişkenlik gösterebilen BD, PR, FC, PWP ve OM gibi özellikler incelenen fiziko-kimyasal özelliklerin büyük çoğunluğuyla önemli korelasyonlar ortaya koymuştur. BD incelenen tüm fiziko-kimyasal özellikler ile önemli korelasyonlar gösterirken (p<0,01, p<0,05); OM, PR, FC ve PWP Si içeriği hariç incelenen diğer özellikler ile önemli korelasyonlar göstermiştir (p<0,01, p<0,05).

Table 3 / ***Tablo 3***

Descriptive statistics of some physico-chemical properties of Vertisol and Entisol /
Vertisol ve Entisol toprakların bazı fiziko-kimyasal özelliklerinin tanımlayıcı istatistikleri

Soil Properties	Unit	Min.	Max.	Mean	S.D.	C.V., %	Skewness	Kurtosis
Vertisol								
$CaCO_3$	%	6.3 / *6,3*	7.4 / *7,4*	6.85 / *6,85*	0.57 / *0,57*	8.29 / *8,29*	0.00 / *0,00*	-2.17 / *-2,17*
OM	%	1.5 / *1,5*	2.3 / *2,3*	1.90 / *1,90*	0.42 / *0,42*	22.24 / *22,24*	-0.04 / *-0,04*	-1.95 / *-1,95*
C	%	40	56	49.00 / *49,00*	3.70 / *3,70*	7.55 / *7,55*	0.00 / *0,00*	-0.45 / *-0,45*
Si	%	28	40	35.00 / *35,00*	2.43 / *2,43*	6.94 / *6,94*	0.10 / *0,10*	-0.01 / *-0,01*
S	%	11	21	16.05 / *16,05*	2.76 / *2,76*	17.21 / *17,21*	-0.01 / *-0,01*	-0.78 / *-0,78*
BD	g cm^{-3}	1.33 / *1,33*	1.45 / *1,45*	1.39 / *1,39*	0.03 / *0,03*	2.11 / *2,11*	0.21 / *0,21*	-0.98 / *-0,98*
FC	%	29.5 / *29,5*	37.5 / *37,5*	33.40 / *33,40*	3.50 / *3,50*	10.49 / *10,49*	0.00 / *0,00*	-2.19 / *-2,19*
PWP	%	20.5 / *20,5*	24.4 / *24,4*	22.55 / *22,55*	1.33 / *1,33*	5.89 / *5,89*	0.10 / *0,10*	-1.89 / *-1,89*
AWC	%	8.4 / *8,4*	13.5 / *13,5*	10.85 / *10,85*	2.22 / *2,22*	20.46 / *20,46*	0.02 / *0,02*	-2.17 / *-2,17*
PR	MPa	0.6 / *0,6*	2.44 / *2,44*	1.44 / *1,44*	0.55 / *0,55*	38.41 / *38,41*	0.32 / *0,32*	-1.07 / *-1,07*
Entisol								
$CaCO_3$	%	13.9 / *13,9*	14.2 / *14,2*	14.1 / *14,1*	0.24 / *0,24*	1.67 / *1,67*	0.00 / *0,00*	-0.45 / *-0,45*
OM	%	0.2 / *0,2*	1.1 / *1,1*	0.66 / *0,66*	0.47 / *0,47*	71.32 / *71,32*	0.11 / *0,11*	-1.94 / *-1,94*
C	%	9	25	17.0 / *17,0*	8.37 / *8,37*	49.22 / *49,22*	0.02 / *0,02*	-2.04 / *-2,04*
Si	%	37	49	43.5 / *43,5*	1.54 / *1,54*	3.54 / *3,54*	0.00 / *0,00*	-1.00 / *-1,00*
S	%	27	48	39.5 / *39,5*	8.94 / *8,94*	22.64 / *22,64*	0.03 / *0,03*	-1.99 / *-1,99*
BD	g cm^{-3}	1.49 / *1,49*	1.65 / *1,65*	1.57 / *1,57*	0.09 / *0,09*	5.50 / *5,50*	-0.03 / *-0,03*	-2.07 / *-2,07*
FC	%	17.2 / *17,2*	26.9 / *26,9*	22.1 / *22,1*	4.98 / *4,98*	22.58 / *22,58*	0.00 / *0,00*	-2.23 / *-2,23*
PWP	%	5.8 / *5,8*	11.4 / *11,4*	8.60 / *8,60*	2.88 / *2,88*	33.47 / *33,47*	0.00 / *0,00*	-2.22 / *-2,22*
AWC	%	11.4 / *11,4*	15.4 / *15,4*	13.5 / *13,5*	2.11 / *2,11*	15.68 / *15,68*	0.00 / *0,00*	-2.20 / *-2,20*
PR	MPa	0.44 / *0,44*	3.57 / *3,57*	1.62 / *1,62*	0.99 / *0,99*	61.14 / *61,14*	0.69 / *0,69*	-0.69 / *-0,69*

OM: Organic matter, C: Clay, Si: Silt, S: Sand, BD: Bulk density, FC: Field capacity, PWP: Permanent wilting point, AWC: Available water content, PR: Penetration resistance

Table 4 / ***Tablo 4***

Corelations among some physico-chemical properties of Vertisol and Entisol /
Vertisol ve Entisol topraklarda bazı fiziko-kimyasal özellikler arasındaki korelasyonlar

	$CaCO_3$	OM	C	Si	S	BD	FC	PWP	AWC
Vertisol									
OM	-0.961 / *-0,961* **								
C	-0.048 / *-0,048*	-0.007 / *-0,007*							
Si	0.427 / *0,427*	-0.425 / *-0,425*	-0.252 / *-0,252*						
S	-0.367 / *-0,367*	0.385 / *0,385*	-0.572 / *-0,572* **	0.275 / *0,275*					
BD	0.145 / *0,145*	-0.191 / *-0,191*	-0.594 / *-0,594* **	0.500 / *0,500* *	0.456 / *0,456* *				
FC	-0.990 / *-0,990* **	0.947 / *0,947* **	0.007 / *0,007*	-0.416 / *-0,416*	0.382 / *0,382*	-0.150 / *-0,150*			
PWP	-0.960 / *-0,960* **	0.935 / *0,935* **	0.009 / *0,009*	-0.396 / *-0,396*	0.382 / *0,382*	-0.166 / *-0,166*	0.967 / *0,967* **		
AWC	-0.988 / *-0,988* **	0.984 / *0,984* **	-0.008 / *-0,008*	-0.427 / *-0,427*	0.402 / *0,402*	-0.152 / *-0,152*	0.979 / *0,979* **	0.947 / *0,947* **	
PR	0.269 / *0,269*	-0.262 / *-0,262*	-0.073 / *-0,073*	-0.177 / *-0,177*	0.008 / *0,008*	-0.110 / *-0,110*	-0.254 / *-0,254*	-0.278 / *-0,278*	-0.239 / *-0,239*
Entisol									
OM	-0.721 / *-0,721* **								
C	-0.519 / *-0,519* *	0.932 / *0,932*	**						
Si	0.436 / *0,436*	0.222 / *0,222*	0.495 / *0,495* *						
S	0.503 / *0,503* *	-0.929 / *-0,929* **	-0.991 / *-0,991* **	-0.509 / *-0,509* *					
BD	0.541 / *0,541* *	-0.932 / *-0,932* **	-0.992 / *-0,992* **	-0.470 / *-0,470* *	0.996 / *0,996*	**			
FC	-0.680 / *-0,680* **	0.973 / *0,973* **	0.974 / *0,974* **	0.301 / *0,301*	-0.968 / *-0,968* **	-0.978 / 0,978	**		
PWP	-0.612 / *-0,612* **	0.964 / *0,964* **	0.989 / *0,989* **	0.387 / *0,387*	-0.985 / *-0,985* **	-0.991 / -0,991 **	0.995 / 0,995	**	
AWC	-0.599 / *-0,599* **	0.958 / *0,958* **	0.992 / *0,992* **	0.404 / *0,404*	-0.988 / *-0,988* **	-0.993 / -0,993 **	0.994 / 0,994 **	0.999 / *0,999*	**
PR	0.641 / *0,641* **	-0.598 / *-0,598* **	-0.474 / *-0,474* *	0.268 / *0,268*	0.470 / *0,470* *	0.495 / 0,495 *	-0.573 / -0,573 **	-0.540 / *-0,540*	-0.526 / *-0,526* *

OM: Organic matter, C: Clay, Si: Silt, S: Sand, BD: Bulk density, FC: Field capacity, PWP: Permanent wilting point, AWC: Available water content, PR: Penetration resistance

Soil is a complex medium, but for simplicity we can think of it as a combination of solid mineral and organic particles and pore space. Pore space allows for air and water storage and movement in soils. Compaction squeezes the soil and, since solids do not compress, pore space is reduced (McKeys, 1985). Soil compacts when pore space is reduced and bulk density is increased. Therefore, any process that reduces pore space causes soil compaction. Its major cause is traffic over the fields. Causes of significantly correlation between PR values well known that the penetration resistance depends on the grain size of soils and important indicator for compaction and other physicochemical properties can be explained some soil properties such as FC, PWP and C have moderate and high coefficient of variation in entisol (Table 3). However, homogeny distribution was found due to low coefficient of variation of soil properties that cause strongly correlation between BD, C, FC, PWP and PR in vertisol.

Factor analyses one of the statistical methods are performed by examining the pattern of correlations (or covariances) between the observed measures. Measures that are highly correlated (either positively or negatively) are likely influenced by the same factors, while those that are relatively uncorrelated are likely influenced by different factors (Hair et al., 1987; Brejda et al., 2000; Kaspar et al., 2004). The results of factor analyses belonged to vertisol and used commonly to evaluate soil data were given in Table 5. According to factor analyses, it was determine factor group of eigenvalue more than 1 in vertisol. The first group (Factor 1) formed from AWC, FC, OM, PWP and CaCO3 that related to soil moisture and those factors noted 53.07% of variance. In second Factor 2 formed from BD and particle fractions such as S and C and it was explained with 23.1% of total variance. Finally, Factor 3 formed from PR and comprised 11.72% of total variance. Thus, after factor analysis, determined 3 groups involved 87.89% of total variance. In addition, more than 75% of the detected three groups involve 9 features clarified (Table 5). However, Si content was found insignificant effect on soil tillage in vertisol.

Toprakta bulunan boşlukların, mekanik bir yük altında uzaklaşması sonucu toprağın birim hacmindeki azalma veya hacim ağırlığında meydana gelen artış sıkışma olarak tanımlanmaktadır (McKeys, 1985). Bu olayda, toprağın birim hacminde ki boşluklarda hava ve su uzaklaşırken, toprak tanecikleri yeniden düzenlenerek daha az bir hacim içerisinde paketlenmektedir. Toprağın sıkışma sonucu durumundaki değişim, toprak değişiminden kaynaklanmaktadır. Bu değişim, alet veya makine gibi mekanik etkilerle ya da kuruma veya nemlenme gibi doğal olaylarla ortaya çıkan kuvvetlerle meydana gelmektedir. Toprakta sıkışmanın göstergesi olarak kullanılan PR'nin Entisol toprakta diğer fiziko-kimysal özelliklerle sergilediği önemli korelasyonların nedenleri, FC, PWP ve C gibi toprak özelliklerinin sahip olduğu orta ve yüksek değişkenlik katsayıları (Tablo 3) ile açıklanabilir. Buna karşın Vertisol toprakta BD, C, FC ve PWP gibi PR ile güçlü korelasyonlar göstermesi beklenen toprak özellikleri düşük değişkenlik katsıyılarına sahip olması nedeniyle homojen dağılımlar sergilemiştir.

Faktör analizi geniş değişken gruplarını tanımlamak ve özetlemek için çok değişkenli istatistiksel yöntemlerden biridir (Hair et al., 1987; Brejda et al., 2000; Kaspar et al., 2004). Toprak verilerinin değerlendirilmesinde de yaygın yaygın olarak kullanılan faktör analizinin Vertisol toprağa ait sonuçları Tablo 5'de görülmektedir. Faktör analiz sonucuna göre, vertisol toprakta özdeğeri (eigenvalue) >1 olan üç faktör grubu belirlenmiştir. Birinci faktör (Faktör 1) AWC, FC, OM, PWP ve $CaCO_3$ gibi toprak su içeriği ile ilişkili özelliklerden oluşmuş ve toplam varyansın % 53.07'sini açıklayarak en önemli faktör olmuştur. Faktör 2 BD, S ve C gibi toprak tanecik fraksiyonu ve onun değişiminden önemli oranda etkilenen özelliklerinden oluşmuş ve toplam varyansın % 23,10'nu açıklamıştır. PR gibi toprak sıkışmasını ifade eden toprak fiziksel özelliğinden oluşan Faktör 3 ise, toplam varyansın %11.72'sini açıklarken faktör analizi sonrasında belirlenen üç grup toplamda varyansın % 87,89'nu açıklamışlardır. Ayrıca belirlenen üç faktör incelenen 9 özelliğe ait değişkenliklerin % 75 ve daha fazlasını açıklamışlardır (Tablo 5). Si içeriğinin ise, vertisol topraklarda işlenebilirlik üzerine olan etkileri önemsiz bulunmuştur.

Table 5 / ***Tablo 5***

Values of factor for some physico-chemical properties of Vertisol /
Vertisol toprakların bazı fiziko-kimyasal özelliklerine ait faktör analiz değerleri

Soil Properties	Factor 1	Factor 2	Factor 3	Communality Estimates
AWC	0.992 / *0,992*			0.984 / *0,984*
FC	0.986 / *0,986*			0.974 / *0,974*
OM	0.978 / *0,978*			0.958 / *0,958*
PWP	0.971 / *0,971*			0.948 / *0,948*
$CaCO_3$	-0.988 / *-0,988*			0.981 / *0,981*
BD		0.815 / *0,815*		0.748 / *0,748*
S		0.801 / *0,801*		0.807 / *0,807*
C		-0.850 / *-0,850*		0.750 / *0,750*
PR			-0.920 / *-0,920*	0.903 / *0,903*
Initial eigenvalue	5.32 / *5,32*	2.35 / *2,35*	1.13 / *1,13*	
Variance %	53.07 / *53,07*	23.10 / *23,10*	11.72 / *11,72*	
Cumulative variance %	53.07 / *53,07*	76.17 / *76,17*	87.89 / *87,89*	

OM: Organic matter, C: Clay, Si: Silt, S: Sand, BD: Bulk density, FC: Field capacity, PWP: Permanent wilting point, AWC: Available water content, PR: Penetration resistance

To determine effects of some physicochemical soil properties on soil tillage, factor analyses was applied. According to study results, AWC, FC, OM and PWP that are inside in Factor 1 were found positive effect on soil tillage whereas, CaCO3 was determined negative effect on soil tillage for vertisol. Positive values showed difference resistance to soil tillage in wet or dry conditions of vertisol. In this case, it can be said that soil tillage can be applied more easily in wet condition of vertisol than dry soil condition. However, increasing of

Faktör analizi, fiziko-kimyasal özelliklerin toprak işlenebilirliği üzerine olan etkilerini belirlemek amacıyla yapılmıştır. Elde edilen çalışma bulgularına göre Vertisol toprakta Faktör 1 içerisinde yer alan AWC, FC, OM ve PWP pozitif yük değerleri alarak işlenebilirlik üzerine olumlu etkide bulunurken, $CaCO_3$ negatif yük değeri alarak işlenebilirlik üzerine olumsuz etkide bulunmuştur. Pozitif yük değerleri vertisol toprakların ıslak ve kuru koşullarda toprak işlemeye karşı dirençlerinin farklılık gösterdiğini ortaya koymuştur. Bu sonuçlar, Vertisol

lime content of soil leads to making difficulty of soil tillage in vertisol. When evaluating of Factor 2 results, soil tillage is becoming easy with increasing of BD and S content of soil. On the other hand, if C content increases in soil, this case was negative effect on soil tillage and soil cultivation will be more difficult. In Factor 3 involved PR and its results show the same effect with lime content of soil. Namely, it was found that increasing of PR value in soil leads to make difficult soil cultivation in vertisol

According to factor analyses, it was determine factor groups of eigenvalue more than 1 in entisol and their results were given in Table 6. The first group (Factor 1) formed from C, S, AWC, FC, OM, PWP and BD that related to mostly texture and soil moisture and those factors noted 72.89 % of variance. In second Factor 2 formed from CaCO3, Si and PR and it was only explained with 22.05% of total variance. Thus, after factor analysis, determined 3 groups involved 94.94% of total variance. In addition, while PR variability was the least clarified features in physical properties with 70% of PR variability using factor analysis, it was explained with more than 90% variability in other physicochemical properties (Tablo 6).

toprakta toprak işlemenin nemli koşullarda kuru koşullara oranla daha kolay yapılabileceğini göstermektedir. Ancak toprakların kireç içeriğinin artmasıyla toprak işleme zorlaşmaktadır. Faktör 2 bulguları değerlendirildiğinde ise artan BD ve S içeriği ile birlikte toprakların işlenebilirliği kolaylaşırken C içeriğinin artması toprak işlemeyi zorlaştırmaktadır. Üçüncü faktör (Faktör 3) olarak gruplandırılan ve toprakta sıkışmanın göstergesi olan PR artması da yine toprak işlemenin daha zor şekilde yapılmasına neden olmaktadır

Entisol toprakta faktör analizi ile özdeğeri (eigenvalue) >1 olan faktörler belirlenmiş ve sonuçlar Tablo 6'da sunulmuştur. Bu sonuçlara göre C, AWC, PWP, FC, OM, S ve BD gibi toprak suyu ve tanecik fraksiyonu ile yakından ilişkili özelliklerden oluşan Faktör 1 toplam varyansın % 72.89'unu açıklayarak en önemli faktör olmuştur. $CaCO_3$, Si ve PR gibi özelliklerden oluşan Faktör 2 ise toplam varyansın ancak % 22,05'ini açıklamıştır. Faktör analizi ile belirlenen faktör grupları entisol toprakta toplam varyansın % 94,94'nu açıklamıştır. Ayrıca yapılan faktör analizi ile değişkenliğinin ancak yaklaşık % 70'i açıklanabilen PR değişkenliği en az açıklanabilen fiziksel özellik olurken, diğer fiziko-kimyasal özelliklerin tamamında değişkenliğin % 90'dan fazlası açıklanabilmiştir (Tablo 6).

Table 6 / *Tablo 6*

Values of factor for some physico-chemical properties of Entisol /
Entisol toprakların bazı fiziko-kimyasal özelliklerine ait faktör analiz değerleri

Soil Properties	Factor 1	Factor 2	Communality Estimates
C	0.992 / *0,992*		0.994 / *0,994*
AWC	0.979 / *0,979*		0.996 / *0,996*
PWP	0.976 / *0,976*		0.997 / *0,997*
FC	0.952 / *0,952*		0.993 / *0,993*
OM	0.908 / *0,908*		0.959 / *0,959*
S	-0.994 / *-0,994*		0.994 / *0,994*
BD	-0.989 / *-0,989*		0.993 / *0,993*
$CaCO_3$		0.840 / *0,840*	0.901 / *0,901*
Si		0.797 / *0,797*	0.967 / *0,967*
PR		0.728 / *0,728*	0.699 / *0,699*
Initial eigenvalue	7.71 / *7,71*	1.79 / *1,79*	
Variance %	72.89 / *72,89*	22.05 / *22,05*	
Cumulative variance %	72.89 / *72,89*	94.94 / *94,94*	

C, AWC, FC, OM and PWP that are inside in Factor 1 were found positive effect on soil tillage whereas, S and BD were determined negative effect on soil tillage for entisol.

Soil tillage is becoming with increasing of soil moisture content in entisol. CaCO3, Si and PR were grouped under Factor 2 and these properties have positive effect on soil tillage in entisol.

Entisol toprakta Faktör 1 içerisinde gruplandırılan C, AWC, PWP, FC, OM gibi özellikler toprak işlenebilirlik üzerine pozitif etkiler gösterirken S ve BD gibi özellikler negatif etkiler göstermiştir.

Entisol toprakta da vertisol toprağa benzer şekilde topraktaki nem düzeyinin artmasıyla toprağın işlenebilirliği kolaylaşmaktadır. Faktör 2 altında gruplandırılan $CaCO_3$, Si ve PR gibi fiziko-kimyasal özelliklerde işlenebilirlik üzerine pozitif etkiler ortaya koymaktadır.

CONCLUSION

Field operation management, especially selecting and using tillage equipment, should be directed toward developing and maintaining an optimal proportion of soil components (water, air, organic matter, and mineral components) for productive and sustainable agriculture. That's why, it should be well known interactions among soil components. Therefore, factor analysis is one of the most important methods to determine these interactions. In this study, ten physico-chemical soil characteristic such as C, S, Si, CaCO3, OM, AWC, FC, OM, PWP and BD were used to determine their positive or negative effect on soil tillage by investigating with factor analysis for each different soil types (entisol and vertisol). Because, productive soil is a valuable resource and must be protected. Prevention is the best method for controlling compaction. Once a soil has become compacted, correcting it is difficult and costly, and may take years. For this reasons, it should be taken some measurement such as don't work soil or drive on fields unless soil is dry enough otherwise soil

SONUÇ

İyi düzenlenmiş olan araştırma desenlerinde faktör analizi, çok sayıda değişkenle ölçülecek olan bir yapıyı ölçmeye yönelik olarak birbirleriyle ilişkili olan değişkenleri bir araya getirerek, bu değişkenleri daha az sayıda değişkenle (faktör) açıklayarak sonuçların kolay anlaşılabilmesine önemli katkılar sunmaktadır. Bu amaçla vertisol ve entisol toprakta seçilen 10 adet fiziko-kimyasal toprak özelliğinin toprak işlenebilirliği üzerine olan etkileri faktör analizi ile araştırılmıştır. Yapılan faktör analizi sonuçlarına göre fiziko-kimyasal özelliklerin toprağın işlenebilirliği üzerine olan etkileri vertisol toprakta üç grup altında toplanırken entisol toprakta iki grup altında toplanmıştır. Analiz sonuçları çalışma bulgularının değerlendirilmesinde faktör analizinin başarılı sonuçlar ortaya koyduğunu ve bazı fiziko-kimyasal toprak özelliklerinin işlenebilirlik üzerine olan etkilerinin anlaşılmasını kolaylaştırdığı görülmüştür.

compaction occurs in the future that leads weak roots growing in crop. In addition maintain as much organic matter in soil as feasible. Increased organic matter generally makes aggregates stronger so they can better support traffic with less compaction. Reduced tillage, use of cover crops, choice of crop, and crop rotations can all add residues and thus organic matter.

Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge Scientific Research Council (BAP-PYO. ZRT.1901.011.011) of Ondokuz Mayis University

REFERENCES

[1]. Allison, L.E., and Moodie, C.D. (1965) – *Carbonate. In:* C.A. Black et al (ed.) Methods of Soil Analysis. Part 2, Agronomy 9;1379-1400. Am. Soc. of Agron. Inc., Madison, Wisconsin, USA;

[2]. Blake, G.R., and Hartge, K.H. (1986) – *Bulk Density and Particle Density. In Methods of Soil Analysis,* A. Klute (ed.), Part I, Physical and Mineralogical Methods (Second edition), pp: 363-381. ASA and SSSA Agronomy Monograph, no: 9, Madison, WI;

[3].Brejda, J.J., Moorman, T.B., Karlen, D.L., & Dao, T.H. (2000) – *Identification of regional soil quality factors and indicators: I. Central and southern high plains.* Soil Science Society of America Journal, 64, 2115_2124;

[4].Bouyoucous, G.J. (1951) – *A Recalibration of Hydrometer Method for Making Mechanical Analysis of Soils,* Agronomy Journal, 43(9), 434-438;

[5]. Jackson, M. (1958) – *Soil Chemical Analysis, p. 1-498.* Prentice-Hall. Inc. Englewood Cliffs, New Jersey, USA;

[6]. Govaerts, B., Sayre, K.D., Deckers, J., (2006) – *A minimum data set for soil quality assessment of wheat and maize in the highlands of Mexico.* Soil Tillage Res. 87, 163–174;

[7]. Marinari, S., Mancinelli, R., Campiglia, E., Grego, S., (2006) – *Chemical and biological indicators of soil quality in organic and conventional farming systems in Central Italy.* Ecol. Indic. 6, 701–711;

[8]. McKeys, E. (1985) – *Soil Cutting and Tillage.* Elsevier, Amsterdam, 217 pp;

[9]. Hair, J.F., Anderson, J.R.E., & Tatham, R.L. (1987) – *Multivariate data analysis with readings* (2nd edn). Macmillan Publishing Co, New York, USA;

[10]. Kaspar, T.C., Fenton, D.J., Colvin, T.S, Karleno, D.L., Jaynes, D.B., & Meek, D.W. (2004) – *Relationships of corn and soybean yield to soil and terrain properties.* Agronomy Journal, 96, 700_709;

[11]. Klute, A. (1986) – *Water Retention: Laboratory methods. In Methods of Soil Analysis,* A. Klute (ed.), Part I, Physical and Mineralogical Methods (Second edition), pp: 635-662, ASA and SSSA Agronomy Monograph no: 9, Madison, WI;

[12]. Rezaei, S.A., Gilkes, R.J., Andrews, S.S., (2006) – *A minimum data set for assessing soil quality in rangelands.* Geoderma 136, 229–234;

[13]. Sarıoğlu, F.E., Dengiz, O. (2012) – *Soil Survey and Mapping of Soils Formed on Two Different Physiographic Units and Their Classification.* The International Soil Science Congress on Land Degradation and Challenges in Sustainable Soil Management. 15-17 May 2012, Çeşme-İzmir-TURKEY.

[14]. Selvi, K.Ç., Kirişci, V. ve Korucu, T. 2003. The Effects Of Plowpan On Cotton Production In Terms Of Soil Dynamics. 21th National agricultural mechanization congress, 3-5 September 2003. pp:179-185, Konya, TURKEY;

[15]. Shukla, M.K., Lal, R., Ebinger, M., (2006) – *Determining soil quality indicators by factor analysis.* Soil Tillage Res. 87, 194–204;

Açıklama

Bu çalışmaya (BAP-PYO. ZRT.1901.011.011) desteklerinden dolayı Ondokuz Mayıs Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) komisyonuna teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

[1]. Allison, L.E., and Moodie, C.D. (1965) – *Carbonate. In:* C.A. Black et al (ed.) Methods of Soil Analysis. Part 2, Agronomy 9;1379-1400. Am. Soc. of Agron. Inc., Madison, Wisconsin, USA;

[2]. Blake, G.R., and Hartge, K.H. (1986) –*Hacimsel yoğunluk ve parçacık yoğunluğu. In Methods of Soil Analysis,* A. Klute (ed.), Part I, Physical and Mineralogical Methods (Second edition), pp: 363-381. ASA and SSSA Agronomy Monograph, no: 9, Madison, WI;

[3].Brejda, J.J., Moorman, T.B., Karlen, D.L., & Dao, T.H. (2000) – *Bölgesel toprak kalite faktörlerinin ve göstergelerinin tanımlanması. I. Central and southern high plains.* Soil Science Society of America Journal, 64, 2115_2124;

[4].Bouyoucous, G.J. (1951) – *Toprakların mekanik analizleri için hidrometre metodunun kalibrasyonu.* Agronomy Journal, 43(9), 434-438;

[5]. Jackson, M. (1958) – *Kimyasal toprak analizleri. p. 1-498.* Prentice-Hall. Inc. Englewood Cliffs, New Jersey, USA;

[6]. Govaerts, B., Sayre, K.D., Deckers, J., (2006) – *Meksinanın yüksek alanlarında yetişen mısır ve buğday bitkisi toprak kalite değerlendirmesi için minimum veri seti.* Soil Tillage Res. 87, 163–174;

[7]. Marinari, S., Mancinelli, R., Campiglia, E., Grego, S., (2006) – *Orta İtalya'da konvensiyonel ve organik tarımda toprak kalitesinin kimyasal ve biyolojik göstergeleri.* Ecol. Indic. 6, 701–711;

[8]. McKeys, E. (1985) – *Toprak işleme ve kesme.* Elsevier, Amsterdam, 217 pp;

[9]. Hair, J.F., Anderson, J.R.E., & Tatham, R.L. (1987) – *Okumalarla multivariate veri analizi* (2nd edn). Macmillan Publishing Co, New York, USA;

[10]. Kaspar, T.C., Fenton, D.J., Colvin, T.S, Karleno, D.L., Jaynes, D.B., & Meek, D.W. (2004) – *Mısır ve soyada toprak özellikleri ilişkileri.* Agronomy Journal, 96, 700_709;

[11]. Klute, A. (1986) – *Water Retention: Laboratory methods. Toprak analiz metodları,* A. Klute (ed.), Part I, Physical and Mineralogical Methods (Second edition), pp: 635-662, ASA and SSSA Agronomy Monograph no: 9, Madison, WI;

[12]. Rezaei, S.A., Gilkes, R.J., Andrews, S.S., (2006) – *Meralarda toprak kalite değerlendirmesi için mimimum veri seti.* Geoderma 136, 229–234;

[13]. Sarıoğlu, F.E, Dengiz, O. (2012) – *Soil Survey and Mapping of Soils Formed on Two Different Physiographic Units and Their Classification.* The International Soil Science Congress on Land Degradation and Challenges in Sustainable Soil Management. 15-17 May 2012, Çeşme-İzmir-TURKEY.

[14]. Selvi, K.Ç., Kirişci, V. ve Korucu, T. 2003. *Pamuk üretiminde pulluk tabanının toprak dinamiği açısından etkileri. 21th National agricultural mechanization congress, 3-5 September 2003. pp:179-185, Konya, TURKEY;*

[15]. Shukla, M.K., Lal, R., Ebinger, M., (2006) – *Faöktör analiz yöntemiyle toprak kalite göstergelerinin belirlenmesi.* Soil Tillage Res. 87, 194–204;

[16]. Swan, A. R. H. and Sandilands, M. (1995) – *Introduction to Geological Data Analysis.* Blackwell, London. 446 PP;
[17]. Soil Survey Staff. (1999) – *Soil Taxonomy. A Basic of Soil Classification for Making and Interpreting soil Survey.* USDA Handbook No: 436, Washington D.C. USA;
[18]. Terzaghi C. (1996) – *Simplified soil test for subgrades and their physical significance.* Publ. Roads 7, 153–162;
[19]. Wendroth, O., Reynold, W.D., Vieira, S.R., Reichardt, K. and Wirth, S. (1997) – *Statistical Approaches to the Analysis of Soil Quality Data. In: "Soil Quality for Crop Production and Ecosystem Health", (EdS.):* Gregorich, E. G. and Carter, M. R.. Elsevier, Amsterdam, PP. 247-276;
[20]. Yemefack, M., Jetten, V.G., Rossiter, D.G., (2006) – *Developing a minimum data ser for characterizing soil dynamics in shifting cultivation Systems.* Soil Tillage Res. 86, 84–98.

[16]. Swan, A. R. H. and Sandilands, M. (1995) – *Jeolojik veri analizine giriş.* Blackwell, London. 446 PP;
[17]. Soil Survey Staff. (1999) – *Soil Taxonomy. Toprak araştırmalarında temel toprak sınıflandırılması.* USDA Handbook No: 436, Washington D.C. USA;
[18]. Terzaghi C. (1996) – alt katmanlar ve onların fiziksel öneminin anlaşışmasında kullanılan b*asitleştirilmiş toprak testleri.* Publ. Roads 7, 153–162;
[19]. Wendroth, O., Reynold, W.D., Vieira, S.R., Reichardt, K. and Wirth, S. (1997) – *Toprak kalitesi veri analizlerine istatistiksel bir yaklaşım: "Soil Quality for Crop Production and Ecosystem Health", (EdS.):* Gregorich, E. G. and Carter, M. R.. Elsevier, Amsterdam, PP. 247-276;
[20]. Yemefack, M., Jetten, V.G., Rossiter, D.G., (2006) – *Değişken toprask işleme sistemlerinde toprak dinamiğinin katakterize edilmesin için minimum düzeyde veri seti geliştirilmesi.* Soil Tillage Res. 86, 84–98.

CHANGING EXISTING IRRIGATION SYSTEMS AND MANAGEMENT IN BULGARIA FOR SUSTAINABLE USE OF WATER
/
ПРОМЯНА НА СЪЩЕСТВУВАЩИТЕ НАПОИТЕЛНИТЕ СИСТЕМИ В БЪЛГАРИЯ И УПРАВЛЕНИЕТО ИМ ЗА УСТОЙЧИВО ИЗПОЛЗВАНЕ НА ВОДАТА

Assist. Prof. Ph.D. Patamanska G., Assoc. Prof. Ph.D. Chehlarova-Simeonova S.
Institute of Soil Science, Agrotechnology and Plant Protection "Poushkarov" Sofia / Bulgaria
Tel: 359 2-8929366; E-mail: patamanska_g@yahoo.com

Abstract: In recent decades changes in climate of Bulgaria have been observed, a warming trend was established, coupled with decreasing rainfalls, especially during the warm half of the year. This causes reduction of the agricultural production and prevents development of intensive agriculture without irrigation. There is a need for changing the existing irrigation systems towards improving their operation and management in order to develop productive, sustainable against altered climate conditions agriculture, which uses resources efficiently. The present article aims to analyze and evaluate the existing problems facing the irrigation sector in Bulgaria and to identify the main reasons for developmental delay. Key measures to be adopted for changing and renovation of existing irrigation systems and their management in order to increase the level of application of irrigation and water use efficiency are outlined.

Keywords: *irrigation system, management, improvements, rehabilitation*

Резюме: В последните десетилетия се наблюдават промени в климата на България, като е установена тенденция на затопляне, съпроводена с намаляване на валежите, най-вече през топлото полугодие. Това води до намаляване на селскостопанската продукция и прави невъзможно развитието на интензивно земе-делие без напояване. Наложителни са промени в съ-ществуващите напоителни системи за подобряване на действието и управлението им, с оглед развитието на продуктивно, устойчиво на изменението на климата земеделие, което използва ресурсите ефективно. Тази статия има за цел да се анализират и оценят съще-ствуващите проблеми пред сектор напояване в Бълга-рия и да се посочат главните причини за забавяне на развитието му. Набелязват се основни мерки, които следва да бъдат предприети за промяната и обновя-ването на съществуващите напоителни системи и уп-равлението им с цел да се повиши степента на прилагане на напояване и ефективността на използване на водата.

Ключови думи: *напоителна система, управление, подобрения, възстановяване.*

INTRODUCTION

Bulgaria is a country with a tradition of irrigation and has a significant irrigation fund. The Bulgarian irrigation systems were built in the second half of last century mostly with open canals. Until 1990 the 1, 2 million hectares were under irrigation as the irrigated area covered 29 % of the total arable land and the 50% of whole agricultural output was received of this area. In the next years a long and unsuccessful reform in irrigation was carried out and nowadays irrigation applies to a minimum in Bulgaria.

On the other hand, in recent decades changes in climate of the country have been observed. A warming trend coupled with decreasing rainfalls, especially during the warm half of the year has been established. The growth of agricultural crops is negatively affected by the altered climatic conditions and that is one of the major reasons of crop yields variations. It is necessary to expand the use of irrigation in Bulgaria to address the consequences of climate change on agricultural production.

The Bulgarian irrigation systems in were built mainly during the 60s and 70s of last century and are not in good technical condition. Since the period of operation life of the irrigation facilities does not exceed 50 years rehabilitation and upgrade of the irrigation systems has become imperative.

Changing the existing irrigation systems is also needed and therefore changes occurred after the 1989 in the organization of irrigation process and water use imposed by private ownership of agricultural land. This change ought to be towards improving their operation and management with a view to the development of productive, sustainable against altered climate conditions agriculture which uses resources efficiently.

The present article aims to analyze and evaluate the existing problems facing the irrigation in Bulgaria. The main reasons for developmental delay are identified. Key measures to be adopted for changing and renovation of existing irrigation systems and their management in order

УВОД

България е страна с традиции в напояването, която разполага със значителен хидромелиоративен фонд. Българските напоителните системи са изграждани през втората половина на миналия век, най-често с открити канали. До 1990 г. в страната се поливаха 1, 2 млн. ха земеделски земи, като поливните площи съставляваха 29 % от обработваемата земя, а от тях се получаваше 50% от селскостопанската продукция. В следващите години беше проведена дълготрайна и несполучлива реформа в напояването и понастоящем в България то се прилага в минимална степен.

От друга страна в последните десетилетия се на-блюдават промени в климата в страната, като е уста-новена тенденция на затопляне, съпроводена с нама-ляване на валежите, най-вече през топлото полугодие. Промените климатични условия влияят негативно на развитието на земеделските култури и са една от главните причини за намаляването на добивите. За преодоляване на последиците от тези промени върху селскостопанската продукция е необходимо да се повиши степента на прилагане на напояване в България.

Българските напоителните системи са строени главно през 60-те и 70-те години на миналия век и не са в добро техническо състояние. Тъй като срокът на годност на съоръженията за напояване не надвишава 50 години, рехабилитацията и обновяването им става все по-належащо.

Промяна на старите напоителни системи се налага и поради настъпилите след 1989 г. изменения в орга-низацията на поливния процес и на водоползуването вследствие частната собственост върху земеделските земи. Тази промяна трябва да е в посока подобряване на действието и управлението им с оглед на разви-тието на продуктивно, устойчиво на изменението на климата земеделие, което използва ресурсите ефективно.

Тази статия има за цел да се анализират и оценят съществуващите проблеми пред сектор напояване в България. Посочени са главните причини за забавяне на развитието му. Набелязват се основни мерки, които следва да бъдат предприети за промяната и обно-вяването на съществуващите напоителни системи и

to expand the use of irrigation and increase water use efficiency are outlined.

ANALYSIS OF THE IRRIGATION SECTOR IN BULGARIA

Water resources and water use

According to forecasts for Bulgaria as a whole a steady trend of shortage of water resources is not expected. However in the last 10-15 years there is non-uniformity in the rainfall levels.

The figure 1 shows that the lowest level of precipitation was in 2000 and 2008, while in 2005 rainfalls with exceptional intensity have occurred, which led to floods and flooding of large areas of farmland.

Rainfalls during the warm half of the year (April - September) are most important for the production of agricultural output. In recent decades there has been observed a low summer rainfall. In the dry 2008, with mean 23% reduction in rainfall below normal, rainfall reduction for August is 27% below normal [3].

Increasing temperatures and low rainfall during the summer lead to problem of water shortages in critical periods for the development of agricultural crops. To address the negative consequences of water deficit in summer irrigation should be applied.

управлението им с цел да се повиши степента на при-лагане на напояване и ефективността на използване на водата.

АНАЛИЗ НА СЪСТОЯНИЕТО НА СЕКТОР НАПОЯВАНЕ В БЪЛГАРИЯ

Водни ресурси и водопотребление

Според прогнозите като цяло за България не се очаква трайна тенденция на недостиг на водни ре-сурси. Но през последните 10-15 години се наблюдава неравномерност в нивото на валежите.

От фигура 1 се вижда, че най-ниско е нивото на валежите през 2000 г. и 2008 г., докато 2005 година е с изключително високо равнище на валежите, които доведоха до наводнения и заливане на големи площи земеделски земи.

За производството на селско-стопанска продукция, най-голямо значение имат валежите през топлото полугодие на годината (месеците април-септември). В последните десетилетия се наблюдава ниско рав-нище на летните валежи. За сухата 2008 година със средно 23% намаление на валежите под нормата, намалението за месец август е съответно 27% [3].

Повишаването на температурите и недостатъчните валежи през летните месеци водят до проблема с не-достиг на вода във важни периоди за развитието на земеделските култури. За преодоляване на негатив-ните последици от водния дефицит в летните месеци трябва да се прилага напояване.

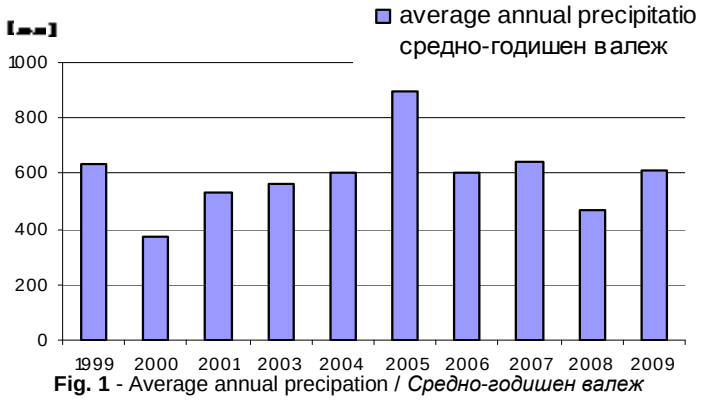


Fig. 1 - Average annual precipation / *Средно-годишен валеж*

The amount of irrigable and irrigated areas in the period 1997-2010 is presented in Fig. 2. For comparison in the same figure the irrigated area for 1989 is also given which amounts to 1, 283 million ha. Although almost half of these areas are currently fit for irrigation in the years after 1989 a trend to drastically reducing the amount of irrigated land is observed. The analysis shows that irrigated area for this period is between 4 to 8 % of total irrigable land.

The following figure presents data for water abstractions from water sources for irrigation systems and the water, supplied for irrigation in the period 2000-2010. As seen larger water volumes were supplied for irrigation during the dry 2000 and 2008. In the same years a free irrigation for the water users was permitted which determine larger water use. For these years the percentage of the irrigated area compared the irrigable area is the highest for the entire period - 8.9% for 2000 and 8.4% for 2008. At least arable lands were watered in 2005 due to fallen this year rainfalls. After this year some growth in the amount of water supplied for irrigation and irrigated areas has observed, feasible reasons are the permission of a free irrigation during the irrigation season and the increased interest in rice production. During the irrigation season of 2010, 297040 thousand m^3 of water were supplied for irrigation to 30046, 1 ha of arable land, as 261408 thousand m^3 of water that are 88 % of total supply - were supplied to the area occupied by rice amounting to 10892, 6 ha [1].

На фиг. 2 са представени годните за напояване и напояваните площи за периода 1997-2010 г. За срав-нение на същата фигура е даден и размерът на по-ливните площи през 1989 г., който възлиза на 1 283 000 ха. Независимо, че почти половината от тези пло-щи понастоящем са годни за напояване, в годините след 1989 г. се нблюдава тенденция за драстично намаляване на размера на поливаните земеделски зе-ми. Анализът показва, че напояваните площи за раз-глеждания период са от 4 до 8 % от годните за напояване земи.

На следващата фигура са представени данни за иззетата вода по водоизточници за напоителни сис-теми и доставената вода за напояване за периода 2000-2010 година. От тази фигура се вижда, че по-големи количества вода за напояване са подадени през сухите 2000 и 2008 година. През тези години са разрешавани и безплатни поливки, което е обус-ловило и по-голямо водопотребление. За тези години процентът на полятите площи спрямо годните за на-появане е най-висок за целия период - 8,9 % за 2000 г. и 8,4 % за 2008 г. Най-малко земеделски земи са по-лети през 2005 г. поради падналите през тази година валежи. След тази година се забелязва известен ръст на доставките на вода за напояване и на полетите зе-меделски земи, предпоставка за което е разрешената на водоползвателите една безплатна поливка през на-поителния сезон и засиленият интерес към оризо-производство. През поливния сезон на 2010 г. от пода-дените общо 297040 хил. $м^3$ вода за напояване на 30046, 1 ха обработваема земя на 10892, 6 ха площи, заети с ориз, са подадени 261408 хил. $м^3$ водни маси, което е 88 % от общия подаден обем.

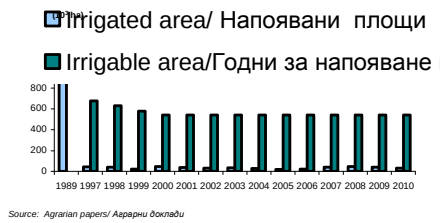


Fig. 2 - Irrigable and irrigated areas in the period 1997-2010/
Годни за напояване и напоявани площи за периода 1997-2010

The share of water used for irrigation in 2010 was only 5, 88 % of the total water uses.

Comparison of data for water abstractions from the water sources for irrigation systems and for water delivered to the irrigated areas for the period 2000-2010 shows that the irrigation systems operate at high water losses in the range of 70-80%.

Делът като цяло на използваната вода за напоя-ване през 2010 г. съставлява едва 5,88 % от от общото водопотребление.

Сравнението на данните за изетата от водоизточниците вода за напоителните системи и тези за доставената от тях до поливните площи за периода 2000-2010 показва, че напоителните системи работят при големи загуби на вода от порядъка на 70-80 %.

Fig. 3 - Water supply, water abstraction for irrigation and water losses in the period 2000-2010/
Изета, доставена вода за напояване и загуби на вода за периода 2000-2010 г

Irrigation infrastructure in Bulgaria

In the second half of last century 240 irrigation systems were built in Bulgaria, as the water delivery networks of most of these systems consist with open canals. Each of these irrigation systems is located in a region with an appropriate microclimate with traditions and good perspective for development of modern irrigation agriculture during the period of the establishment. As a rule, these irrigation systems supply water to a compact territory from a single source of water (large dam or river), of which water is transported to the irrigated area through one or more main open canals.

The irrigation systems were designed and built in accordance with the collective use of land to serve aggregated irrigated area and small number water users. In this period agricultural policy was conducted entirely by the state that supported the organizational structures, investments, material and technical resources, agricultural science etc.

At present Bulgaria still has large irrigation fund. Total irrigated area of the country amounts to 740600 ha, the actually fit for irrigation are 541800 ha or about 72% of total. Water is supplied to 250700 ha by gravity, the remaining 291100 ha are fed from pumping stations.

Almost all of the irrigation systems in the country are operated and managed by trading company "Irrigation Systems". Main activities of the company is performing the delivery and selling water for irrigation. Water is supplied on a weekly or a decade schedule composed on the basis of the requests of water of the users within the pre-seasonal contract signed considering the actual possibilities of delivering water. Contacts between the supplier "Irrigation Systems" Ltd and water users mainly occur in the conclusion of the annual seasonal contract

Напоителна инфраструктура в България

През втората половина на миналия век в България са изградени 240 напоителни системи, като водораз-пределителна мрежа на по-голямата част от тях е из-градена с открити канали. Всяка една от тези напои-телни системи е разположена в район с подходящ мик-роклимат, с традиции и добра перспектива за развитие на модерно поливно земеделие в периода на създава-нето й. Като правило тези напоителни системи снабдя-ват компактна територия с вода от единен водоизточ-ник (язовир или река), от който до напояваните площи водата се транспортира чрез един или няколко големи открити канала **.**

Този напоителна инфраструктура беше проекти-рана и изграждана в съответствие с изискванията на колективното използуване на земеделската земя и за обслужване на укрупнени поливни площи и малко на брой водоползватели. В този период политиката в зе-меделието изцяло се провеждаше от държавата, която подкрепяше организационно-стопанските структури, инвестициите, материално-техническите средства, аграрната наука и др.

Понастоящем България все още разполага с голям хидромелиоративен фонд. Общо поливните площи на страната възлизат на 740600 ха, от тях реално годни за напояване са 541800 ха или около 72% от всички поливни площи[1]. На 250700 ха водата се доставя по гравитачен път, на останалите 291100 ха чрез пом-пени станции.

Почти всички напоителни системи в страната се стопанисват и управляват от търговското дружество „Напоителни системи". Основна дейност на друже-ството е извършването на доставка и продажба на во-да за напояване. Водата се доставя по седмичен или декаден график, съставен на основата на заявките за водопотребителите, в рамките на предварително склю-чен сезонен договор и с отчитане на реалните възмо-жности за доставка на вода. Контактите между достав-чика на вода "Напоителни системи" ЕАД и водопотре-бителите са главно при ежегодното сключване

[1)] According to Decree № 512/2000 on the balance and use of irrigated area in Republic Bulgaria/ Съгласно РМС № 512/2000 за балансите по видове територии според предназначението им и на баланса на поливните площи в Република България.

before the start of irrigation season.

In the new economic environment in Bulgaria after 1989 the establishment of water user associations has started which to take a responsibility for operation and maintenance of separate parts of the irrigation system and management of irrigation. They receive water for irrigation of "Irrigation Systems" LTD and are responsible for the delivery and distribution to farmers. By 2011, a total of 73 Water Users Associations are registered in the country which serve 5396, 4 ha irrigated area.

Current technical condition of the existing irrigation infrastructure

The prevailing part of the irrigation infrastructure in Bulgaria is put into operation in the 60s and 70s of last century. Existing irrigation facilities are now old and in poor technical and operational condition. The operation of old open canals of which is mostly built conveyance and distribution networks of irrigation systems is associated with high water losses caused both by leakages and poor management. Because long-term operation, the lining of main and distribution canals is partially damaged, this implies large water losses of from filtration, especially during transportation over long distances, reaching several tens of kilometers. Many irrigation canals are designed constructively, so most the off takes are located at the beginning of canal reaches. On the other hand the canals are oversized in terms of current needs of water for irrigation. To supply needed water to the irrigated areas, it is necessary n the canals to maintain higher water levels leading to substantial operating losses and low water use. Especially the internal canal network and irrigation facilities, managed by former Co-operatives and Agro-industrial

Complexes are most largely destroyed. Machinery and equipment used in irrigation practice with over 10 years service life is significantly high percentage of total available equipment - 83.3% [4]. Practically no irrigation equipment is in use, the most widespread is gravity irrigation, which is also characterized by of high water losses. This increases the cost of the irrigation and reduces efficiency. Besides poor technical condition, problems in the operation of irrigation systems also arise due to altered form of land use in Bulgaria after 1989. As a result of the conducted land reform, the irrigated plots in the command area of the irrigation system now are owned by large number of farmers and accordingly the number of water users within the irrigation system also increased many times. In the new economic environment the establishment of water user associations has started which to take on responsibility for the operation and maintenance of separate parts of the irrigation system and the irrigation management. At present water users located within an irrigation system, are water user associations, tenant farmers and cooperatives as well individual farmers who own small land plots scattered across the command area of the irrigation system. The irrigation systems are supposed to supply water to many agricultural producers, often with different interests. On the other hand, they are designed for scheduled water use, which significantly reduces the possibility of free use of water by farmers.

The water users pay for water at cost. As no measurements of irrigation water are carried out payment of the water used is per unit irrigated area. As the cost of maintaining the existing irrigation facilities are also included in the calculation of the cost of irrigation water, low use of irrigation systems leads to high cost of irrigation water that doesn't encourage the farmers to apply irrigation. In the recent years about 60% of irrigated areas are planted by autumn crops - wheat, barley, which almost nowhere is irrigated [3]. These have replaced

на се-зонния договор преди началото на напоителния сезон.

В променената икономическа обстановка в Бълга-рия след 1989 г. се премина към създаването на сдру-жения за напояване, които да поемат задълженията по експлоатацията и поддръжката на обособени части от напоителните системи и управлението на поливния процес. Те получават вода за напояване от "Напои-телни системи" ЕАД и се грижат за доставянето и раз-пределението й между частните стопани. Към 2011 г. в страната са регистрирани общо 73 сдружения за на-появане, които обслужват 5396, 4 ха поливни площи.

Техническо състояние на изградената напоителна инфраструктура

Преобладаващата част от българските напои-телните системи са въведени в експлоатация през 60-те и 70-те години на миналия век. Съществуващите съоръжения за напояване са вече стари и са в неза-доволително техническо и експлоатационно състоя-ние. Действието на старите открити канали, от които е изградена транспортната и водоразпределителна мре-жа на много напоителните системи, е свързано с голе-ми загуби на вода, причинени както от физически течо-ве, така и от недоброто им управление. Поради дълго-годишната експлоатация, частично е нарушена обли-цовката на каналите от транспортната и водораз-пределителна мрежа, което обуславя големи загуби на вода от филтрация, особено при транспортиране й на големи разстояния, достигащи няколко десетки кило-метри. Конструктивно, много напоителни канали са проектирани, така че голяма част от водовземанията са разположени в началото на технологичните учас-тъци. От друга страна каналите са преоразмерени от гледна точка на настоящите нужди от вода за напоя-ване. За да се подадат необходимите водни количества към поливните площи, в каналите се налага да се поддържат по-високи водни нива, което води до значителни оперативни загуби и ниска степен на използване на водата.

В най-голяма степен са разрушени вътрешно-каналната мрежа и хидромелио-ративните съоръжения, стопанисвани от бившите ТКЗС и АПК. Използваните в мелиоративната практика машини и съоръжения с над 10 години срок на служба са съществено голям процент от общата налична техника - 83,3 % [6]. Поливна техника практически не се използва, най-разпространен метод за напояване е гравитачното напояване, за който са характерни голе-ми загуби на вода. Това оскъпява поливния процес и снижава ефективността му. Освен лошото техническо състояние, друга причи-на за затрудненията при експлоатацията на напои-телните системи е промененатa форма на земепол-зване в България след 1989 г. В резултат на проведе-ната поземлена реформа, поливните площи, обслуж-вани от една напоителна система, сега са собственост на голям брой частни стопани (фермери), което доведе до многократно нарастване и на броя на водопотре-бителите, разположени на територията на една напоителна система. Такива могат да бъдат както сдружения на водопотребители, арендатори и коопе-рации, така и отделни земеделски стопани, които притежават малки парцели земя, разпръснати по цяла-та територия на напоителната система. Напоителните системи сега трябва да доставят вода на голям брой водопотребители, често с различни и противоположни интереси. От друга страна, те са проектирани за пла-ново водопотребление, което ограничава силно възможността за свободно водоползуване от страна на земеделските стопани.

Потребителите заплащат водата за напояване по нейната себестойност. Тъй като не се извършват измервания на водата за напояване, заплащането на използваната вода е за единица напоявана площ. Тъй като в цената на водата се калкулират и разходите за поддръжка на съществуващата напоителна инфра-структура, ниската степен на използване на напои-телните системи води до висока цена на водата за на-появане, която не стимулира земеделските потре-бители да прилагат напояване. В последните години на около 60% от поливните площи се засяват есенни култури - пшеница, ечемик, които

more water-demanding crops, including maize and vegetables.

Regardless of poor technical condition of irrigation facilities, the allocated investments that are released for rehabilitation, maintenance and operation of irrigation systems are negligible and they reduce each year.

From the analysis of the information provided can be concluded that nowadays irrigation applies to a minimum in Bulgaria by relying mainly on precipitation to satisfy the water demand of crops. Rice, some vegetables and other intensive crops are mainly irrigated.

The reasons for denial of irrigation and low utilization of existing irrigation facilities are various. They can be summarized as follows:

- Poor technical and operational condition of the existing irrigation infrastructure, which is low efficient and requires urgent rehabilitation and renovation. The destruction of most of internal canal network, lack of irrigation equipment.
- The inadequate funding of the maintenance and operation of irrigation facilities. Highly reduced investments for rehabilitation and renovation.
- Mismatch between the parameters of existing irrigation systems built to serve large production units and their present use in conditions of fragmented land use. Irregularly and inadequate water supply.
- Change of the structure of the crops.
- The high cost of irrigation water, etc.

MEASURES TO BE ADOPTED FOR EFFICIENT USE OF WATER IN EXISTING IRRIGATION SYSTEMS

Adaptation to changing climatic conditions requires increase in use of irrigation and appropriate change of irrigation systems in Bulgaria. Under altered climate conditions leading to water deficit during the warm half of the year objective of the management of the irrigation system must be:

1. Providing water for irrigation timely and in the required quantities as needed for irrigated crops;
2. Reducing the total amount of water used in irrigation and the losses by improving the efficiency of operation and use of irrigation infrastructure.

In view of limited investments, insufficient for construction of new irrigation systems, the priority task should be improving and modernization of existing systems in order to increase their effectiveness and efficiency. Improvements should be made in both the technical structure of irrigation system and the management for available water resources be used more efficiently and reduce the losses.

Some feasible measures that can be adopted for changing and upgrading of existing irrigation systems and their management are:

- *Rehabilitation and upgrading of conveyance and distribution canal network of irrigation systems*

- Repair of damaged linings of canals from the conveyance distribution and internal networks of the existing irrigation systems and lining unlined canals in order to minimize water losses due to filtration;
- Repair of unused at the moment gate structures and other facilities of the canal network in poor technical condition to reduce the losses from gaps,
- Rehabilitation of regulating structures of the conveyance and distribution network of irrigation systems to improve service to water users;
- Rehabilitation of pumping stations,
- Introducing convenient devices for measuring water flow.

- *Improving the operation and management of irrigation systems to reduce operating losses of water:*

почти никъде не се напояват [6]. Те изместват по-влаголюбивите култури, включително зеленчуци и царевица.

Независимо от влошеното техническо състояние на напоителните системи, инвестициите, които се отделят за възстановяването им, поддръжката и експлоа-тацията им са минимални и с всяка година намаляват.

От анализа на представените данни може да заключи, че понастоящем в България напояване се прилага в много ниска степен, като се разчита основно на падналите валежи за задоволяване на потреб-ностите от вода на земеделските култури. Напояват се предимно ориз, малко зеленчуци и други интензивни култури.

Причините за отказ от напояване и за ниската сте-пен на използване на изградените мощности за напоя-ване са разнообразни. Те могат да се търсят в:

- Лошото техническо и експлоатационно състояние на съществуващата напоителна инфраструктура, която е ниско-ефективна и се нуждае от спешно въз-становяване и обновяване. Унищожаването на голяма част от вътрешно-стопанската канална мрежа, липса на поливна техника.
- Недостатъчното финансиране на дейностите по поддържането и експлоатация на съоръженията от напоителните системи. Практически липсата на инвес-тиции за възстановяването и обновяване им.
- Несъответствието между параметрите на съществуващите напоителни системи, проектирани за обслужване на укрупнени масиви и използването им понастоящем в условията на дребно и разпокъсано земеползване. Реализирането на неравномерно и неадекватно водоразпределение.
- Промяна в структурата на културите.
- Висока цена на водата за напояване и др.

МЕРКИ ЗА ЕФЕКТИВНО ИЗПОЛЗВАНЕ НА ВОДАТА В СЪЩЕСТВУВАЩИТЕ НАПОИТЕЛНИ СИСТЕМИ

Адаптацията към променливите климатични усло-вия обуславя необходимостта от нарастване на сте-пента на прилагането на напояване в България и адек-ватна промяна на напоителните системи. В условията на промени на климата, водещи до воден дефицит през топлото полугодие цел на управлението на напоителната система трябва да бъде:

1. Осигуряване на вода за напояване навреме и в не-обходимите количества според нуждите на напоява-ните земеделски култури;
2. Намаляване на общите количества използвана вода в напояването и загубите чрез подобряване на ефективността на действието и използването на напоителната инфраструктура.

Поради ограничените инвестиции, недостатъчни за строеж на нови напоителни системи, първостепенна задача трябва да бъде подобряване и обновяване на съществуващите системи, за да се повиши ефикас-ността и ефективността на действието им. За постига-не на поставената цел пред напоителната система, по-добрения трябва да се извършат както в техническата структура, така и в управлението й, така че наличният воден ресурс да се използва по-ефективно и да се намалят загубите.

Някои основни мерки, които следва да бъдат пред-приети за промяната и обновяването на същест-вуващите напоителни системи и управлението им са:

- *Възстановяване и модернизация на транспорт-ната и водоразпределителната мрежа на напоителните системи:*

- Ремонт на нарушени облицовки на канали от транс-портната, водоразпределителна и вътрешно-стопанска мрежи на изградените напоителни системи и облицо-ване на необлицовани канали, с оглед намаляване до минимум на загубите от филтрация;
- Ремонт на неизползвани към момента затворни съоръжения от водоразпределителната мрежа в лошо техническо състояние за намаляване на загуби от пропуски през тях;
- Рехабилитация на регулиращите съоръжения от водоразпределителната мрежа на напоителните системи за подобряване на обслужването на водопотребителите,
- Възстановяване на помпените станции,
- Въвеждане на подходящи технически средства за измерване на водата.

- *Подобряване на управлението и експлоатацията на напоителната система за намаляване на оперативните загуби на вода:*

- Control of the canal levels upstream the offtake gates the fluctuations of which lead to shortages or excess water. Automation of key structures in the water delivery network for better operation;
- Development and implementation of operational plans for water supply and distribution of water in irrigation canals according requests of water users during the irrigation season to prevent over-supply or water shortage and reduce operational water losses;
- Application of advanced information and communication technologies and decision support systems for improving management of the irrigation systems.

- *Improving efficiency in water application methods*:

- Predominant in the country furrow irrigation should be applied when proven to be effective and in improved variant, allowing reducing of water consumption;
- Adoption of efficient irrigation technologies and equipment which use water economically and have reduced water losses such as sprinklers and micro irrigation as well drip irrigation;
- Training of farmers to implement modern water-saving irrigation technologies and efficient use of water.

- *Institutional changes* - joint participation in the management of irrigation system staff of the water district and irrigation associations. The activity of both sides must be in coordination and cooperation for effective use of water for irrigation. Participatory approach in the management of the irrigation system requires:

- Creating/increasing the number of irrigation associations with a view to cover the command area of the irrigation system.
- Establishing and enforcing appropriate legislation regulating proper functioning and sustainability of these associations;
- Capacity building of members of the WUA at technical and administrative level.

CONCLUSIONS

Changing and upgrading of existing irrigation systems in Bulgaria is required in connection with adaptation to changing climatic conditions. In this paper were identified measures that lead to more efficient water use in irrigation systems and reduce losses. They concern both technical improvements and to improve management of the irrigation system and their implementation should be coordinated in order to achieve desired outcome - increased efficiency and use of existing irrigation infrastructure. In a future upgrading, after analysis of the technical structure and management of irrigation system, they should be specified and built in the short and long term plan for rehabilitation and modernization.

REFERENCES

[1]. Ministry of Agriculture and Food (2000-2011) -*Agrarian papers*;
[2]. Alexandrov V. (2011) - *Drought in Bulgaria,* www. http://global-change.meteo.bg/dconference.htm
[3]. Ministry of Environment and Water (2012) - *National Strategy for management and development of water sector in Bulgaria* (Draft);
[4]. Stoianov K., Dudushiki I., Beloev Ch. (2009) - *Analysis of irrigation facilities in Bulgaria*, In Ruse University Proceedings, vol. 48, s.1.1; To achieve the desired outcome - increased efficiency
[5]. National Statistical Institute (2011) - *Statistical Book*;
[6]. Hadzieva V**.**, (2007) - *Condition, problems and opportunities of irrigated agriculture after Bulgarians accession to the European union* - Rural Economics and Management, vol. 52, no. 4.

- Контрол на нивата в каналите над регулиращите съо-ръжения във водоразпределителните възли, колеба-нията на които водят до недостиг или преразход на вода. Автоматизация на действието на възло-ви съоръжения във водоразпределителната мрежа;
- Разработване и прилагане на оперативни планове за водоподаване и разпределение на водата в напоител-ните канали според заявките на водопотребителите по време на напоителния сезон за предотвратяване на свърх доставките или недостига на вода и намаляване на оперативните загуби;
- Прилагане на компютри и съвременни инфор-мационни и комуникационни технологии за подо-бряване на управлението на напоителните системи.

- *Подобряване на ефективността на прилаганите методи за напояване:*

- Преобладаващото в страната напояване по бразди трябва да се прилага при доказана ефективност, също така в подобрени варианти, позволяващи намаляване на разхода на вода;
- Прилагане на високопроизводителна поливна техника и технологии за напояване, които позволяват икономия на вода и имат намалени загуби при транспортирането и разпределението й, като дъждовални инсталации и микродъждуване, също така капково напояване;
- Обучение на фермерите за прилагане на водо-спестяващи технологии за напояване и за ефективно използване на водата.

- *Институционални промени* - съвместно участие в управлението на напоителна система на персонала на хидротехническия район и сдруженията за напояване. Дейността на двете страни трябва да е в координация и сътрудничество за ефективно използване на водата за напояване. Подходът на съвместно участие в управлението на напоителната система изисква:

- Създаване/ нарастване на броя на сдруженията за напояване с цел да се обхване цялата територия на напоителната система.
- Създаване и прилагане на подходящо законода-телство, уреждащо правилното функциониране и ус-тойчивост на тези сдружения;
- Изграждане на капацитет на членовете на сдружения-та за напояване на техническо и административно ниво.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Промяната и обновяването на съществуващите в Бъл-гария напоителни системи е необходима във връзка с адаптацията към променените климатични условия. В настоящата статия бяха набелязани мерки, които во-дят до по-ефективно използване на водата в напои-телните системи и намаляване на загубите. Те се отна-сят както до технически подобрения, така и до подо-бряване на управлението на напоителната система и тяхното прилагане трябва да е координирано, за да бъ-де постиган желания резултат – увеличаване на ефективността и използването на съществуващата напоителна инфраструктура. При бъдещата модерни-зация, след анализ на техническата структура и управ-лението на напоителната система, те трябва да бъдат конкретизирани и да намерят израз в краткосрочен и дългосрочен план за преустройството и модернизация.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Аграрни Доклади*, (2000-2011) Министерство на земеделието и храните;
[2] Александров В. (2011) - *Сушата в България*, www. http://global-change.meteo.bg/dconference.htm;
[3] *Национална* стратегия *за управление и развитие на* водния сектор *в Република България*. (Проект). (2012) Министерство на околната среда и водите;
[4] Стоянов К., Дудушки И., Белоев Х., (2009) - *Анализ на състоянието на хидромелиоративните съоръжения в България* - В Научни трудове на Русенския Университет, том 48, серия 1.1;
[5] *Статистически годишник*, (2011) Национален статистически институт;
[6] Хаджиева В., (2007) - *Състояние, проблеми и възможности пред поливното земеделие след присъединяването на България към Европейския съюз* – Икономика и управление на селското стопанство, том 52, 4.

ALGORITHM FOR COMPUTING CAPACITY OF WATER OXYGENATION
/
ALGORITM PENTRU CALCULUL CAPACITĂȚII DE OXIGENARE A APEI

Lect. Ph.D. Eng. Safta V., As. PhD. Stud. Eng. Dilea M., As. PhD Stud. Eng.Constantin G.A.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0724017310; E-mail: saftavictorviorel@yahoo.com

Abstract: *This paper presents the algorithm for computing capacity of water oxygenation, which was developed in order to perform related computations processing results in laboratory experiments*

Keywords: *algorithm, water oxygenation capacity,water oxygenation, coefficient of oxygen absorption in water, program,*

INTRODUCTION

Generally, the problems of water quality are related to the decrease in the dissolved oxygen content, particularly in the lower layers.These lower layers may deteriorate significantly if the dissolved oxygen consummated in biochemical processes is not renewed by surface aeration or photosynthesis [1, 2].

In waste water treatment, for certain specific treatments, the transfer processes in/of water of gaseous components are important (introduction of atmospheric oxygen in water, removing carbon dioxide and hydrogen sulphide from water, introduction of chlorine or ozone in water). Among these, the most representative treatment, widely used in practice is the introduction of gaseous oxygen in the effluent, in order to remove organic impurities under the action of a biomass of aerobic bacteria. Dissolved oxygen (O_2) has been identified as one of the most critical environmental factors controlling water quality [3].

The oxygen comes most often from the atmosphere, in this case the process is called *water aeration*. Instead of air, can be introduced pure gaseous oxygen, but, this treatment which is more expensive, is used only for chemical oxidation of hardly biodegradable or mineral compounds, or for removal of gaseous compounds. Therefore, this treatment provides a significant improvement in quality of treated water.

Usually, the waste water don't contain gaseous oxygen because of organic pollution load. Dissolved oxygen is naturally found only in clean natural waters (unpolluted).

Normal amounts of dissolved oxygen in pure water established in equilibrium with the atmospheric air saturated in water vapour and under standard atmospheric pressure (760 mm Hg), varies with temperature.

Water containing specific amount of oxygen which are found in specific tables [4] are called *oxygen saturated water,* those containing larger amounts than indicated values are called *oxygen oversaturated water* and those containing smaller amounts than indicated values are called *oxygen subsaturated water.*

Waters from the catchment area usually contain small amounts of dissolved oxygen than saturation limit, due to their organic substances content, particularly near population centers. However, at a certain distance from population centers the amount of oxygen from water increases due to the reduction of organic impurities load by naturally self-cleaning phenomenon. In this situation, waters again tend to saturate with oxygen from atmospheric air.

It is to be noted that natural waters containing significant amounts of dissolved salts have oxygen saturation limits lower than those of pure natural water.

Rezumat: *Această lucrare prezintă algoritmul pentru calculul capacității de oxigenare a apei,care a fost realizat în scopul efectuării rapide şi comode a calculelor aferente prelucrării rezultatelor obținute în urma experimentelor de laborator.*

Cuvinte cheie: *algoritm, capacitate de oxigenare a apei, oxigenarea apei, coeficient de absorpție a oxigenului în apă.program*

INTRODUCERE

În general, problemele legate de calitatea apei sunt corelate cu scăderea conținutului de oxigen dizolvat, în special în straturile inferioare. Aceste straturi inferioare se pot deteriora semnificativ dacă oxigenul dizolvat consumat în procesele biochimice nu este reînnoit prin aerare de suprafață sau fotosinteză [1, 2].

În epurarea apelor uzate, pentru anumite tratamente specifice, prezintă importanță practică procesele de transfer în/din ape a unor componenți gazoşi (introducerea oxigenului atmosferic în ape, scoaterea bioxidului de carbon şi a hidrogenului sulfurat din ape, introducerea clorului sau a ozonului în ape, etc). Dintre acestea, tratamentul cel mai reprezentativ, utilizat pe scară largă în practică, îl constituie introducerea oxigenului gazos în apa uzată, în scopul îndepărtării impurităților de natură organică sub acțiunea unei biomase de bacterii aerobe.

Oxigenul dizolvat (O_2) este cunoscut ca fiind unul dintre cei mai critici factori de mediu în monitorizarea calității apelor [3]. Oxigenul provine cel mai frecvent din aerul atmosferic, caz în care procesul poartă denumirea de *aerare a apei*. În loc de aer, se poate introduce şi oxigen gazos pur, dar acest tratament, mult mai costisitor se face numai în scopul oxidării chimice a unor compuşi greu biodegradabili sau minerali, sau pentru eliminarea unor compuşi gazoşi, prin acestea realizându-se o îmbunătățire semnificativă a calității apei tratate.

În mod normal, apele uzate nu conțin oxigen gazos din cauza încărcării poluante cu substanțe organice. Oxigenul dizolvat se găseşte în mod natural doar în apele naturale curate (nepoluate).

Cantitățile normale de oxigen dizolvat în apa pură, stabilite în condiții de echilibru cu aerul atmosferic saturat în vapori de apă, precum şi în condiții standard de presiune atmosferică (760 mm Hg), variază în funcție de temperatură.

Apele care conțin cantitățile de oxigen indicate în tabele specifice [4], se numesc *ape saturate cu oxigen*, cele care conțin cantități mai mari decât valorile indicate se numesc *ape suprasaturate cu oxigen*, iar cele care conțin cantități mai mici decât valorile indicate se numesc *ape subsaturate cu oxigen*.

Apele din bazinul hidrografic de suprafață conțin de regulă cantități mai mici de oxigen dizolvat decât limita de saturație, datorită conținutului lor în substanțe organice, mai ales în apropierea centrelor populate. Totuşi, la o anumită distanță de centrele populate, cantitatea de oxigen din ape creşte, datorită diminuării încărcării cu impurități organice, prin fenomenul natural de autoepurare, şi în această situație apele tind din nou să se satureze cu oxigen din aerul atmosferic.

Se poate menționa că şi apele naturale care conțin cantități semnificative de săruri dizolvate prezintă limite de saturare cu oxigen mai mici decât cele ale apelor naturale pure.

The lack of oxygen quantity missing to a water in order to achieve the saturation value is called *oxygen deficiency.*

By knowing water oxygen deficiency it can be appreciated both the state of pollution of natural waters and efficiency of biological treatment of wastewater treatment.

The process of water aeration is quantified by *oxygenation capacity* [5].

Cantitatea de oxigen care lipseşte unei ape pentru a atinge valoarea de saturare se numeşte *deficit de oxigen*.

Prin cunoaşterea deficitului de oxigen din apă se poate aprecia atât starea de impurificare a apelor naturale, cât şi eficiența procesului de epurare biologică din stațiile de epurare.

Mărimea care cuantifică cantitativ procesul de aerare a apei este *capacitatea de oxigenare* [5].

MATERIALS AND METHODS

There are two methods for determining the oxygenation capacity of a system: unsteady state method and steady state method. *The steady state method* is based on implementation of a biological process in an activated sludge aeration tank (bioreactor), in which all state parameters of process remain constant and introducing continuously a certain amount of oxygen so as to maintain a constant level of dissolved oxygen (between 1-2 mg/l). This method is more accurate and more difficult to apply in practice [6]. *The unsteady state method* is much simpler to perform, and its equally accurate and reliable. The principle of this method is the following: a gas forming part of an atmosphere in contact with a liquid in which it is soluble will pass into solution up to the point at which the concentration of the gas in the liquid is in equilibrium with the concentration of the gas in the atmosphere.

The equilibrium point is determined by the *coefficient of absorption Ks,* which is the value of the concentration of the gas in the liquid when the atmosphere is composed entirely of the gas under consideration [5].

MATERIALE ŞI METODE

Pentru determinarea capacității de oxigenare a unui sistem se folosesc două tipuri de metode experimentale: metoda de determinare a capacității de oxigenare în condiții stabile şi metoda de determinare a capacității de oxigenare în condiții instabile. *Metoda de determinare a capacității de oxigenare în condiții stabile* se bazează pe realizarea unui proces biologic într-un bazin de aerare cu nămol activ (bioreactor), la care se mențin constanți toți parametrii de stare ai procesului, introducându-se permanent în bioreactor o anumită cantitate de oxigen astfel încât în bazin să se mențină constant nivelul oxigenului dizolvat (între 1-2 mg/l). Această metodă este mai precisă, dar şi mai greu de aplicat în practică [6]. *Metoda de determinare a capacității de oxigenare în condiții instabile* este o metodă mult mai simplu de aplicat, şi care dă rezultate având o acuratețe aproximativ similară. Principial, metoda se bazează pe faptul că un anumit gaz component al unei atmosfere care se găseşte în contact cu un lichid în care gazul este solubil, se va dizolva în lichid (formând cu acesta o soluție) până la nivelul la care concentrația gazului în lichid este în echilibru cu concentrația gazului în atmosferă.

Nivelul de echilibru este determinat *de coeficientul de absorbție Ks*, care reprezintă valoarea concentrației gazului în lichid, atunci când atmosfera este alcătuită în întregime din gazul considerat [5].

$$K_s = \frac{\ln D_{t1} - \ln D_{t2}}{t_2 - t_1} = \frac{2{,}303 \cdot (\log D_{t1} - \log D_{t2})}{t_2 - t_1} \qquad (1)$$

where: K_s – coefficient of absorption, which in experiment of this sort, is conveniently expressed in [h^{-1}];
D_{t1}, D_{t2} [mg/l] – two selected readings of oxygen deficit concentration in fluid;
t_1, t_2 [h] – corresponding values of time to achieve adequate oxygen deficits D_{t1}, D_{t2}.

The oxygen deficit, D_t, dissolved in water, at time t, is defined as the difference between the oxygen saturation concentration, C_s [mg/l], at temperature of experiment and effective concentration of oxygen C_t [mg/l] dissolved in water at the considered time.

în care: K_s – coeficient de absorbție, care în astfel de experimente, se exprimă convențional în [h^{-1}];
D_{t1}, D_{t2} [mg/l] – două valori selectate din înregistrările deficitului de oxigen dizolvat în apă;
t_1, t_2 [h]- momentele de timp corespunzătoare atingerii deficitelor de oxigen D_{t1}, D_{t2}.

Deficitul D_t de oxigen dizolvat în apă, la un moment dat t, se defineşte ca fiind diferența dintre concentrația C_s [mg/l] de saturație cu oxigen a apei, corespunzătoare temperaturii la care are loc procesul în momentul de timp considerat, şi concentrația C_t [mg/l] efectivă de oxigen dizolvat în apă la momentul de timp considerat.

$$D_t = C_s - C_t \qquad (2)$$

The oxygenation capacity R of a system is defined as the rate of absorption of oxygen during the aeration process of completely de-oxygenated water. The oxygenation capacity is determined by the following relation:

Capacitatea de oxigenare R a unui sistem de aerare este definită ca fiind intensitatea de absorbție a oxigenului în timpul procesului de aerare a unei ape inițial complet lipsită de oxigen dizolvat. Capacitatea de oxigenare se determină cu următoarea relație:

$$R = 10^{-3} \cdot K_s \cdot F \cdot C_{s(10)} \cdot V \qquad (3)$$

where: R [g/h] - the oxygenation capacity of water;
K_s [h^{-1}] - coefficient of absorption;
F – temperature correction factor;
$C_{s(10)}$ [mg/l]- oxygen saturation concentration at 10ºC;
V [l] – the volume of liquid in the system.

Algorithm and calculation program

For processing the experimental data obtained in laboratory experiment, we used an algorithm whose structural scheme is shown in Figure 1.

în care: R [g/h] - capacitatea de oxigenare a apei;
K_s [h^{-1}]– coeficient de absorbție;
F - factorul de corecție în funcție de temperatură;
$C_{s(10)}$ [mg/l]- concentrația de oxigen în apă la saturație, la temperatura de 10ºC;
V [l]- volumul de apă supus aerării.

Algoritmul şi programul de calcul

Pentru procesarea datelor experimentale obținute în experimentul de laborator, s-a utilizat un algoritm de calcul a cărui schemă structurală este prezentată în Figura 1.

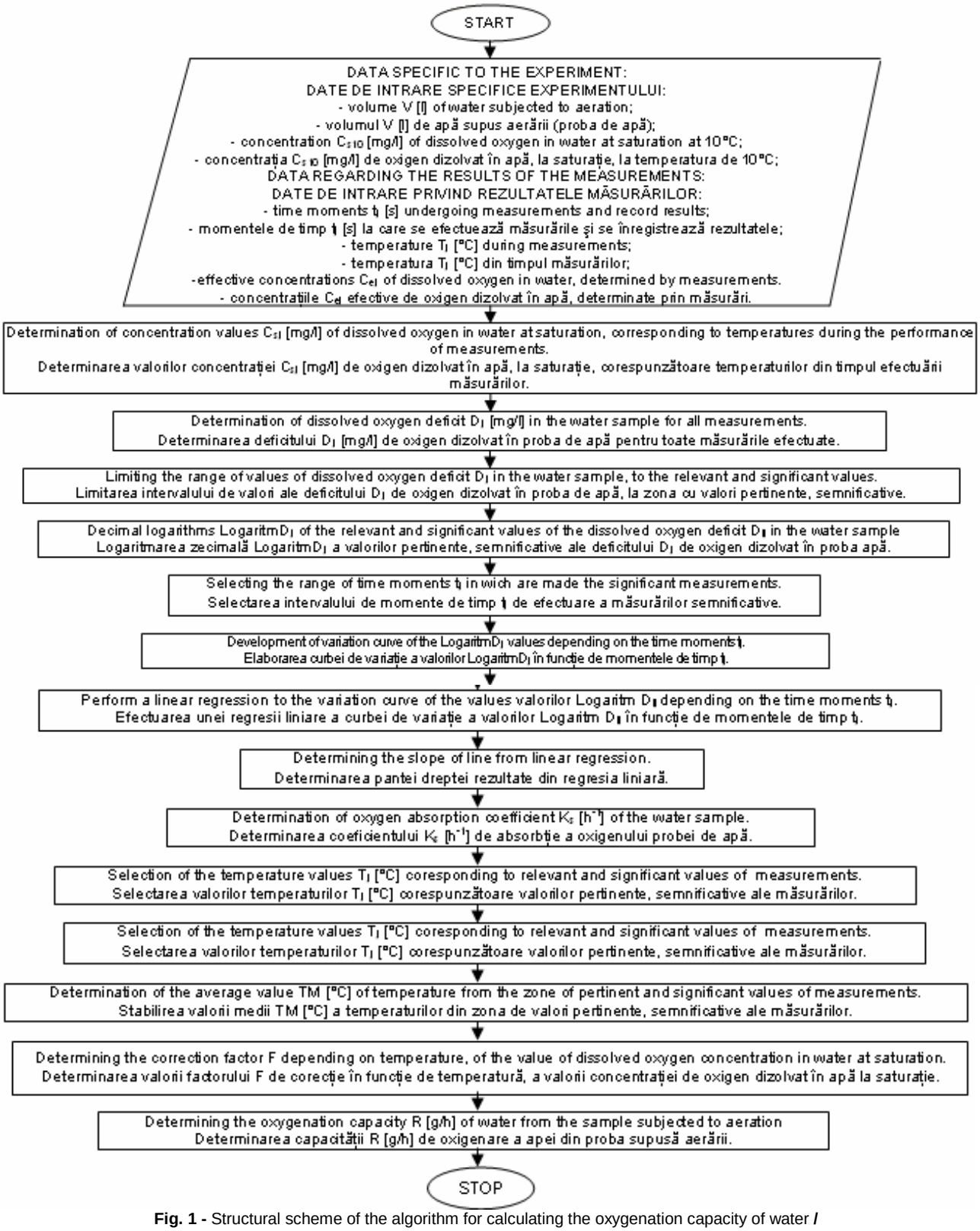


Fig. 1 - Structural scheme of the algorithm for calculating the oxygenation capacity of water **/**
Schema structurală a algoritmului de calcul pentru capacitatea de oxigenare a apelor.

RESULTS

Based on previously presented algorithm, was developed a calculation program in MathCad programming software which is shown in Figure 2 .

REZULTATE

Pe baza algoritmului prezentat anterior a fost conceput un program de calcul în mediul de programare MathCad care este prezentat în Figura 2.

CALCULUS PROGRAM OF THE OXYGEN ABSORPTION COEFFICIENT *Ks* AND WATER OXYGENATION CAPACITY *R*
PROGRAM DE CALCUL ALE COEFICIENTULUI DE ABSORPTIE *Ks* SI CAPACITATII DE OXIGENARE *R* ALE APEI

The volume V [l] of water submitted to the aeration durring the experiment (water sample).
Volumul V [l] de apă supus aerării în timpul experimentului (proba de apă).

$V := 20$

The saturation concentration Cs10 [mg/l] of disolved oxygen in water, at 10ºC temperature.
Concentratia Cs10 [mg/l] de oxigen dizolvat în apă la saturatie, la temperatura de 10 ºC.

$Cs10 := 11.3$

The elaboration of the input data matrix DI concerning the measurments, with 3 rows and j columns, whereat:
- on the row 0, there are written the moments (of time) tj [h] when the measurments are effectuated and registered their results, noted as DI 0,j;
- on the row 1, there are written the water sample temperatures Tj [ºC] durring the measurments, noted as DI 1,j;
- on the row 2, there are written the effective disolved oxygen concentrations Cej [mg/l] of the water sample, durring the measurments, noted as DI 2,j;

Se întocmeste matricea DI a datelor de intrare privitoare la măsurări, cu 3 linii si j coloane , la care:
- pe linia 0 sunt trecute momentele de timp tj [h] la care se efectuează măsurările si se înregistrează rezultatele acestora, notate cu DI 0,j;
- pe linia 1 sunt trecute valorile temperaturilor Tj [ºC] ale apei din timpul măsurărilor, notate cu DI 1,j;
- pe linia 2 sunt trecute valorile concentratiei Cej [mg/l] efective de oxigen dizolvat în apă din timpul măsurărilor, notate cu DI 2,j;

$$DI := \begin{pmatrix} 0 & 0.033 & 0.067 & 0.1 & 0.133 & 0.167 & 0.2 & 0.233 & 0.267 & 0.3 & 0.333 \\ 16 & 16.1 & 16.1 & 16.1 & 16.1 & 16.2 & 16.2 & 16.2 & 16.3 & 16.3 & 16.3 \\ 0 & 0.08 & 0.1 & 1.28 & 3.63 & 6.05 & 8.51 & 9.86 & 9.88 & 10 & 11.36 \end{pmatrix}$$

wherein, with j is noted the number of measurments effectuated durring the experiment, which corresponds to the number of columns of the matrix DI.
în care cu j se notează numărul de măsurări care se efectuează în timpul experimentului, care corespunde numărului de coloane ale matricei DI.

$j := 0..10$

The determination of the values of the saturation concentration Csj [mg/l] of disolved oxygen in water,corresponding at the temperatures of the measurments.
Se determină valorile concentratiei Csj [mg/l] de oxigen dizolvat în apă la saturatie, în functie de temperaturile din timpul măsurărilor.

$$Cs_j := 14.543019 - 0.38726214 \cdot DI_{1,j} + 0.0074285729 \left(DI_{1,j}\right)^2 - 7.4271576 \cdot 10^{-5} \left(DI_{1,j}\right)^3 + 0.056184174 \cdot e^{-DI_{1,j}}$$

$$Cs = \begin{pmatrix} 9.944 \\ 9.924 \\ 9.924 \\ 9.924 \\ 9.924 \\ 9.903 \\ 9.903 \\ 9.903 \\ 9.883 \\ 9.883 \\ 9.883 \end{pmatrix}$$

The determination of the values of the deficit Dtj [mg/l]of disolved oxygen in the water sample, for all the effectuated measurments.
Se determină valorile deficitului Dtj [mg/l] de oxigen dizolvat în proba de apă, pentru toate măsurările efectuate;

$$Dt_j := Cs_j - DI_{2,j}$$

$$Dt = \begin{pmatrix} 9.944 \\ 9.844 \\ 9.824 \\ 8.644 \\ 6.294 \\ 3.853 \\ 1.393 \\ 0.043 \\ 0.003 \\ -0.117 \\ -1.477 \end{pmatrix}$$

The limitation of the range of values of the deficit Dtj [mg/l]of disolved oxygen in the water sample, to the zone of relevant, significant values.
Se limitează intervalul de valori ale deficitului Dtj [mg/l] de oxigen dizolvat în proba de apă, la zona de valori pertinente, semnificative.

$jmax := 6$

$j := 0..jmax$

The considered relevant, significant values of the deficit Dtj [mg/l]of disolved oxygen in the water sample, noted as Dtsemnj [mg/l], are the following:
Valorile pertinente, semnificative ale deficitului Dtj de oxigen dizolvat în proba de apă, notate cu Dtsemnj [mg/l] luate în considerare sunt următoarele:

$$Dtsemn_j := Dt_j$$

$$Dtsemn = \begin{pmatrix} 9.944 \\ 9.844 \\ 9.824 \\ 8.644 \\ 6.294 \\ 3.853 \\ 1.393 \end{pmatrix}$$

The determination of the decimal logarithm values of Dtsemnj, noted as LogaritmDtj:
Se determină valorile logaritmilor zecimali ai Dtsemnj, notate cu LogaritmDtj :

$$LogaritmDt_j := \log\left(Dtsemn_j\right)$$

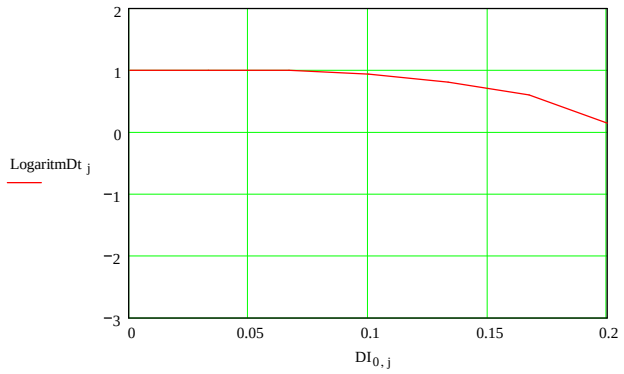
$$LogaritmDt = \begin{pmatrix} 0.998 \\ 0.993 \\ 0.992 \\ 0.937 \\ 0.799 \\ 0.586 \\ 0.144 \end{pmatrix}$$

The elaboration of the vector t of moments (of time), significant regarding the measurments.
Se întocmeste vectorul t de momente de timp semnificative din punct de vedere al măsurărilor.

$t_j := DI_{0,j}$

$$t = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.033 \\ 0.067 \\ 0.1 \\ 0.133 \\ 0.167 \\ 0.2 \end{pmatrix}$$

The graphical representation of the variation curve of LogaritmDtj values depending on the moments (of time) tj.
Se reprezintă grafic curba de variatie a valorilor LogaritmDtj în functie de momentele de timp tj.



The application of o linear regresion to the variation curve of LogaritmDtj values depending on the moments (of time) tj, in order to determinate the slope of the regresion line.
Se efectueazã o regresie liniarã a curbei de variatie a valorilor LogaritmDtj în functie de momentele de timp tj, în scopul determinării pantei dreptei de regresie

Panta := slope (t, LogaritmDt) Panta = −3.82

The correlation index square R of the linear regresion has the following value:
Indicele de corelatie R pătrat al regresiei liniare are următoarea valoare:

Rpatrat := corr(t, LogaritmDt)^2 Rpatrat = 0.752

The determination of the water sample coefficient Ks [1/h] of oxygen absorption.
Se determinã coeficientul Ks [1/h] de absorptie a oxigenului în proba de apã.

Ks := −2.303 · Panta Ks = 8.799

The elaboration of the vector T of the relevant measurments temperatures and the calculation of the average value of the temperatures Tj, in order to determine the temperature correction factor F.
Se întocmeste vectorul T al valorilor temperaturilor corespunzãtoare mãsurãrilor pertinente si se calculeazã valoarea medie a temperaturilor Tj, în scopul determinării factorului F de corectie în functie de temperaturã.

$T_j := DI_{1,j}$

$$T = \begin{pmatrix} 16 \\ 16.1 \\ 16.1 \\ 16.1 \\ 16.1 \\ 16.2 \\ 16.2 \end{pmatrix}$$

TM := mean(T) TM = 16.114

The determination of the temperature correction factor F, for the value of the saturation concentration of disolved oxygen in water, at 10ºC temperature .
Se determinã factorul F de corectie în functie de temperaturã, a valorii concentratiei de oxigen dizolvat în apã la saturatie la temperatura de 10 ºC.

$F := 1.2869269 - 0.034254098 \cdot TM + 0.00065647281 \cdot TM^2 - 6.5576062 \cdot 10^{-6} \cdot TM^3 + 0.0050019708 \cdot e^{-TM}$ F = 0.878

The determination of the water sample oxigenation capacity R [g/h].
Se determinã capacitatea R [g/h] de oxigenare a apei supuse aerãrii .

$R := 10^{-3} \cdot Ks \cdot F \cdot Cs10 \cdot V$ R = 1.746

Fig. 2 - The program for calculating the oxygenation capacity of water ***/***
Program pentru calculul capacității de oxigenare a apelor

CONCLUSIONS

The algorithm was developed in order to perform related computations processing results in laboratory experiments for determining the capacity of water oxygenation in a quick and convenient way.

The algorithm allows obtaining the values of the capacity of water oxygenation, which is subjected to treatment in a very short time. In this way, it is possible to determine the capacity of water oxygenation for several types of experiments during a laboratory session. This wouldn't have been possible if the calculations required were carried out on graphic – analytical with hand tools (calculator, graph paper).

It is to be noted that this algorithm is original, designed by the authors in the Department of Biotechnical Systems, in order to improve educational technology used in the laboratory sessions

Aknowlegement

The work has been funded by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labour, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU/107/1.5/S/76903.

REFERENCES

[1] Gafsi M., Kettab A., Benmamar S., Benziada S. (2008) - *Cas d'une Pollution: L'eutrophisation dans les Cours d'Eau*. Algerian Journal of Technologie, Vol.1;

[2] Zic K., Stefan H.G., Ellis C. (1992) - *Laboratory study of water destratification by a bubble plume*. J. Hydraul. Res, vol. 30, no.1;

[3]. Hondzo M., Feyaerts T., Donovan R., O'Connor B.L. (2005) – *Universal scaling of dissolved oxygen distribution at the sediment-water interface: a power law*. Limnology and Oceanography, vol. 50, no.5;

[4]. *** (2005) - *W10 Aeration apparatus – instruction manual, Issue 7* - Armfield Ltd, England, United Kingdom;

[5]. Safta V.V.,Toma Magdalena-Laura, Ungureanu Nicoleta (2012) - *Experiments in water treatment domain* - Editura PRINTECH;

[6]. O'Connor B.L., Hondzo M. (2008) – Dissolved oxygen transfer to sediments by sweep and eject motions in aquatic environments. Limnology and Oceanography, vol. 53, no.2.

CONCLUZII

Algoritmul a fost realizat în scopul efectuării rapide şi comode a calculelor aferente prelucrării rezultatelor obținute în urma experimentelor de laborator pentru determinarea capacității de oxigenare a apei.

Algoritmul permite obținerea valorii capacității de oxigenare a apei supuse tratamentului într-un timp foarte redus, făcând posibilă determinarea valorii capacității de oxigenare a apei pentru mai multe variante de experimente în timpul unei şedinte de laborator, ceea ce nu ar fi fost posibil dacă calculele necesare ar fi fost efectuate grafo – analitic cu mijloace manuale (calculator, hârtie milimetrică).

De menționat faptul că acest algoritm de calcul este original, conceput de către autori în cadrul Departamentului Sisteme Biotehnice, în scopul perfecționării tehnologiei didactice utilizate în orele de laborator.

Mențiune

Rezultatele prezentate în acest articol au fost obținute şi cu sprijinul Ministerului Muncii, Familiei şi Protecției Sociale prin Programul Operational Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/107/1.5/S/76903.

BIBLIOGRAFIE

[1]Gafsi M., Kettab A., Benmamar S., Benziada S. (2008) - *Caz de poluare: eutrofizarea în cursurile de apă*. Algerian Journal of Technologie, Vol.1;

[2] Zic K., Stefan H.G., Ellis C. (1992) – *Studiu de laborator pentru destratificarea apei de o masă de bule* . J. Hydraul. Res, vol. 30, nr.1;

[3]. Hondzo M., Feyaerts T., Donovan R., O'Connor B.L., (2005) – *Scalarea universală a distribuției oxigenului dizolvat la interfața sediment - apă: o regulă puternică*. Limnology and Oceanography 50(5);

[4]. *** (2005) - *W10 Aparat de aerare - manual de instrucțiuni, ediția a 7-a* - Armfield Ltd, Anglia, Regatull Unit al Marii Britanii;

[5]. Safta V.V.,Toma Magdalena-Laura, Ungureanu Nicoleta (2012) - *Experimente în domeniul tratării apelor* - Editura PRINTECH;

[6]. O'Connor B.L., Hondzo M. (2008) – Transferul de oxigen dizolvat la sedimentele din medii acvatice prin acțiuni de curățare şi evacuare. Limnology and Oceanography, vol. 53, nr.2.

ALGORITHM FOR DETERMINATION OF CHARACTERISTIC PARAMETERS OF FILTERING PROCESS IN INCOMPRESSIBLE GRANULAR MATERIAL LAYER
/
ALGORITM PENTRU DETERMINAREA INDICILOR CARACTERISTICI AI PROCESULUI DE FILTRARE PRIN STRAT INCOMPRESIBIL DE MATERIAL GRANULAR

Lect. Ph.D. Eng. Safta V., As. PhD. Stud. Eng. Dilea M., As. PhD Stud. Eng.Constantin G.A.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0724017310; E-mail: saftavictorviorel@yahoo.com

Abstract: *This paper presents the algorithm used to perform related computations processing results in laboratory experiments for determining the characteristic parameters of filtering process in incompressible granular material layer in a quick and convenient way.*

Keywords: *algorithm, program, material layer, filtering process, specific resistances*

INTRODUCTION

Filtration is the separation process of a heterogeneous system liquid – solid in constituent phase with the aid of a porous filter media [1, 2].

The driving force which impose the filtering process is usually the difference between the pressures on free surfaces of heterogeneous systems and filter media. Under the action of driving force the fluid from heterogeneous systems pass through the filter media pores separating as filtered while the solid particles in suspension in heterogeneous environment are retained by the filter media on its surface in particular, but also in its pores. Thus, as the filtering process takes place, on the filter medium surface forms a wet solid particles cake which will act as an additional filter media, its percentage in the filtering process is becoming greater as the thickness increases .

Because of the large number of factors that interfere with filtration process, it is very difficult to develop a mathematical model to simulate the process framework. Therefore, models of filtering process for specific cases were developed. For analysis of more complex cases we started from the basic models which have been developed and completed by results of experimental determinations [1].

MATERIALS AND METHODS

For filtering process, a base case from which it usually goes is filtering through incompressible porous media with incompressible solid particles cake formation, media that exhibit a constant resistance to filtrate passing through them.

In almost all cases the filtrate flow through this media is laminar. Thus, was obtained an equation (Darcy's filter equation) experimentally confirmed, where filtration rate, w_f, is directly proportional to the pressure difference acting as a driving force and inversely proportional to fluid viscosity and the resistances which oppose the filter medium and the solid particles cake at flow of filtrate [1,4]:

Rezumat: *Această lucrare prezintă algoritmul pentru calculele aferente prelucrării rezultatelor obținute în urma experimentelor de laborator pentru determinarea indicilor caracteristici ai procesului de filtrare prin strat incompresibil de material granular.*

Cuvinte cheie: *algoritm, program, material granular, proces de filtrare, rezistențe specifice*

INTRODUCERE

Filtrarea este procesul de separare a unui sistem eterogen lichid – solid în fazele constituente cu ajutorul unui mediu de filtrare poros [1, 2].

Forța motrice care impune procesul de filtrare este de obicei diferența dintre presiunile exercitate pe suprafețele libere ale sistemului eterogen şi ale mediului de filtrare. Sub acțiunea forței motrice lichidul din sistemul eterogen trece prin porii mediului de filtrare separându-se sub formă de filtrat în timp ce particulele solide aflate în suspensie în mediul eterogen sunt reținute de mediul filtrant, pe suprafața sa în special, dar şi în porii săi într-o oarecare măsură. Astfel, pe măsură ce procesul de filtrare are loc, pe suprafața mediului filtrant se formează un strat de precipitat umed care la rândul său va acționa ca un mediu de filtrare suplimentar, ponderea sa în procesul de filtrare fiind din ce în ce mai mare, pe măsură ce grosimea sa creşte.

Datorită numărului foarte mare de factori ce intervin în procesul de filtrare este foarte greu de elaborat un model matematic care să simuleze procesul în cadru general. De aceea, s-au elaborat modele ale procesului de filtrare pentru cazuri particulare elementare. Pentru analiza cazurilor mai complexe s-a plecat de la modelele elementare care au fost dezvoltate şi completate cu rezultatele unor determinări experimentale [1].

MATERIALE ŞI METODE

Pentru procesul de filtrare, un caz de bază de la care se pleacă de regulă îl constituie filtrarea prin medii poroase incompresibile cu formare de precipitat de asemenea incompresibil, medii care opun o rezistență constantă la trecerea filtratului prin ele.

Aproape în toate cazurile curgerea filtratului prin aceste medii este laminară. Pe baza acestui fapt s-a ajuns la o relație (relația lui Darcy) confirmată şi experimental, potrivit căreia viteza w_f de filtrare este direct proporțională cu diferența de presiune care acționează ca forță motrice şi invers proporțională cu vâscozitatea lichidului şi rezistențele pe care le opun mediul de filtrare şi stratul de precipitat la curgerea filtratului [1, 4]:

$$w_f = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\Delta p}{(R_p + R_m)\cdot \eta} \qquad (1)$$

where: $\dot{V} = dV/dt$ [m^3/s] – derived of separately filtrate volume function of time, filtrate flow rate;
A [m^2] – filter area;
Δp [Pa] – differential pressure across the free surfaces of heterogeneous system and the filter media;
R_p [m^{-1}] – the resistance of solid particles cake deposited on the filter surface to the passing filtrate;

în care: $\dot{V} = dV/dt$ [m^3/s] – derivata volumului de filtrat separat în funcție de timp, adică debitul volumic de filtrat separat;
A [m^2] – suprafața mediului de filtrare;
Δp [Pa] - presiunea diferențială care se exercită pe suprafețele libere ale sistemului eterogen şi mediului de filtrare;
R_p [m^{-1}] – rezistența stratului de precipitat depus pe suprafața de filtrare opusă la trecerea filtratului;

R_m [m^{-1}] – the filter media resistance opposed to passing the filtrate;

Taking into account that resistance of the solid particles cake deposited on the filter surface crossing filtrate can be expressed by the following expressions:

R_m [m^{-1}] – rezistența mediului de filtrare opusă la trecerea filtratului;

Ținând seama că rezistența opusă de stratul de precipitat depus pe suprafața de filtrare la trecerea filtratului mai poate fi exprimată cu următoarele expresii [3]:

$$R_p = \alpha \cdot h = \alpha \cdot \frac{c_p}{\rho_p} \cdot \frac{V}{A} = \alpha \cdot y \cdot \frac{V}{A} \qquad (2)$$

where: α [m^{-2}] – specific solid particles cake resistance deposited on the filter surface;
h [m] – filter cake height deposited on the filter surface;
c_p [kg/m^3] – mass concentration of suspension from heterogeneous system;
ρ_p [kg/m^3] – solid particles cake density deposited on the filter surface;
V [m^3] – filtrate volume;
A [m^2] – filter area;
y – solid content of the suspension.
and that the resistance R_m, opposed by the filter medium is usually noted with β [m^{-1}], resulting the following expression known as the fundamental differential equation of filtration through incompressible filter media, with solid particles cake incompressible formation:

în care: α [m^{-2}] – rezistența specifică a stratului de precipitat depus pe suprafața de filtrare;
h [m] – grosimea stratului de precipitat depus pe suprafața de filtrare;
c_p [kg/m^3] – concentrația masică a suspensiilor din sistemul eterogen supus filtrării;
ρ_p [kg/m^3] – densitatea stratului de precipitat depus pe suprafața de filtrare;
V [m^3] – volumul de filtrat separat;
A [m^2] – suprafața mediului de filtrare;
y – fracția volumică a fazei solide din suspensie
şi de faptul că rezistența R_m, opusă de mediul de filtrare la trecerea filtratului, se notează de regulă cu β [m^{-1}], rezultă următoarea expresie cunoscută şi ca ecuația diferențială fundamentală a filtrării prin mediu de filtrare incompresibil, cu formare de strat de precipitat incompresibil:

$$\frac{dV}{A \cdot dt} = \frac{\Delta p}{\left(\alpha \cdot y \cdot \frac{V}{A} + \beta\right) \cdot \eta} \qquad (3)$$

Analysis of the filtration process through incompressible filter media with incompressible solid particles cake formation is done for two particular cases commonly found in liquid suspension filtration practice, namely: if the filtering process takes place under a constant pressure difference (Δp = ct) and if the filtering process takes place with constant filtration rate (w_f = ct), the debit separation of the filtrate is constant ($\dot{V}$ = ct).

If the filtering process takes place with constant filtration rate, respectively constant filtered flow (w_f = ct, respectively $\dot{V}$ = ct) the pressure difference under which the process takes place should increase throughout its duration. In this case the relation 3 can be linearized as:

Analiza procesului de filtrare prin mediu de filtrare incompresibil, cu formare de strat de precipitat incompresibil se face pentru două cazuri particulare elementare, frecvent întâlnite în practica filtrării suspensiilor lichide şi anume: cazul în care procesul de filtrare are loc sub o diferență constantă de presiune (Δp = ct) şi cazul în care procesul de filtrare are loc cu viteză de filtrare constantă (w_f = ct), adică debitul de separare al filtratului este constant ($\dot{v}$ = ct).

În cazul în care procesul de filtrare are loc cu viteză de filtrare constantă, respectiv cu debit de filtrat separat constant (w_f = ct, respectiv $\dot{V}$ = ct) diferența de presiune sub care se desfăşoară procesul va trebui să crească pe toată durata sa. În acest caz relația 3 poate fi liniarizată sub forma:

$$\Delta p = \frac{\eta \cdot y \cdot \dot{V} \cdot \alpha}{A^2} \cdot V + \frac{\eta \cdot \dot{V} \cdot \beta}{A} \qquad (4)$$

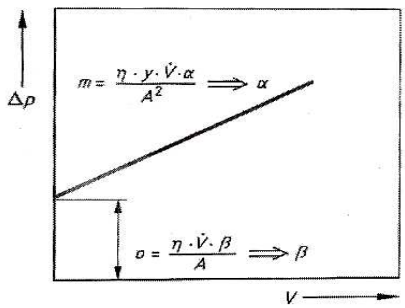


Fig. 1 – Filtration at constant filtrate flow rate / *Filtrare la debit constant de filtrat*

If the function Δp = f(V) is plotted, result a straight line (Figure 1) characterized by the slope and ordinate interval at the origin. Determining the values of the slope and ordinate interval of the line drawn on experimental basis, we can determine α and β resistance values opposed by precipitate layer formed on the surface during filtration process, respectively filtrate medium, which are constant values and are the main indices of the filtration process under constant filtration rate, respectively constant filtered flow to a certain suspension and a filter media.

If the filtering process takes place under a constant

Dacă se reprezintă grafic funcția Δp = f(V) rezultă o dreaptă (Figura 1) [5] caracterizată de panta sa şi de ordonata la origine. Determinându-se valorile pantei şi ordonatei la origine ale dreptei construite pe baze experimentale, se pot determina valorile rezistențelor α şi β pe care le opun stratul de precipitat format pe suprafața de filtrare în timpul procesului, respectiv mediul filtrant la trecerea filtratului, care sunt valori constante şi se constituie în indicii principali ai procesului de filtrare la viteză de filtrare, respectiv debit de separare a filtratului constante pentru o anumită suspensie şi un anumit mediu de filtrare.

În cazul în care procesul de filtrare are loc sub o diferență

pressure difference (Δp = ct), filtration rate wf (filtrate volume) decreases as the process takes place. In this case the relation 3 can be linearized as:

constantă de presiune (Δp = ct), viteza de filtrare w_f (adică debitul $\dot{V}$ de filtrat separat) scade pe măsură ce procesul se desfăşoară. În acest caz relația 3 poate fi liniarizată sub forma:

$$\frac{1}{\dot{V}} = \frac{\eta \cdot \alpha \cdot y}{2 \cdot A^2 \cdot \Delta p} \cdot V + \frac{\eta \cdot \beta}{A \cdot \Delta p} \qquad (5)$$

Algorithm and calculation program

For processing the experimental data obtained in laboratory experiments, we used an algorithm whose structural scheme is shown in Figure 2.

Algoritmul şi programul de calcul

Pentru procesarea datelor experimentale obținute în experimentul de laborator, s-a utilizat un algoritm de calcul a cărui schemă structurală este prezentată în Figura 2.

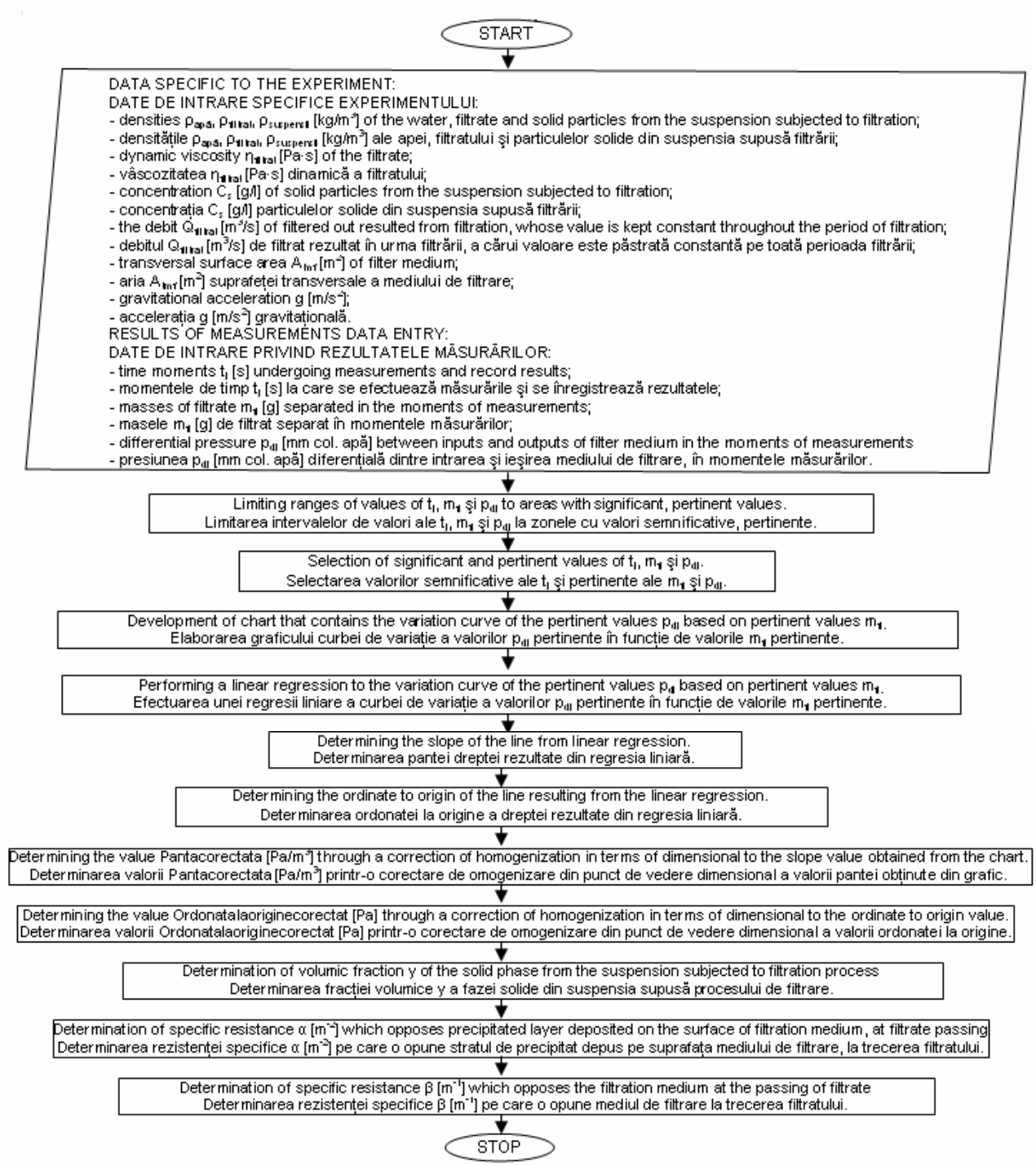


Fig.2 - Structural scheme of the algorithm for determination of characteristic indices of the filtration process / Schema structurală a algoritmului de calcul pentru determinarea indicilor caracteristici ai procesului de filtrare.

RESULTS

Based on previously presented algorithm, was developed a calculation program in MathCad programming software which is shown in Figure 3.

REZULTATE

Pe baza algoritmului prezentat anterior a fost conceput un program de calcul în mediul de programare MathCad care este prezentat în figura 3.

CALCULUS PROGRAM OF THE FILTRATION PROCESS PARAMETERS OF A AQUEOUS SUSPENSION THROUGH AN INCOMPRESSIBLE MEDIUM WITH INCOMPRESSIBLE SOLID PARTICLES CAKE FORMATION
PROGRAM DE CALCUL AL PARAMETRILOR PROCESULUI DE FILTRARE A UNEI SUSPENSII APOASE PRIN MEDIU INCOMPRESIBIL CU FORMARE DE STRAT DE PRECIPITAT INCOMPRESIBIL

The density ρapa [kg/mc] of the water at the environmental temperature during the experiment.
Densitatea ρapa [kg/mc] apei la temperatura mediului ambiant din timpul experimentului. $\rho apa := 998$

The density ρfiltrat [kg/mc] of the filtrate resulted from the aqueous suspension filtration at the environmental temperature.
Densitatea ρfiltrat [kg/mc] filtratului rezultat din filtrarea emulsiei apoase la temperatura mediului ambiant. $\rho filtrat := 998$

The density ρparticule [kg/mc] of the aqueous suspension solid particles (calcium acid carbonate).
Densitatea ρparticule [kg/mc] particulelor solide din suspensia apoasă (carbonat acid de calciu). $\rho particule := 2710$

The dynamic viscosity ηfiltrat [Pa.s] of the filtrate at the environmental temperature during the experiment .
Vascozitatea ηfiltrat [Pa.s] dinamică a filtratului la temperatura mediului ambiant din timpul experimentului. $\eta filtrat := 1.002 \cdot 10^{-3}$

The concentration Cs [g/l] of solid particles from the aqueous suspension subjected to the filtration process.
Concentratia Cs [g/l] de particule solide din suspensia apoasă supusă procesului de filtrare. $Cs := 59$

The volumetric flow Qfiltrat [mc/s] of filtrate, kept constant during the experiment.
Debitul volumic Qfiltrat [mc/s] de filtrat, păstrat constant în timpul experimentului. $Qfiltrat := 1.67 \cdot 10^{-6}$

The area Atmf [mp] of the transversal surface of the filtration medium.
Aria Atmf [mp] suprafetei transversale a mediului de filtrare $Atmf := 1.11 \cdot 10^{-3}$

The gravity aceeleration g [m/sp].
Acceleratia g [m/sp] gravitationala. $g := 9.81$

The elaboration of the input data matrix DI concerning the measurments, with 3 rows and 25 columns, whereat:
- on the row 0, there are written the moments (of time) tj [h] when the measurments are effectuated and registered their results, noted as DI 0,j;
- on the row 1, there are written the filtrate mass mfj [g] separated in the measurment moments, noted as DI 1,j;
- on the row 2, there are written the differential pressures pdj [mm water col.] , between the entrance and the exit of the filtration medium , in the measurment moments noted as DI 2,j

Se întocmeste matricea DI a datelor de intrare privitoare la măsurări, cu 3 linii si 25 coloane , la care:
- pe linia 0 sunt trecute momentele de timp tj [s] la care se efectuează măsurările si se înregistrează rezultatele acestora, notate cu DI 0,j;
- pe linia 1 sunt trecute valorile masei mf j [g] filtratului separat în momentele măsurărilor, notate cu DI 1,j;
- pe linia 2 sunt trecute valorile presiunii pdj [mm col. apă] diferentiale dintre intrarea si iesirea mediului de filtrare, în momentele măsurărilor, notate cu DI 2,j;

$$DI := \begin{pmatrix} 30 & 60 & 90 & 120 & 150 & 180 & 210 & 240 & 270 & 300 & 330 & 360 & 390 & 420 & 450 & 480 & 510 & 540 & 570 & 600 & 630 & 660 & 690 & 720 & 750 \\ 39 & 82 & 125 & 165 & 208 & 250 & 294 & 337 & 380 & 420 & 470 & 512 & 560 & 606 & 650 & 691 & 738 & 775 & 825 & 870 & 916 & 960 & 1005 & 1048 & 1089 \\ 140 & 155 & 160 & 168 & 179 & 185 & 191 & 191 & 197 & 199 & 209 & 220 & 217 & 215 & 225 & 222 & 232 & 236 & 243 & 250 & 245 & 275 & 300 & 307 & 300 \end{pmatrix}$$

wherein, with j is noted the number of measurments effectuated durring the experiment, which corresponds to the number of columns of the matrix DI.
în care cu j se notează numărul de măsurări care se efectuează în timpul experimentului, care corespunde numărului de coloane ale matricei DI;

The limitation of the range of the moments of time tj to the zone with significant values (when can be measured relevant values of the filtrate mass mfj and differential pressure pdj).
Se limitează intervalul de momente de timp tj la zona de momente semnificative (când se pot măsura si înregistra valori pertinente ale masei de filtrat mfj si presiunii diferentiale pdj).

$j := 0..24$

The elaboration of the vector t of moments of time, significant regarding the measurments and of the vectors mf and pd of relevant values of the separated filtrate mass, and respectively, of the differential pressure between the entrance and the exit of the filtration medium .
Se întocmesc vectorul t de momente de timp semnificative din punct de vedere al măsurărilor si vectorii mf si pd de valori pertinente ale masei de filtrat separate, respectiv ale presiunii diferentiale dintre intrarea si iesirea mediului de filtrare;

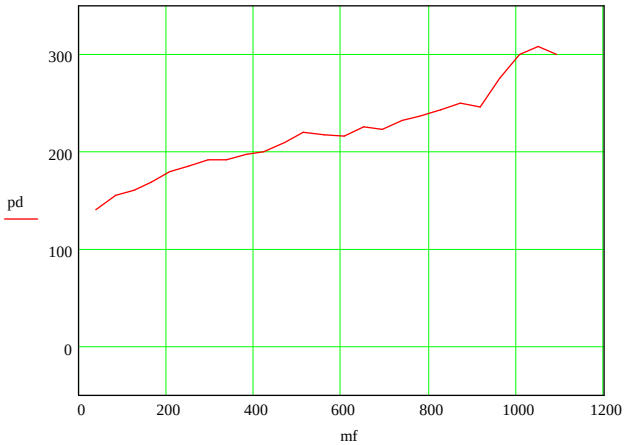
$t_j := DI_{0,j}$

$mf_j := DI_{1,j}$

$pd_j := DI_{2,j}$

$$t = \begin{pmatrix} 30 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 150 \\ 180 \\ 210 \\ 240 \\ 270 \\ 300 \\ 330 \\ 360 \\ 390 \\ 420 \\ 450 \\ 480 \\ 510 \\ 540 \\ 570 \\ 600 \\ 630 \\ 660 \\ 690 \\ 720 \\ 750 \end{pmatrix} \quad mf = \begin{pmatrix} 39 \\ 82 \\ 125 \\ 165 \\ 208 \\ 250 \\ 294 \\ 337 \\ 380 \\ 420 \\ 470 \\ 512 \\ 560 \\ 606 \\ 650 \\ 691 \\ 738 \\ 775 \\ 825 \\ 870 \\ 916 \\ 960 \\ 1.005\times 10^{3} \\ 1.048\times 10^{3} \\ 1.089\times 10^{3} \end{pmatrix} \quad pd = \begin{pmatrix} 140 \\ 155 \\ 160 \\ 168 \\ 179 \\ 185 \\ 191 \\ 191 \\ 197 \\ 199 \\ 209 \\ 220 \\ 217 \\ 215 \\ 225 \\ 222 \\ 232 \\ 236 \\ 243 \\ 250 \\ 245 \\ 275 \\ 300 \\ 307 \\ 300 \end{pmatrix}$$

The graphical representation of the variation curve of pdj values depending on the correspondant mfj values.
Se reprezintă grafic curba de variatie a valorilor pdj în functie de valorile mfj corespunzătoare.



The application of o linear regression to the variation curve pdj values depending on the mfj values, in order to determinate the slope Panta [mm col.apă/g] (noted as m in the explicative graph) and the ordinate interval Ordonatalaorigine [mm col.apă] (noted as o in the explicative graph)of the regresion line.
Se efectuează o regresie liniară a curbei de variatie a valorilor pdj în functie de mfj, în scopul determinării pantei Panta [mm col.apă/g] (notată cu m în graficul explicativ) si ordonatei la origine Ordonatalaorigine [mm col.apă] (notată cu o în graficul explicativ) ale dreptei de regresie

$Panta := slope(mf, pd)$ $\qquad Panta = 0.135$

$Ordonatalaorigine := intercept(mf, pd)$ $\qquad Ordonatalaorigine = 142.948$

The correlation index square R of the linear regression has the following value:
Indicele de corelatie R pătrat al regresiei liniare are următoarea valoare:

$Rpatrat := corr(mf, pd)^2$ $\qquad Rpatrat = 0.944$

The effectuation of a dimensional homogenizating correction of the regresion line slope, noted as Pantacorectata [Pa/mc].
Se efectuează o corectie de omogenizare din punct de vedere dimensional a pantei dreptei de regresie, notată cu Pantacorectata [Pa/mc].

$Pantacorectata := Panta \cdot g \cdot \rho apa \cdot \rho filtrat$ $\qquad Pantacorectata = 1.316 \times 10^{6}$

The effectuation of a dimensional homogenizating correction of the regresion line ordinate interval, noted as Ordonatalaoriginecorectata [Pa].
Se efectuează o corectie de omogenizare din punct de vedere dimensional a ordonatei la origine a dreptei de regresie, notată cu Ordonatalaoriginecorectata [Pa].

$Ordonatalaoriginecorectata := 10^{-3} Ordonatalaorigine \cdot g \cdot \rho apa$ $\qquad Ordonatalaoriginecorectata = 1.4 \times 10^{3}$

The determination of the volumic fraction y of the solid phase of the the aqueous suspension submitted to the filtration process, in order to calculate the specific resistance α.
Se determină fractia volumică y a fazei solide din suspensia apoasă supusă procesului de filtrare, în scopul calculării rezistentei specifice α.

$y := \frac{Cs}{\rho particule}$ $\qquad y = 0.022$

The determination of the specific resistance α [1/mp] opposed by the cake formed on the surface of the filtration medium at the filtrate passage.
Se determină rezistenta specifică α [1/mp] pe care o opune stratul de precipitat depus pe suprafata mediului de filtrare la trecerea filtratului

$\alpha := \frac{Pantacorectata \cdot Atmf^2}{\eta filtrat \cdot y \cdot Qfiltrat}$ $\qquad \alpha = 4.45 \times 10^{10}$

The determination of the specific resistance β [1/m] opposed by the filtration medium at the filtrate passage.
Se determină rezistenta specifică β [1/m] pe care o opune mediul de filtrare la trecerea filtratului

$\beta := \frac{Ordonatalaoriginecorectata \cdot Atmf}{\eta filtrat \cdot Qfiltrat}$ $\qquad \beta = 9.284 \times 10^{8}$

Fig. 3 – Program for calculating characteristic indices of the filtration process. /
Program de calcul pentru determinarea indicilor caracteristici ai procesului de filtrare

CONCLUSIONS

The algorithm was developed in order to perform related computations processing results in laboratory experiments for determining the characteristic parameters of filtering process in incompressible granular material

CONCLUZII

Algoritmul a fost realizat în scopul efectuarii rapide şi comode a calculelor aferente prelucrării rezultatelor obţinute în urma experimentelor de laborator pentru determinarea indicilor caracteristici ai procesului de filtrare

layer in a quick and convenient way.

The algorithm allows obtaining the values of characteristic parameters of filtering process, α (the specific resistivity of the deposit layer deposited on the filter surface opposite to the passage of filtrate), respectively β (the resistivity of filter media opposite the filtrate passing) in a very short time. This wouldn't have been possible if the calculations required were carried out on graphic – analytical with hand tools (calculator, graph paper).

It is to be noted that this algorithm is original, designed by the authors in the Department of Biotechnical Systems, in order to improve educational technology used in the laboratory sessions.

Aknowlegement

The work has been funded by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labour, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU/107/1.5/S/76903.

REFERENCES

[1]. Safta V.V., Toma M. L., Ungureanu N. (2012) - *Experiments in water treatment domain* - Editura PRINTECH;
[2]. Gösele W., Alt C. (2000) – *Filtration*, Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry;
[3]. Soare S. (1979) – *Hydrodynamic processes,* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[4]. Rushton A., Ward A.S., Holdich R.G. (1996) – *Solid – liquid filtration and separation technology,* VCH Publishers, Inc., New York, NY (USA);
[5]. *** (2004) – CE 116 Filtrability index unit –experiment instructions – G.U.N.T Geratebau GmbH, Germania.

prin strat incompresibil de material granular.

Algoritmul permite obținerea indicilor caracteristici ai procesului de filtrare, α (rezistența specifică a stratului de precipitat depus pe suprafața de filtrare opusă la trecerea filtratului), respectiv β (rezistența mediului de filtrare opusă la trecerea filtratului) într-un interval de timp foarte scurt, ceea ce nu ar fi fost posibil dacă calculele necesare ar fi fost efectuate grafo – analitic cu mijloace manuale (calculator, hârtie milimetrică).

De menționat faptul că acest algoritm de calcul este original, conceput de către autori în cadrul Departamentului Sisteme Biotehnice, în scopul perfecționării tehnologiei didactice utilizate în orele de laborator.

Mențiune

Rezultatele prezentate în acest articol au fost obținute şi cu sprijinul Ministerului Muncii, Familiei şi Protecției Sociale prin Programul Operational Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/107/1.5/S/76903.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Safta V.V., Toma M. L., Ungureanu N. (2012) - *Experimente în domeniul tratării apelor* - Editura PRINTECH;
[2].Gösele W., Alt C. (2000) – *Filtrare*, Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry;
[3]. Soare S. (1979) – *Procese hidrodinamice,* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[4]. Rushton A., Ward A.S., Holdich R.G. (1996) – *Filtrarea solid – lichid şi tehnologii de separare,* VCH Publishers, Inc., New York, NY (USA);
[5]. *** (2004) – *CE 116 Indice de unitate al filtrabilității – instrucțiuni experimentale* – G.U.N.T Geratebau GmbH, Germania.

SECTION 4

THE ASYMMETRY COEFFICIENTS - AN EFFICIENT TOOL FOR CHAOS DETECTION. APPLICATIONS TO SOME CONTINUOUS DYNAMICAL SYSTEMS
/
COEFICIENȚII DE ASIMETRIE – UN INSTRUMENT EFICIENT IN DETECTAREA HAOSULUI. APLICAȚII IN CAZUL UNOR SISTEME DINAMICE CONTINUE

Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Deleanu D.
Maritime University Constanta / Romania
Tel: 0241-812079; E-mail: dumitrudeleanu@yahoo.com

Abstract: *The aim of this contribution is to numerically investigate the ability and the efficiency of a new indicator of order and chaos, proposed by Waz et al in 2009, to distinguish between several possible types of orbits in a dynamical system. For this purpose, statistical methods are used. The values of a time dependent function describing the studied motion are recorded in a sequence of time intervals and each of these recordings are considered statistical distributions. The asymmetry coefficients of these distributions are defined and their behavior for ordered and chaotic orbits is analyzed. To demonstrate the usefulness of the asymmetry coefficients we have applied them to the Thomas cyclically symmetric oscillator and to the double pendulum system. The obtained results were compared with those indicated by a consacrated tool, Smaller Alignment Indices, and the conclusions have been summarized. The main observation consists in fact that for an ordered orbit the asymmetry coefficients converged to zero whereas for a chaotic orbit no sign of convergence was observed.*

Keywords: *asymmetry coefficients, continuous dynamical systems, ordered or chaotic orbits*

Rezumat: *Obiectivul acestei lucrări este acela de a investiga numeric capacitatea şi eficacitatea unui nou indicator al teoriei haosului, propus de Waz et al în 2009, de a distinge între posibilele tipuri de traiectorii ale unui sistem dinamic. In acest scop se folosesc metode statistice. Valorile unei funcții dependente de variabila timp, şi care descrie mişcarea studiată, sunt înregistrate într-o secvență de intervale de timp, fiecare din aceste înregistrări fiind privită ca o distribuție statistică. Se definesc coeficienții de asimetrie ai acestor distribuții şi se analizează comportarea lor în cazul traiectoriilor ordonate şi haotice. Pentru a se demonstra utilitatea coeficienților de asimetrie, ei se determină în cazul oscilatorului ciclic simetric Thomas şi al pendulului dublu. Rezultatele obținute au fost comparate cu cele indicate de un instrument consacrat în teoria haosului şi anume „Cel mai mic indice de aliniere" şi au fost formulate concluzii. Observația principală constă în faptul că în cazul unei traiectorii ordonate coeficienții de asimetrie converg la zero pe când în cazul unei traiectorii haotice nu se observă nici o tendință de convergență.*

Cuvinte cheie: *coeficienții de asimetrie, sisteme dinamice continue, traiectorii ordonate sau haotice*

INTRODUCTION

By *dynamical system* we understand any system that evolves in time. Dynamical systems whose behaviour changes continuously in time are mathematically described by a coupled set of first-order autonomous ordinary differential equations, $\frac{d\mathbf{x}}{dt}=\mathbf{F}(\mathbf{x},\boldsymbol{\lambda},t)$ (*). The components of the vector **x** are the dynamical variables of the system, the components of the vector are parameters, and the components of the vector field **F** are the dynamical rules governing the behaviour of the dynamical variables [1].

The *phase space* of a dynamical system is an abstract mathematical space generated by its dynamical variables. A particular state of the dynamical system corresponds to a point in this phase-space. Thus, if vector **x** has *n* components, then the state of the dynamical system at a given instant in time can be represented by a point in the Euclidean space R^n. As the dynamical variables change their values in time, the representative points generates a continuous curve in phase-space, called *orbit* or *trajectory*.

Let $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})$ denotes a solution of the system (*). There are four foundamental types of orbits:

1) *Fixed point* – is a point $\mathbf{x}_0$ such that $\mathbf{f}^t(\mathbf{x}_0)=\mathbf{x}_0$ for all *t*;
2) *Periodic orbit* – is a solution $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})$ such that $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})=\mathbf{f}^{t+T}(\mathbf{x})$ for some fixed constant T > 0 (named *period*) for all *t*;
3) *Quasi-periodic orbit* – is a solution $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})$ that can be represented in the form $\mathbf{H}(\omega_1 t, \omega_2 t,..., \omega_p t)$,

INTRODUCERE

Prin *sistem dinamic* se înțelege orice sistem care se transformă în timp. Sistemele dinamice a căror comportare se schimbă în mod continuu în timp sunt descrise, din punct de vedere matematic, printr-un sistem de ecuații diferențiale ordinare, autonome, de prim ordin, de tipul $\frac{d\mathbf{x}}{dt}=\mathbf{F}(\mathbf{x},\boldsymbol{\lambda},t)$ (*).

Componentele vectorului **x** sunt variabilele dinamice ale sistemului, cele ale vectorului reprezintă parametrii iar componentele vectorului **F** descriu legile dinamice ce guvernează comportarea variabilelor dinamice [1].

Spatiul fazelor sistemului dinamic este un spațiu matematic abstract generat de variabilele sale dinamice. O stare particulară a sistemului dinamic are drept corespondent un punct în planul fazelor. Astfel, dacă vectorul **x** are *n* componente, atunci starea sistemului dinamic la un moment dat poate fi reprezentată printr-un punt în spațiul Euclidean R^n. Deoarece variabilele dinamice îşi schimbă valorile în timp, punctele reprezentative generează o curbă continuă în spațiul fazelor, numită *orbită* sau *traiectorie*.

Să notam cu $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})$ o soluție a sistemului (*). Există patru tipuri fundamentale de orbite şi anume:

1) *Punct fix* – este un punct $\mathbf{x}_0$ astfel ca $\mathbf{f}^t(\mathbf{x}_0)=\mathbf{x}_0$, pentru orice *t*;
2) *Orbită periodică* – este o soluție $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})$ astfel ca $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})=\mathbf{f}^{t+T}(\mathbf{x})$ pentru o anumită constantă T>0 (numită *perioadă*) şi orice *t;*
3) *Orbită cvasi-periodică* – este o soluție $\mathbf{f}^t(\mathbf{x})$ ce poate fi scrisă sub forma $\mathbf{H}(\omega_1 t, \omega_2 t,..., \omega_p t)$,

where **H** is periodic of period 2π in each argument and the incommensurable real numbers $\omega_1, \omega_2, ..., \omega_p$ represent a finite set of base frequencies;

4) *Chaotic orbit* – is a solution of (*) characterized by three properties: i) is a bounded random-like steady-state path distinct from the previous kinds of orbits; ii) it converges to a set in the phase-space, called *strange attractor,* which has a complex (fractal) geometrical structure; iii) it exhibits sensitive dependence to initial conditions (for a formal definition, see [3]).

A long-standing fundamental issue in nonlinear dynamics is to determine whether a orbit is regular or chaotic. This distinction is of great interest because in the case of regular orbits we have predictability in time whereas for chaotic orbits we are unable to predict the time evolution of the dynamical system after a short time period. There are many methods and indicators for chaotic motions. The well-known are the phase space method, the time series method, bifurcation diagram, the Poincare section of surface, frequency-map analysis, Lyapunov-characteristic exponents, and most recently the Fast Lyapunov indicator, the 0-1 test, the Dynamic Lyapunov indicator, and the Smaller alignment index (SALI, for short) [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10]. However, none of the methods has the merits to be beyond any doubt. Most of them, especially the so-called "traditional" tools, work hard in systems with many degrees of freedom, where phase space visualization is no longer easily accessible. The recent tools seem to be more efficient and faster then the older ones, but each of them has its weak points. This is the reason that motivate the researchers in the field to search better methods.

Recently, a new indicator of the chaotic or ordered nature of orbits has been introduced and was applied successfully in the case of the damped driven pendulum, the so-called "Asymmetry coefficients". We have thought that other numerical studies are necessary for a better understanding of the behavior of this indicator so, in the present paper, we applied it to the Thomas cyclically symmetric oscillator and to the double pendulum system.

DEFINITIONS

Asymmetry coefficients

Let $X(t)$ be a function characterizing the motion we are going to analyze. Usually, in practical applications, $X(t)$ is known as a part of the solution of a differential systems of equations or from experimental measurements, so its values are given in a discrete set of points $\{X_i\}$.

Let us define a time-series

$$X_k(t) = \{X(t), t \in (T_0, T_{f_k}) / k = 1,2,..,K\}$$

with a fixed T_0 and $T_{f_1} < T_{f_2} < ... < T_{f_K}$. The terms of the series are treated as statistical distributions. The starting time T_0 and the final one T_{f_K} denote the beginning and the end of the *k*-th distribution $X_k(t)$ and $\Delta T_k = T_{f_k} - T_0$ is its length.

The asymmetry coefficients of the discrete *k*-th distribution X_k are defined as:

unde **H** este periodică de perioadă 2π în fiecare argument iar numerele reale incomensurabile $\omega_1, \omega_2, ..., \omega_p$ reprezintă o mulțime finită de frecvențe de bază;

4) *Orbită haotică* – este o soluție a sistemului (*) avand trei proprietăți: i) este reprezentată printr-o curbă mărginită, cu aspect aleatoriu, distinctă de tipurile mai sus-menționate; ii) converge către o mulțime din spatiul fazelor, numita *atractor straniu*, ce are o structură geometrică complexă (de fractal); iii) prezintă o mare sensibilitae la condițiile inițiale (pentru o definiție formală, vezi [3]).

O problemă fundamentală îndelung dezbatută în dinamica neliniară este aceea de a decide dacă o orbită este regulată sau haotică. Această distincție este de mare interes deoarece în cazul traiectoriilor regulate există predictibilitate în timp pe când în cazul traiectoriilor haotice suntem în imposibilitate de a prezice evoluția sistemului dinamic după un scurt interval de timp. Există astăzi multe metode şi indicatori ai mişcărilor haotice. Cele/cei mai cunoscute/cunoscuți sunt metoda spațiului fazelor, analiza comportării în timp a unei variabile semnificative, diagrama de bifurcație, metoda Poincare a secțiunii, exponenții caracteristici Lyapunov şi, mai recent, indicatorul stabil Lyapunov, testul 0-1, indicatorul dinamic Lyapunov şi Cel mai mic indice de aliniere (SALI, pe scurt) [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10]. Cu toate acestea, nici una dintre metodele mai sus menționate nu are meritul de a fi mai presus de orice dubiu. Cu cele mai multe dintre ele, şi indeosebi cu aşa-numitele instrumente „tradiționale", se lucrează greu în cazul sistemelor având multe grade de libertate deoarece nu poate fi realizată o reprezentare a spațiului fazelor. Instrumentele dezvoltate recent par a fi mai eficiente şi mai rapide decât cele introduse inițial, dar fiecare dintre ele are părțile sale slabe. Acesta este motivul pentru care oamenii de ştiință din domeniu încearcă să găsească metode mai bune.

Recent a fost propus şi aplicat cu succes în cazul pendulului matematic forțat şi cu amortizare un nou indicator numit „Coeficienții de asimetrie". Deoarece am considerat că alte studii numerice sunt necesare pentru o mai buna înțelegere a comportarii acestui indicator, în această lucrare l-am determinat în cazul oscilatorului ciclic simetric Thomas şi al pendulului dublu.

DEFINITII

Coeficienții de asimetrie

Fie $X(t)$ o funcție ce descrie mişcarea ce urmează a fi analizată. De obicei, în aplicațiile practice, $X(t)$ reprezintă o parte a soluției unui sistem de ecuații diferențiale sau rezultă din măsuratori experimentale, astfel încât valorile sale sunt cunoscute într-o mulțime discretă de puncte $\{X_i\}$.

Se consideră şirul de date

$$X_k(t) = \{X(t), t \in (T_0, T_{f_k}) / k = 1,2,..,K\}$$

unde T_0 este fixat iar $T_{f_1} < T_{f_2} < ... < T_{f_K}$. Termenii şirului sunt priviți ca distribuții statistice. Timpii T_0 şi T_{f_K} reprezintă începutul şi sfârşitul distribuției numărul *k*, $X_k(t)$, iar $\Delta T_k = T_{f_k} - T_0$ este lungimea sa.

Coeficienții de asimetrie ai distribuției discrete X_k se definesc după cum urmează:

$$A_q(k, N_k) = S(k, N_k) \cdot \sum_{i=1}^{N_k} \left(X_{t_i^k} + c \right) \left[\frac{t_i^k - M_1(k, N_k)}{\sqrt{M_2(k, N_k) - M_1^2(k, N_k)}} \right]^q \quad (1)$$

$$S(k,N_k)=\left[\sum_{i=1}^{N_k}\left(X_{t_i^k}+c\right)\right]^{-1}, \quad M_n(k,N_k)=S(k,N_k)\cdot\sum_{i=1}^{N_k}\left(X_{t_i^k}+c\right)\cdot\left(t_i^k\right)^n, n\in\{1,2\} \qquad (2)$$

$q=2j+1,\ j=1,2,3,...$, and *c* is a constant. N_k is the number of points in the *k*-th distribution, i.e. $t_i^k=\tau_i$, $i=1,2,...,N_k, k=1,2,...,K$, with $t_1^k=T_0, t_{N_k}^k=T_{f_K}$, $N_1<N_2<...<N_K$. Since T_0 is the same for all *k* the length of the k-th distribution is proportional to N_k.Waz et al [9] shown that the qualitative results are the same for all *c* chosen so $X_k(t)+c\geq 0$. Using the damped driven pendulum, Waz et al demonstrated that for a periodic motion the symmetry coefficients approach 0 while T_f approaches infinity. For a chaotic orbit no regular asymptotic behaviour was observed.

NUMERICAL RESULTS

Thomas cyclically symmetric oscillator

As the first example we get the 3-D autonomous Thomas cyclically symmetric oscillator, whose behavior is described by the next set of differential equations: (3)

$q=2j+1,\ j=1,2,3,...$ iar *c* este o constantă. N_k reprezintă numărul de puncte al distribuției numărul k , adică $t_i^k=\tau_i$, $i=1,2,...,N_k, k=1,2,...,K$, cu $t_1^k=T_0, t_{N_k}^k=T_{f_K}$, $N_1<N_2<...<N_K$. Deoarece T_0 nu depinde de *k* lungimea distribuției numărul k este proporțională cu N_k. Waz et al [9] au evidențiat faptul că rezultatele sunt aceleaşi din punct de vedere calitativ pentru toate valorile *c* care îndeplinesc condiția $X_k(t)+c\geq 0$. Folosind ca model pendulul matematic forțat, cu amortizare, Waz et al au demonstrat că în cazul unei mişcări periodice coeficienții de asimetrie tind spre 0 atunci când T_f tinde spre infinit. În cazul unei mişcări haotice nu s-a sesizat existența nici unei comportări asimptotice.

REZULTATE NUMERICE

Oscilatorul ciclic simetric Thomas

Ca un prim exemplu să considerăm oscilatorul Thomas, tridimensional, autonom, ciclic şi simetric şi a cărui comportare este descrisă de sistemul de ecuații diferențiale: (3)

$$\frac{dx}{dt}=-bx+\sin y,\ \frac{dy}{dt}=-by+\sin z,\ \frac{dz}{dt}=-bz+\sin x \qquad (3)$$

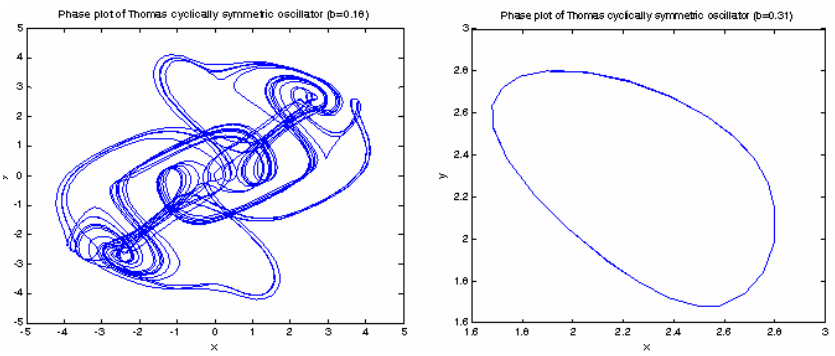
where *b* is a real constant. This system evolves chaotically for $b=0.18$ and regularly (a limit cycle) for $b=0.31$ (see Fig. 1 a, b). SALI plots confirm these evolutions (Fig. 2 a, b). The differential system of equations (3) has been solved numerically with MathLAB environment. The calculations have been performed in equidistant points of the time interval $t\in[0\,s, 400\,s]$. The origin of each distribution corresponds to the initial time $T_0=0$ whereas the final points of the distribution have been selected as $T_{f_k}=0.1\cdot k$, $k=\overline{1,4000}$. The time step on each interval $\lfloor T_0, T_{f_k}\rfloor$ was equal to 0.01 and *c* was fixed at 10 (condition $X_k(t)+c\geq 0$ is fulfilled). In addition, $X(t)=x(t)$.

Figure 3 shows the asymmetry coefficient A_3 as function of time, i.e. the lengths of the distributions. For the periodic orbit the coefficient A_3 converges to 0, after a short transition period. A irregular behaviour of A_3 can be seen for the chaotic orbit.

The qualitative results are the same for the other asymmetry coefficients (A_5, A_7 and so on).

unde *b* este o constantă reală. Acest sistem evoluează haotic pentru $b=0.18$ şi regulat (un ciclu limită) pentru $b=0.31$ (vezi Fig. 1 a, b). SALI confirmă aceste evoluții (Fig. 2 a, b). Sistemul de ecuații diferențiale (3) a fost rezolvat numeric cu ajutorul mediului de programare MathLAB. Calculele au fost făcute în puncte echidistante ale intervalului $t\in[0\,s, 400\,s]$. Originea fiecărei distribuții corespunde momentului $T_0=0$ iar punctele finale ale distribuțiilor au fost alese ca fiind egale cu $T_{f_k}=0.1\cdot k$, $k=\overline{1,4000}$. Pasul temporal în fiecare interval $\lfloor T_0, T_{f_k}\rfloor$ a fost considerat egal cu 0.01 iar valoarea lui *c* a fost fixată la 10 (conditia $X_k(t)+c\geq 0$ este indeplinită). In plus, $X(t)=x(t)$.

Figura 3 prezintă evoluția în timp a coeficientului de asimetrie A_3, adică funcție de lungimile distribuțiilor. Pentru traiectoria periodică A_3 converge către 0, după o scurtă perioadă de tranziție. O comportare neregulată a lui A_3 poate fi sesizată pentru traiectoria haotică. Din punct de vedere calitativ rezultatele sunt aceleaşi şi pentru ceilalți coeficienți de asimetrie (A_5, A_7)



(a) (b)

Fig. 1 – Projection of phase-space onto x-y plane: a) in the chaotic regime; b) in the regular regime / *Proiectia spatiului fazelor pe planul x-y : a) regimul haotic; b) regimul regulat*

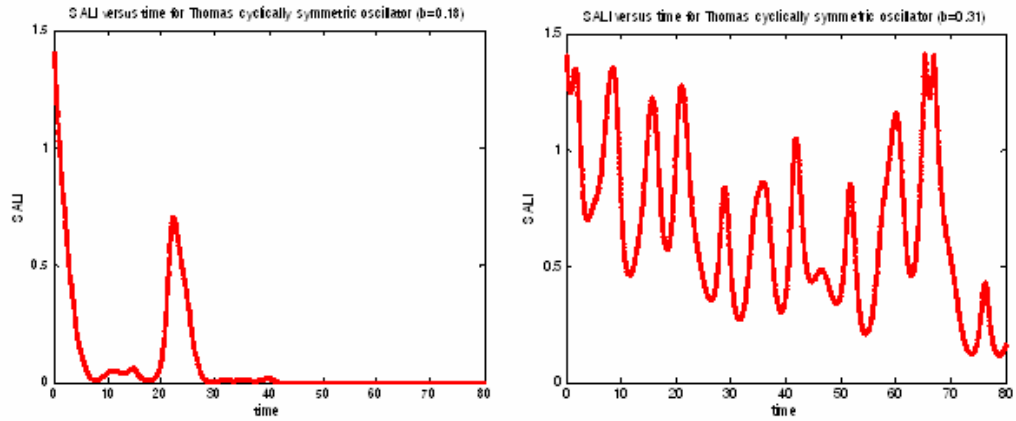


Fig. 2 – SALI plot for Thomas cyclically symmetric oscillator: a) in the chaotic regime; b) in the regular regime/
Indicatorul SALI pentru oscilatorul ciclic simetric Thomas: a) regimul haotic; b) regimul regulat

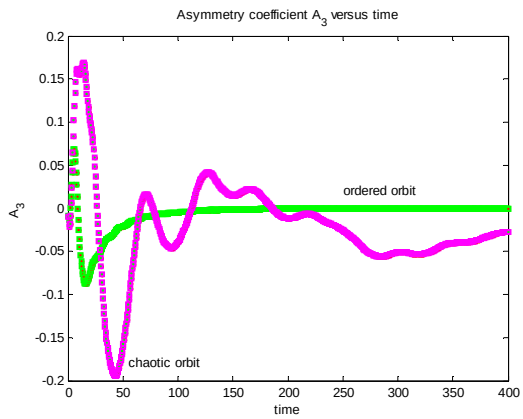


Fig. 3 – Asymmetry coefficient A_3 for Thomas cyclically symmetric oscillator /
Coeficientul de asimetrie A_3 în cazul oscilatorului ciclic simetric Thomas

A better separation of these plots can be realized showing the variation of $\lg|A_q|$ with time (see Fig. 4). It is obvious that $\lg|A_3|$ converges to large negative values for periodic orbits and behaves randomly for chaotic orbits. The same is valid for $\lg|A_7|$.

As it will be shown in a future paper, other numerical investigations prove, beyond a doubt, that the qualitative results are the same for all *c* that satisfies the condition $X_k(t)+c\geq 0$, for all *t*, and for any other component of the dynamical system (here, *y* or *z*).

O mai bună separare a acestor reprezentări poate fi realizată dacă se prezintă variația în timp a lui $\lg|A_q|$ (vezi Fig.4). Este evident că $\lg|A_3|$ converge spre valori negative mari în cazul traiectoriilor periodice şi se comportă aleatoriu în cazul traiectoriilor haotice. Aceiaşi observație este valabilă şi pentru $\lg|A_7|$.

Aşa cum se va arăta într-o lucrare viitoare, alte simulări numerice dovedesc, fără nici un dubiu, că rezultatele sunt similare din punct de vedere calitativ cu cele prezentate anterior pentru orice valoare a lui *c* care satisface condiția $X_k(t)+c\geq 0$ şi pentru oricare altă componentă a sistemului dinamic (aici, *y* sau *z*).

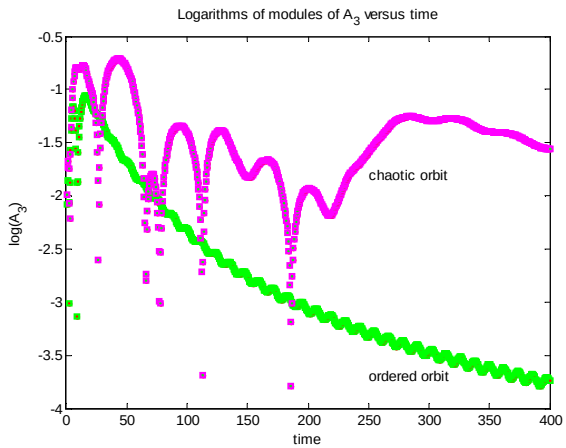


Fig. 4 – Logarithms of asymmetry coefficient A_3 for Thomas cyclically symmetric oscillator/
Logaritmul (zecimal) coeficientului de asimetrie A_3 în cazul oscilatorului ciclic simetric Thomas

Double pendulum

The double pendulum is simply one pendulum fixed to the end of another pendulum. The inner pendulum is modelled as a masless rod of length l_1 with a mass m_1 on the end. The outer pendulum is attached to the mass of the inner pendulum and is similarly a massless rod of length l_2 and of mass of m_2.

The equations of motion have as time-dependent variables the displacement angles from vertical, θ_1 and θ_2 [2, 5]:

Pendulul dublu

Pendulul dublu constă pur şi simplu dintr-un pendul fixat la capătul altui pendul. Pendulul interior este modelat ca un fir de masă neglijabilă şi lungime l_1 având o masă m_1 ataşată la capăt. Pendulul exterior este ataşat de masa celui interior şi constă, în mod identic, dintr-un fir de masă neglijabilă şi lungime l_2 şi o masă m_2.

Ecuațiile de mişcare conțin ca variabile de timp deplasările unghiulare față de verticală ale celor două fire, θ_1 si θ_2 [2, 5]:

$$(m_1+m_2)l_1\ddot{\theta}_1+m_2 l_2\ddot{\theta}_2\cos(\theta_1-\theta_2)+m_2 l_2\dot{\theta}_2^2\sin(\theta_1-\theta_2)+(m_1+m_2)g\sin\theta_1=0 \quad (4)$$

$$m_2 l_2\ddot{\theta}_2+m_2 l_1\ddot{\theta}_1\cos(\theta_1-\theta_2)-m_2 l_1\dot{\theta}_1^2\sin(\theta_1-\theta_2)+m_2 g\sin\theta_2=0 \quad (5)$$

This system can be replaced by a first-order autonomous ordinary differential system of equations having as variables $w_1=\theta_1, w_2=\dot{\theta}_1, w_3=\theta_2, w_4=\dot{\theta}_2$. In our study values $m_1=2\,kg, m_2=1\,kg, l_1=1\,m, l_2=2\,m$, $g=9.8\,m/s^2$ will remain fixed. The double pendulum exhibits a rich dynamic behaviour which varies from regular motion (periodic or quasiperiodic) at low energies, to chaos at intermediate energies, and back to regular motion at high energies. In the following, we will test the proposed indicator for three cases, more precisely for a periodic, a quasi-periodic and a chaotic orbit.

a) Periodic orbit

The initial conditions

$$\left(\theta_1,\dot{\theta}_1,\theta_2,\dot{\theta}_2\right)=(0.157\,rad, 0\,rad/s, 0.342\,rad, 0\,rad/s)$$

correspond to a total energy E equals to 4.885 J. Figure 5a shows the position of second arm versus time, given by angle $\theta_2(t)$. The periodic behavior is obvious. The plane (x_2, y_2), representing the motion of outer bob, reinforces the previous observation (Fig 5b). Here, x_2 and y_2 denote the Cartesian coordinates of outer bob given by $x_2=l_1\sin\theta_1+l_2\sin\theta_2$, $y_2=l_1\cos\theta_1+l_2\cos\theta_2$ [2]. As expected, SALI doesn't tend to zero, it's mean values being 1.0434 (Fig 5c). The changes of A_3 (black squares in Figure 6a) are significant only for small values of time. For bigger values of time, A_3 is practically equals to zero. The curves which describe the evolution of $\lg|A_3|$ and $\lg|A_7|$ with time are qualitative similar and present a slight convergence to large negative values (see Figure 6b).

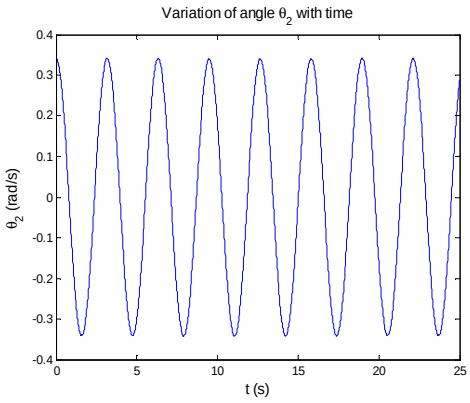
Acest sistem poate fi inlocuit cu un sistem de ecuații diferențiale ordinare autonom, de prim ordin, având ca variabile $w_1=\theta_1, w_2=\dot{\theta}_1, w_3=\theta_2, w_4=\dot{\theta}_2$. În studiul nostru valorile $m_1=2\,kg, m_2=1\,kg, l_1=1\,m, l_2=2\,m$, $g=9.8\,m/s^2$ vor rămane fixate. Pendulul dublu ne dezvăluie o bogată comportare dinamică care variază de la o mişcare regulată (periodică sau cvasi-periodică) la energii joase către o mişcare haotică la energii medii şi apoi, din nou, la o mişcare regulată pentru energii înalte. In cele ce urmează vom testa indicatorul propus în trei cazuri, mai précis pentru o traiectorie periodică, una cvasi-periodică şi una haotică.

a) Traiectoria periodică

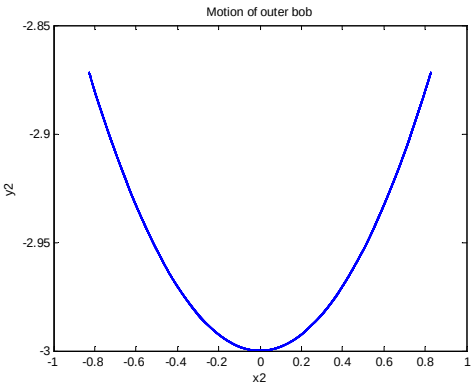
Condițiile inițiale

$$\left(\theta_1,\dot{\theta}_1,\theta_2,\dot{\theta}_2\right)=(0.157\,rad, 0\,rad/s, 0.342\,rad, 0\,rad/s)$$

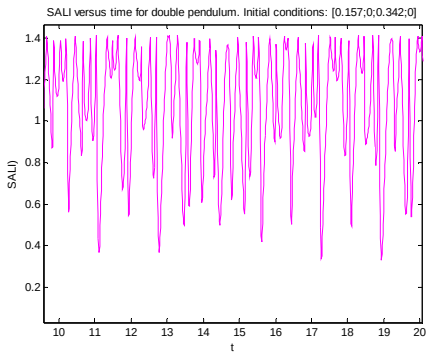
corespund unei energii totale E egală cu 4.885 J. Figura 5a prezintă poziția în timp, data prin unghiul $\theta_2(t)$, a celui de-al doilea fir. Comportarea periodică este evidentă. Planul (x_2, y_2), care descrie mişcarea greutății exterioare, întăreşte observația anterioară (Fig 5b). Aici, x_2 şi y_2 reprezintă coordonatele carteziene ale masei inferioare, $x_2=l_1\sin\theta_1+l_2\sin\theta_2$, $y_2=l_1\cos\theta_1+l_2\cos\theta_2$ [2]. Aşa cum era de aşteptat, SALI nu converge la zero, valoarea sa medie fiind 1.0434 (Fig 5c). Variația lui A_3 (pătrătele negre în Figura 6a) este semnificativă doar pentru valori mici ale timpului. Pentru valori mai mari ale timpului, A_3 este practic egal cu zero. Curbele care descriu evoluția în timp a lui $\lg|A_3|$ şi a lui $\lg|A_7|$ sunt calitativ identice şi prezintă o uşoară convergență spre valori negative mari (vezi Figura 6b).



(a)

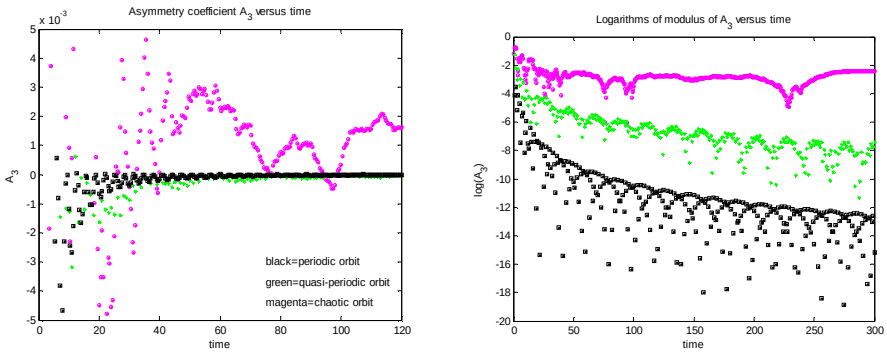


(b)



(c)

Fig. 5 – Periodic orbit: a) Variation of angle θ_2 with time; b) The plane (x_2, y_2); c) SALI plot /
Traiectoria periodică: a) Variația în timp a unghiului θ_2; b) Planul (x_2, y_2) ; c)Variația în timp a lui SALI



(a) (b)

Fig. 6 – a) Asymmetry coefficient A_3 for double pendulum; b) Logarithms of asymmetry coefficient A_3 for double pendulum /
a) Coeficientul de asimetrie A_3 în cazul pendulului dublu; b) Logaritmul (zecimal) coeficientului de asimetrie A_3 în cazul pendulului dublu

b) Quasi-periodic orbit

The second set of initial conditions is

$$\left(\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2\right) = \left(0.78\,rad, 0\,rad/s, -0.156\,rad, 0\,rad/s\right)$$

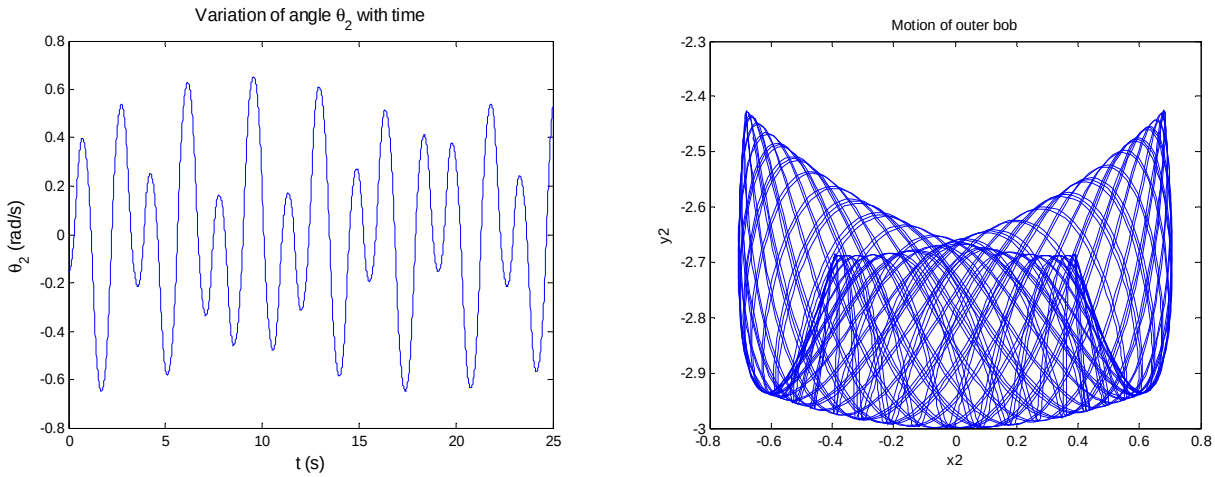
and corresponds to $E = 28.52\,J$ and to a quasi-periodic orbit. The motion of second arm and of the outer bob is presented in Figure 7 a, b. The results for SALI are displayed in Figure 7 c. By looking at Figure 6, we can observe that the only difference between periodic case and quasi-periodic one is the oscillatory type of convergence to zero or to $-\infty$ in the quasi-periodic case. To emphasize this, Figure 8 presents an enlargement of the Figure 6 just for the quasi-periodic orbit.

b) Traiectoria cvasi-periodică

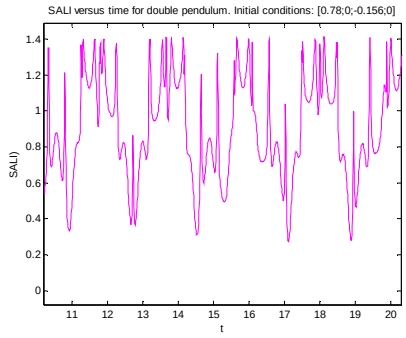
Al doilea set de condiții inițiale considerat este

$$\left(\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2\right) = \left(0.78\,rad, 0\,rad/s, -0.156\,rad, 0\,rad/s\right)$$

şi corespunde unei energii E=28.52 J şi unei traiectorii cvasi-periodice. In figurile 7 a, b sunt redate mişcarea celui de-al doilea fir şi, respectiv, a greutăţii exterioare. Rezultatele pentru SALI sunt prezentate în Figura 7c. Analizând Figura 6 putem observa că singura diferenţă dintre cazul periodic şi cel cvasi-periodic constă în caracterul oscilatoriu al convergenţei spre zero sau $-\infty$ în cazul traiectoriei cvasi-periodice. Pentru a evidenția acest aspect, Figura 8 prezintă detalii la scară mărită din Figura 6 doar pentru traiectoria cvasi-periodică.



(a) (b)



(c)

Fig. 7 – Quasi-periodic orbit: a) Variation of angle θ_2 with time; b) The plane (x_2, y_2); c) SALI plot /

Traiectoria cvasi-periodică: a) Variația în timp a unghiului θ_2; b) Planul (x_2, y_2) ; c)Variația în timp a lui SALI

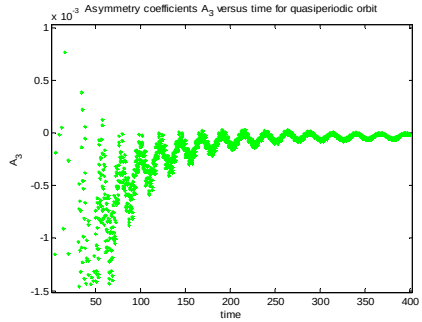


Fig. 8 - An enlargement of the Figure 6 for the quasi-periodic orbit/

Detalii la scară mărită din Figura 6 pentru traiectoria cvasi-periodică.

c) Chaotic orbit

With initial conditions

$$\left(\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2\right) = \left(1.57\ rad, 0\ rad/s, 1.57\ rad, 0\ rad/s\right)$$

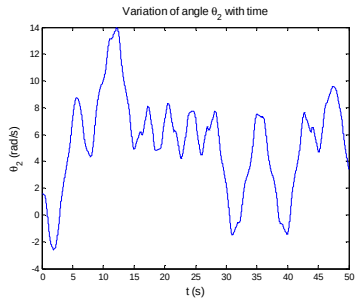
the total energy becomes *E=159,872 J* and the motion is chaotic.

c) Traiectoria haotică

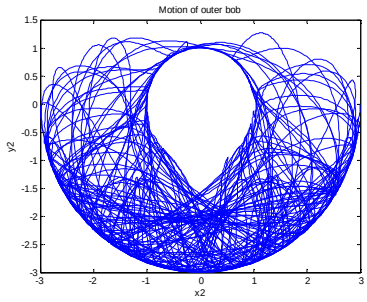
În condițiile inițiale

$$\left(\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2\right) = \left(1.57\ rad, 0\ rad/s, 1.57\ rad, 0\ rad/s\right)$$

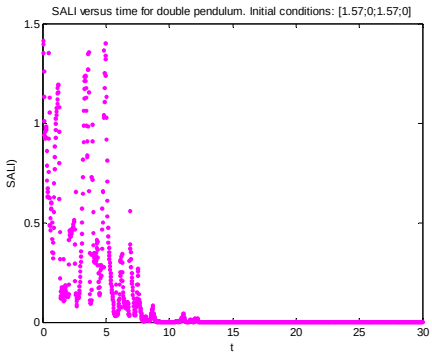
energia totală are valoarea *E=159,872 J* iar mişcarea este haotică.



(a)



(b)



(c)

Fig. 9 - Chaotic orbit: a) Variation of angle θ_2 with time; b) The plane (x_2, y_2); c) SALI plot /

Traiectoria haot ică: a) Variația în timp a unghiului θ_2 ; b) Planul (x_2, y_2) ; c)Variația în timp a lui SALI

We see in Figures 9 a, b that the motion of second arm and the trajectory of outer bob are random and unpredictable. After a short transition period, SALI tends to zero (Fig. 9 c).

The asymmetry coefficient A_3 behaves in an irregular way and no sign of convergence to zero can be observed. By increasing the time interval it seems that $\lg(A_q), q = 3, 5, 7, ...$ oscillate around a constant value.

CONCLUSIONS

In this paper we have illustrated the capacity of the "Asymmetry coefficients" method in distinguishing between order and chaos in nonlinear continuous dynamical systems. Our numerical investigations concerned the Thomas cyclically symmetric oscillator and the double pendulum system. The main conclusion of the study consists in fact that for an ordered orbit (periodic or quasi-periodic) the asymmetry coefficients converge to zero whereas for a chaotic orbit no sign of convergence can be observed. In the same time, it is worthwhile to mention some advantages of the method:

a) The nature of the dynamical system is irrelevant for the implementation of the test. The test is applicable to data generated from maps, ordinary differential equations and to the experimental data;
b) The equations of the underlying dynamics do not need to be known;
c) The dimensionality of the vector field has not practical limitations;
d) The computational effort is of low cost, both in terms of programming effort and in terms of computational time.

REFERENCES

[1]. Baker G. L., Gollub J. P. (1990) – „*Chaotic dynamics: An introduction*", Cambridge University Press, New York;
[2]. Deleanu D. (2011) – *The dynamics of a double pendulum.Classic and modern approach,* "Dunarea de Jos" University Annals, Fascicle II, Year III, no.2, 203-212;
[3]. Maffione N., Darriba L., Cincotta P., Giordano C. (2011) – *A comparison of different indicators of chaos based on the deviation vectors*, Celest. Mech. Dyn. Astron., 111, 285-307;
[4]. Saha L.M., Budhraja M. (2007), *The largest eigenvalue: An indicator of chaos* - Int. J. of Appl. Math. and Mech., 3(1), 61-71;
[5]. Shinbrot T., Grebogi C., Wisdom J., Yorke J.A. (1992) – *Chaos in a double pendulum*, Am. J. Phys., 60, 491-499;
[6]. Skokos Ch. (2001) – *Alignment indices: a new, simple method for determining the ordered or chaotic nature of orbits*, J. Phys. A: Math. Gen., 34, 10029-10043;
[7]. Skokos Ch., Antonoupoulos Ch., Bountis T.C., Vrahatis M.N., (2001) - *Determining the ordered or chaotic nature of orbits in conservative dynamical systems*, J. Phys., 35, 69-74;
[8]. Voglis N., Contopoulos G., Efthymopoulos C., (1998)- *Method for distinguishing between ordered and chaotic orbits in four-dimensional maps,* Physical Review E, 57, p. 372-377;
[9]. Waz P., Waz D. D. (2009) – *Asymmetry coefficients as indicators of chaos*, Acta Physica Polonica, 116, 987-991.
[10]. Wolfe A., Swift B., Swinney H.L., Vastano J.A., (1985) - *Determining Lyapunov exponents from a time series,* Physica D 16, p. 285-317.

Se observă în figurile 9 a, b că mişcarea celui de-al doilea fir şi traiectoria greutăţii exterioare sunt aleatorii şi impredictibile. După o scurtă perioadă de tranziţie, SALI tinde la zero (Fig. 9c).

Coeficientul de asimetrie A_3 se comportă într-un mod neregulat şi nu se poate detecta nici un semn de convergenţă spre zero. Crescand intervalul de timp pentru studiu se pare că $\lg(A_q), q = 3, 5, 7, ...$ oscilează în jurul unei valori constante.

CONCLUZII

În această lucrare am ilustrat capacitatea metodei "Coeficienţiilor de asimetrie" de a distinge între ordine şi haos în cazul sistemelor dinamice neliniare continue. Studiile noastre numerice au privit oscilatorul ciclic simetric Thomas şi pendulul dublu. Concluzia principală a studiului constă în faptul că pentru o traiectorie ordonată (periodică sau cvasi-periodică) coeficienţii de asimetrie converg la zero pe când în cazul unei traiectorii haotice nu se observă nici un semn de convergenţă.In acelaşi timp, este util sa menţionăm şi câteva avantaje ale metodei:

a) Natura sistemului dinamic nu prezintă importanţă pentru implementarea testului. Acesta este aplicabil, în egală măsură, datelor generate de hărţi sau de ecuaţii diferenţiale ordinare ca şi datelor experimentale;
b) Nu este necesar a fi cunoscute ecuaţiile ce descriu dinamica sistemului analizat;
c) Vectorul de câmp poate avea practic orice dimensiune;
d) Efortul de calcul este redus, atât în ceea ce priveste programarea cât şi în ceea ce priveşte timpul efectiv de calcul.

BIBLIOGRAFIE

[1].Baker G. L., Gollub J. P. (1990) – *„Dinamica haosului: O introducere*", Cambridge University Press, New York;
[2]. Deleanu D. (2011) – *Dinamica pendulului dublu. Abordare clasică si abordare modernă,* "Dunarea de Jos" University Annals, Fascicle II, Year III, no.2, 203-212;
[3.] Maffione N., Darriba L., Cincotta P., Giordano C. (2011) - *O comparatie intre diferiti indicatori ai haosului bazati pe vectorii de deviatie,* Celest. Mech. Dyn. Astron., 111, 285-307;
[4]. Saha L.M., Budhraja M. (2007), *Cea mai mare valoare proprie: Un indicator al haosului* - Int. J. of Appl. Math. and Mech., 3(1), 61-71;
[5]. Shinbrot T., Grebogi C., Wisdom J., Yorke J.A. (1992) – *Haos in cazul unui pendul dublu*, Am. J. Phys., 60, 491-499;
[6]. Skokos Ch. (2001) – *Indicii de aliniere: o metodă noua, simplă pentru determinarea naturii ordonate sau haotice a traiectoriilor*, J. Phys. A: Math. Gen., 34, 10029-10043;
[7]. Skokos Ch., Antonoupoulos Ch., Bountis T.C., Vrahatis M.N., (2001) - *Determinarea naturii ordonate sau haotice a traiectoriilor in cazul sistemelor dinamice conservative*, J. Phys., 35, 69-74;
[8]. Voglis N., Contopoulos G., Efthymopoulos C., (1998)- *Metoda pentru a distinge intre orbitele ordonate si cele haotice in cazul hartilor cvadri-dimensionale,* Physical Review E, 57, p. 372-377;
[9]. Waz P., Waz D. D. (2009) – *Coeficienţii de asimetrie ca indicatori ai haosului*, Acta Physica Polonica, 116, 987-991.
[10]. Wolfe A., Swift B., Swinney H.L., Vastano J.A., (1985) – *Asupra determinarii exponentiilor Lyapunov dintr-o sir de date privind comportarea in timp a unei variabile dinamice* , Physica D 16, p. 285-317.

VARIATIONS OF KINEMATIC PARAMETERS OF THE CARDANIC JOINTS ACCORDING TO TEHNOLOGICAL DEVIATIONS
/
VARIAȚIILE PARAMETRILOR CINEMATICI AI ARTICULAȚIEI CARDANICE ÎN FUNCȚIE DE ABATERILE TEHNOLOGICE

PhD. Eng. Stud. Bulac I., Prof. PhD. Eng. Pandrea N.
University of Piteşti / Romania
Tel: 0721467242; E-mail: ionbulac57@yahoo.com

Abstract: Technological deviations determine in the intermediate couples of the cardan joint supplementary efforts due to restrained movement. This paper sets as goal the determination of dependency between the technological deviations and the size of these movements.

Key words: deviations, cardan, kinematics.

Rezumat: *Abaterile tehnologice fac ca in cuplele intermediare ale articulației cardanice să apară eforturi datorită unor deplasări împiedicate.*
Această lucrare îşi propune determinarea dependenței între abaterile tehnologice şi mărimea acestor deplasări.

Cuvinte cheie: *abateri, cardan, cinematică.*

1. GENERAL ASPECTS

1.1 Spatial RCCC mechanism

The mechanism with one cardanic join [3], [4], [8] it's an RRRR mechanism and a particular case of a spatial RCCC mechanism, where by C, R [9] was noted the cylindrical kinematic rotation couple.

The technological deviations determine the apparition of some efforts in the intermediary couple of the cardanic joint.

In order for one to have a measure for these displacement it is first necessary to study the RCCC spatial mechanism kinematics.

1.2. The positional analysis of the RCCC mechanism

The RCCC mechanism (fig. 1) is made of four elements noted with 1, 2, 3 and 4, the forth element (the base) being fixed and the elements being connected through the kinematic couples O_1, O_2, O_3 and O_4, the O_1 being the rotation couple and O_2, O_3 and O_4 being the cylindrical kinematic couples.

1. ASPECTE GENERALE

1.1. Mecanismul spațial RCCC

Mecanismul cu o articulație cardanică [3], [4], [8] este un mecanism RRRR şi un caz particular al mecanismului spațial RCCC, unde prin C, R , [9] s-a notat cupla cinematică cilindrică, respectiv cupla cinematică de rotație.

Abaterile tehnologice fac ca în cuplele intermediare ale articulației cardanice să apară eforturi datorită unor deplasări împiedicate.

Pentru a avea o măsură a acestei deplasări este necesar a studia mai întâi cinematica mecanismului spațial RCCC.

1.2. Analiza pozițională a mecanismului RCCC

Mecanismul RCCC (fig.1) este format din patru elemente , notate cu 1 , 2, 3, 4, elementul 4 (baza) fiind fix, elementele fiind legate între ele prin cuplele cinematice O_1, O_2, O_3, O_4, cupla cinematică O_1 fiind de rotație iar cuplele, O_2, O_3, O_4 fiind cuple cinematice cilindrice.

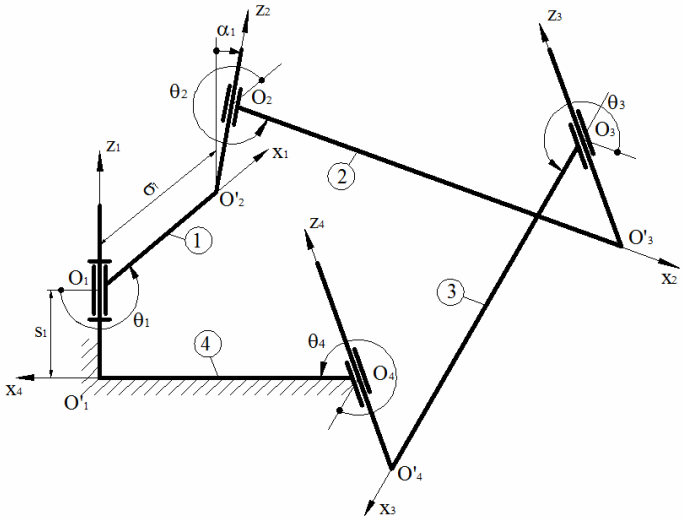


Fig. 1 – *RCCC Spatial Mechanism / Mecanismul spațial RCCC*

The axes of the cinematic couples are noted with $O_i'z_i$, $i = 1,2,...$, and the following perpendiculars are noted with $O_i'O_{i+1}'$, $i = 1,2,3,4$, point O_5 being identical with point O_1 .

One notates with σ_i , α_i , $i = 1,2,3,4$ the length of the axes and the angle between them.

So it is chosen a local reference system $O_i x_i y_i z_i$,

Axele cupleleor cinematice sunt notate cu $O_i'z_i$, $i = 1,2,...$, iar perpendicularele comune succesive sunt notate cu $O_i'O_{i+1}'$, $i = 1,2,3,4$, punctul O_5 fiind identic cu punctul O_1 .

Se notează cu σ_i , α_i , $i = 1,2,3,4$ lungimile distanțelor dintre axe respectiv unghiurile dintre axe.

Se aleg sistemele de referință locale $O_i x_i y_i z_i$,

$i=1,2,3,4$ so that the axes $O_i x_i$ to be situated on the shared perpendicular of the axes $O_i' z_i$, $O_{i+1}' z_{i+1}$. It is noted with s_i the distances $O_i' O_i$ and with θ_i the angle between the axes $O_{i-1} x_{i-1}$, $O_i x_i$, $i=1,2,3,4$.

In these conditions, the geometrical parameters s_i , σ_i, α_i, $i=1,2,3,4$ being known, the positional analysis for determining $\theta_2, \theta_3, \theta_4, s_2, s_3, s_4$ is based on the angle θ_1.

From the equation of rotations closing, using the diagram „$\theta\alpha$" [9] and the order 3,4,1 and 2 is obtained the following equation where :

$i=1,2,3,4$ astfel încât axele $O_i x_i$ să fie situate pe perpendicularele comune ale axelor $O_i' z_i$, $O_{i+1}' z_{i+1}$, se notează cu s_i , distanțele $O_i' O_i$, şi cu θ_i unghiurile dintre axele $O_{i-1} x_{i-1}$, $O_i x_i$, $i=1,2,3,4$.

În aceste condiții parametrii geometrici s_i, σ_i, α_i, $i=1,2,3,4$ fiind cunoscuți, analiza pozițională constă în determinarea $\theta_2, \theta_3, \theta_4, s_2, s_3, s_4$ în funcție de unghiul θ_1.

Din ecuația de închidere a rotațiilor , utilizînd diagrama „$\theta\alpha$" [9] şi ordinea 3,4,1,2, se obține ecuația: unde :

$$A_3(\theta_1) s\theta_4 - B_3(\theta_1) c\theta_4 + C_3(\theta_1) = 0 \tag{1.1}$$

$$A_3(\theta_1) = s\alpha_3 s\theta_1 s\alpha_1 \tag{1.2}$$

$$B_3(\theta_1) = s\alpha_3 (c\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 + s\alpha_4 c\alpha_1)$$

$$C_3(\theta_1) = -c\alpha_3 s\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 + c\alpha_3 c\alpha_4 c\alpha_1 - c\alpha_2$$

The trigonometrically functions cos, sin being noted with c, s. Through the conventional derivate of the relations (1.1), (1. 2) having as basis [9] the relations:

funcțiile trigonometrice cos, sin ,fiind notate cu c, s. Prin derivarea convențională notată a relațiilor (1.1), (1. 2) având la bază [9] ,relațiile :

$$D(c\theta_i) = -s_i s\theta_i \; ; \; D(s\theta_i) = s_i c\theta_i \tag{1.3}$$

$$D(c\alpha_i) = -\sigma_i s\alpha_i \; ; \; D(s\alpha_i) = \sigma_i c\alpha_i \tag{1.4}$$

Is obtained the equation:

se obține ecuația:

$$D_3 s_4 + F_3 s_1 + F_3 \sigma_1 + G_3 \sigma_2 + H_3 \sigma_3 + K_3 \sigma_4 = 0 \tag{1.5}$$

where:

unde:

$$D_3 = s\alpha_3 c\theta_4 s\theta_1 s\alpha_1 + s\alpha_3 s\theta_4 c\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 + s\alpha_3 s\theta_4 s\alpha_4 c\alpha_1 \tag{1.6}$$

$$E_3 = s\alpha_3 s\theta_4 c\theta_1 s\alpha_1 + s\alpha_3 c\theta_4 c\alpha_4 s\theta_1 s\alpha_1 + c\alpha_3 s\alpha_4 s\theta_1 c\alpha_1$$

$$F_3 = s\alpha_3 s\theta_4 s\theta_1 c\alpha_1 - s\alpha_3 c\theta_4 c\alpha_4 c\theta_1 c\alpha_1 - c\alpha_3 s\alpha_4 c\theta_1 c\alpha_1 + s\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 s\alpha_1 - c\alpha_3 c\alpha_2 s\alpha_1$$

$$G_3 = s\alpha_2$$

$$H_3 = c\alpha_3 s\theta_4 s\theta_1 s\alpha_1 - c\alpha_3 c\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 + s\alpha_3 s\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 - c\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 c\alpha_1 - s\alpha_3 c\alpha_4 c\alpha_1$$

$$K_3 = s\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 - c\alpha_3 c\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 - s\alpha_3 c\theta_4 c\alpha_4 c\alpha_1 - c\alpha_3 s\alpha_4 c\alpha_1$$

The angle θ_4 is determined by solving the equation (1.2) and through the equation (1.5) is known the parameter s_4.

With circular permutations the relations follows:

Prin rezolvarea ecuației (1.2) se determină unghiul θ_4, iar apoi din ecuația (1.5) se determină parametrul s_4.

Prin permutări circulare se obțin relațiile:

$$A_2(\theta_4) s\theta_3 - B_2(\theta_4) c\theta_3 + C_2(\theta_4) = 0 \tag{1.7}$$

$$A_1(\theta_3) s\theta_2 - B_1(\theta_3) c\theta_2 + C_1(\theta_3) = 0 \tag{1.8}$$

from where are determined, in order, the angles θ_3 and θ_2 and also the equations:

din care se determină în ordine unghiurile θ_3, θ_2 precum şi ecuațiile:

$$D_2 s_3 + E_2 s_4 + F_2 \sigma_4 + G_2 \sigma_1 + H_2 \sigma_2 + K_2 \sigma_3 = 0 \tag{1.9}$$

$$D_1 s_2 + E_1 s_3 + F_1 \sigma_3 + G_1 \sigma_4 + H_1 \sigma_1 + K_1 \sigma_2 = 0 \tag{1.10}$$

from which are determined the parameters s_3, s_2. The expression of the coefficients A_i B_i, C_i, D_i, E_i, F_i, G_i, H_i, K_i, i=3,2,1 ,are given in table 1.1

din care se determină parametrii s_3, s_2 .Expresiile coeficienților $A_i, B_i, C_i, D_i, E_i, F_i, G_i, H_i, K_i$, i=3,2,1 ,sunt date în tabelul 1.1

Table 1.1 / *Tabelul 1.1*

i	3	2	1
A_i	$s\alpha_3 s\theta_1 s\alpha_1$	$s\alpha_2 s\theta_4 s\alpha_4$	$s\alpha_1 s\theta_3 s\alpha_3$
B_i	$s\alpha_3(c\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 + s\alpha_4 c\alpha_1)$	$s\alpha_2(c\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 + s\alpha_3 c\alpha_4)$	$s\alpha_1(c\alpha_2 c\theta_3 s\alpha_3 + s\alpha_2 c\alpha_3)$
C_i	$c\alpha_3(-s\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 + c\alpha_4 c\alpha_1)$ $-c\alpha_2$	$c\alpha_2(-s\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 + c\alpha_3 c\alpha_4)$ $-c\alpha_1$	$c\alpha_1(-s\alpha_2 c\theta_3 s\alpha_3 + c\alpha_2 c\alpha_3)$ $-c\alpha_4$
D_i	$s\alpha_3 s\alpha_1(c\theta_4 s\theta_1 + s\theta_4 c\alpha_4 c\theta_1)$ $+s\alpha_3 s\theta_4 s\alpha_4 c\alpha_1$	$s\alpha_2 s\alpha_4(c\theta_3 s\theta_4 + s\theta_3 c\alpha_3 c\theta_4)$ $+s\alpha_2 s\theta_3 s\alpha_3 c\alpha_4$	$s\alpha_1 s\alpha_3(c\theta_2 s\theta_3 + s\theta_2 c\alpha_2 c\theta_3)$ $+s\alpha_1 s\theta_2 s\alpha_2 c\alpha_3$
E_i	$s\alpha_3 s\alpha_1(s\theta_4 c\theta_1 + c\theta_4 c\alpha_4 s\theta_1)$ $+c\alpha_3 s\alpha_4 s\theta_1 s\alpha_1$	$s\alpha_2 s\alpha_4(s\theta_3 c\theta_4 + c\theta_3 c\alpha_3 s\theta_4)$ $+c\alpha_2 s\alpha_3 s\theta_4 s\alpha_4$	$s\alpha_1 s\alpha_3(s\theta_2 c\theta_3 + c\theta_2 c\alpha_2 s\theta_3)$ $+c\alpha_1 s\alpha_2 s\theta_3 s\alpha_3$
F_i	$s\alpha_3 c\alpha_1(s\theta_4 s\theta_1 - c\theta_4 c\alpha_4 c\theta_1)$ $- c\alpha_3 s\alpha_4 c\theta_1 c\alpha_1 +$ $s\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 s\alpha_1 - c\alpha_3 c\alpha_2 s\alpha_1$	$s\alpha_2 c\alpha_4(s\theta_3 s\theta_4 - c\theta_3 c\alpha_3 c\theta_4)$ $- c\alpha_2 s\alpha_3 c\theta_4 c\alpha_4 +$ $s\alpha_2 c\theta_3 s\alpha_3 s\alpha_4 - c\alpha_2 c\alpha_1 s\alpha_4$	$s\alpha_1 c\alpha_3(s\theta_2 s\theta_3 - c\theta_2 c\alpha_2 c\theta_3)$ $- c\alpha_1 s\alpha_2 c\theta_3 c\alpha_3 +$ $s\alpha_1 c\theta_2 s\alpha_2 s\alpha_3 - c\alpha_1 c\alpha_4 s\alpha_3$
G_i	$s\alpha_2$	$s\alpha_1$	$s\alpha_4$
H_i	$c\alpha_3 s\alpha_1(s\theta_4 s\theta_1 - c\theta_4 c\alpha_4 c\theta_1)$ $+ s\alpha_3 s\alpha_4 c\theta_1 s\alpha_1 -$ $c\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 c\alpha_1 - s\alpha_3 c\alpha_4 c\alpha_1$	$c\alpha_2 s\alpha_4(s\theta_3 s\theta_4 - c\theta_3 c\alpha_3 c\theta_4)$ $+s\alpha_2 s\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 -$ $c\alpha_2 c\theta_3 s\alpha_3 c\alpha_4 - s\alpha_2 c\alpha_3 c\alpha_4$	$c\alpha_1 s\alpha_3(s\theta_2 s\theta_3 - c\theta_2 c\alpha_2 c\theta_3)$ $+s\alpha_1 s\alpha_2 c\theta_3 s\alpha_3 -$ $c\alpha_1 c\theta_2 s\alpha_2 c\alpha_3 - s\alpha_1 c\alpha_2 c\alpha_3$
K_i	$s\alpha_1(s\alpha_3 c\theta_4 s\alpha_4 c\theta_1 - c\alpha_3 c\alpha_4 c\theta_1)$ $- c\alpha_1(s\alpha_3 c\theta_4 c\alpha_4 + c\alpha_3 s\alpha_4)$	$s\alpha_4(s\alpha_2 c\theta_3 s\alpha_3 c\theta_4 - c\alpha_2 c\alpha_3 c\theta_4)$ $- c\alpha_4(s\alpha_2 c\theta_3 c\alpha_3 + c\alpha_2 s\alpha_3)$	$s\alpha_3(s\alpha_1 c\theta_2 s\alpha_2 c\theta_3 - c\alpha_1 c\alpha_2 c\theta_3)$ $- c\alpha_3(s\alpha_1 c\theta_2 c\alpha_2 + c\alpha_1 s\alpha_2)$

In the initial position , $\theta_i^0 = 0$ the expressions are obtained:

În poziția inițială , $\theta_i^0 = 0$ se obțin expresiile:

$$A_3 = 0\,;\; B_3 = s\alpha_3 s(\alpha_1 + \alpha_4)\,;\; C_3 = c\alpha_3 c(\alpha_1 + \alpha_4) - c\alpha_2 \tag{1.11}$$

and it results that:

şi rezultă:

$$c\theta_4^0 = \frac{c\alpha_3 c(\alpha_1 + \alpha_4) - c\alpha_2}{s\alpha_3 s(\alpha_1 + \alpha_4)} \tag{1.12}$$

For solving the calculus for such a mechanism it is first necessary to make some:

- the perpendiculars common between the axes with the index *i* , *i+1* are noted with O_i , O'_{i+1} ;
- the direction of the axis $O_i x_i$ is given by the rotation direction of the axis $O'_i z_i$ over the axis $O'_{i+1} z_{i+1}$, direction that also specifies the measurement direction of the angle α_i ;
- the positive measurement direction of angle θ_i between the axes $O_{i-1} x_{i-1}$ $O_i x_i$, is given by the direction of the $O_i x_i$ axis rotation around the axis $O'_i z_i$.

Pentru efectuarea calculului unui astfel de mecanism este necesar a se face următoarele precizări:

- perpendicularele comune între axele cu indici *i* , *i+1* se notează cu O_i , O'_{i+1} ;
- sensul axelor $O_i x_i$ este dat de sensul rotirii axei $O'_i z_i$ peste axa $O'_{i+1} z_{i+1}$, sens care precizează şi sensul de măsurare al unghiului α_i ;
- sensul pozitiv de măsurare al unghiului θ_i între axele $O_{i-1} x_{i-1}$ $O_i x_i$, este dat de sensul rotirii axei $O_i x_i$ în jurul axei $O'_i z_i$.

2. THE CARDANIC JOINT WITHOUT TECHNICAL DEVIATIONS

2.1. The normal cardanic joint

The cardanic joint enables the transmission of the rotation movement from the shaft 3 through the cardanic cross 2.

The cardanic cross is tied to the brackets of the shafts 1 and 2 through the cinematic rotation couples *A* , A' and also *B* , B' .

2. ARTICULAȚIA CARDANICĂ FĂRĂ ABATERI TEHNOLOGICE

2.1. Articulația cardanică normală

Articulația cardanică face posibilă transmiterea mişcării de rotație de la arborele 1 (fig.2) la arborele 3 prin intermediul crucii cardanice 2.

Crucea cardanică este legată la furcile arborilor 1 , 2 prin cuplele cinematice de rotație *A* , A' respectiv *B* , B' .

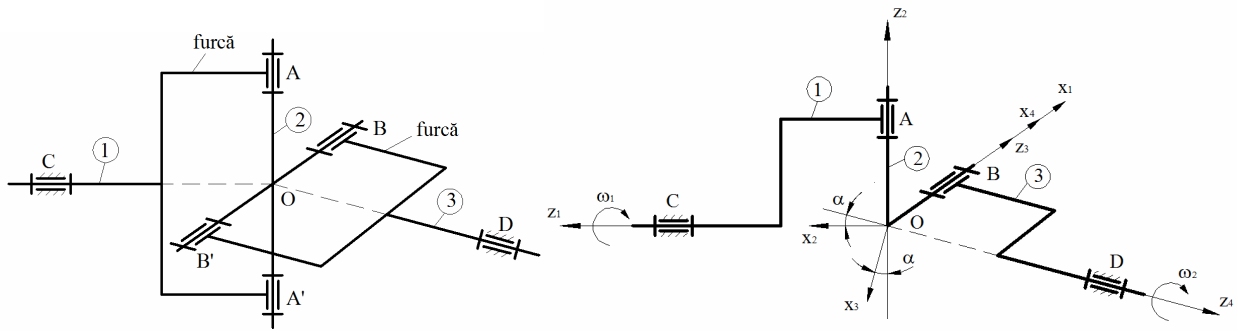


Fig. 2 – *Cardanic joint / Articulație cardanică*

Structurally speaking [9], the kinematic couples A', B' are passive and then, structurally and cinematically speaking, they can be replaced with the element 2 from figure 2.

So are considered the bearings C and D and the concurrent rotation axes Oz_i, $i = 1,2,3,4$.

The axes are being concurrent in the points O_i, O_i', $i = 1,2,3$ and they coincide, so the mechanism from figure 2 becomes an RCCC mechanism where:

Din punct de vedere structural, [9] , cuplele cinematice A', B' sunt pasive şi atunci, din punct de vedere structural şi cinematic, crucea cardanică se poate înlocui cu elementul 2 din fig. 2.

Se consideră palierele C , D şi axele de rotație concurente Oz_i, $i = 1,2,3,4$.

Axele fiind concurente rezultă că punctele O_i, O_i', $i = 1,2,3$ coincid şi atunci, mecanismul din fig.2 devine un mecanism RCCC în care :

$$\sigma_i = 0 \;;\; s_i = 0 \quad i = 1,2,3,4 \tag{2.1}$$

If the angles α_i, $i = 1,2,3$ are fulfilling the condition:

Dacă în plus unghiurile α_i, $i = 1,2,3$ îndeplinesc condiția :

$$\alpha_i = \frac{\pi}{2} \tag{2.2}$$

then the cardan joint is called normal cardan joint. For such a joint ($\theta_1^0 = 0$) one considers that $\alpha_4 = \pi - \alpha$ and from figure1.2.1 results:

atunci articulația cardanică se numeşte articulație cardanică normală. Pentru o astfel de articulație ($\theta_1^0 = 0$) considerăm că $\alpha_4 = \pi - \alpha$, din fig.1.2.1 rezultă:

$$\theta_2^0 = \frac{\pi}{2} \;;\; \theta_3^0 = \frac{3\pi}{2} + \alpha \;;\; \theta_4^0 = \frac{\pi}{2} \tag{2.3}$$

Taking into account the relations 2.1 the relations (1.5) , (1.9) and (1.10) are resulted, relations that are also fulfilled and that conducts to solving the equations (1.1) , (1.7) , (1.8). From table 1 it results that:

Ținând seama de relațiile 2.1 rezultă că relațiile (1.5) , (1.9) , (1.10) , sunt identic îndeplinite şi ca atare studiul cinematic se reduce la rezolvarea ecuațiilor (1.1) , (1.7) , (1.8). Din tabelul 1. rezultă:

$$A_3 = s\theta_1 \;;\; B_3 = -c\alpha c\theta_1 \;;\; C_3 = 0 \tag{2.4}$$

$$A_2 = s\theta_4 s\alpha \;;\; B_2 = -c\alpha \;;\; C_2 = 0 \tag{2.5}$$

$$A_1 = s\theta_3 \;;\; B_1 = 0 \;;\; C_1 = c\alpha \tag{2.6}$$

And the equations (1.1) , (1.7) and (1.8) become:

şi ecuațiile (1.1) , (1.7) , (1.8) devin :

$$s\theta_1 s\theta_4 + c\alpha c\theta_1 c\theta_4 = 0 \tag{2.7}$$

$$s\theta_4 s\alpha s\theta_3 + c\alpha c\theta_3 = 0 \tag{2.8}$$

$$s\theta_3 s\theta_2 + c\alpha = 0 \tag{2.9}$$

from which, with the notations:

din care cu notațiile:

$$\theta_i = \theta_i^0 + \theta_i^* \quad , \quad i = 1,2,3 \tag{2.10}$$

are obtained the results:

se obțin rezultatele:

$$tg\theta_4^* = \frac{1}{c\alpha} tg\theta_1 \tag{2.11}$$

$$tg(\alpha + \theta_3^*) = tg\alpha c\theta_4^* \tag{2.12}$$

$$c\theta_2^* = \frac{c\alpha}{c(\alpha + \theta_3^*)} \tag{2.13}$$

where:

unde :

$$\theta_4^* = \begin{cases} arctg(\frac{1}{c\alpha} tg\theta_1); 0 \le \theta_1 < \frac{\pi}{2} \\ \frac{\pi}{2}; \theta_1 = \frac{\pi}{2} \\ \pi + arctg(\frac{1}{c\alpha} tg\theta_1); \frac{\pi}{2} \le \theta_1 < \frac{3\pi}{2} \\ \frac{3\pi}{2}; \theta_1 = \frac{3\pi}{2} \\ 2\pi + arctg(\frac{1}{c\alpha} tg\theta_1); \frac{3\pi}{2} < \theta_1 \le 2\pi \end{cases} \quad (2.14)$$

and the variation diagrams from figure 3 a,b,c:

şi diagramele de variație din fig. 3. a,b,c:

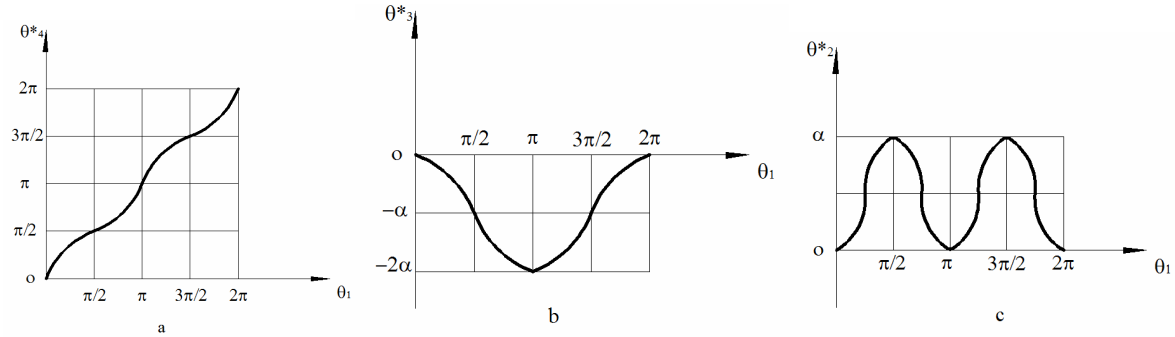


Fig.3 – *Variation diagrams / Diagrame de variație*

Below are presented the variation diagrams for the angles θ_4^*, θ_3^*, θ_2^* depending on the angle θ_1 for $\alpha = 20^\circ$, for a cardan joint with no technical deviations.

The variation graphs are presented in figure 4.

Mai jos sunt prezentate diagramele de variație a unghiurilor θ_4^*, θ_3^*, θ_2^* funcție de θ_1 pentru $\alpha = 20^\circ$ pentru o articulație cardanică fără abateri tehnologice.

Graficele de variație sunt prezentate în fig.4

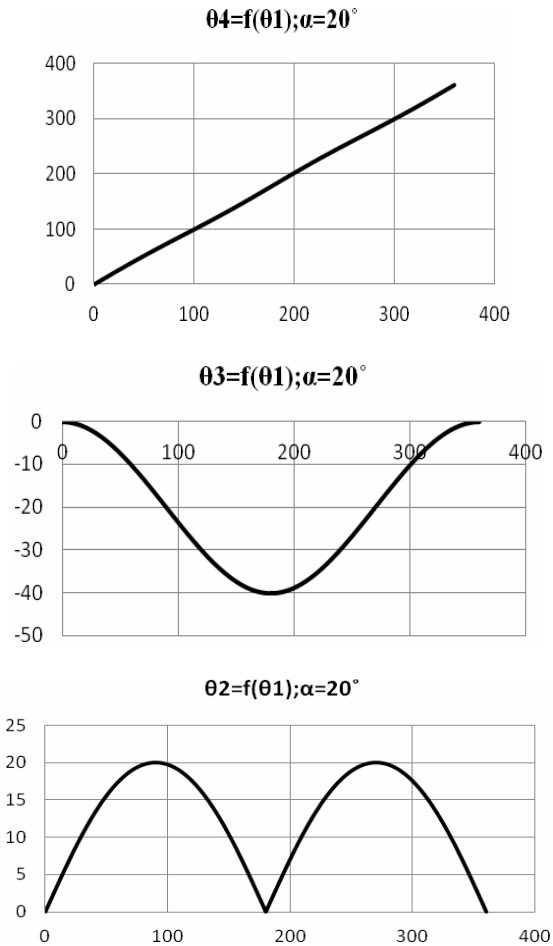


Fig.4 – *Variation graphs / Grafice de variație*

3. THE KINEMATICS OF CARDANIC JOINTS WITH TECHNICAL DEVIATIONS

3.1. Identifying the geometrical deviations (technological)

A kinematic diagram that represents a mechanism with one cardan joint, with all geometrical deviations possible, is presented in figure 5.

3. CINEMATICA ARTICULAȚIEI CARDANICE CU ABATERI TEHNOLOGICE

3.1. Identificarea abaterilor geometrice (tehnologice)

O schemă cinematică care reprezintă un mecanism cu articulație cardanică cu toate abaterile geometrice posibile este redată în fig.5

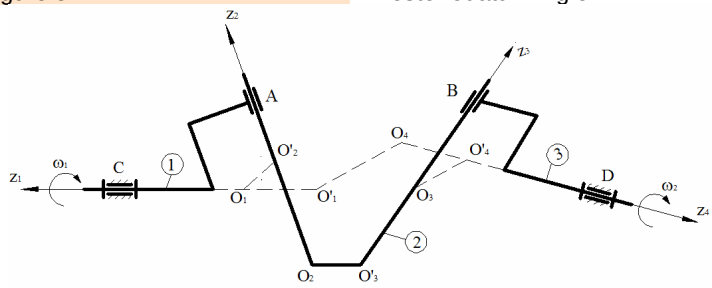


Fig. 5 – *Technological deviations / Abateri tehnologice*

These deviations are small and fulfill the condition:

Aceste abateri sunt mici şi îndeplinesc condițiile :

$$\alpha_i = \frac{\pi}{2} + \Delta\alpha_i \ , \ i = 1,2,3 \ ; \ \alpha_4 = \pi - \alpha \ ; \ \sigma_i = O_i O'_{i+1} \ , \ i = 1,2, \ ; \ \sigma_4 = O_4 O'_i \qquad (3.1)$$

The angularly deviation of the main shaft bracket is defined by the parameter $\Delta\alpha_1$ and the smoothness deviations for the same bracket is given by the parameter σ_1.

The angularly deviation of the cardanic cross 2 is given by the parameter $\Delta\alpha_2$ and also the deviation from smoothness is given by the parameter σ_2.

The angularly deviation of the driven shaft bracket 3 is given by the parameter $\Delta\alpha_3$ and the smoothness deviation is given by the parameter σ_3.

The angularly deviation of the driven shaft 3 depending on the driving shaft 1 is given by the parameter σ_4.

Abaterea unghiulară a furcii arborelui conducător este definită de parametrul $\Delta\alpha_1$ iar abaterea de la planeitate pentru aceeaşi furcă este dată de parametrul σ_1.

Abaterea unghiulară a crucii cardanice 2 este dată de parametrul $\Delta\alpha_2$ iar abaterea de planeitate este dată de parametrul σ_2.

Abaterea unghiulară a furcii arborelui condus 3 este dată de parametrul $\Delta\alpha_3$ iar abaterea de planeitate este dată de parametrul σ_3.

Abaterea de planeitate a arborelui condus 3 față de arborele conducător 1 este dată de parametrul σ_4.

3.2. The influence of technological deviations over the kinematic parameters

As shown in default of shafts 1 and 3 are known the points (figure 4)

O_4, O'_1, O_1, O'_2, O_2, O'_3, O_3, O'_4, are overlaid with point O (fig.1.3.2) and the kinematic cylindrical couples A , B and D become rotation kinematic couples (there are no displacements s_2, s_3, s_4 along the axes Oz_2, Oz_3, Oz_4)

The existence of technical deviations conducts to the displacements s_i, $i = 1,2,3,4$ and by blocking those the excess efforts from the rotation kinematic couples A, B , C , D appear (fig. 2).

In order to determine these displacements it is first necessary to calculate the angularly parameters θ_2, θ_3, θ_4 variation depending on the angle θ_1 from the equation system:

3.2. Influența abaterilor tehnologice asupra parametrilor cinematici

Aşa cum s-a arătat în lipsa abaterilor arborilor 1, 3 sunt cunoscute,punctele (fig.4)

O_4, O'_1, O_1, O'_2, O_2, O'_3, O_3, O'_4, se suprapun cu punctul O (fig.1.3.2) iar cuplele cinematice cilindrice, A , B, D, devin cuple cinematice de rotație (nu există deplasări s_2, s_3, s_4 ,în lungul axelor Oz_2 , Oz_3 , Oz_4

Existența abaterilor tehnologice duce la producerea deplasărilor s_i, $i = 1,2,3,4$ iar acestea fiind împiedicate fac să apară eforturi suplimentare în cuplele cinematice de rotație A, B , C , D (fig.2)

În vederea determinării acestor deplasări este necesar a calcula mai întâi variația parametrilor unghiulari θ_2, θ_3, θ_4, în funcție de unghiul θ_1 din sistemul de ecuații:

$$A_i s\theta_{i+1} - B_1 c\theta_{i+1} + C_i = 0 \quad ; i = 1,2,3 \qquad (3.2)$$

To this purpose, one uses the Newton method [11] and with the notations:

În acest sens , se utilizează metoda Newton [11] şi cu notațiile :

$$[\theta] = \begin{bmatrix} \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \end{bmatrix} \ ; \ [\Delta\theta] = \begin{bmatrix} \Delta\theta_2 \\ \Delta\theta_3 \\ \Delta\theta_4 \end{bmatrix} \qquad (3.3)$$

$$\Psi_i = A_i s\theta_{i+1} - B_i c\theta_{i+1} + C_i \ , \quad i = 1,2,3 \quad ; \quad \{\Psi\} = \begin{bmatrix} \Psi_1 \\ \Psi_2 \\ \Psi_3 \end{bmatrix} \tag{3.4}$$

$$A_1^* = s\alpha_1 s\alpha_3 c\theta_3 \ ; \ B_1^* = -s\alpha_1 c\alpha_2 s\theta_3 s\alpha_3 \ ; \ C_1^* = c\alpha_1 s\alpha_2 s\theta_3 s\alpha_2 \tag{3.5}$$

$$A_2^* = s\alpha_2 s\alpha_4 c\theta_4 \ ; \ B_2^* = -s\alpha_2 c\alpha_3 s\theta_4 s\alpha_4 \ ; \ C_2^* = c\alpha_2 s\alpha_3 s\theta_4 s\alpha_4 \tag{3.6}$$

$$[J] = \begin{bmatrix} A_1 c\theta_2 + B_1 s\theta_2 & A_1^* s\theta_2 - B_1^* c\theta_2 + C_1^* & 0 \\ 0 & A_2 c\theta_3 + B_2 s\theta_3 & A_2^* s\theta_3 - B_2^* c\theta_3 + C_2^* \\ 0 & 0 & A_3 c\theta_4 + B_3 s\theta_4 \end{bmatrix} \tag{3.7}$$

is obtained the matric equation:

se obține ecuația matricială:

$$\{\Delta\theta\} = -[J]^{-1}\{\Psi\} \tag{3.8}$$

from which results the variation $\{\Delta\theta\}$ for the known values of angles θ_1, θ_2, θ_3, θ_4

din care se obține variația $\{\Delta\theta\}$ pentru valorile cunoscute ale unghiurilor θ_1, θ_2, θ_3, θ_4

4. RESULTS

One considers a cardanic joint for which:

$\alpha = 0^\circ$; $\Delta\alpha_i = 0{,}001 rad$; $s_1 = 0{,}001$; $\sigma_i = 0{,}001$, i=1,2,3

The variation graphs are presented in figure 6.

4. REZULTATE

Se consideră o articulație cardanică pentru care :

$\alpha = 0^\circ$; $\Delta\alpha_i = 0{,}001 rad$; $s_1 = 0{,}001$; $\sigma_i = 0{,}001$, i=1,2,3

Graficele de variație sunt prezentate în fig.6

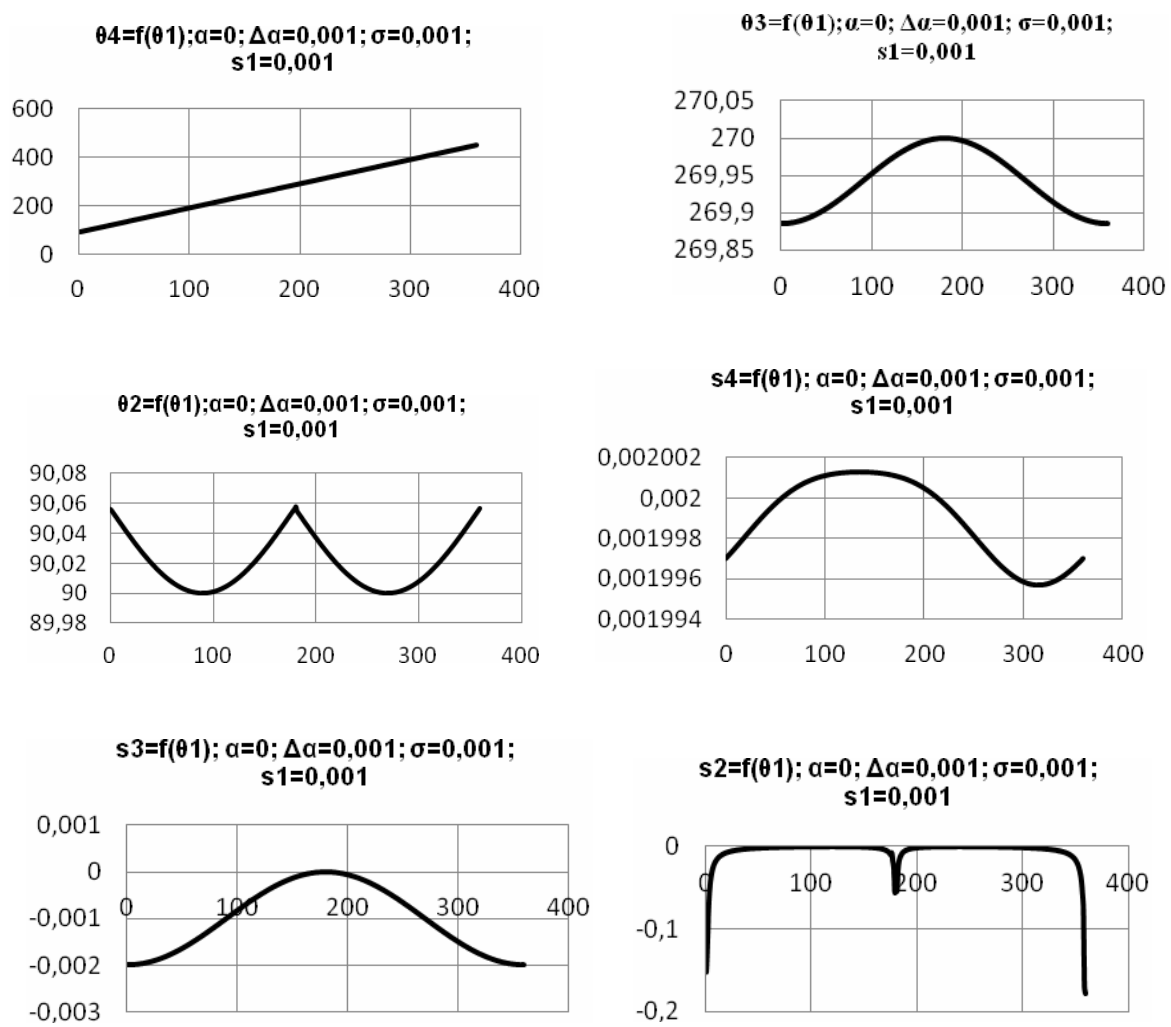


Fig. 6 – *Variation graphs / Grafice de variație*

5. CONCLUSIONS

For the normal cardan joint with no technical deviations:

- in the initial position where, $\theta_1^0 = 0$ results $\theta_2^0 = \frac{\pi}{2}$; $\theta_3^0 = \frac{3\pi}{2} + \alpha$; $\theta_4^0 = \frac{\pi}{2}$.

- for $\alpha = 20^\circ$:when θ_1 covers the interval $0 - 360^\circ$, the angle θ_4^* varies between $0 - 360^\circ$; angle θ_3^* varies between $0 \div -2\alpha$; angle θ_2^* varies between $0 \div \alpha$;

For the normal cardan join with technical deviations with $\alpha = 0^\circ$ and $\Delta\alpha_i = 0{,}001 rad$,when θ_1 covers the interval $0 - 360^\circ$, the angle θ_4 varies between $90 - 450^\circ$; angle θ_3 varies between $269{,}88 - 270^\circ$; angle θ_2 varies between $90 - 90{,}06^\circ$;

The influence of σ_i and s_1 deviations over the angles $\theta_4; \theta_3; \theta_2$ are insignificant in value.

The variation of angles $\Delta\alpha_i$ i=1,2,3 does no influence the displacements s_i , i=2,3,4.

The displacements s_i, i=2,3,4. are influenced only by the value of the σ_i and s_1 parameters.

For $\alpha = 0^\circ$, the variation curves form of the kinematic parameters are alike.

REFERENCES

[1]. Buzdugan, Gh. Fetcu, Lucia., Rade, M., (1975) -*Systems vibrations* , R.S.R. Academy Publishing House, Bucharest;
[2]. Dumitru, N., Nahu, Gh., Vintilă, Daniela., (2008) - *Mechanisms and mechanic shafting*, Didactic and Pedagogical Publishing House, Bucharest;
[3]. Dudiță, Fl., (1996) - *Cardan shafting*, Technical Publishing House, Bucharest;
[4]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D., Bohn, Cr., Neagoe, M., Săulescu, R., (2003) - *Cardan shafting*, Transilvania Expres Publishing House, Braşov;
[5]. Hariss, C., Crudu, Gh., (1968) - *Shocks and vibrations*, Technical Publishing House, Bucharest;
[6]. Pandrea, N., Pârlac, S., (2000) - *Mechanical vibrations*, University of Piteşti Publishing House, Piteşti;
[7]. Pandrea, N., Pârlac, S., Popa, D., (2001) - *Models for studying automotive vibrations*, Tiparg Publishing House, Piteşti;
[8]. Pandrea, N., (2000) -*Solid mechanics plucheriane coordinates*, Romanian Academy Publishing House, Bucharest;
[9]. Pandrea, N.,Popa, D., (1977) - *Mechanism*, Technical Publishing House, Bucharest;
[10]. Voinea, R., Voiculescu, D, Simion, Fl., (1989) - *Introduction in the solid mechanics with applications in engineering,* R.S.R. Academy, Bucharest.

5. CONCLUZII

Pentru articulația cardanică normală fără abateri tehnologice:

- în poziția inițială când, $\theta_1^0 = 0$ rezultă $\theta_2^0 = \frac{\pi}{2}$; $\theta_3^0 = \frac{3\pi}{2} + \alpha$; $\theta_4^0 = \frac{\pi}{2}$.

- pentru $\alpha = 20^\circ$:când θ_1 parcurge intervalul $0 - 360^\circ$, unghiul θ_4^* variază între $0 - 360^\circ$; unghiul θ_3^* variază între $0 \div -2\alpha$; unghiul θ_2^* variază între $0 \div \alpha$;

Pentru articulația cardanică normală cu abateri tehnologice cu $\alpha = 0^\circ$ şi $\Delta\alpha_i = 0{,}001 rad$,când θ_1 parcurge intervalul $0 - 360^\circ$, unghiul θ_4 variază între $90 - 450^\circ$; unghiul θ_3 variază între $269{,}88 - 270^\circ$; unghiul θ_2 variază între $90 - 90{,}06^\circ$;

Influiențele abaterilor σ_i şi s_1 asupra unghiurilor $\theta_4; \theta_3; \theta_2$ sunt nesemnificative ca valoare.

Variațiile unghiurilor $\Delta\alpha_i$ i=1,2,3 nu influențează deplasările s_i , i=2,3,4.

Deplasările s_i, i=2,3,4. sunt influențate doar de variația parametrilor σ_i şi s_1.

Pentru $\alpha = 0^\circ$, forma curbelor de variație a parametrilor cinematici sunt asemănătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Buzdugan, Gh. Fetcu, Lucia., Rade, M., (1975) - *Vibrațiile sistemelor* , Editura Academiei R.S.R.,Bucureşti;
[2]. Dumitru, N., Nahu, Gh., Vintilă, Daniela., (2008) - *Mecanisme şi transmisii mecanice*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[3]. Dudiță, Fl., (1996) - *Transmisii cardanice*, Editura Tehnică, Bucureşti;
[4]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D., Bohn, Cr., Neagoe, M., Săulescu, R., (2003) - *Transmisii cardanice*,Editura Transilvania Expres, Braşov;
[5]. Hariss, C., Crudu, Gh., (1968) - *Jocuri şi vibrații*, Editura Tehnică, Bucureşti;
[6]. Pandrea, N., Pârlac, S., (2000) - *Vibrații mecanice*, Editura Universitatea din Piteşti;
[7]. Pandrea, N., Pârlac, S., Popa, D., (2001) - *Modele pentru studiul vibrațiilor automobilelor*,Editura Tiparg, Piteşti;
[8]. Pandrea, N., (2000) - *Elemente de mecanica solidelor în coordinate plucheriene*, Editura Academiei Române, Bucureşti;
[9] Pandrea, N.,Popa, D., (1977) - *Mecanisme*, Editura Tehnică , Bucureşti;
[10]. Voinea, R., Voiculescu, D, Simion, Fl., (1989) - *Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie*, Editura Academiei R.S.R.,Bucureşti.

MOVEMENT AND COLLISION OF NANOPARTICLES IN THE PROCESS OF CHEMICAL MECHANICAL POLISHING (CMP)
/
MISCAREA ŞI COLOZIUNEA NANOPARTICULELOR ÎN PROCESUL DE LUSTRUIRE CHIMICO-MECANICĂ

Prof. Ph.D. Eng. Filip Ilie
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 021-4029411; E-mail: filip@meca.omtr.pub.ro)

Abstarct: *Nanoparticles have been widely used in polishing slurry such as chemical mechanical polishing (CMP) process. The movement of nanoparticles in polishing slurry and the interaction between nanoparticles and solid surface are very important to obtain an atomic smooth surface in CMP process.*

Nanoparticle's behavior in the slurry with power-law viscosity shows great effect on the wafer surface in polishing process. Hydrodynamic pressure is periodically generated on the surface asperity when nanoparticles are passing through zone. Due to the periodical pressure, fatigue fracture occurs and begins from the top to the bottom of the asperity, then the material on the top is removed. Removal rate is calculated on based energy-balance fracture theory, and result shows a good agreement with experiment data.

In this paper we present both experimental and theoretical studies on the movement of nanoparticles in polishing slurry and collision between nanoparticles, as well as between the nanoparticles and solid surfaces in time of process CMP by exploring a model of microscopic friction based on the surface topography. Experimental results have proved that the nanoparticle size and slurry properties have great effects on the polishing results.

The effects of the nanoparticle size and the slurry film thickness are, also discussed.

Keywords: *mechanical aspects of nanoparticles, CMP, friction - wear, nanoasperity*

INTRODUCTION

What will occur when nanoparticles collide on a solid surface? This is an important problem in ultra-smooth surface manufacturing industry. It would also provide precious insights for a general understanding of collision which is critical to control and prevent solid surface damage generated by nanoparticles collision in nano-modification. In recent years, a great deal of the simulations and tests of collision between energetic clusters and surfaces are performed to explore the interactions between energetic clusters and solid surfaces [1-3, 5, 8, 9, 12]. However, researches on nanoparticles collision on solid surface are quite rare.

In order to understand the movement and collision process, an experiment system with a fluorescence microscope and liquid flowing system were carried out, and molecular dynamics simulations of collision between nanoparticle and monocrystaline Si surface were analyzed.

EXPERIMENTAL SET-UP

A schematic diagram of the experimental system is shown in fig. 1. The system consists of an injection pump, a slide with a channel on it, a fluorescence microscope, a CCD camera and an image processing system.

Fluorescent nanoparticles (fig. 2) with a diameter between 50 and 60 nm were studied in aqueous solutions with a mass concentration about 10^{-7} to 10^{-6}. The fluid nanoparticles is driven by injection pump to flow through channel and observed by fluorescence microscope.

Rezumat: *Nanoparticulele au fost utilizate pe scară largă în soluția de lustruire (şlefuire), cum ar fi procesul de lustruit chimico-mecanic (CMP). Miscarea nanoparticulelor din soluția de lustruire şi interacțiunea dintre nanoparticule şi o suprafață solidă sunt foarte importante pentru a obține o suprafață netedă atomic în procesul CMP.*

Comportarea nanoparticulelor în suspensie, cu viscozitate scazută, au efect mare asupra suprafeței suport în procesul de lustruire. Presiune hidrodinamica este periodic generată pe suprafața asperitatii, atunci când nanoparticulele trec prin zona. Datorită presiunii periodice, apare fractura de oboseală şi începe din partea de sus în josul asperității, apoi materialul din partea de sus este eliminat. Rata de eliminare este calculată pe baza de teoriei energiei de echilibru a fracturii, iar rezultatul arată o bună concordanță cu datele experimentului.

In această lucrare vom prezenta atât studii experimentale cât şi teoretice privind mişcarea nanoparticulelor în solutia de lustruire şi coliziunea între nanoparticule, precum şi între nanoparticule şi suprafețele solide în timpul procesului de CMP, prin explorarea unui model al frecării microscopice bazate pe topografia suprafeței. Rezultatele experimentale au demonstrat că mărimea nanoparticulelor şi proprietățile solutiei de lustruire au efecte mari asupra rezultatelor de lustruire.

Efectele dimensiunii nanoparticulei şi grosimea filmului suspensiei sunt, de asemenea, discutate.

Cuvinte cheie: *aspecte mecanice ale nanoparticulelor, CMP, frecare-uzare, nanoasperitate*

INTRODUCERE

Ce se va întâmpla atunci când nanoparticulele se ciocnesc pe o suprafață solidă? Aceasta este o problemă importantă în industria prelucrării suprafaței ultra-netede. Aceasta ar oferi, de asemenea, perspective prețioase pentru o înțelegere generală a coliziunii, care este critică pentru a controla şi preveni deteriorarea suprafaței solide generată de coliziunea nanoparticulelor prin nano-modificare. În ultimii ani, o mulțime de simulări şi teste de coliziune între grupuri energetice şi suprafețe sunt performante pentru a explora interacțiunile dintre grupurile energetice şi suprafețele solide [1-3, 5, 8, 9, 12]. Cu toate acestea, cercetările privind coliziunea nanoparticulelor pe suprafața solidă sunt destul de rare.

Pentru a înțelege mişcarea şi procesul de coliziune, un sistem experimental cu un microscop cu fluorescență si sistem de curgere a lichidului au fost realizate, iar simulări moleculare dinamice ale coliziunii între nanoparticle şi suprafața monocristalina de Si, au fost analizate.

INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

O schemă a sistemului experimental este prezentată în fig. 1. Sistemul constă dintr-o pompă de injecție, un glisor cu un canal pe el, un microscop cu fluorescență, o cameră CCD şi un sistem de procesare a imaginii.

Nanoparticule fluorescente (fig. 2), cu un diametru cuprins între 50 şi 60 nm au fost studiate în soluții apoase, cu o concentrație masică de ~ 10^{-7} la 10^{-6}. Fuidul cu nanoparticule este condus de pompa de injecție să curgă prin canal şi observat de microscopul cu fluorescență.

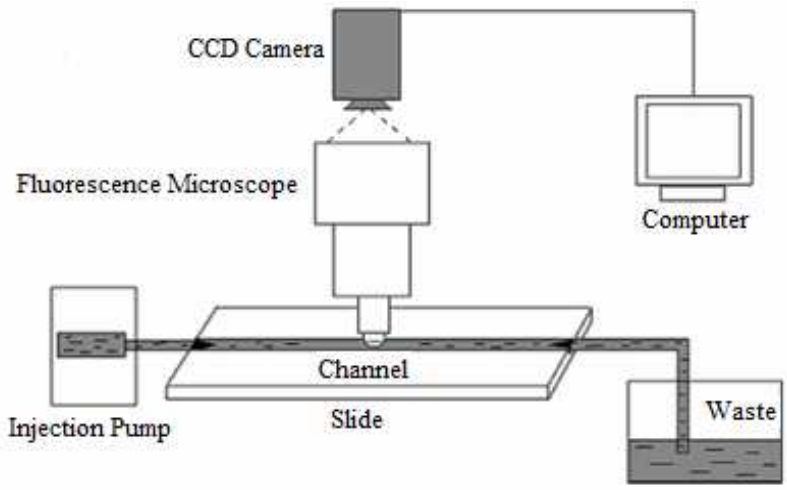


Fig. 1 - Schematic diagram of experimental system /
Diagrama schematica a sistemuluiexperimental

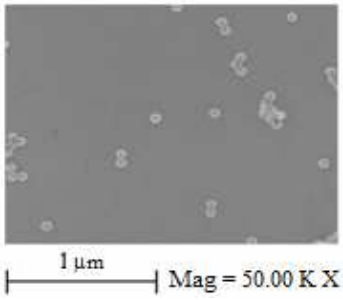


Fig. 2 - SEM image of nanoparticles /
Imaginea SEM a nanoparticulelor

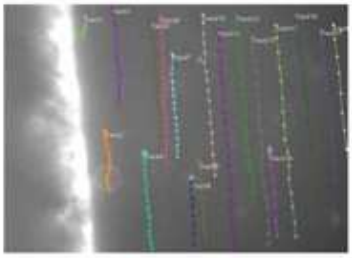


Fig. 3 - Trajectories of particles in a flow/
Traiectorile particulelor intr-un debit

Trajectories of nanoparticles are recorded with a CCD camera mounted on top the microscope and analyzed by an image processing software (fig. 3).

RESULTS

Using this system (see fig. 1), movement of the nanoparticles, collision between two particles, collision between particles and solid surface, and the distribution of nanoparticles can be observed, recorded and analyzed.

Fig. 4 shows the velocity of nanoparticles in flows with different liquid flux. Under all tested conditions, the velocity distribution of nanoparticles is symmetrical, and the non-slip condition is satisfied.

Traiectoriile nanoparticulelor sunt înregistrate cu o cameră CCD montată în partea de sus a microscopului şi analizate de un software de procesare a imaginii (fig. 3).

REZULTATE

Folosind acest sistem (vezi fig. 1), mişcarea nanoparticulelor, coliziunea dintre două particule, coliziunea dintre particule şi suprafaţa solidă, şi distribuţia nanoparticulelor pot fi observate, înregistrate şi analizate.

Fig. 4 arată viteza nanoparticulelor în curgere cu flux de lichid diferit. În conformitate cu toate condiţiile testate, viteza de distribuire a nanoparticulelor este simetrică, iar starea fară-alunecare este îndeplinită.

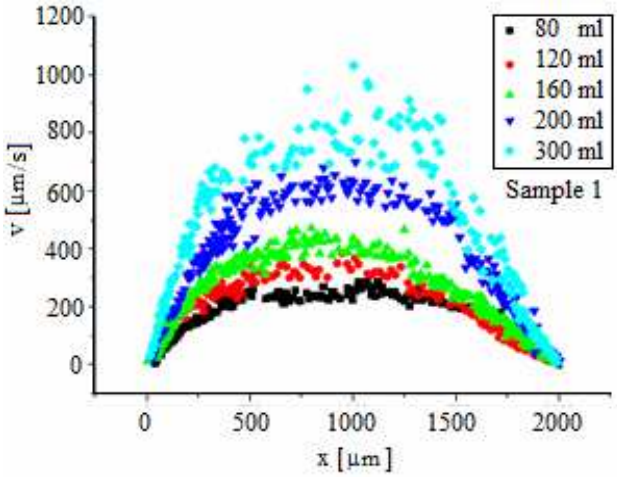


Fig. 4 - Distribution velocity of nanoparticles in the conditions flows with different liquid flux.
The numbers listed on the top right corner of the graph represent the liquid flux /
Viteza de distributie a nanoparticulelor in conditiile curgerii cu flux de lichid diferit
Numerele listate pe colţul din dreapta sus al graficului reprezinta fluxul de lichid

The thickness of the boundary layer is about 100 μm.

Polishing slurry contains nanoabrasive particles and chemical reagents. Some experiment results have proved that the particles size and slurry properties take great effects on the polishing results [1, 6, 10].

In many researches, nanoparticles abrasive [4, 10] and hydrodynamic pressure [8] are considered to cause the polishing effect; little work appears to have been done on the hydrodynamic pressure caused by nanoparticles near the wafer surface. This pressure is calculated in this paper and the effects of nanoparticles behavior and non-Newtonian properties of the slurry are analyzed.

MODELS AND METHODS

- *All particles are considered to be spherical with an average diameter of* ***D*** [10].

The wafer surface is a kind of Reynolds surface. The schematic of polishing process is shown in fig. 5 (a). The geometric model of SiO_2 nanoparticle and the wafer asperity is shown in fig. 5 (b). Parameter $\mathbf{x_0}$ in fig. 5 (b) represents the particle's relative positions to asperity peak on direction **x** at different moment. The dashed line represents the original position of the nanoparticle while the continuous line represents the current position of the nanoparticle.

Grosimea stratului limită este de aproximativ 100 μm.

Soluția de lustruire conține particule nanoabrasive şi reactivi chimici. Unele rezultate ale experimentului au demonstrat că mărimea particulelor şi proprietățile soluției au efecte mari asupra rezultatelor lustruirii [1, 6, 10].

In multe cercetări, nanoparticulele abrazive [4, 10] si presiunea hidrodinamică [8] sunt considerate a fi cauza efectului lustruirii; acest lucru pare să fi fost făcut de presiunea hidrodinamică cauzată de nanoparticulele de lângă suprafata suportului. Această presiune se calculează în această lucrare, precum şi efectele comportării nanoparticulelor şi proprietățile non-newtoniane ale soluției sunt analizate.

MODELE SI METODE

- *Toate particulele sunt considerate a fi sferice, cu un diametru mediu* ***D*** [10].

Suprafata suportului este un fel de suprafață Reynolds. Schema procesului de lustruire este prezentată în fig. 5 (a). Modelul geometric al nanoparticulelor de SiO_2 şi asperitatea suportului sunt prezentate în fig. 5 (b). Parametrul $\mathbf{x_0}$ în fig. 5 (b) reprezintă pozițiile relative pentru vârful asprității pe direcția **x**, la alt moment. Linia punctată reprezintă poziția inițială a nanoparticulei în timp ce linia continuă reprezintă poziția curentă a nanoparticulei.

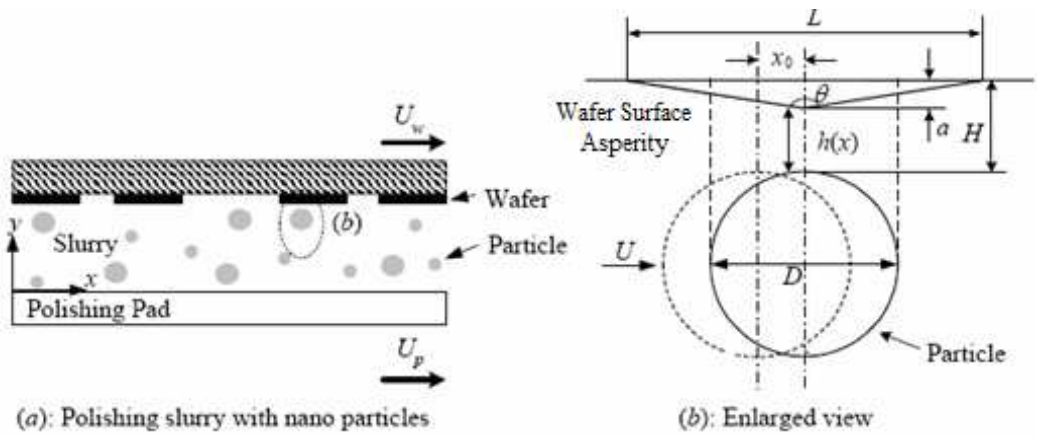


Fig. 4 - Geometric model of naparticles and surface asperity/
Modelul geometric al nanoparticulelor si suparafata asperitatii

When a nanoparticle is moving towards the asperity, the slurry film (fluid) thickness ***h (x)*** decreases gradually and hydrodynamic pressure is developed in the film. There are a lot of nanoparticles in the slurry and they are continuously passing through the asperity during the polishing process, so the hydrodynamic pressure is periodically generated on the asperity surface. One periodic is defined here as the time that is needed for a nanoparticle's center passing the whole asperity wave length.

The pressure at different moment in one periodic can be calculated by solving Reynolds equation (1):

Când o nanoparticulă se îndreaptă spre asperitate, grosimea filmului suspensiei ***h(x)*** scade treptat şi presiunea hidrodinamică este dezvoltată în film. Există o mulțime de nanoparticule în suspensie şi sunt continuu trecute pe lângă aspritate în timpul procesului de lustruire, astfel încât presiunea hidrodinamică este periodic generată pe suprafața asperității. O perioda este definită aici ca momentul în care este necesar pentru un centru de nanoparticule să treacă cu întreaga lungime de undă asperitatea.

Presiunea la alt moment într-o perioadă poate fi calculată prin rezolvarea ecuației Reynolds (1):

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}h\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}h\right)=\frac{U}{2}\frac{\partial h}{\partial x} \qquad (1)$$

In equation (3), p - is the pressure, h - is the fluid film thickness, x and y - are the directions of the coordinates shown in fig. 4 (a) and η - is the viscosity.

Reynolds equation (1) is numerically solved with finite differential method. Super relaxation iteration is adopted, and the relaxation factor is 1.5. The calculated pressure is dimensionless and its expression is:

În ecuația (3), p - este presiunea, h - este grosimea filmului fluid, x şi y - sunt direcțiile axelor de coordonate din fig. 4 (a) şi η - este viscozitatea.

Ecuația Reynolds (1) se rezolvă numeric cu metoda diferențelor finite. Se adoptă iterația super-relaxării, iar factorul de relaxare este de 1.5. Presiunea calculată este adimensională şi expresia sa este:

$$\overline{p} = pH / 6\eta U \quad (2)$$

- Asperty fatigue

Fig. 5 shows the pressure *p* on the asperity peak in one periodic and corresponding surface deformation *d*.

- Oboseala asperității

Fig. 5 arată presiunea *p* pe vârful asperității într-o perioadă şi corespunzător deformarea suprafaței *d*.

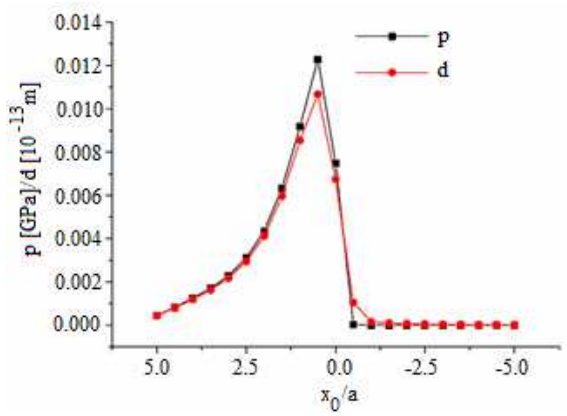


Fig.6 - Deformation of the asperity peak and pressure on it / *Deformarea varfului asperitatii si presiunea pe ea*

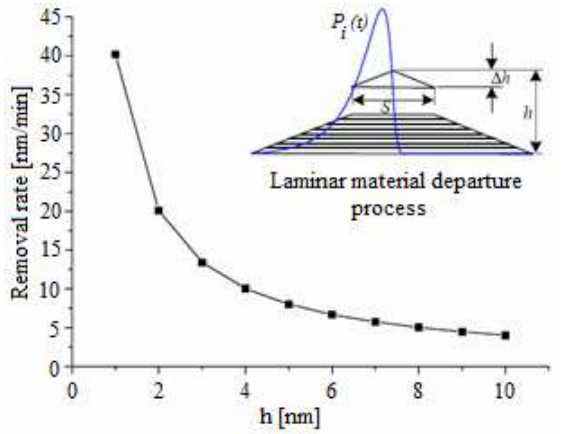


Fig. 7 - Material removal process of wafer surface asperity/ *Procesul de indepartare a materialului asperitatii suprafetei suport*

It is well known that fatigue fracture will occur at the material surface under cyclic loading condition. Fatigue fracture will happen at the peak firstly and the material of the asperity will be removed from the top to the bottom. It will lead to the asperity height reduction and it is a kind of important material removal mechanism.

Energy-balance fracture theory [11] is adopted here to establish a material removal model for the polishing process under ideal conditions. The work done by hydrodynamic pressure is to break down the bind energy of silicon. The input energy E_p produced by hydrodynamic pressure in one periodic is calculated according to equation (3):

Este bine cunoscut faptul că fractura de oboseală va avea loc la suprafața materialului în condiții de încărcare ciclică. Fractura de oboseală se va întâmpla la vârf în primul rând şi materialul asperității va fi eliminat din partea de sus în jos. Aceasta va conduce la reducerea înălțimii asperității şi este un mecanism important tipic de îndepărtare a materialului.

Teoria energiei de echilibru a fracturii [11] este adoptată aici pentru a stabili un model de îndepărtare a materialului pentru procesul de lustruire în condiții ideale. Activitatea desfăşurată de presiunea hidrodinamică este de a distruge energia de legatură a siliciului. Energie de intrare *Ep* produsă de presiunea hidrodinamică într-o perioadă se calculează conform ecuației (3):

$$E_p = \sum_{i=1}^{n} p_i \cdot \Delta x \left(d_i - d_{i-1} \right) \quad (3)$$

In this equation (3), n - is the discreet point in one periodic and Δx – is the variation distance in the moving particles. The input energy at the asperity peak is 1.66 x 10^{-17} J. The bind energy of silicon is 99.8 eV, which is about 10^{-17} J. The stable structure of silicon will be destroyed the periodically input energy and the micro crack will appear at the asperity peak. With the periodical input energy, the micro crack grows and the fatigue fracture happens.

- Removal rate

When 1 nm height material of the asperity is removed, the time requested can be calculated as equation (4):

În această ecuație (3), n - este punctul discret într-o perioadă şi Δx - este variația distanței în mişcarea nanoparticulelor. Energia de intrare la vârful asperității este 1.66 x 10^{-17} J. Energia de leagătură a siliciului este de 99.8 eV, care este de aproximativ 10^{-17} J. Structura stabilă a siliciului va fi distrusă periodic de energia de intrare şi micro fisura va apărea la vârful asperității. Cu perioada energiei de intrare, micro fisura creşte si oboseala fracturii se întamplă.

- Rata de îndepărtare

Când 1 nm din înălțimea materialului asperității este eliminat, timpul solicitat poate fi calculat cu ecuația (4):

$$t = E_S \cdot 2S / (f \cdot L_S), \quad (4)$$

where: E_s - is the silicon surface energy, and it is equal to 1400 mJ/m^2; S - is the area of new formed surface; f - is the nanoparticles passing frequency; L_S - is the work done by the hydrodynamic pressure in one periodic; Δh - is the removed height of the asperity (see fig. 7) and:

unde: E_s - este energia de suprafață a siliciului, şi este egală cu 1400 mJ/m^2, S - este aria noii suprafețe formate, f - este frecvența trecerii nanoparticulelor, L_S - este lucrul efectuat de presiunea hidrodinamica într-o perioadă; Δh - este înălțimea îndepărtată a asperității (vezi fig. 7) şi:

$$S = \Delta h \cdot tg(\theta / 2) \quad (5)$$

$$f = U / \xi \quad (6)$$

$$\xi = \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 10^6 \cdot m_{si}}{c \cdot 6{,}022 \cdot 10^{23}}} \quad (7)$$

$$L_S = \sum_{j=1}^{k} \sum_{i=1}^{n} p_{i,j} \cdot \Delta x \cdot \left(d_{i,j} - d_{i-1,j}\right), \quad (8)$$

where: θ – is angle from the top asperity; m_{si} – is mass of silicon; c - is specific heat. The removal rate is shown in fig. 7.

It shows good agreement with the experiment data of 24 nm/min, given by Lei [6], also it is agreed with the removal rate given by Zhao [11]. However, the removal rates decreases and the removed height increases, because the area of the new formed surfaces increases, when the height of asperity decreases [4].

CONCLUSIONS

- Movement, collision and friction-wear nanoparticles CMP process can be modeled analytically, by simulation and experimentation in the understanding and interpretation of these phenomena.
- There are many models for the study of movement, collision and friction-wear nanoparticles. Model presented help clarify the complex processes taking place during CMP due to the interaction of nanoparticles.
- To optimize the CMP process, one needs to obtain information on the interaction between the slurry nanoabrasive particles and the polished surface. However, due to the many parameters that can influence the CMP process, optimization of CMP by experimental means has been difficult.
- Measurements based friction-wear in CMP can help to identify the interactions between nanoparticles and surface topography as these are exposed and evolve during polishing.
- The causes polishing effect are considered particle abrasive and hydrodynamic pressure. However there are few papers appeared to be taken into account hydrodynamic pressure caused by nanoparticles near the wafer surface. An exception is this paper, when this pressure was considered and calculated, respectively are analyzed the effects of nanoparticles behavior and non-Newtonian properties of the slurry.
- Good polishing can be achieved by controlling the synergy between removal rate (mechanical wear) and electrochemical interaction on the surface in during CMP.
- Modeling removal asperities by CMP can help rationalize CMP optimization. To increase the effectiveness of modeling, one must know the behavior of wafer surfaces, and their interaction with the abrasive nanoparticles.

REFERENCES

[1]. Basim G B, Alder J J (2000) - *Effect of Particle Size of CMP Slurries for Enchanced Polishing with Minimal Defect*, Journal of Electrochemical Society, 2000 (147): 3523-3528.
[2]. Hsieh H, Averback R S, Sellers H, Flynn C P (1992) - *Simulation of Cluster Impacts on Silicon Surface,* Physical Review B, Vol. 45, pp. 4417.
[3]. Ilie F, Tita C (2009) - *Interaction between nanoparticles during Chemical Mechanical Polishing (CMP),* Optics and Advanced Materials, vol. 3, No. 3, March 2009, ISNN 1842-6573, pp. 245-249.
[4]. Ilie F (2011) - *Investigation of layers formed by selective transfer CMP mechanisms with Atomic Force Microscope*, Journal of Nanoparticle Research, Vol. 13, No 10/ 2011, pp.5519-5526, ISSN 1388-0764 (Print), 1572-896X (Online).
[5]. Kyuno K, Cahill D G, Averback R S (1999) - *Surface*

unde: θ - este unghiul de la vârful asperității, m_{si} - este masa siliciului; c - este căldura specifică. Rata de eliminare este prezentată în fig. 7.

Aceasta arată o bună corelatie cu datele experimentului de 24 nm/min, dată de Lei [6], de asemenea, este în corelație cu rata de îndepărtare dată de Zhao [11]. Cu toate acestea, ratele de eliminare scad şi înălțimea îndepărtată creşte, deoarece aria suprafețelor nou formate creşte, iar înălțimea asperitatii scade [4].

CONCLUZII

- Mişcarea, coliziunea şi frecarea-uzrea nanoparticulelor in procesul CMP pot fi modelate analitic, prin simulare şi experimentare pentru înțelegerea şi interpretarea a acestor fenomene.
- Există mai multe modele pentru studiul mişcării, coliziunii şi frecării-uzurii nanoparticulelor. Modelul prezentat ajută la clarificarea proceselor complexe care au loc în timpul CMP datorită interacțiunii nanoparticulelor.
- Pentru a optimiza procesul de CMP, trebuie să obținem informații cu privire la interacțiunea dintre particulele nanoabrazive din suspensie şi suprafața lustruită. Cu toate acestea, datorită mai multor parametri care pot influența procesul de CMP, optimizarea CMP prin mijloace experimentale a fost dificil.
- Măsurătorile bazate pe frecare-uzare în CMP pot ajuta la identificarea interacțiunilor dintre nanoparticule şi topografia suprafaței, deoarece acestea sunt expuse şi evoluează în timpul lustruirii.
- Cauzele efectului de lustruire sunt considerate nanoparticulele abrazive şi presiunea hidrodinamică. Totuşi, există puține lucrări apărute, care să fie luat în considerare presiunea hidrodinamică cauzată de nanoparticule in apropiere de suprafața suport. O excepție este această lucrare, când această presiune a fost considerată şi calculată, respectiv sunt analizate efectele comportării nanoparticulelor şi proprietățile non-newtoniane ale soluției.
- Buna lustruirea poate fi realizată prin controlul sinergiei dintre rata de îndepărtare (uzura mecanică) şi interacțiunea electrochimică pe suprafață în timpul CMP.
- Modelul eliminării asperităților prin CMP pot ajuta la raționalizarea optimizării CMP. Pentru a spori eficiența modelării, trebuie să ştim comportarea suprafeței suport, şi interacțiunea lor cu nanoparticulele abrazive.

REFERENCES

[1]. Basim G B, Alder J J (2000) – *Efectul marimii particulei ale suspensie CMP pentru consolidarea lustruirea cu minimum de defecte*, Jurnalul Societatii Electrochimice, 2000 (147): 3523-3528.
[2]. Hsieh H, Averback R S, Sellers H, Flynn C P (1992) - *Simularea impactului dispersiei pe suprafata de siliciu, fizica,* Recenzia Fizica B, Vol. 45, pp. 4417.
[3]. Ilie F, Tita C (2009) – *Interactiune dintre nanoparticule in timpul lustruirii chimico-mecanica (CMP),* Optici si Materiale Avansate, vol. 3, No. 3, March 2009, ISNN 1842-6573, pp. 245-249.
[4]. Ilie F (2011) – *Investigarea prin mecanismul CMP a straturilor formate prin transfer selectiv cu Microscopul de forte atomice*, Jurnalul Cercetarii Nanoparticulelor, Vol. 13, No 10/ 2011, pp.5519-5526, ISSN 1388-0764 (Print), 1572-896X (Online).
[5]. Kyuno K, Cahill D G, Averback R S (1999) –

Defectsand Bulk Defect Migration Produced by Ion Bombardament of Si(001), Physical Review Letters, Vol. 83, pp. 4788-4791.
[6]. Lei H, Luo J B. (2004) - *Chemical Mechanical Polishing of Hard Disk Drive Substrates*, Wear, 257 (5-6): 461- 470.
[7]. Luo J B, Xu F L, Duan F L et. al. (2004) - *Variations of Surface Layer Collided with Nanoparticles*, 1st International Conference on Advanced Tribology, 1 – 3 December 2004, Singapore.
[8]. Sundararajan S, Thakurta D G (1999) - *Two-dimensional Wafer-scale CMP Models based on Lubrification Theory and Mass Transport*, Journal of Electrochemical Society, 1999, 146(2): 761-766.
[9]. Yamaguchi Y, Gspann J (2002) - *Large-scale Molecular Dynamics Simulations of Cluster Impact and Erosion Processes on Diamond Surface*, Physical Review B, Vol. 66, pp. 155408.
[10]. Zhao Y, Chang L (2002) - *A Micro-contact and Wear Model for CMP of Silicon Wafers*, Wear, 2002(252): 220-226.
[11]. Zhao J S (2003) - *Fracture Mechanics and Fracture Physics*, Huazhong Keji Press, 2003 (2).
[12]. Zhang C H, Luo J B, Wen S Z (2004) - *Contribution of Porous Pad to Chemical Mechanical Polishing*, Progress In Natural Science 14 (4): 369-372.

Suprafata defectata cu nisip vrac prin migrarea defectelor produse prin bombardarea cu ioni de Si(001), Scrisorile Recenziei Fizice, Vol. 83, pp. 4788-4791.
[6]. Lei H, Luo J B. (2004) – *Lustruirea chimico-mecanica a substraturilor la Hard Disk Drive*, Uzura, 257 (5-6): 461-470.
[7]. Luo J B, Xu F L, Duan F L et. al. (2004) – *Variatiile strutului suprafetei ciocnite cu nanoparticule*, Prima Conferinta internationala de Tribologie Avansata, 1 – 3 December 2004, Singapore.
[8]. Sundararajan S, Thakurta D G (1999) – *Modelele CMP cu scara suport dua-bazate pe teoria lubrificatiei si transport de masa*, Jurnalul Societatii Electrochimice, 1999, 146(2): 761-766.
[9].Yamaguchi Y, Gspann J (2002) - *Simulările dinamice moleculare la scară mare ale dispersiei de impact şi procesele de eroziune de pe suprafața diamantata,* Recenzia Fizica B, Vol. 66, pp. 155408.
[10]. Zhao Y, Chang L (2002) – *Un micro-contact si model de uzura pentru CMP a suporturilor de siliciu*, Uzura, 2002(252): 220-226.
[11]. Zhao J S (2003) – *Fracturi mecanice si fracturi fizice*, Huazhong Keji Press, 2003 (2).
[12]. Zhang C H, Luo J B, Wen S Z (2004) – *Contributia tamponului poros pentru lustruirea chimico-mecanica*, Progres in Stiinta Naturii 14 (4): 369-372.

STUDY CONCERNING THE MODERNIZATION OF THE MAC – 3 MACHINES FROM THE SUBSTITUTION OF THE MECHANISM OF THE PRESSING ROOM
/
STUDIU REFERITOR LA MODERNIZAREA MAŞINII MAC – 3 PRIN ÎNLOCUIREA MECANISMULUI CAMEREI DE PRESARE

Prof. PhD. Eng. Dinu I, Lect. Ph.D. Eng. Popa C., Lect Ph. D. Eng. David M.F.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 021-4029250; E-mail: dinuion1939@yahoo.com

Abstract: *In this paper is presented the press room of the MAC – 3 machines endowed with two pressing mechanisms, while also showing the advantages of the new system. Also is presented the diagram of the tow pressing mechanisms is also given, while equations are established for determining the speed distribution by using the independend cycle method.*

Keywords: *pressing room, MAC – 3 machine, pressing mechanism.*

INTRODUCTION

MAC – 3 machines works in agregate with U – 650 M tractor and is destinated to harverst the stems of corn sunflower, drying hay put in furrow, creeping stalk of beans, pea, etc [2, 3, 11]. The machine works on the ground plane or on the flank with inclination until 10º [2, 3, 11]. The material that was added is press and unloads like a hayrick at the extremities of the plots.

MAC – 3 machines had a mechanism for feeding the pressing room, a mechanism with gear quadrant.

In place of this mechanism are introduced a new mechanism formed by articulated beams, replaced the gear quadrants of the old mechanism [1, 7, 8, 13, 18, 23].

THEORETICALS ASPECTS OF CALCULUS

In figure 1 is presented the old pressing mechanism who is formed from nine mobiles elements (the 3 and 4 elements had two semi crows cogged with contact in point N), 12 inferior kinematics couples and two superior kinematics couples [1, 7, 8, 13, 18, 23]:

- inferior couples i $\Rightarrow$ A,B,C,D,E,F,H,L,K,M,R,P
- superior couples $\Rightarrow$ N,G

i=12 – superior couples;
s=2 – inferior couples;
m=9 – mobile elements.

The mobility degree of the mechanism is calculated with the relation (1):

Rezumat: *Lucrarea prezintă camera de presare a maşinii MAC – 3, dotată cu două mecanisme de presare, şi de asemenea sunt arătate avantajele noului sistem. De asemenea este prezentată şi diagrama mecanismului de presare, fiind stabilite ecuațiile pentru determinarea distribuției de viteze utilizând metoda ciclurilor independente.*

Cuvinte cheie: *cameră de presare, maşina MAC – 3, mecanism de presare.*

INTRODUCERE

Maşina MAC – 3, lucrează în agregat cu tractorul U – 650 M şi este destinată recoltării tulpinelor de porumb, floarea soarelui, a fânului uscat aşezat în brazdă, vrejurilor de soia, mazăre, etc [2, 3, 11]. Maşina lucrează pe terenuri plane, sau pe pante cu înclinare de până la 10º [2, 3, 11]. Materialul adunat este presat şi descărcat sub formă de căpițe la capetele parcelelor.

Maşina MAC – 3 avea ca mecanism pentru acționarea camerei de presare un mecanism cu sector dințat.

În locul acestui mecanism s-a introdus un mecanism nou format din bare articulate, înlocuindu-se sectoarele dințate ale vechiului mecanism [1, 7, 8, 13, 18, 23].

ASPECTE TEORETICE DE CALCUL

În figura 1 se prezintă schema vechiului mecanism de presare care este format din nouă elemente mobile, (elementele 3 şi 4 având două semicoroane dințate cu contact în punctul N), 12 cuple cinematice inferioare şi două cuple cinematice superioare [1, 7, 8, 13, 18, 23]:

- cuple inferioare i $\Rightarrow$ A,B,C,D,E,F,H,L,K,M,R,P
- cuple superioare $\Rightarrow$ N,G

i=12 – cuple superioare;
s=2 – cuple inferioare;
m=9 – elemente mobile.

Gradul de mobilitate al mecanismului se calculează cu relația (1):

$$M = 3m - 2i - s \qquad (1)$$

Therefore: $M = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 12 - 2 = 1$

The old mechanism of pressing have a single degree of freedom, therefore is a desmodromic mechanism.

In figure 2 is presented the scheme at the new pressing mechanism, in his composition intervene the 4' and 7' elements, also N', G^1_{CR} rotation couples and G(t) translation couple.

At the new mechanism we have a number 11 mobile elements and 16 inferior kinematics couples.

i $\Rightarrow$ A ,B, C, D, E, F, G(t), $G^1_{(R)}$, H, L, K, M, N, N' ,P, R

Deci: $M = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 12 - 2 = 1$

Vechiul mecanism de presare are un singur grad de libertate, deci este un mecanism desmodrom.

În figura 2 este prezentată schema noului mecanism de presare, în componența căruia mai intervin elementele 4'şi 7', de asemenea cuplele N', G^1_{CR} de rotație şi respectiv G(t) de translație.

La noul mecanism avem un număr de 11 elemente mobile şi 16 cuple cinematice inferioare.

i $\Rightarrow$ A ,B, C, D, E, F, G(t), $G^1_{(R)}$, H, L, K, M, N, N' ,P, R

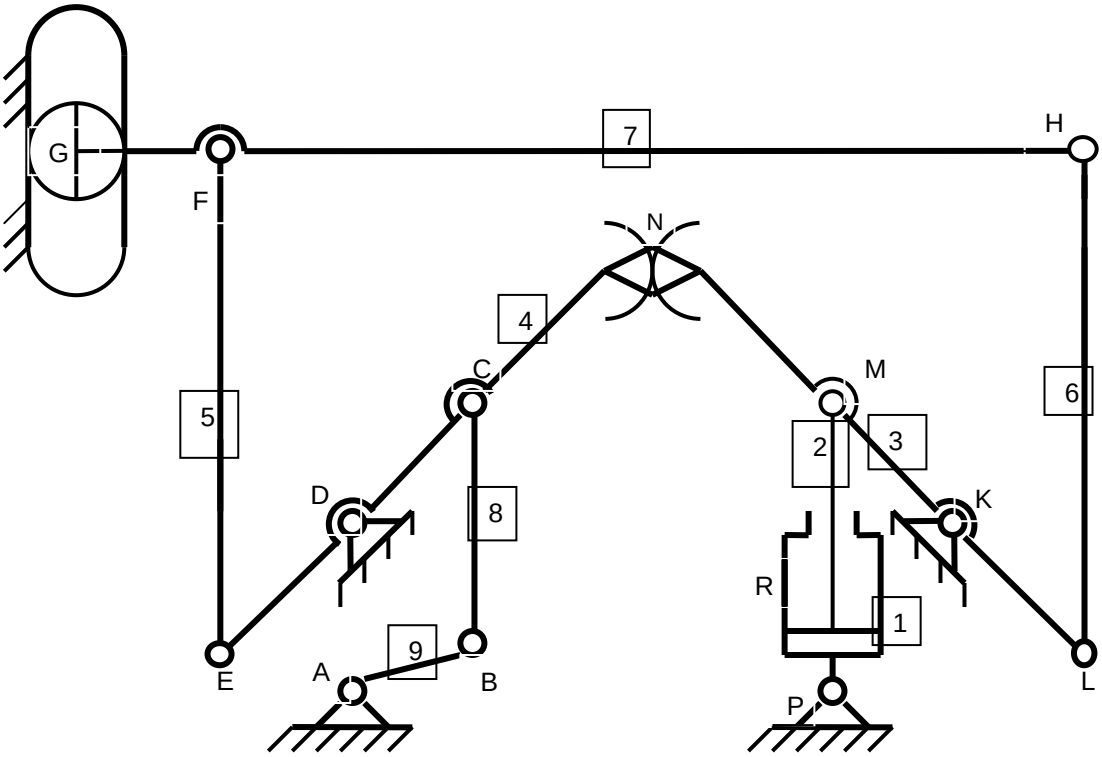


Fig. 1 – Scheme of the old pressing mechanism /
Schema vechiului mecanism de presare

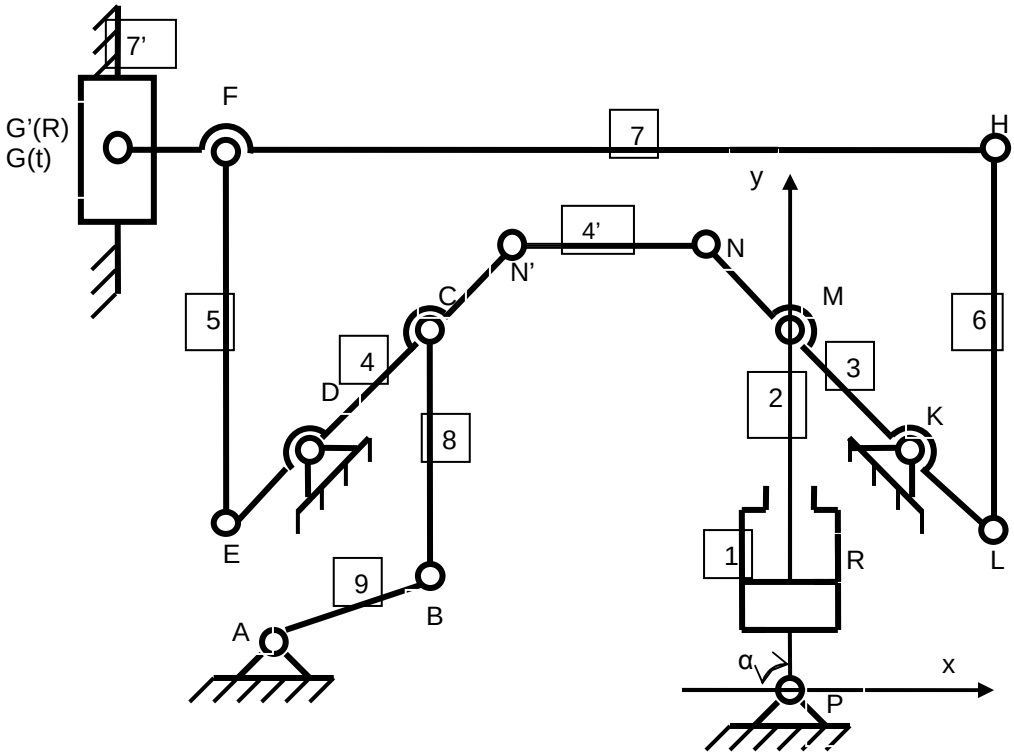


Fig. 2 – Scheme of the new pressing mechanism /
Schema noului mecanism de presare

The mobility degree of the new mechanism is:

G(t) – 7' – G'(R) – 7 – H – 6 – L – 3 – K

Are observed that the new mechanism have the mobility degree equal to one, just like the old mechanism, therefore and this mechanism is a desmodromic mechanism.

The graph associated at the new mechanism is presented in figure 3. Are observed that is a planar planar graph with five independent cycles.

Is considerate like bases of independent cycles the outlines of the disjoint interior domains of the graph, therefore we have:

- cycle I: P – 1 – R – 2 – M – 3 – K;
- cycle II: P–1–R–2–M–3–N–4–N–4–D ;
- cycle III : D – 4 – C – 8 – B – 9 – A ;
- cycle IV:A–9–B–8–C–4–E–5–F–7–G'(R)–7'–G(t);
- cycle V: G(t) – 7 – G'(R) – 7 – H – 6 – L – 3 – K.

Gradul de mobilitate al noului mecanism este:

G(t) – 7' – G'(R) – 7 – H – 6 – L – 3 – K

Se observă că noul mecanism are grad de mobilitate unitar, la fel ca noul mecanism, deci şi acesta este un mecanism desmodrom.

Graful asociat noului mecanism este prezentat în figura 3. Se observă că este un graf planar cu cinci cicluri independente.

Se consideră ca bază de cicluri independente contururile domeniilor interioare disjuncte ale grafului, deci avem:

- ciclul I: P – 1 – R – 2 – M – 3 – K;
- ciclul II: P–1–R–2–M–3–N–4–N–4–D ;
- ciclul III : D – 4 – C – 8 – B – 9 – A ;
- ciclul IV:A–9–B–8–C–4–E–5–F–7–G'(R)–7'–G(t);
- ciclul V: G(t) – 7 – G'(R) – 7 – H – 6 – L – 3 – K.

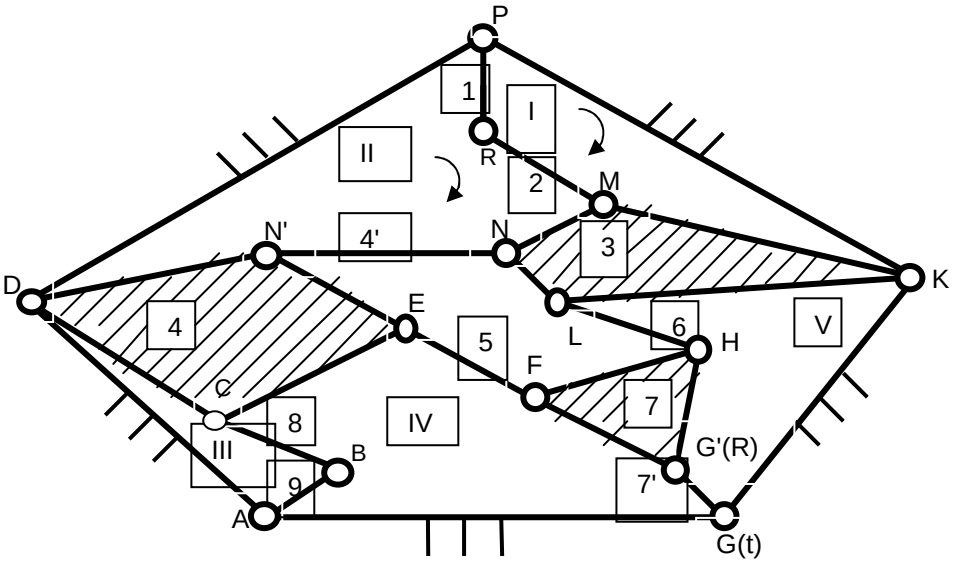


Fig. 3 -The graph associated to the new pressing mechanism/
Graful asociat noului mecanism de presare

Considering an axis system x0y in the plane of mechanism, with the origin in P and knowing the x and y coordinates of the kinematics couples is obtained the equations system (2) [4, 5, 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 22, 24].

Luând un sistem de axe x0y în planul mecanismului, cu originea în P şi cunoscându-se coordonatele x şi y ale cuplelor cinematice se obține sistemul de ecuații (2) [4, 5, 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 22, 24].

$$\begin{cases} v^x_{R21}+v^x_{M32}-\omega_1(y_R-y_P)-\omega_2(y_M-y_R)-\omega_3(y_K-y_M)=0 \\ v^y_{R21}+v^y_{M32}+\omega_1(x_R-x_P)+\omega_2(x_M-x_R)+\omega_3(x_K-x_M)=0 \\ v^x_{R21}+v^x_{M32}+v^x_{N4'3}+v^x_{N'44'}-\omega_1(y_R-y_P)-\omega_2(y_M-y_R)-\omega_3(y_N-y_M)-\omega_{4'}(y_{N'}-y_N)-\omega_4(y_D-y_{N'})=0 \\ v^y_{R21}+v^y_{M32}+v^y_{N4'3}+v^y_{N'44'}+\omega_1(x_R-x_P)+\omega_2(x_M-x_R)+\omega_3(x_N-x_M)-\omega_{4'}(x_{N'}-x_N)-\omega_4(x_D-x_{N'})=0 \\ v^x_{C84}+v^x_{B98}-\omega_4(y_C-y_D)-\omega_8(y_B-y_C)-\omega_9(y_A-y_B)=0 \\ v^y_{C84}+v^y_{B98}+\omega_4(x_C-x_D)+\omega_8(x_B-x_C)+\omega_9(x_A-x_B)=0 \\ v^x_{B89}+v^x_{C48}+v^x_{E54}+v^x_{F7'5}+v^x_{G'7''7}-\omega_9(y_B-y_A)-\omega_8(y_C-y_B)-\omega_4(y_E-y_C)-\omega_5(y_F-y_E)-\omega_{7'}(y_G-y_{G'})=0 \\ v^y_{B89}+v^y_{C48}+v^y_{E54}+v^y_{F7'5}+v^y_{G'7''7}+\omega_9(x_B-x_A)+\omega_8(x_C-x_B)+\omega_4(x_E-x_C)+\omega_5(x_F-x_E)-\omega_{7'}(x_G-x_{G'})=0 \\ v^x_{G7''0}+v^x_{G'77'}+v^x_{H67}+v^x_{L36}-\omega_{7'}(y_{G'}-y_G)-\omega_7(y_H-y_{G'})-\omega_6(y_L-y_H)-\omega_3(y_K-y_L)=0 \\ v^y_{G7'0}+v^y_{G'77'}+v^y_{H67}+v^y_{L36}+\omega_{7'}(x_{G'}-x_G)+\omega_7(x_H-x_{G'})+\omega_6(x_L-x_H)+\omega_3(x_K-x_L)=0 \end{cases} \quad (2)$$

The kinematics conditions from bundles are presented in the form (3) [4, 5, 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 22, 24]

Condițiile cinematice din legături sunt prezentate sub forma (3) [4, 5, 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 22, 24]

$$\frac{v_{R21}^{y}}{v_{R21}^{x}} = -tg\alpha \qquad v_{E54}^{x} = v_{E54}^{y} = 0$$
$$v_{M32}^{x} = v_{M32}^{y} = 0 \qquad v_{F75}^{x} = v_{F75}^{y} = 0$$
$$v_{N4'3}^{x} = v_{N4'3}^{y} = 0 \qquad v_{G77'}^{x} = v_{G77'}^{y} = 0$$
$$v_{N'44'}^{x} = v_{N'44'}^{y} = 0 \qquad v_{G7'0}^{x} = 0 \qquad (3)$$
$$v_{C48}^{x} = v_{C48}^{y} = 0 \qquad v_{H67}^{x} = v_{H67}^{y} = 0$$
$$v_{B98}^{x} = v_{B98}^{y} = 0 \qquad v_{L36}^{x} = v_{L36}^{y} = 0$$

Introducing the conditions (3) in the equations system (2) is obtained the equations system (4) [4, 5, 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 22, 24]:

Introducând condițiile (3) în sistemul de ecuații (2) se obține sistemul de ecuații (4) [4, 5, 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 20, 22, 24] :

$$\begin{cases} v_{R21}^{x} - \omega_1(y_R - y_P) - \omega_1(y_M - y_R) - \omega_3(y_K - y_M) = 0 \\ -v_{R21}^{x} tg\alpha + \omega_1(x_R - x_P) + \omega_1(x_M - x_R) + \omega_3(x_K - x_M) = 0 \\ v_{R21}^{x} - \omega_1(y_R - y_P) - \omega_1(y_M - y_R) - \omega_3(y_N - y_M) - \omega_{4'}(y_{N'} - y_N) - \omega_4(y_D - y_{N'}) = 0 \\ -v_{R21}^{x} tg\alpha + \omega_1(x_R - x_P) + \omega_1(x_M - x_R) + \omega_3(x_N - x_M) + \omega_{4'}(x_{N'} - x_N) + \omega_4(x_D - x_{N'}) = 0 \\ -\omega_4(y_C - y_D) - \omega_8(y_B - y_C) - \omega_9(y_A - y_B) = 0 \\ \omega_4(x_C - x_D) + \omega_8(x_B - x_C) + \omega_9(x_A - x_B) = 0 \\ -\omega_9(y_B - y_A) - \omega_8(y_C - y_B) - \omega_4(y_E - y_C) - \omega_5(y_F - y_E) = 0 \\ \omega_9(x_B - x_A) + \omega_8(x_C - x_B) + \omega_4(x_E - x_C) + \omega_5(x_F - x_E) = 0 \\ -\omega_7(y_H - y_{G'}) - \omega_6(y_L - y_H) - \omega_3(y_K - y_L) = 0 \\ \omega_7(x_H - x_{G'}) + \omega_6(x_L - x_H) + \omega_3(x_K - x_L) = 0 \\ -\omega_6(y_L - y_H) - \omega_3(y_K - y_L) = 0 \\ \omega_6(x_L - x_H) + \omega_3(x_K - x_L) = 0 \end{cases} \qquad (4)$$

The constructive conditions are:

Condițiile constructive sunt date sub forma:

$$\omega_1 = \omega_2 = \ldots$$
$$\omega_{7'} = 0 \qquad (5)$$
$$\omega_7 = \omega_{4'} = 0$$

Introducing in system (4), the constructive conditions is obtained the equations system (6):

Introducând în sistemul (4), condițiile constructive se obține sitemul de ecuații (6):

$$\begin{cases} v_{R21}^{x} - \omega_1(y_M - y_P) - \omega_3(y_K - y_M) = 0 \\ -v_{R21}^{x} tg\alpha + \omega_1(x_M - x_P) + \omega_3(x_K - x_M) = 0 \\ v_{R21}^{x} - \omega_1(y_M - y_P) - \omega_3(y_N - y_M) - \omega_4(y_D - y_{N'}) = 0 \\ -\omega_4(y_C - y_D) - \omega_8(y_B - y_C) - \omega_9(y_A - y_B) = 0 \\ \omega_4(x_C - x_D) + \omega_8(x_B - x_C) + \omega_9(x_A - x_B) = 0 \\ -\omega_9(y_B - y_A) - \omega_8(y_C - y_B) - \omega_4(y_E - y_C) - \omega_5(y_F - y_E) = 0 \\ \omega_9(x_B - x_A) + \omega_8(x_C - x_B) + \omega_4(x_E - x_C) + \omega_5(x_F - x_E) = 0 \\ \omega_6(x_L - x_H) + \omega_3(x_K - x_L) = 0 \end{cases} \qquad (6)$$

The equations system (6) is a homogeneous system of eight kinematic unknowns who can be determinate.

The kinematic unknowns are: $v_{R21}^{x}, \omega_1, \omega_3, \omega_4, \omega_5$,

Sistemul de ecuații (6) este un sistem omogen de opt ecuații cu opt necunoscute cinematice, care se pot determina.

Necunoscutele cinematice sunt : $v_{R21}^{x}, \omega_1, \omega_3, \omega_4, \omega_5$,

$\omega_6, \omega_8, \omega_9$. These unknowns can be determinate from the equations system (6) who is a homogeneous system of eight equations with eight unknowns.

Having angular speeds and translation speeds of the mechanism with the help of the principle of the virtuals speeds be determinate the maximum value of the pressing force.

CONCLUSIONS

Replacing of the mechanism of the machine, lead at a better working, from removing the frictions and vibrations from gear quadrants to a metal economy and a constructive achievement more simple.

REFERENCES

[1]. Antonescu P. (2003) – *Mechanisms*, Printech Publishing, Bucharest, ISBN 973 – 652 – 788 – 3;
[2]. David M.F., Dinu I., Popa C. (2008) – *„Contributions to the modernisation the mechanism of the pressing room of the balling press"*, Symposium „Engineering and management of sustainable development in agriculture, transports and food industry", INMATEH 2008 – II, National Institute of Research – Development for machines and installations designed to agriculture and food industry, Bucharest, July, no 25, pages 96 – 100, ISSN 1583 – 1019;
[3]. David M.F., Rusănescu C.O., David L., Dinu I. (2010) - The modernization of the MAC – 3 machines from the substitution off the mechanism of the pressing room, bulletin of the Petroleum – Gas University of Ploieşti, Technical Series, Vol. LXII, Nr. 4B, pages 41 – 46, ISSN 1224 – 8495;
[4]. Dinu I. (1999) – *Theoretical Mechanics*, Printech Publishing, Bucharest;
[5]. Iacob C. (1980) – *Theoretical mechanics*, Didactical and Pedagogical Publishing, Bucharest;
[6]. Magheți I., Voiculescu L. (2000) – *Elements of applied mechanics*, Printech Publishing, Bucharest;
[7]. Manolescu N., Kovacs Fr., Orănescu A. (1972) – *Theory of mechanisms and machinery*, Didactical and Pedagogical Publishing, Bucharest;
[8]. Pelecudi Chr, Maroş D., Merticaru V., Pandrea N., Simionescu I. (1985) – *Mechanisms*, Didactical and Pedagogical Publishing, Bucharest;
[9]. Rădoi M., Deciu E. (1993) – *Mechanics*, C, Didactical and Pedagogical Publishing, Bucharest;
[10]. Roşca I. (1998) – *Mechanics for engineers*, Matrix Rom Publishing, Bucharest;
[11]. Scripnic V., Babiciu P. (1979) – *Agricultural machinery*, Ceres Publishing, Bucharest;
[12]. Sedov L. – Mechanics of continuouslies mediums books I şi II), Mir Publishing, Moscou, 1975;
[13]. Simionescu I., Moise V. (1999) – *Mechanisms*, Technical Publishing Bucharest;
[14]. Staicu Şt. (1998) – *Theoretical mechanics*, Didactical and Pedagogical Publishing, Bucharest;
[15]. Staicu Şt., Voiculescu L. (2010) – *Mechanics*, Bren Publishing, Bucharest;
[16]. Staicu Şt., Voiculescu L. (2006) – *Lessons of theoretical mechanics*, Bren Publishing, Bucharest;
[17]. Targ S. (1975) – *Elements of rationally mechanics*, Mir Publishing, Moscou;
[18]. Tutunaru D. (1969) – *Planar mechanisms*, Technical Publishing, Bucharest;
[19]. Vâlcovici V., Bălan Şt., Voinea R. (1968) – *Theoretical mechanics*, Technical Publishing Bucharest;
[20]. Voiculescu L., Busuioceanu I., Magheți I. (2004) – *Mechanics: theory and applications*, Bren Publishing, Bucharest;
[21]. Voinea R., Voiculescu D., Ceauşu V. (1983) – *Mechanics*, Didactical and Pedagogical Publishing, Bucharest;
[22]. Voinea R., Voiculescu D., Simion F.P. (1989) – *Introduction in mechanics of body with applications in engineering*, Academy of S.R.R. Publishing, Bucharest;

$\omega_6, \omega_8, \omega_9$. Aceste necunoscute pot fi determinate din sistemul de ecuații (6) care este un system omogen de opt ecuații cu opt necunoscute.

Având cunoscute vitezele unghiulare şi de translație ale mecanismului cu ajutorul principiului vitezelor virtuale se poate determina valoarea maximă a forței de presare.

CONCLUZII

Înlocuirea vechiului mecanism al maşinii conduce la o funcționare mai bună, prin înlăturarea frecărilor şi a vibrațiilor din sectoarele dințate, la o economie de metal şi la o realizare constructivă mult mai simplă.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Antonescu P. (2003) – *Mecanisme*, Editura Printech, Bucureşti, ISBN 973 – 652 – 788 – 3;
[2]. David M.F., Dinu I., Popa C. (2008) – *Contribuții la modernizarea mecanismului camerei de presare la presele de balotat*, Simpozionul „Inginerie şi management la dezvoltarea sustenabilă a agriculturii, transporurilor şi industriei alimentare", INMATEH 2008 – II, Institutul Național de Cercetare – Dezvoltare pentru maşinile şi instalațiile destinate agriculturii şi industriei alimentare, Bucuresti, iulie, nr. 25, pag. 96 – 100, ISSN 1583 – 1019;
[3]. David M.F., Rusănescu C.O., David L., Dinu I. (2010) – *Modernizarea maşinii MAC – 3 prin înlocuirea mecanismului camerei de presare*, Buletinul Universității Petrol – Gaze din Ploieşti, Seria tehnică, Vol. LXII, Nr. 4B, pag. 41 – 46, ISSN 1224 – 8495;
[4]. Dinu I. (1999) – *Mecanică Teoretică,* Editura Printech, Bucureşti;
[5]. Iacob C. (1980) – *Mecanică teoretică*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[6]. Magheți I., Voiculescu L. (2000) – *Elemente de mecanică aplicată*, Editura Printech, Bucureşti;
[7]. Manolescu N., Kovacs Fr., Orănescu A. (1972) – *Teoria mecanismelor şi a maşinilor*, Editura Didactică şi Pedagogică , Bucureşti;
[8]. Pelecudi Chr, Maroş D., Merticaru V., Pandrea N., Simionescu I. (1985) – *Mecanisme*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;
[9]. Rădoi M., Deciu E. (1993) – *Mecanică*, Editura Didactică şi Pedagogică R.A., Bucureşti;
[10]. Roşca I. (1998) – *Mecanica pentru ingineri*, Editura Matrix Rom, Bucureşti;
[11]. Scripnic V., Babiciu P. (1979) – *Maşini agricole*, Editura Ceres, Bucureşti;
[12]. Sedov L. – Mecanica mediilor continue (volumele I şi II), Editura Mir, Moscova, 1975;
[13]. Simionescu I., Moise V. (1999) – *Mecanisme*, Editura Tehnică, Bucureşti;
[14]. Staicu Şt. (1998) – *Mecanica teoretică*, Editura Didactică şi Pedagogică R.A. Bucureşti;
[15]. Staicu Şt., Voiculescu L. (2010) – *Mecanică*, Editura Bren, Bucureşti;
[16]. Staicu Şt., Voiculescu L. (2006) – *Lecții de mecanică teoretică*, Editura Bren, Bucureşti;
[17]. Targ S. (1975) – *Elemente de mecanică rațională*, Editura Mir, Moscova;
[18]. Tutunaru D. (1969) – *Mecanisme plane*, Editura Tehnică Bucureşti;
[19]. Vâlcovici V., Bălan Şt., Voinea R. (1968) – *Mecanică teoretică*, Editura Tehnică Bucureşti;
[20]. Voiculescu L., Busuioceanu I., Magheți I. (2004) – *Mecanică: teorie şi aplicații*, Editura Bren, Bucureşti;
[21]. Voinea R., Voiculescu D., Ceauşu V. (1983) – *Mecanică*, Editura Didactică şi Pedagogică Bucureşti;
[22]. Voinea R., Voiculescu D., Simion F.P. (1989) – *Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie*, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti;

[23]. Voinea R., Atanasiu M. (1964) – *News analyticals methods in the theory of mechanisms*, Technical Publishing, Bucharest;
[24]. Voinea R., Stroe I., Predoi M.V. (2010) – *Technical Mechanics*, Politehnica Press Publishing, Bucharest.

[23]. Voinea R., Atanasiu M. (1964) – *Metode analitice noi în teoria mecanismelor*, Editura Tehnică, Bucureşti;
[24]. Voinea R., Stroe I., Predoi M.V. (2010) – *Mecanică tehnică*, Editura Politehnica Press, Bucureşti.

EXPERIMENTAL STUDY OF VIBRATIONS IN HOUSEHOLD AIR CONDITIONING INSTALLATIONS
/
STUDIUL EXPERIMENTAL AL VIBRAȚIILOR LA INSTALAȚIILE CASNICE DE CONDIȚIONARE A AERULUI

Assist. Ph.D. Eng. Ion G.C.
P.U. Bucharest, Department of Mechanics / Romania
Tel: 0723.988.356; E-mail: ion_george_catalin@yahoo.com

Abstract: *The experimental analysis in this paper was made by the author in larger studies aiming at vibro-acoustic optimization of household air conditioning installations. This paper exposes and analyzes the various aspects of vibrations recorded on an own experimental stand achieved in the anechoic chamber of vibration and acoustic laboratory. The main purpose of the measurements was the external unit of a household air conditioning installation.*

Keywords: *anechoic chamber, household air conditioning installation, frequency spectrum, mechanical vibration.*

Rezumat: *Analiza experimentală prezentată în acestă lucrare a fost realizată de autor în cadrul unor studii mai ample ce au vizat optimizarea vibro-acustică a instalațiilor casnice de condiționare a aerului. Lucrarea expune şi analizează diverse aspecte vibratorii înregistrate pe un stand experimental propriu realizat în camera anecoică a laboratorului de vibrații si acustică. Obiectul principal al măsurătorilor efectuate l-a reprezentat unitatea externă a unei instalații casnice de condiționare a aerului.*

Cuvinte cheie: *camera anecoica, instalatie casnică de conditionare a aerului, spectrul de frecvență, vibrații mecanice.*

INTRODUCTION

The experimental analysis in this paper was made by the author in larger studies aiming at vibro-acoustic optimization of household air conditioning installations.

This paper exposes and analyzes the various aspects of vibrations recorded on an own experimental stand achieved in anechoic chamber of vibration and acoustic laboratory. In terms of vibrations, placing a stand in the anechoic chamber as well as making measurements there offered some significant advantages: studying and getting the possibility of modeling elements used in equipment installation, quick and easy access to the outdoor unit, transmissibility analyses and its influence on the values obtained.

Figure 1 shows the own stand built in the anechoic chamber. Separation of the main sources of noise and vibrations was achieved by building a dividing wall between indoor and outdoor split unit having a role in transmissibility analysis.

INTRODUCERE

Analiza experimentală prezentată în acestă lucrare a fost realizată de autor în cadrul unor studii mai ample ce au vizat optimizarea vibro-acustică a instalațiilor casnice de condiționare a aerului.

Lucrarea expune şi analizează diverse aspecte vibratorii înregistrate pe un stand experimental propriu realizat în camera anecoică a laboratorului de vibrații si acustică. Din punct de vedere al vibrațiilor, plasarea standului în camera anecoică precum şi realizarea măsurătorilor acolo a oferit câteva avantaje semnificative: studierea şi posibilitatea modelării elementelor utilizate la montajul echipamentelor, accesul simplu şi rapid la unitatea exterioară, analiza transmisibilității şi influența ei în valorile obținute.

În figura 1 este prezentat standul propriu realizat în interiorul camerei anecoice. Separarea surselor principale de zgomot şi vibrații a fost realizată prin construirea unui perete despărțitor între unitatea split interioară şi cea exterioară cu rol inclusiv în analiza transmisibilității.

Fig. 1 – The stand in the anechoic chamber for measuring /
Standul amenajat în camera anecoică pentru realizarea măsurătorilor

For an accurate transposition of normal use conditions in anechoic chamber I made a few hypotheses:
- air conditioning equipment used has a 9000 BTU cooling capacity and as technical book it comes with four distinct operating modes: cooling (COOL), heating (HEAT), ventilation (FAN) and humidification (DRY).

Pentru o transpunere cât mai exactă a condițiilor de utilizare obişnuite în camera anecoică am formulat din start câteva ipoteze de lucru:
- echipamentul de condiționare a aerului utilizat a avut o capacitate de răcire de 9000 BTU şi conform cărții tehnice este prevăzut cu 4 moduri distincte de funcționare: răcire (COOL), încălzire (HEAT), ventilare (FAN) şi deumidificare (DRY).

- the plant was installed at standard distance from the wall.
- the installation was similar to that used but without direct contact with the wall.
- the wall was polished as the exterior walls of some conventional dwellings.
- the equipment mounting structure was isolated from the grid provided on the floor of the anechoic chamber with 50mm thick sponge type vibro-insulator material (Fig. 2).
- the experimental determinations were conducted in heat and humidity conditions controlled for all operating modes of the equipment.

- instalația a fost montată la distanța standard de perete.
- montajul a fost similar cu cel obisnuit dar fără a avea contact direct cu zidul.
- peretele a fost finisat similar cu pereții exteriori ai unor clădiri de locuințe clasice.
- structura de montaj a echipamentului a fost izolată de grilajul prevăzut pe podeaua camerei anecoice cu material vibro-izolator tip burete de densitate mare cu grosimea de 50mm (Fig. 2).
- determinările experimentale au avut loc în condiții termice şi de umiditate controlate pentru toate regimurile de funcționare ale echipamentelor respective.

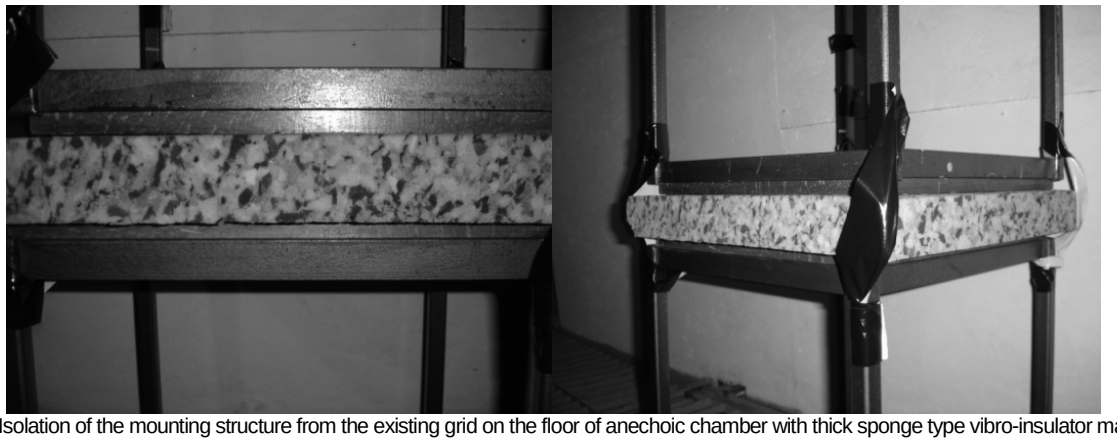


Fig. 2 - Isolation of the mounting structure from the existing grid on the floor of anechoic chamber with thick sponge type vibro-insulator material / *Izolarea structurii de montaj de grilajul existent pe podeaua camerei anecoice cu material vibro-izolator tip burete de grosime 50mm*

EQUIPMENT USED AND METHODOLOGY OF WORK

Measuring chain used to determine vibration is shown in Figure 3 and includes:

- 1 x National Instruments acquisition and processing system - acquisition card type NI 9233 attached to a laptop and LabView acquisition and processing software, version 8.0.
- 3 x PCB 352C03 accelerometers;
- 1 x B&K 4294 vibration calibrator.

APARATURA UTILIZATĂ ŞI METODOLOGIA DE LUCRU

Lanțul de măsură utilizat pentru determinarea vibrațiilor este prezentat în figura 3 şi cuprinde următoarele elemente:

- 1 x Sistem de achiziție şi prelucrare National Instruments – placă de achiziție tip NI 9233 ataşată unui laptop şi softul de achiziție şi prelucrare LabView, versiunea 8.0.
- 3 x accelerometre PCB 352C03
- 1 x calibrator vibratii B&K 4294

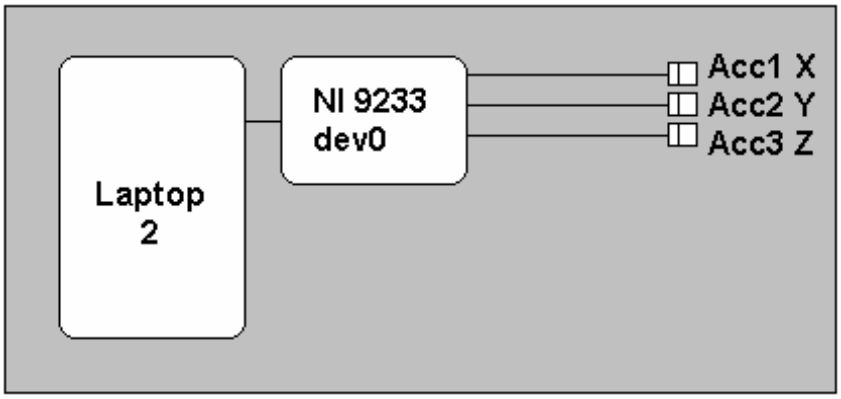


Fig. 3 - Block diagram of measurement chain used for experimental determinations of vibration signals / *Schema bloc a lanțului de măsură utilizat la determinările experimentale ale semnalelor de vibrații*

The main object of the measurements was the external unit located in front of the partition wall built. A total of five measurements were made in different operating modes; there were signs in all three directions: vertical, longitudinal and transverse.

Locations of the measurement points (Figure 4) was determined both by the regulations in force on these types of plants and especially by the scientific needs emerged during experimental researches within the studies mentioned above.

Obiectul principal al măsurătorilor efectuate l-a reprezentat unitatea externă situată în fața peretelui despărțitor construit. Au fost efectuate un număr de 5 măsurători în diverse regimuri de funcționare; s-au înregistrat semnale pe toate cele 3 direcții: verticală, longitudinală şi transversală.

Amplasarea punctelor de măsurare (figura 4) a fost stabilită atât funcție de normativele în vigoare privind aceste tipuri de instalații cât mai ales funcție de necesitățile ştiințifice apărute pe parcursul cercetărilor experimentale desfăşurate în cadrul studiilor mai sus amintite.

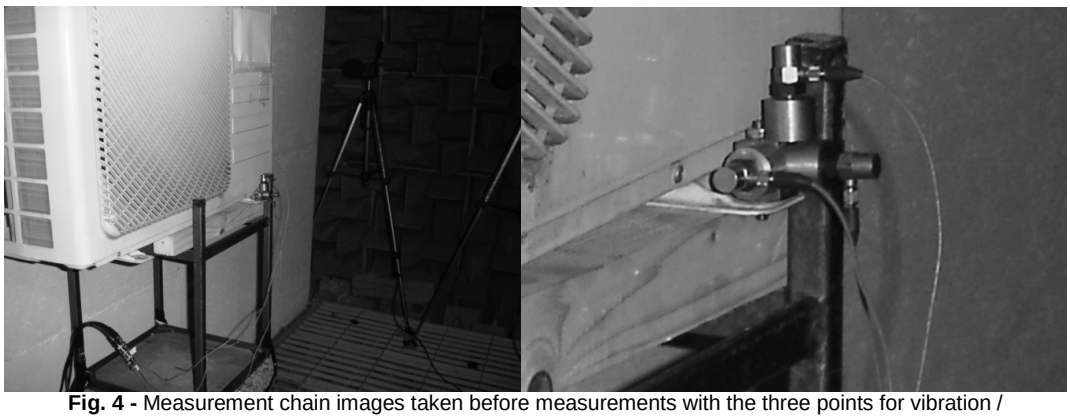


Fig. 4 - Measurement chain images taken before measurements with the three points for vibration /
Imagini ale lanțului de măsură efectuate înainte de măsurători cu cele 3 puncte pentru vibrații

In table 1 there are some general observations on the conditions for achieving the five sets of measurements.

În tabelul 1 sunt prezentate câteva observații generale privind condițiile de realizare a celor 5 seturi de măsurători.

Table 1/ *Tabelul 1*

Overview of measurements / *Aspecte generale privind măsurătorile efectuate*

Measurement set / *Set măsurătoare*	**Observations / *Observații***
1	Experimental measurements: outdoor unit vibrations; Mode of operation: NOT working, Ambient temperature: 20℃ / *Măsurători experimentale: vibrații pe unitatea exterioară; Regim de funcționare: NU funcționează; Temperatură mediu ambiant: 20ºC.*
2	Experimental measurements: outdoor unit vibrations; Mode of operation: cooling (COOL) Fan speed: maximum, Ambient temperature: 20℃ / *Măsurători experimentale: vibrații pe unitatea exterioară; Regim de funcționare: răcire (COOL); Viteză ventilator: maximă; Temperatură mediu ambiant: 20ºC*
3	Experimental measurements: outdoor unit vibrations; Operating mode: heating (HEAT) Fan speed: maximum, Ambient temperature: 20℃ / *Măsurători experimentale: vibrații pe unitatea exterioară; Regim de funcționare: încălzire (HEAT); Viteză ventilator: maximă; Temperatură mediu ambiant: 20ºC*
4	Experimental measurements: outdoor unit vibrations; Operating mode: humidification (DRY) Fan speed: maximum; capacity humidification: HIGH, Ambient temperature: 20℃ / *Măsurători experimentale: vibrații pe unitatea exterioară; Regim de funcționare: deumidificare (DRY); Viteză ventilator: maximă; Capacitate de deumidificare: HIGH; Temperatură mediu ambiant: 20ºC*
5	Experimental measurements: outdoor unit vibrations; Operating mode: ventilation - the external unit is not functioning; Ventilation speed: maximum, Ambient temperature: 20℃ / *Măsurători experimentale: vibrații pe unitatea exterioară; Regim de funcționare: ventilație – unitatea externă nu funcționează; Viteză ventilație: maximă; Temperatură mediu ambiant: 20ºC*

RESULTS OF DETERMINATIONS

As mentioned above, a total number of five sets of measurements were made and signals were recorded in all three directions: vertical, longitudinal and transverse. In Figures 5 to 10 there are vibration analyses throughout the frequency spectrum in the operating modes "cooling", "heating" and "humidification" (the 4-th regime "fan" has no meaning in terms of vibration as the outdoor unit does not work).

REZULTATELE DETERMINĂRILOR

Aşa cum am precizat anterior, au fost realizate un număr de 5 seturi de măsurători, înregistrându-se semnale pe toate cele 3 direcții: verticală, longitudinală şi transversală. În figurile 5 – 10 sunt prezentate analizele vibrațiilor pe întreg spectrul de frecvență în regimurile de funcționare „răcire”, „încălzire” şi „deumidificare” (cel de-al 4-lea regim „ventilare” nu prezintă semnificație din punct de vedere al vibrațiilor deoarece unitate exterioară nu funcționează).

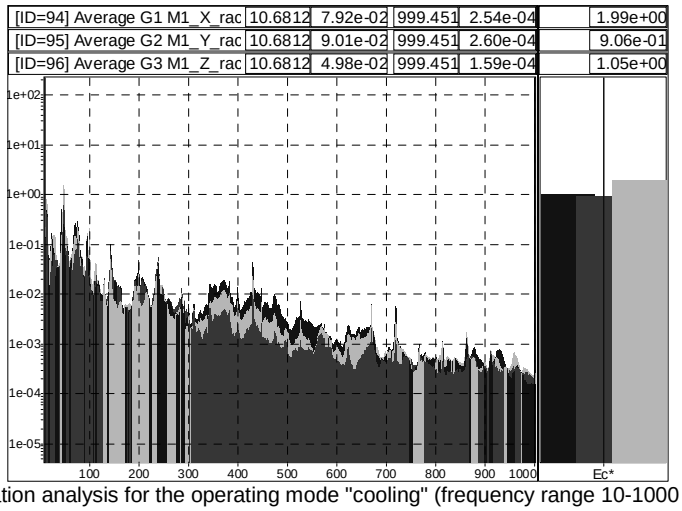


Fig. 5 - Vibration analysis for the operating mode "cooling" (frequency range 10-1000 Hz) [mm/s] /
Analiza vibrațiilor la regimul de funcționare „răcire” (domeniul de frecvențe 10 – 1000 Hz) [mm/s]

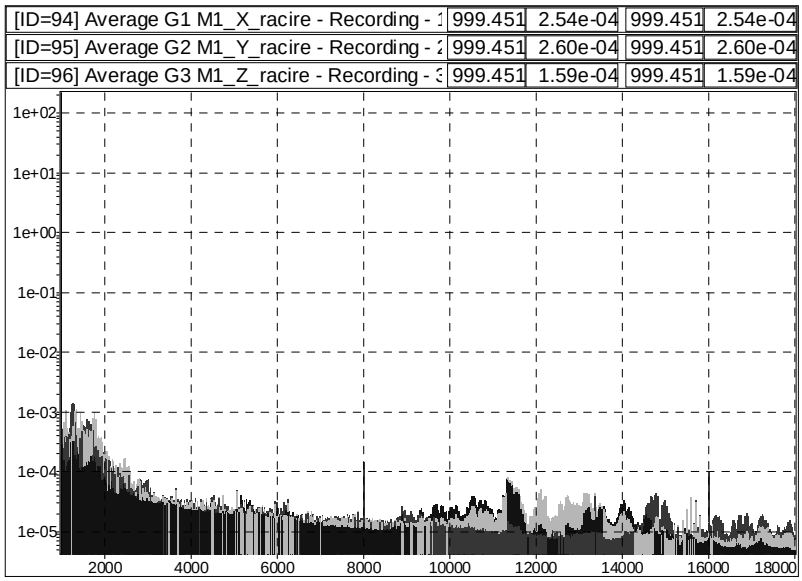


Fig. 6 - Vibration analysis for the operating mode "cooling" (frequency range 1000 to 18000 Hz) [mm/s] /
Analiza vibrațiilor la regimul de funcționare „răcire" (domeniul de frecvențe 1000 – 18000 Hz) [mm/s]

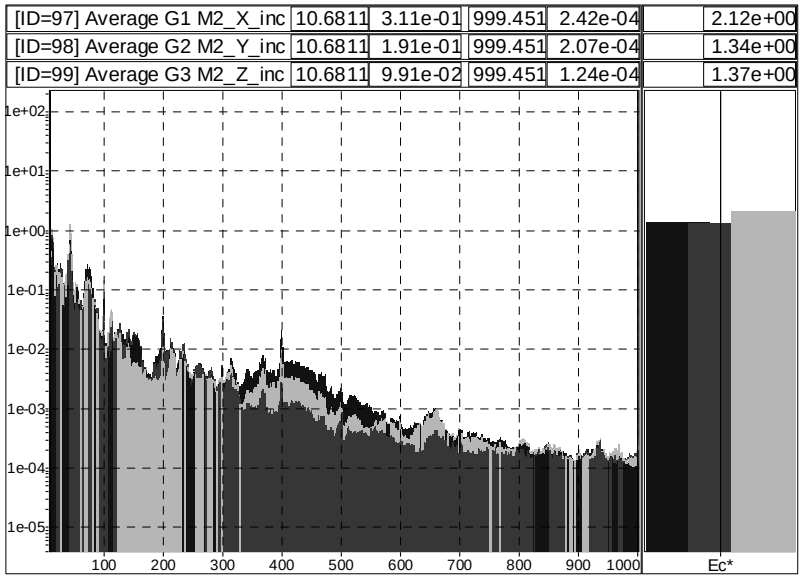


Fig. 7 - Vibration analysis for the operating mode "warming" (the frequency range 10 to 1000 Hz) [mm/s] /
Analiza vibrațiilor la regim de funcționare „încălzire" (domeniul de frecvențe 10 – 1000 Hz) [mm/s]

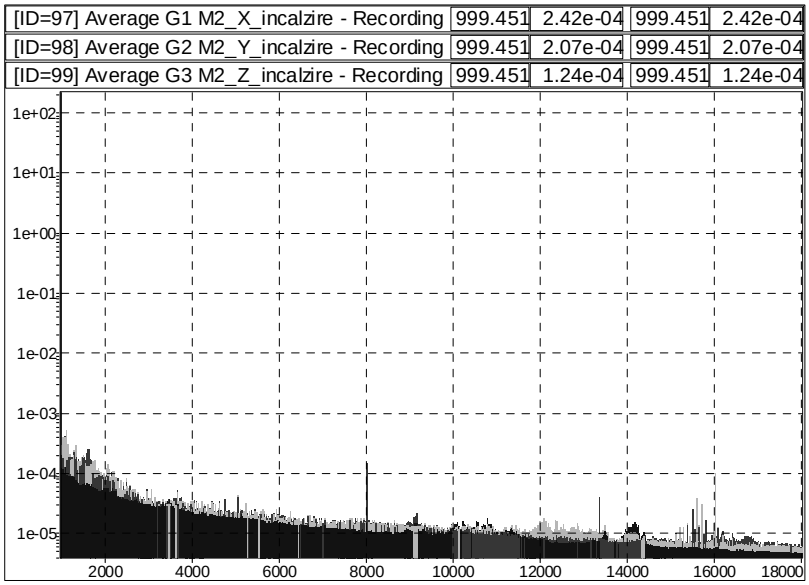


Fig. 8 - Vibration analysis for the operating mode "warming" (frequency range 1000 to 18000 Hz) [mm/s] /
Analiza vibrațiilor la regim de funcționare „încălzire" (domeniul de frecvențe 1000 – 18000 Hz) [mm/s]

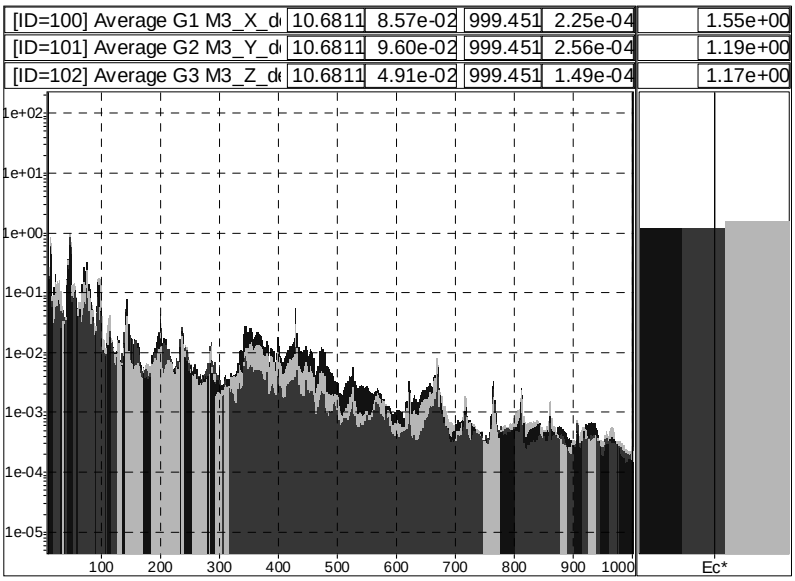


Fig. 9 - Analysis of the vibration mode of operation "humidification" (frequency range 10-1000 Hz) [mm/s] /
Analiza vibrațiilor la regim de funcționare „deumidificare" (domeniul de frecvențe 10 – 1000 Hz) [mm/s]

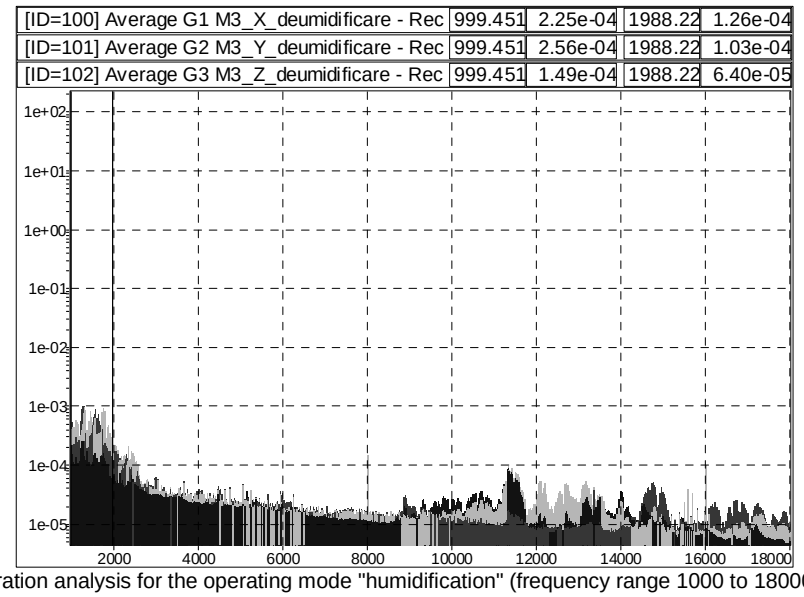


Fig. 10 - Vibration analysis for the operating mode "humidification" (frequency range 1000 to 18000 Hz) [mm/s] /
Analiza vibrațiilor la regim de funcționare „deumidificare" (domeniul de frecvențe 1000 – 18000 Hz) [mm/s]

CONCLUSIONS

From experimental measurements conducted on the stand arranged in the anechoic chamber and subsequent interpretations of recorded data, a series of conclusions resulted about how the vibrations are generated in the main source in the ventilation equipment and air conditioning home unit, namely the external unit. Thus, they could see the following:

- values recorded on the three directions has a maximum on cooling operating mode. They coincide with housing vibrations physically noticed during determinations and probably appeared due to direct contact between it and some components of the outdoor unit;
- elimination of this problem and the appeared effects is to be one of the initial steps needed to be taken to reduce the level of vibrations and therefore of noise for the plant studied;
- analyzing the frequency spectrum of vibrations for the cooling system (fig. 5-6) shows the following values on the global levels on range 10 Hz to 1000 Hz: 1.9 mm/s in the direction X, 0.9 mm/s in the direction Y and 1 mm/s in the direction Z;

CONCLUZII

În urma determinărilor experimentale realizate pe standul amenajat în camera anecoică şi a interpretărilor ulteriore a datelor înregistrate, au rezultat o serie de concluzii legate de modul de producere al vibrațiilor la principala sursă din echipamentele de ventilație şi condiționare a aerului casnice şi anume unitatea externă. Astfel, s-au putut constata următoarele:

- valorile înregistrate pe cele 3 direcții prezintă un maxim la regimul de funcționare răcire. Acestea coincid cu vibrațiile carcasei sesizate fizic în timpul determinărilor şi apărute probabil datorită contactului direct dintre aceasta şi unele componente ale unității exterioare.
- eliminarea acestei probleme şi a efectelor apărute va reprezenta una din primele măsuri necesare a fi luată pentru a reduce nivelul de vibrații şi deci de zgomot la instalația studiată.
- analizând spectrul de frecvență al vibrațiilor pe regimul răcire (fig. 5 – 6) se constată următoarele valori ale nivelelor globale pe domeniul 10 Hz – 1000 Hz: 1,9 mm/s pe direcția X, 0,9 mm/s pe direcția Y şi 1 mm/s pe direcția Z.

- the highest value in the direction X is due to the positioning of the compressor housing. It is vertically fixed to the housing, making significant vibrations introduced by it to appear exactly in the direction X considered by the author;
- in Figures 6, 8 and 10 one can also noticed vibrations at high frequencies between 6 kHz and 16 kHz. These components even if they vibrate with small amplitude in system, are transmitted directly into the the housing unit made of a thin sheet facilitating the noise generation in modes of cooling, heating and humidification;
- during vibration measurements significant vibrations were found at starting the compressor, but the short duration of the process made it impossible an experimental analysis;
- the wear effects that occur during the operation of such equipments are be considered when implementing the proposed solutions. In time they found a clear increase of discomfort produced by these plants, and one of the cases was identified in the present research: with wear, the rotating elements and not only being in the outdoor unit are displaced, they go in direct contact with housing, and the thin sheet that it is made often produces a significant increase in recorded vibration values.

REFERENCES

[1]. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), (2005) - „*HVAC Applications Handbook*", Atlanta, GA;
[2]. Berabek, L.L. and Ver, I.L. (1992) - *Noise and Vibration Control Engineering*, p.546. John Wiley and Sons, New York.
[3]. Ion C., (2010) -„*Experimental researches on correlation source-noise level generated at ventilating and air conditioning installations*", Scientific Bulletin University Politehnica of Bucharest, Series D Mechanical Engineering, Volume 72, Number 3, ISSN 1454-2358.
[4]. Magheți I., Savu M., (2004) - „*Mechanical vibration. Theory and Practice*", Bren Publishing, Bucharest;
[5]. Reynolds D., (2000) -„*Engineering Principles of Acoustics Noise and Vibration Control*", edition Hardcover, publisher by Allyn & Bacon Incorporated.

- valoarea cea mai mare de pe direcția X se datorează poziționării în acea parte a carcasei a compresorului. El este fixat de carcasă în poziție verticală, ceea ce face ca vibrațiile semnificative introduse de acesta să apară exact pe direcția X considerată de autor.
- în figurile 6, 8 şi 10 se observă de asemenea vibrații la frecvențe înalte între 6 kHz şi 16 kHz. Aceste componente chiar daca vibrează cu amplitudini mici în sistem, se transmit direct în carcasa unității construită dintr-o tablă subțire ce facilitează generarea zgomotului în regimurile de răcire, încălzire şi deumidificare.
- în timpul determinărilor s-au constatat vibrații semnificative la pornirea compresorului, dar durata scurtă a procesului a făcut imposibilă analiza sa experimentală.
- Efectele uzurii ce apare în timp la funcționarea acestor echipamente vor fi avute în vedere în momentul implementării soluțiilor propuse. S-a constatat în timp o creştere evidentă a disconfortului produs de aceste instalații, iar una dintre cauze a fost identificată şi în cadrul prezentelor cercetări: odată cu uzura, elementele rotative şi nu numai aflate în componența unității exterioare suferă deplasări, întră în contact direct cu carcasa, iar tabla subțire din care aceasta este realizată de cele mai multe ori produce o creştere semnificativă a valorilor de vibrații înregistrate.

BIBLIOGRAFIE

[1]. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), (2005) „*HVAC Applications Handbook*", Atlanta, GA;
[2]. Berabek, L.L. and Ver, I.L. (1992) - *Noise and Vibration Control Engineering*, p.546. John Wiley and Sons, New York.
[3]. Ion C., (2010) - „*Experimental researches on correlation source-noise level generated at ventilating and air conditioning installations*", Scientific Bulletin University Politehnica of Bucharest, Series D Mechanical Engineering, Volume 72, Number 3, ISSN 1454-2358.
[4]. Magheți I., Savu M., (2004) - „*Vibrații mecanice. Teorie şi practică*", editura Bren, Bucureşti;
[5]. Reynolds D., (2000) - „*Engineering Principles of Acoustics Noise and Vibration Control*", edition Hardcover, publisher by Allyn & Bacon Incorporated, 2000.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL VIBRATION OF TILLAGE CUTTER
/
CERCETARI TEORETICE SI EXPERIMENTALE ALE VIBRATIILOR UNEI FREZE

As. PhD. Stud. Eng. Ovanisof A., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Savu M., Prof. Ph.D. Eng. Magheți I.
P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0740042523; E-mail: alinaovanisof@yahoo.com

Abstract: *In the paper are presented the experimental results of the vibrations generated while operating the tillage cutters Farm 450H. The vibration signals recording and processing during the engine (machine) operation aimed at highlighting the resonance frequencies in the recorded spectograms and their correlation amplitude stationary and walking. The vibrations simultaneously recorded on 3 perpendicular directions were measured in stationary speed at idle.*

Keywords: *resonance frequency, tillage cutters, vibration, spectrogram*

INTRODUCTION

Agricultural cutters are machines that prepare the soil for seeding by cutting, grinding and mixing it.

The tillage cutter use should be limited in case of damaged structure soils, due to a negative effect crust that may occur when grinding the soil after rainfall, thus preventing the plants from growing. The exaggerated dusting of the soil should be avoided by choosing the right forward speed of the machine engine, as well as by adjusting the speed of the rotor blades.

Vibrations exceeding certain limits have a negative influence on both human health and productivity.

The human body is subjected to vibrations while placed inside a working machine, or when parts of the human body suffer the direct influence of the low frequency vibrations produced by the machines, as well as by various pneumatic tools, etc.

As such, the vibrations exceeding the limits of tolerance can affect the human organism both physically and intellectually, by damaging parts of the body, as well as causing subjective phenomena.

Fatigue is known to be an important effect when the human body is exposed to vibrations. Injuries can occur if accelerations are quite high.

Subjective phenomena manifested by the human body exposed to vibrations start with their perception, and are followed by discomfort, pain, fear, etc. In fact, like with all elastic bodies, the subjective phenomena effects can be amplified or decreased by the human body, according to the vibrations mechanics law.

To define accurately the vibration effects on the human body the following must be consider simultaneously: frequency, movement, acceleration, and vibration energy. The vibrations perception threshold of the human body depends on its position, affected organ, vibration type, etc. [1], [3]

Measuring the vibrations generated by different machines result in quantitative elements to be compared with the admissible values in terms of human comfort, smooth machinery operation, and construction safety [2].

MATERIAL AND METHOD

Technical features of the tillage cutter farm 450 H

Tillage cutter Farm 450H (figure 1) can easily perform soil high quality processing, seedbed preparation, weed removal, as well as introducing organic and synthetic fertilizers into the soil.

Rezumat: *În lucrare sunt prezentate rezultatele experimentale ale vibrațiilor generate în timpul regimului de lucru al frezei Farm 450H. Înregistrările şi prelucrarea semnalelor de vibrații în timpul funcționării au avut drept scop evidențierea frecvențelor de rezonanță din spectrogramele înregistrate şi corelarea amplitudinii acestora în staționare şi în mers. Măsurătorile de vibrații înregistrate simultan pe 3 direcții perpendiculare au fost efectuate şi în staționare pentru turația de la relanti.*

Cuvinte cheie: *frecvență de rezonanță, freză, vibrație, spectrogramă*

INTRODUCERE

Frezele agricole sunt maşini care lucrează solul pentru semănat şi au un efect de tăiere, mărunțire şi amestecare a acestuia.

Folosirea frezei este limitată pe solurile cu structură deteriorată, deoarece, în cazul precipitațiilor, mărunțirea fină a solului poate determina formarea unei cruste cu efecte negative asupra răsăririi plantelor. De asemenea, alegerea vitezei de înaintare a maşinii, precum şi reglarea turației rotorului cu cuțite trebuie să urmărească evitarea pulverizării exagerate a solului.

Vibrațiile ce depăşesc anumite limite au o influență negativă atât asupra sănătății omului, cât şi asupra productivității muncii.

Organismul uman este supus acțiunii vibrațiilor când maşinile cu care se deplasează vibrează împreună cu acesta sau când asupra anumitor părți ale corpului uman acționează nemijlocit vibrațiile de joasă frecvență produse de maşini vibratoare, diferite unelte pneumatice, etc.

Vibrațiile care acționează asupra omului şi care depăşesc limitele de toleranță pot produce: jenarea activității fizice şi intelectuale, leziuni ale unor părți ale organismului, fenomene subiective.

Oboseala este cunoscută ca un factor important ce rezultă din acțiunea vibrațiilor asupra activității fizice şi psihice a omului. Leziunile se pot produce dacă accelerațiile sunt destul de mari.

Fenomenele subiective care se manifestă la omul supus vibrațiilor includ perceperea lor, lipsa de confort, durerea, teama, etc. Organismul uman, supus acțiunii vibrațiilor, le amplifică sau le amortizează conform legilor mecanicii vibrațiilor, ca orice masă elastică.

Pentru precizarea corectă a acțiunii vibrațiilor asupra organismului uman trebuiesc luate in considerare simultan atât frecvența, cât şi deplasarea, accelerația sau energia vibrației. Pragul de percepere a vibrațiilor de către corpul omenesc depinde de poziția acestuia, de organul solicitat, de modul de acțiune a vibrațiilor, etc. [1], [3]

Măsurarea vibrațiilor unor maşini şi instalații furnizează elemente cantitative ce se pot compara cu normele pentru valori admisibile, din punctul de vedere al confortului omului, al bunei funcționări a maşinilor sau al siguranței construcțiilor [2].

MATERIAL ŞI METODĂ

Caracteristici tehnice ale frezei farm 450H

Cu ajutorul motosapei Farm 450H (figura 1) se pot executa uşor prelucrări de teren de bună calitate, pregătirea răzoarelor pentru semințe, extirparea buruienilor, introducerea în sol a îngrăşămintelor organice şi sintetice.

Basic construction of the machine is shown in figure 2, where:
1 - drive motor (engine);
2 - reducer;
3 - rotating blades;
4 - depth stop;
5 - wings of protection.

Construcția maşinii de bază este prezentată în figura 2, unde:
1 – unitate motor;
2 – reductor;
3 – cuțite rotative;
4 – limitator de adâncime;
5 – aripi de protecție.

Fig. 1 - Farm 450 H / *Motosapa Farm 450*

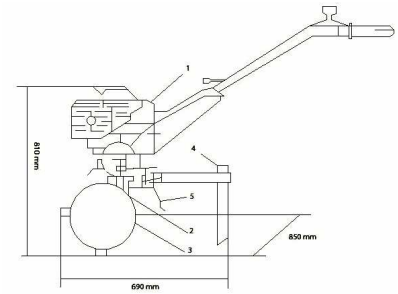


Fig. 2 - The scheme of Farm 450 H / *Schema motosapei Farm 450 H*

The engine forms a common structural unit with the direction, the lantern and the clutch housing, while the right / left rotating blades are mounted on the extended shaft of the gear. [4]

The working depth is adjusted by the depth device attached to the towing claw of the reducer.

The working depth can be adjusted to six different levels by varying the number of rotary blades, and by assembling and disassembling the protective disks. The number of the installed rotating blades is proportional with the necessary working depth. The protective disks are to be installed for a safer working manner. In case bigger depth is required, the protective disks should be removed.

The working depth can be adjusted through the shoe, as follows: the shoe up decreases the depth and vice versa.

Farm 450H main technical features are:

- Maximum power: 4.5 HP/3.3 kw
- Net power: 3.5 HP/ 2.6 kw
- Transmission: shaft and worm wheel gear
- Settings: working depth: 10-20 cm
- Working width: 35-85 cm
- No. of blades: 24 (6x4 sets)
- Worked area: 800 m^2/ h
- Weight: 45 kg

Measured parameters

In figure 3 shows the diagram of the vibrations measurement process, which includes:

- 3 B&K type 4507B001 accelerators;
- A/D –NI 9233 acquisition board;
- DELL laptop;
- VE-10 Acceleration calibrator.

Motorul formează o unitate structurală comună cu direcția, piesa intermediară şi carcasa ambreiajului, iar cuțitele rotative dreapta/stânga sunt montate la axul prelungit al reductorului. [4]

Reglarea adâncimii de lucru se face cu ajutorul dispozitivului de adâncime, anexat la gheara de remorcare a reductorului.

Prin variația numărului de cuțite rotative şi prin montarea şi demontarea discurilor protectoare se pot regla şase lățimi de lucru diferite. Pentru o săpare superficială se montează mai multe, iar pentru o săpare mai adancă se montează mai puține cuțite rotative. Pentru efectuarea lucrului în siguranță, la o anumită lățime de lucru, trebuie montate discuri de protecție. La săparea în adâncime, discurile de protecție trebuie demontate.

Adâncimea de lucru se poate regla cu ajutorul sabotului. Reglând sabotul în sus, se micşorează adâncimea de lucru, fixându-l în jos, adâncimea creşte.

Principalele caracteristici tehnice ale motosapei Farm 450H sunt:

- Putere maximă: 4.5 CP/3.3 kw
- Putere netă: 3.5 CP/ 2.6 kw
- Transmisie: ax melcat şi roată melcată
- Reglaje: adâncime de lucru:10-20 cm
- Lățime de lucru: 35-85 cm
- Nr. cuțite: 24 (6x4 seturi)
- Suprafața lucrată: 800 m^2/h
- Greutate: 45 kg

Mărimi măsurate

În figura 3 este prezentată schema bloc a lanțului de măsurare a vibrațiilor, care include:

- trei accelerometre B&K Type 4507 B001;
- placă de achiziție A/D - NI 9233;
- laptop DELL;
- calibrator de accelerație VE-10.

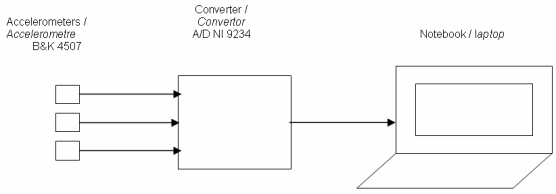


Fig. 3 - Block diagram of the measurement chain / *Schema bloc a lanțului de măsură*

The vibrations measurements consisted of the simultaneous measurement and recording on three perpendicular axes (axial, transverse and vertical) of the acceleration signals captured by the three Delta type independent (built-in preamplifier) accelerators.

The three accelerators output analog signals were transferred to an aquisition board; the aquisition board output signals were recorded in a Dell laptop memory via

Măsurătorile de vibrații au constat în măsurarea şi înregistrarea semnalelor de accelerație simultan pe trei direcții perpendiculare (axial, transversal şi vertical) captate de la cele trei accelerometre independente, de tip Delta (cu preamplificator încorporat).

Semnalele analogice de la ieşirea celor trei accelerometre au fost introduse într-o placă de achiziție, iar semnalele digitalizate de la ieşire fiind înregistrate în

the dFBA program.

In figure 4 - named base of the cutter, shows the position of the first accelerator, in figure 5 shows the second accelerator mounted on the handle plate, the third accelerator was mounted on the handle as shown in figure 6.

memoria unui Laptop Dell prin utilizarea programului dBFA.

Poziția în care a fost montat primul accelerometru este redată în figura 4 - numită bază freză, al doilea accelerometru a fost montat pe placa mânerului, poziția sa fiind prezentată în figura 5, iar cel de-al treilea accelerometru este montat pe mâner şi este prezentat în figura 6.

Fig. 4 – Position of the first accelerometer / *Pozitia primului accelerometru*

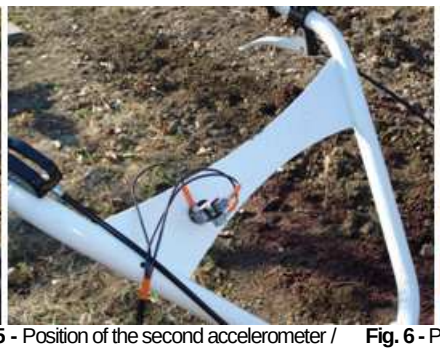


Fig. 5 - Position of the second accelerometer / *Pozitia celui de-al doilea accelerometru*

Fig. 6 - Position of the third accelerometer / *Pozitia celui de-al treilea accelerometru*

The 2000 Hz sampling frequency prevents the aliasing fenomenon as well as the processing errors. Before starting the measurements, every channel was calibrated with a VE-10 vibrations calibrator that generates a 159.2 Hz and 10m/s^2 calibrating signal.

The time-frequency analysis shows the following:

- the evolution in time of the accelaration, speed and movement signals, showing the instantaneous values of these parameteres in m/s^2, m/s and m;
- the frequency ranges within 0.5 Hz and 1000 Hz.

The spectrograms can be read *rms* range values for the two spectral parameters (speed and accelerators), as well as the rms global values within 0.5 Hz and 300 Hz.

Frecvența de eşantionare de 2000 Hz este acoperitoare pentru evitarea fenomenului de pliere (aliasing) şi a erorilor de prelucrare. Înaintea începerii măsurătorilor de vibrație, fiecare canal a fost etalonat cu ajutorul unui calibrator de vibrații VE-10, care generează un semnal etalon de 10 m/s^2, la frecvență de 159,2 Hz.

Analiza în domeniul timp şi în domeniul frecvență permite prezentarea următoarelor aspecte:

- desfăşurarea în timp a semnalelor de accelerație, viteză şi deplasare, reprezentând valoarea instantanee a acestor mărimi exprimate în m/s^2, m/s, respectiv, m;
- spectrele de frecvență pe domeniul de frecvență cuprins între 0,5 Hz şi 1000 Hz.

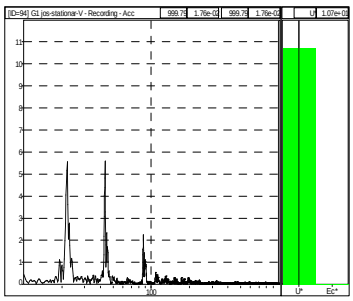
Pe spectrograme pot fi citite valorile spectrale *rms* pentru cei doi parametrii (viteză şi aceleratie), precum şi valorile globale *rms* pe domeniul de frecvențe cuprins între 0.5 Hz şi 300 Hz.

RESULTS

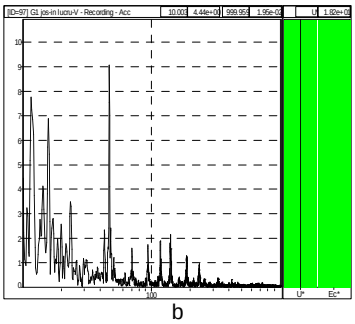
In figure 7 shows the spectrograms speed vibration to base of the cutter on the vertical direction.

REZULTATE

În figura 7 sunt prezentate spectrogramele vitezei vibrațiilor la baza frezei pe direcție verticală.



a

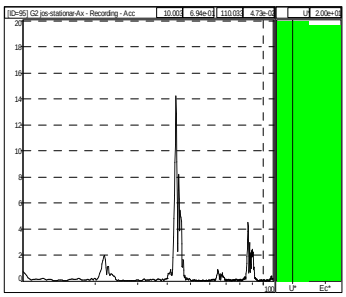


b

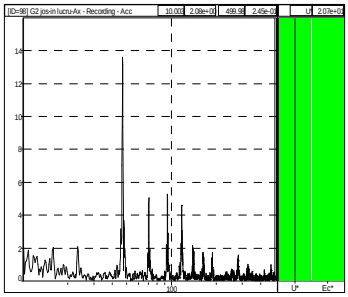
Fig. 7 - The spectrograms speed vibration to base of the cutter on the vertical direction: a – stationary ; b – walking / *Spectrogramele vitezei la baza frezei pe direcție verticală: a – staționar; b - în lucru*

In figure 8 shows the spectrograms speed vibration to base of the cutter on the axial direction.

În figura 8 sunt prezentate spectrogramele vitezei vibrațiilor la baza frezei pe direcție axială.



a



b

Fig. 8 - The spectrograms speed vibration to base of the cutter on the axial direction: a – stationary; b – walking / *Spectrogramele vitezei la baza frezei pe direcție axială: a – staționar; b - în lucru*

In tables 1 and 2 shows the global, *rms* values of the vibrations speed (axial, transverse and vertical) to the base of the cutter and the dominant spectral components at the fundamental frequency of 47 Hz working, respectively 43 Hz in stationary.

În tabelele 1 şi 2 sunt trecute valorile globale, *rms*, ale vitezei vibraţiilor (axiale, transversale şi verticale) la baza frezei şi ale componentelor spectrale dominante la frecvenţa fundamentală de 47 Hz în lucru, respectiv 43 Hz în staţionar.

Table 1 / *Tabelul 1*

Speed - base, walking / *Viteză –bază, în lucru*

Direction of measurement / *Direcţia de măsurare*	Global value / *Valoare globală* [mm/s]	The frequency / *Valoarea la frecvenţă* [mm/s]
		~ 47 Hz
Axial / *Axială*	20.7 / *20,7*	9.28 / *9,28*
Cross / *Transversală*	35.2 / *35,2*	27.6 / *27,6*
Vertical / *Verticală*	19.5 / *19,5*	9.06 / *9,06*

Table 2 / *Tabelul 2*

Speed - base, stationary / *Viteză –bază, staţionar*

Direction of measurement / *Direcţia de măsurare*	Global value / *Valoare globală* [mm/s]	The frequency / *Valoarea la frecvenţă* [mm/s]
		~ 43 Hz
Axial / *Axială*	20.0 / *20,0*	14.2 / *14,2*
Cross / *Transversală*	37.1 / *37,1*	-
Vertical / *Verticală*	10.7 / *10,7*	5.59 / *5,59*

Table 3 presents the values of the spectral components of the vibration amplitudes containing high frequencies 25 Hz, 50 Hz, 75 Hz.

În tabelul 3 sunt prezentate valorile componentelor spectrale ale vibraţiilor ce conţin amplitudini ridicate la frecvenţele 25 Hz, 50 Hz, 75 Hz.

Table 3 / *Tabelul 3*

Speed - handle, walking / *Viteză – mâner, în lucru*

Direction of measurement / *Direcţia de măsurare*	Global value / *Valoare globală* [mm/s]	The frequency / *Valoarea la frecvenţă* [mm/s]		
		~ 25 Hz	~ 50 Hz	~ 75 Hz
Axial / *Axială*	24.8 / *24,8*	24.6 / *24,6*	2.5 / *2,5*	4.25 / *4,25*
Cross / *Transversală*	34.3 / *34,3*	27.4 / *27,4*	19.2 / *19,2*	8.13 / *8,13*
Vertical / *Verticală*	38.5 / *38,5*	29.1 / *29,1*	21.2 / *21,2*	-

CONCLUSIONS

Resonance frequency in the vertical direction corresponding engine speed increases from 43 Hz to 47 Hz and the vibration level increases from 5.59 mm / s to 9.06 mm / s - the accelerometer mounted on the base of the cutter.

Occur during work and other spectral components with high amplitudes, but below the corresponding engine speed. They found overall higher values for the vertical and axial and transverse direction low.

Reducing vibration damping transverse direction is due to their land.

Differences in working spectrograms vibration base and handle are due to different measurement conditions, which are performed at different times.

For future measurements requiring a simultaneous measurement of vibration in both the stationary and the three-way thing.

CONCLUZII

Frecvenţa de rezonanţă pe direcţie verticală corespunzătoare turaţiei motorului creşte de la 43 Hz la 47 Hz, iar nivelul vibraţiilor creşte de la 5,59 mm/s la 9,06 mm/s – pentru accelerometru montat la baza frezei.

În timpul lucrului apar şi alte componente spectrale cu amplitudini ridicate, dar inferioare celor corespunzătoare turaţiei motorului. S-au constat valori globale mai ridicate pentru direcţiile verticală şi axială şi mai scăzute pentru direcţia transversală.

Reducerea vibraţiilor pe direcţie transversală este datorată amortizării acestora de către teren.

Diferenţele dintre spectrogramele vibraţiilor în lucru ale bazei şi mânerului apar datorită condiţiilor de măsurare diferite, acestea fiind efectuate la momente diferite.

Pentru măsurările viitoare se impune o măsurare simultană a vibraţiilor atât în staţionare, cât şi în lucru pe cele trei direcţii.

REFERENCES

[1]. Darabont A., Iorga I., Ciodaru M. (1983) – *Noise and vibration measurement technique*, Ed. Tehnică, Bucharest;
[2]. Dimarogonas A. D., Haddad S. (1992) – *Vibration for Engineers*, Prentice Hall International, Inc.;
[3]. Magheţi I., Savu M. (2007) – *Theory and practice of mechanical vibrations,* Ed. Didactic and Pedagogical, Bucharest;
[4]. Paraschiv G, Costoiu M., Paraschiv I. (2010) – *Mathematical modeling and experimental testing of soil cutting machines,* Ed. Politehnica Press, 2010, Bucharest.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Darabonţ A., Iorga I., Ciodaru M. (1983) – *Măsurarea zgomotului şi vibraţiilor în tehnică*, Ed. Tehnică, Bucureşti;
[2]. Dimarogonas A. D., Haddad S. (1992) – *Vibration for Engineers*, Prentice Hall International, Inc.;
[3]. Magheţi I., Savu M. (2007) – *Teoria şi practica vibraţiilor mecanice,* Ed. Didactică şi Pedagogică, , Bucureşti;
[4]. Paraschiv G, Costoiu M., Paraschiv I. (2010) – *Modelarea matematică şi încercarea experimentală a maşinilor de frezat solul,* Ed. Politehnica Press, 2010, Bucureşti.

ON THE VIBRATIONS OF THE CENTRIFUGES WITH THE BASKET IN CONSOLE / *ASUPRA VIBRAȚIILOR CENTRIFUGELOR CU TAMBURUL ÎN CONSOLĂ*

Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Boiangiu M.[1)], Math. Prof. Boiangiu G.
- „Politehnica" University of Bucharest / Secondary School No.11 Buzău -
Tel: 0723688842; E-mail: mboiangiu@gmail.com

Abstract: *This paper approaches a field of advanced research: the study of vibrations of industrial centrifuges by applying the transfer matrix method. It will be established a study model considering the shaft as continuous medium. Bending vibrations coupled with axial vibrations will be studied. The transfer matrix and the transition matrices will be established. The case of the free vibrations will be developed.*

Keywords: *natural frequencies, centrifuge, transfer matrix method, vibrations*

INTRODUCTION

The centrifuge is a mechanical system composed of a flexible shaft and a basket mounted on the shaft (fig. 1) [7,5,9]. The weight of the basket is much bigger than that of the shaft. So, the mass of the shaft is negligible.

The centrifuges can be horizontal or vertical. In this paper the horizontal centrifuge is considered [7,10].

The model of the centrifuges in order to study the bending vibrations can be made in two ways:

- discrete system with a finite number of degrees of freedom, composed of a flexible shaft, with a negligible mass, positioned on two bearing blocks and a basket fixed on the shaft [3];
- flexible shaft considered to be a continuous medium positioned on two bearing blocks and a basket fixed on the shaft.

This study has as objective the improvement of the study of vibrations of the centrifuge with the basket in console. That is why the study model is flexible shaft, considered to be a continuous medium, positioned on two bearing blocks and a basket fixed on the shaft. Also the study takes account of the coupling between the bending vibrations and the axial vibrations.

Rezumat: *Lucrarea abordează un domeniu de cercetare avansată: studiul vibrațiilor centrifugelor industriale prin aplicarea metodei matricelor de transfer. Va fi stabilit un model de studiu considerând arborele ca fiind mediu continuu. Vor fi studiate vibrațiile de încovoiere cuplate cu vibrațiile axiale (longitudinale). Vor fi stabilite matricea de transfer şi matricele de trecere. Va fi dezvoltat cazul vibratiilor libere.*

Cuvinte cheie: *centrifugă, frecvențe proprii, metoda matricelor de transfer, vibrații*

INTRODUCERE

Centrifuga este un sistem mecanic alcătuit dintr-un arbore flexibil şi un tambur montat pe arbore (fig. 1) [7,5,9]. Masa tamburului este mult mai mare decât aceea a arborelui. Astfel, masa arborelui este neglijabilă.

Centrifugele pot fi orizontale sau verticale. În această lucrare este condiderată centrifuga orizontală [7,10].

Modelarea centrifugelor în vederea studiului vibrațiilor de încovoiere poate fi făcută în două moduri:

- sistem discret cu un număr finit de grade de libertate, compus dintr-un arbore flexibil, de masă neglijabilă, aşezat pe două lagăre şi un tambur fixat pe arbore [3];
- arbore flexibil considerat a fi mediu continuu, aşezat pe două lagăre şi un tambur fixat pe arbore.

Acest studiu are ca obiectiv îmbunătățirea studiului vibrațiilor centrifugei cu tamburul în consolă. Acesta este motivul pentru care modelul de studiu este arbore flexibil, considerat a fi mediu continuu, aşezat pe două lagăre şi un tambur fixat pe arbore. Studiul va ține seama de asemenea de cuplarea dintre vibrațiile de încovoiere şi vibratiile axiale (longitudinale).

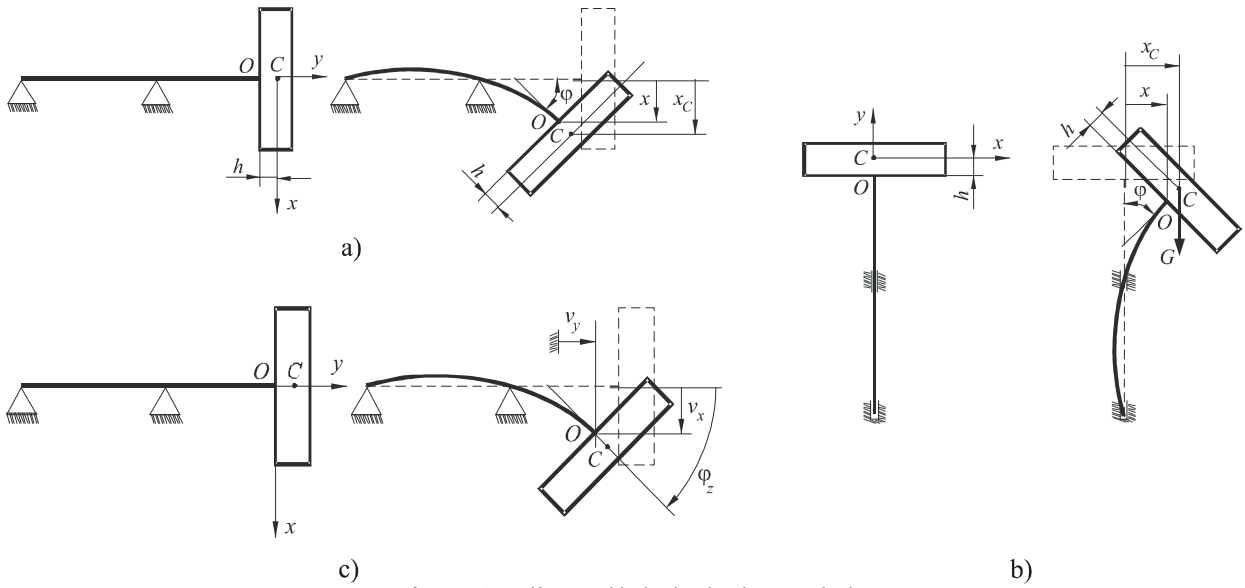


Fig. 1 – Centrifuges with the basket in console / *Centrifuge cu tamburul în consolă*

This paper deals with the calculation of the natural frequencies of the centrifuge. By knowing these natural frequencies, and also the critical speed, it will be avoided the operation of the centrifuge at this speed or around this kind of speed [4].

THE BASKET

Each centrifuge has a basket. It is considered that the basket is fixed on the shaft in the point *O* (fig. 2) [6].

In the case of the centrifuges, the basket cannot be considered a thin disk and the fixing point of the basket cannot be in the centre of mass of the basket.

The centre of mass of the basket (including the operating material) is not placed on the revolution axis of the centrifuge. The reasons are the shape of the basket and the operational features. The shape of the basket and the uneven deposits of the operating material on the wall of the basket are the reasons for which the axes *Ox*, *Oz* and *Oy* are not axes of symmetry and the centre of mass of the basket is not on the *Oy* axis.

Această lucrare urmăreşte să calculeze frecvențele proprii de vibrație ale centrifugei. Cunoscând aceste frecvențe proprii, şi de asemenea turațiile critice, funcționarea centrifugei la aceste turații sau în vecinătatea lor va fi evitată [4].

TAMBURUL

Fiecare centrifugă are un tambur. Se consideră că tamburul este fixat pe arbore în punctul *O* (fig. 2) [6].

În cazul centrifugelor, tamburul nu mai poate fi asimilat cu un disc subțire iar punctul de fixare a tamburului nu mai poate fi în centrul de masă al tamburului.

Centrul de masă al tamburului (incluzând şi materialul de lucru) nu mai este plasat pe axa de rotație a centrifugei. Cauzele sunt forma tamburului şi condițiile de exploatare. Forma tamburului şi depunerea neuniformă a materialului de lucru pe peretele tamburului sunt cauzele pentru care axele *Ox*, *Oz* şi *Oy* nu mai sunt axe de simetrie iar centrul de masă al tamburului nu se mai găseşte pe axa longitudinală *Oy*.

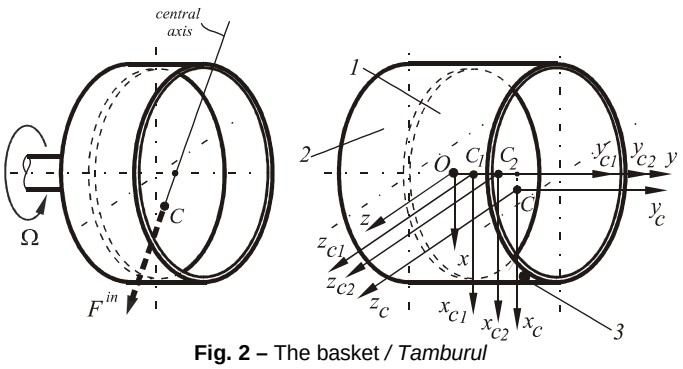


Fig. 2 – The basket / *Tamburul*

The d'Alembert's principle is applied [8]. The revolution speed of the centrifuge is constant. The line of action of the resultant of d'Alembert's fictitious forces of the basket (operating material included) crosses the revolution axis. The resultant moment of d'Alembert's fictitious forces is calculated with respect to the fixing point of the basket, O.

Using the notations:

- $\vec{F}^{in}$ for the resultant of d'Alembert's fictitious forces;
- m for the mass of the basket;
- ξ, η for the coordinates of the centre of mass ($\zeta=0$);
- v_x for the displacement on the *Ox* axis (bending vibrations): $v_x = V_x(y)cos(\omega t - \phi)$;
- v_y for the displacement on the *Oy* axis (axial vibrations): $v_y = V_y(y)cos(\omega t - \phi)$;
- φ_z for the rotation of the cross section:

$$\varphi = \varphi_z = \frac{dv_x}{dy} = \Phi_z(y)cos(\omega t - \phi);$$

- ω_z for the angular speed:

$$\omega_z = \frac{d\varphi_z}{dt} = -\omega\Phi_z sin(\omega t - \phi);$$

- ε_x for the angular acceleration:

$$\varepsilon_z = \frac{d^2\varphi_z}{dt^2} = -\omega^2\varphi = -\omega^2\frac{dv_x}{dy};$$

- $\vec{M}_o^{in}$ for the resultant moment of d'Alembert's fictitious forces with respect to the point *O*;

Este aplicat principiul lui d'Alembert [8]. Turația centrifugei este constantă. Suportul vectorului rezultant al forțelor de inerție ale tamburului (inclusiv materialul de lucru) intersectează axa de rotație. Momentul rezultant al forțelor de inerție este calculat în raport cu punctul de fixare al tamburului, *O*.

Folosind notațiile:

- $\vec{F}^{in}$ pentru rezultanta sistemului forțelor de inerție;
- m pentru masa tamburului;
- ξ, η pentru coordonatele centrului maselor($\zeta=0$);
- v_x pentru deplasarea pe axa *Ox* (vibrații de încovoiere): $v_x = V_x(y)cos(\omega t - \phi)$;
- v_y pentru deplasarea pe axa *Oy* (vibrații axiale): $v_y = V_y(y)cos(\omega t - \phi)$;
- φ_z pentru rotația secțiunii transversale:

$$\varphi = \varphi_z = \frac{dv_x}{dy} = \Phi_z(y)cos(\omega t - \phi);$$

- ω_z pentru viteza unghiulară:

$$\omega_z = \frac{d\varphi_z}{dt} = -\omega\Phi_z sin(\omega t - \phi);$$

- ε_x pentru accelerația unghiulară:

$$\varepsilon_z = \frac{d^2\varphi_z}{dt^2} = -\omega^2\varphi = -\omega^2\frac{dv_x}{dy};$$

- $\vec{M}_o^{in}$ pentru momentul resultant al forțelor de inerție calculat în raport cu punctul *O*;

- J_{cz} for the moment of inertia with respect to *Cz* axis;
- ω for the natural angular frequency of *n* order

it is obtained for the resultant and the moment resultant of d'Alembert's fictitious forces:

- J_{cz} pentru momentul de inerție mecanic în raport cu axa *Cz* ;
- ω pentru pulsația proprie de ordinul *n*

s-au obținut pentru rezultanta şi momentul rezultant al sistemului forțelor de inerție:

$$\begin{cases} F_x^{in} = m\omega^2 v_x - m\eta\omega^2\varphi_z \\ F_y^{in} = m\omega^2 v_y + m\xi\omega^2\varphi_z \\ F_z^{in} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} M_{ox}^{in} = 0 \\ M_{oy}^{in} = 0 \\ M_{oz}^{in} = \left(J_{cz}\omega^2 + m\xi^2\omega^2 + m\eta^2\omega^2\right)\varphi_z - m\eta\omega^2 v_x + m\xi\omega^2 v_y \end{cases} \quad (2)$$

It has been considered that the centers of mass of the bottom and wall of the basket are situated on the revolution axis of the centrifuge. In these conditions the uneven deposits of the operating material on the wall of the basket is the reason for which the centre of mass of the basket is not placed on the revolution axis of the centrifuge. The bending vibrations in the plane that includes the centre of mass of the basket (including the operating material) and the revolution axis will be studied ($\zeta=0$) (fig. 2).

Also, because of the high rigidity of the shaft, the amplitude of the rotation of the cross section φ_z has low values. ω_z^2 has been neglected with respect ε_z.

From the expressions of the resultant and the moment resultant of d'Alembert's fictitious forces it results that the axial vibrations and the bending vibrations are coupled. So, the bending vibrations and the axial vibrations must to be studied together.

S-a considerat că centrul de masă al fundului şi al peretelui tamburului sunt situate pe axa de rotație a centrifugei. În aceste condiții depunerea neuniformă a materialului de lucru pe peretele tamburului este cauza pentru care centrul de masă al tamburului nu este plasat pe axa de rotație a centrifugei. Se vor studia vibrațiile de încovoiere în planul determinat de centrul de masă al tamburului (inclusiv materialul) şi axa de rotație a centrifugei ($\zeta=0$) (fig. 2).

De asemenea, datorită rigidității mari a arborelui, amplitudinea rotației secțiunii transversale φ_z ia valori mici. ω_z^2 a fost neglijat în raport cu ε_z.

Din expresiile rezultantei şi ale momentului rezultant ale sistemului forțelor de inerție rezultă că vibrațiile axiale sunt cuplate cu vibrațiile de încovoiere. În aceste condiții vibrațiile de încovoiere şi vibrațiile axiale trebuie studiate împreună

MATERIALS AND METHOD

Description of study method and simplyfiing hypothesis

It is considered that the shaft of the centrifuge is formed of straight elements of constant section which effect bending vibrations and axial.

Each element can effect bending vibrations in two perpendicular plans which are containing the longitudinal axis of the element (fig. 3).

MATERIALE ŞI METODĂ

Descrierea metodei de studiu şi ipoteze simplificatoare

Se consideră că arborele centrifugei este alcătuit din elemente de secțiune constantă care efectuează vibrații de încovoiere şi vibrații longitudinale.

Fiecare element poate efectua vibrații de încovoiere în două plane perpendiculare care conțin axa longitudinală a elementului (fig. 3).

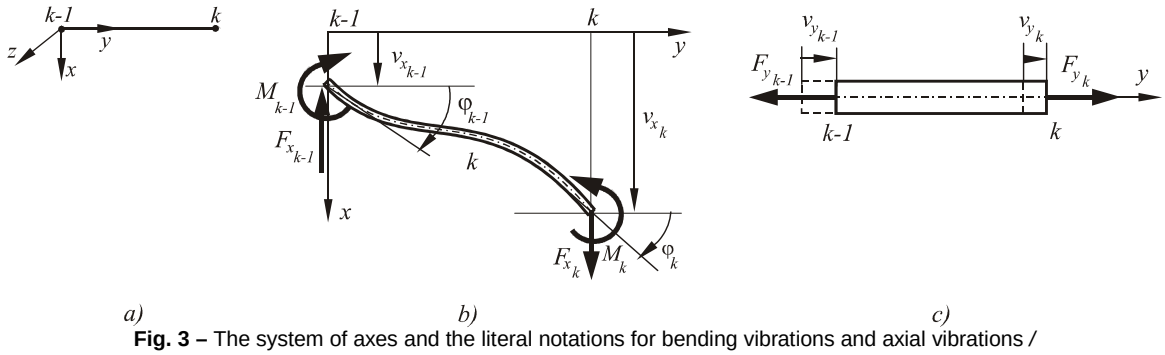


Fig. 3 – The system of axes and the literal notations for bending vibrations and axial vibrations /
Sistemul de axe şi notațiile literale pentru vibrațiile de încovoiere şi vibrațiile longitudinale

By choosing the system of axes presented at fig. 3, with the *Oy* axis along the shaft, so in perpendicular position on the basket, and the *Ox* axis in the drawing plan, the bending vibrations shall be studied in the *xOy* plane.

It is constructed a transfer matrix for the bending vibrations in the *xOy* plane and axial vibrations along the *Oy* axis. Also, transit matrices are constructed to keep account of the configuration of the shaft. Also a saltus matrix for variations multi-stage sections, a transit matrix over an elastic bearing, and a transit matrix over a basket are constructed.

Alegând sistemul de axe prezentat în fig. 3, cu axa *Oy* în lungul arborelui, deci perpendiculară pe tambur, şi axa *Ox* în planul desenului, vor fi studiate vibrațiile de încovoiere în planul *xOy*.

Se construieşte o matrice de transfer pentru vibrațiile de încovoiere în planul *xOy* şi vibrațiile axiale în lungul axei *Oy*. De asemenea, sunt construite matrice de trecere pentru a ține seama de configurația arborelui. Sunt de asemenea construite o matrice de salt pentru variații de secțiune în trepte, o matrice de trecere peste un lagăr elastic şi o matrice de trecere peste un tambur.

It is starting from the left terminal point and it is crossing the system from an element to an other one till the right terminal point. Depending of the type of the leaning, the boundary conditions are written. It is obtained an algebraic system. The natural frequencies are obtained from the condition that the system to admit non-zero solution [1].

RESULTS

Transfer matrix for one element

For one element of the shaft, with the length *l*, which effects bending vibrations and axial vibrations like in the previous section, choosing the reference system and with the literal notations like in the fig. 3, between the state vectors of ends of the element number *k*, $\{q\}_{k-1}^{r}$ and $\{q\}_{k}^{l}$, can be written the matrix relations (3) or (4) [2]:

Se porneşte din punctul din capătul din stânga şi se parcurge sistemul de la un element la altul până în punctul din capătul din dreapta. În funcție de tipul de rezemare, se pun condițiile la capete. Se obține un sistem algebric. Frecvențele proprii de vibrație sunt obținute din condiția ca sistemul algebric să admită soluții diferite de soluția banală [1].

REZULTATE

Matricea de transfer pentru un element

Pentru un element de arbore, cu lungimea *l*, care efectuează vibrații de încovoiere şi vibrații axiale ca în paragraful anterior, alegând sistemul de referință şi notațiile literale ca în fig. 3, între vectorii de stare de capete ale elementului numărul *k*, $\{q\}_{k-1}^{r}$ şi $\{q\}_{k}^{l}$, pot fi scrise relațiile matriceale (3) sau (4) [2]:

$$\{q\}_k^l = [A]_k \{q\}_{k-1}^r \,, \tag{3}$$

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ -\dfrac{\varphi_z}{\alpha_i} \\ -\dfrac{M_z}{\alpha_i^2 EI} \\ -\dfrac{F_x}{\alpha_i^3 EI} \\ v_y \\ \dfrac{F_y}{\alpha_c EA} \end{Bmatrix}_k^l = \begin{bmatrix} S & T & U & V & 0 & 0 \\ V & S & T & U & 0 & 0 \\ U & V & S & T & 0 & 0 \\ T & U & V & S & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M & N \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -N & M \end{bmatrix}_k \begin{Bmatrix} v_x \\ -\dfrac{\varphi_z}{\alpha_i} \\ -\dfrac{M_z}{\alpha_i^2 EI} \\ -\dfrac{F_x}{\alpha_i^3 EI} \\ v_y \\ \dfrac{F_y}{\alpha_c EA} \end{Bmatrix}_{k-1}^l . \tag{4}$$

where: M_z bending moment; F_x shearing force; F_y axial force; $S(\alpha_i l), T(\alpha_i l), U(\alpha_i l), V(\alpha_i l)$ - Krilov - Rayleigh functions; *M, N* - symbols for abbreviation: $M = \cos\alpha_c l$, $N = \sin\alpha_c l$; *l* the length of an element; $\alpha_i = \sqrt{\omega}\sqrt[4]{\dfrac{\rho A}{EI}}$; $\alpha_c = \omega\sqrt{\dfrac{\rho}{E}}$; ρ- density of material; *A* - area of cross section; *E* -Young's modulus (longitudinal modulus of elasticity); *I* - second moment of area.

The matrix (6x6), named $[A]_k$, is the transfer matrix for an element of the shaft.

unde: M_z moment de încovoiere; F_x forță tăietoare; F_y forță axială; $S(\alpha_i l), T(\alpha_i l), U(\alpha_i l), V(\alpha_i l)$- funcții Krîlov - Rayleigh; *M, N* – notații pentru prescurtare: $M = \cos\alpha_c l$, $N = \sin\alpha_c l$; *l* lungimea unui element; $\alpha_i = \sqrt{\omega}\sqrt[4]{\dfrac{\rho A}{EI}}$; $\alpha_c = \omega\sqrt{\dfrac{\rho}{E}}$; ρ-densitatea materialului; *A* – aria secțiunii transversale; *E* -modulul de elasticitate longitudinal; *I* – momentul de inerție al secțiunii.

Matricea (6x6), notată $[A]_k$, este matricea de transfer pentru un element al arborelui.

Special matrices

In some nodes it is possible to appear special matrices. Between the left state vectors and right state vectors of section *k*, $\{q\}_k^l$ and $\{q\}_k^r$ respectively, the relation can be written:

Matrice speciale

În unele noduri este posibil să apară matrice speciale. Între vectorul de stare din stânga şi vectorul de stare din dreapta secțiunii *k*, $\{q\}_k^l$ şi respectiv $\{q\}_k^r$, poate fi scrisă relația matriceală:

$$\{q\}_k^r = [S]_k \{q\}_k^l \,. \tag{4}$$

The square matrix (6x6) $[S]_k$ can be one from the matrices [2]:

- saltus matrix, $[B]_k$, when in a node *k* appears a saltus of section. The non-zero elements of this matrix are:

Matricea pătrată (6x6) $[S]_k$ poate fi una dintre matricele [2]:

- matrice de salt, $[B]_k$, când în nodul *k* apare un salt de secțiune. Elementele nenule ale acestei matrice sunt:

$$B_{1,1} B_{5,5} = 1;\ B_{2,2} = \frac{a_k}{b_k};\ B_{3,3} = a_k^2 b_k^2\ B_{4,4} = a_k^3 b_k;\ B_{4,4} = a_k^4;\ a_k = \sqrt[4]{\frac{A_k}{A_{k+1}}};\ b_k = \sqrt[4]{\frac{I_k}{I_{k+1}}}\,.$$

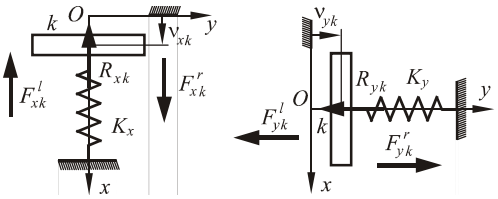


Fig. 4 – Elastic bearing / *Lagăr elastic*

- transition matrix, $[E]_k$, over an elastic bearing in a node *k* (fig. 4). The non-zero elements of this matrix are:

- matrice de trecere, $[E]_k$, peste un lagăr elastic în nodul *k* (fig. 4). Elementele nenule ale acestei matrice sunt:

$$E_{1,1} = E_{2,2} = E_{3,3} = E_{4,4} = E_{5,5} = E_{6,6} = 1;\ E_{4,1} = -\frac{K_x}{\alpha_i^3 EI};\ E_{6,5} = \frac{K_y}{\alpha_c EA}.$$

K_x and K_y are the bearing's elastic constants on the directions *Ox* and *Oy* respectively. If the elastic bearing is radial the element $E_{6,5}$ is zero. If the elastic bearing is radial-axial the element $E_{6,5}$ is non-zero.

- transition matrix, $[D]_k$, over the basket fixed in a node *k*. The non-zero elements of this matrix are:

K_x şi K_y sunt constantele elastice ale arcurilor pe direcțiile *Ox* şi respectiv *Oy*. Dacă lagărul elastic este radial elementul $E_{6,5}$ este zero. Dacă lagărul elastic este radial-axial, atunci elementul $E_{6,5}$ este diferit de zero.

- matrice de trecere, $[D]_k$, peste un tambur fixat în nodul *k*. Elementele nenule ale acestei matrice sunt:

$$D_{1,1} = D_{2,2} = D_{3,3} = D_{4,4} = D_{5,5} = D_{6,6} = 1;\ D_{3,1} = -\frac{m\eta\alpha_i^2}{\rho A};\ D_{3,2} = -\frac{\left(J_{cz} + m\xi^2 + m\eta^2\right)\alpha_i^2}{\rho A};\ D_{3,5} = \frac{m\xi\alpha_i^2}{\rho A};$$

$$D_{4,1} = \frac{m\alpha_i}{\rho A};\ D_{4,2} = \frac{m\eta\alpha_i^2}{\rho A};\ D_{6,2} = \frac{m\xi\alpha_i\alpha_c}{\rho A};\ D_{6,5} = -\frac{m\alpha_c}{\rho A}.$$

If it take into account the gyroscopic moment, only the element $D_{3,2}$ will be modified (Ω is the angular speed):
- for the forward precession:

Dacă se ține seama de momentul giroscopic, numai elementul $D_{3,2}$ se va modifica (Ω este viteza unghiulară):
- pentru precesia directă:

$$D_{3,2} = -\left(-J_{cy}\frac{\Omega}{\omega} + J_{cz} + m\xi^2 + m\eta^2\right)\frac{\alpha_i^3}{\rho A};$$

- for the backward precession:

- pentru precesia inversă:

$$D_{3,2} = -\left(J_{cy}\frac{\Omega}{\omega} + J_{cz} + m\xi^2 + m\eta^2\right)\frac{\alpha_i^3}{\rho A}$$

DETERMINATION OF THE NATURAL FREQUENCIES

The shaft-basket system is divided in straight elements which have constant section and which are not acted by concentrated forces or moments. The elements obtained are numbered in order beginning with number *1* for the first element from the left side (fig. 5). The system will be traversed from the left to the right on the mean fibre [1].

DETERMINAREA FRECVENȚELOR PROPRII

Sistemul arbore-tambur este împărțit în elemente drepte de secțiune constantă şi care nu sunt acționate de forțe sau momente concentrate. Elementele obținute sunt numerotate în ordine începând cu numărul *1* pentru primul element din partea stângă (fig. 5). Sistemul va fi traversat de la stânga la dreapta pe fibra medie [1].

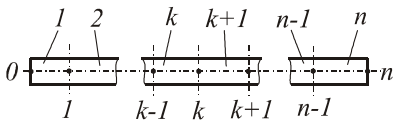


Fig. 5 – Division of the shaft-basket system / *Împărțirea sistemului arbore-tambur*

The points, where a saltus of section appears or act concentrated forces or moments, are named nodes. The numbering of the nodes begins with number *0* for the first node from the left side. So, the element number *k* will be bounded by the nodes *k-1*, at the left side, and *k* at the right side. For each element *k* (*k=1*, *2*, ..., *n*) is written the transfer matrix $[A]_k$.

In the state vectors for the nodes from the ends of the system, *0* and *n*, will appear the boundary conditions. In the internal nodes, *1*, *2*,---, *n-1*, intervene the matrices presented:

Punctele, unde apare un salt de secțiune sau acționează forțe sau momente concentrate, sunt numite noduri. Numerotarea nodurilor începe cu numărul *0* pentru primul nod din partea stângă. Deci, elementul numărul *k* va fi mărginit de nodurile *k-1*, în partea stângă, şi *k* în partea dreaptă. Pentru fiecare element *k* (*k=1*, *2*, ..., *n*) este scrisă matricea de transfer $[A]_k$.

În vectorii de stare pentru nodurile de la capetele sistemului, *0* şi *n*, vor apărea condițiile de rezemare. În nodurile interioare, *1*, *2*,---, *n-1*, intervin matricele prezentate:

$[B]_k$ - saltus matrix;

$[D]_k$ - transition matrix over basket;

$[E]_k$ - transition matrix over an elastic bearing.

The matrix relations between the left and right state vectors of the nodes can be written. Replacing successively, it is obtained the matrix relation between the state vectors of ends from the *n* element, $\{q\}_n^l$ and the first (point of start *0*) $\{q\}_0^r$:

$[B]_k$ - matricea de salt;

$[D]_k$ - matricea de trecere peste tambur;

$[E]_k$ - matricea de trecere peste un lagăr elastic.

Pot fi scrise relațiile matriceale între vectorii de stare din stânga şi din dreapta nodurilor. Înlocuind succesiv, este obținută relația matriceală între vectorii de stare de capete de la elementul *n*, $\{q\}_n^l$ şi de la elementul 1 (punctul de start) $\{q\}_0^r$:

$$\{q\}_n^l = [Q]\{q\}_0^r . \tag{5}$$

The matrix (6x6), $[Q]_k$, is called transfer matrix for centrifuge.

We write the boundary conditions and we obtain an algebraic system. We put the condition that the system to admit non-zero solution and we obtain the natural frequencies.

Application

The method presented is applied in a concrete case of a centrifuge (fig. 6) [3, 4]. It has been divided in 2 elements. It has been obtained 3 points (nodes). The centrifuge is elastically leaned. The bearing of the node 1 is radial. The bearing of the node 0 is radial-axial.

The geometrical and mechanical characteristics of the shaft-basket system are the following: length of the shaft (console part included): l_1=0.8 m; diameter of the shaft: $d_1 = d_2$=0.08 m; diameter of the basket: d =0.5 m; length of the basket: 0.12 m; distance from the bearing to the fixing point of the basket: l_2=0.05 m; density of the material of the shaft and basket: ρ=7800 kg/m^3; longitudinal modulus of elasticity (Young's modulus): *E*=21 x 10^{10} N/m^2; revolution speed: $\Omega = 2000$ r.p.m; bearing's elastic constants: $K_x = 5\times 10^{20}$ N/m, $K_y = 5\times 10^{20}$ N/m.

The mass of the basket (operating material included): *m*=44.94 kg; coordinates of the center of mass of the basket (operating material included): ξ=0.003 m, η=0.0605 m; mechanical moments of inertia: J_{Cy}=1.8755 kg·m^2, J_{Cz}=1.0628 kg·m^2.

Matricea (6x6), $[Q]_k$, se numeşte matrice de transfer pentru centrifugă.

Se scriu condițiile la capete şi se obține un sistem algebric. Se pune condiția ca acest sistem să admită soluții diferite de soluția banală şi se obțin frecvențele proprii.

Aplicație

Metoda prezentată este aplicată în cazul concret al unei centrifuge (fig. 6) [3, 4]. A fost împărțită în 2 elemente. S-au obținut 3 puncte (noduri). Centrifuga este rezemată elastic. Lagărul din nodul 1 este radial. Lagărul din nodul 0 este radial-axial.

Caracteristicile geometrice şi mecanice ale sistemului arbore-tambur sunt următoarele: lungimea arborelui (inclusiv partea aflată în consolă): l_1=0.8 m; diametrul arborelui: $d_1 = d_2$=0.08 m; diametrul tamburului: d =0.5 m; lungimea tamburului: 0.12 m; distanța de la lagăr la punctul de fixare a tamburului: l_2=0.05 m; densitatea materialului arborelui şi tamburului: ρ=7800 kg/m^3; modulul de elasticitate longitudinal (modulul lui Young): *E*=21 x 10^{10} N/m^2; turația: $\Omega = 2000$ r.p.m; constantele elastice ale lagărelor: $K_x = 5\times 10^{20}$ N/m, $K_y = 5\times 10^{20}$ N/m.

Masa tamburului (inclusiv materialul de lucru): *m*=44.94 kg; coordonatele centrului de masă al tamburului (inclusiv materialul de lucru): ξ=0.003 m, η=0.0605 m; momentele de inerție mecanice: J_{Cy}=1.8755 kg·m^2, J_{Cz}=1.0628 kg·m^2.

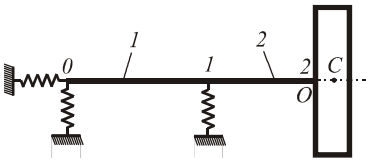


Fig. 6 – Aplication of the method to a centrifuge / *Aplicație a metodei la o centrifugă*

The results from the study of the vibrations of the centrifuge, using the method presented in this paper, will be compared:

- with the results obtained considering the centrifuge as discrete system with two degrees of freedom (composed of a flexible shaft, with a negligible mass, positioned on two bearing blocks and a basket fixed on the shaft) [4];
- with the results obtained by applying the method presented in this paper but neglecting the axial vibrations.

The first eight natural frequencies have been calculated.

Rezultatele obținute în studiul vibrațiilor centrifugei, utilizând metoda prezentată în această lucrare, vor fi comparate:

- cu rezultatele obținute considerând centrifuga ca sistem discret cu două grade de libertate (compus dintr-un arbore flexibil, de masă neglijabilă, aşezat pe două lagăre şi cu tamburul montat pe arbore) [4];
- cu rezultatele obținute prin aplicarea metodei prezentate în această lucrare dar neglijând vibrațiile axiale.

Au fost determinate primele opt frecvențe proprii de vibrație.

Table 1 / *Tabelul 1*

Mode number/ *Număr mod*	Natural frequencies / *Frecvențe proprii* [Hz]								
	Discret system with two degrees of freedon / *Sistem discret cu două grade de libertate*			Flexible shaft considered a continuous medium. Transfer matrix method / *Arbore flexibil considerat mediu continuu. Metoda matricelor de transfer*					
				Axial vibrations neglected / *Vibrațiile axiale neglijate*			Bending vibrations coupled with axial vibrations / *Vibrații de încovoiere cuplate cu vibrații axiale*		
	Backward precession/ *Precesia inversă*	Neglected precession/ *Precesia neglijată*	Forward precession/ *Precesia directă*	Backward precession/ *Precesia inversă*	Neglected precession/ *Precesia neglijată*	Forward precession/ *Precesia directă*	Backward precession/ *Precesia inversă*	Neglected precession/ *Precesia neglijată*	Forward precession/ *Precesia directă*
Mode 1	143.62	150.64	152.42	118.33	133.50	150.32	118.33	133.49	150.33
Mode 2	-	-	-	393.19	396.75	401.06	393.19	396.75	401.05
Mode 3	-	-	-	-	-	-	746.15	746.16	746.16
Mode 4	-	-	-	1193.33	1194.06	1194.84	1193.31	1194.06	1194.85
Mode 5	-	-	-	2421.78	2423.30	2424.91	2421.78	2423.37	2424.92
Mode 6	-	-	-	-	-	-	3263.26	3263.26	3263.26
Mode 7	3107.81	3107.93	3108.12	3470.30	3475.60	3480.93	3469.92	3475.71	3480.96
Mode 8	-	-	-	4685.87	4689.35	4696.31	4684.00	4692.39	4696.31

The natural frequencies for the natural modes of vibration 2, 3, 4, 5, 6. 8 are due to the vibrations of the shaft. These values cannot be obtained using the simplified model of the centrifuge with two degrees of freedom.

The natural mode of vibration number 2, when the model with two degrees of freedom is used, is the natural mode of vibration number 7, when the shaft is considered to be a continuous medium and the method presented in this paper is applied. So, the simplified model of the centrifuge with two degrees of freedom can be used for the calculus of the first natural frequency.

Using the study model when the shaft is considered to be a continuous medium and the transfer matrix method is applied, more natural frequencies are obtained.

If it is considered that the bending vibrations are coupled with the axial vibrations two new natural frequencies are obtained: the natural frequencies numbers 3 and 6. These values cannot be obtained when the coupling of vibrations is neglected.

It is right that the values of the natural frequencies for the upper order are higher. But, the new natural frequency number 3 can do to appear critical speed in the operating domain of the centrifuge.

The values obtained are confirming that the backward precession decreases the values of the natural frequencies and the forward precession increases the values of the natural frequencies. The influence of the gyroscopic moment upon the new values of the natural frequencies, obtained by the method presented in this paper, is quasi zero. Also, the influence of the gyroscopic moment upon the values of the natural frequencies is low for the higher order of the natural modes of vibrations.

It is possible that the prevalent character of the new natural frequencies obtained in this paper to be axial vibrations.

CONCLUSIONS

The study of the vibrations of the centrifuge is more complete if the flexible shaft is considered a continuous medium, positioned on two bearing blocks, with a basket fixed on it and the transfer matrix method is applied.

The objective of this paper was to improve the study of vibrations of the centrifuges. The method presented, which takes account of the coupling of vibrations, can be considered better because it gives the possibility to obtain more natural frequencies. The coupling of vibrations had priority. This is the reason for which the influence of other

Frecvențele proprii pentru modurile proprii de vibrație 2, 3, 4, 5, 6. 8 se datorează vibrațiilor arborelui. Aceste valori nu pot fi obținute folosind modelul simplificat al centrifugei cu două grade de libertate.

Modul propriu de vibrație numărul 2, când este utilizat modelul cu două grade de libertate, este modul propriu de vibrație numărul 7, când arborele este considerat a fi mediu continuu şi este aplicată metoda prezentată în această lucrare. Deci, modelul simplificat al centrifugei cu două grade de libertate, poate fi folosit pentru calculul frecvenței proprii de vibrație fundamentale.

Folosind modelul de studiu în care arborele este considerat a fi mediu continuu şi este aplicată metoda matricelor de transfer, pot fi determinate mai multe frecvențe proprii de vibrație

Dacă se consideră că vibrațiile de încovoiere sunt cuplate cu vibrațiile axiale se obțin două noi frecvențe proprii de vibrație : frecvențele proprii numerele 3 şi 6. Aceste valori nu pot fi obținute când cuplarea vibrațiilor este neglijată.

Este adevărat că valorile frecvențelor proprii de vibrație pentru ordinele superioare sunt ridicate. Dar, noua frecvență proprie numărul 3 poate să facă să apară turații critice în domeniul de funcționare al centrifugei.

Valorile obținute confirmă faptul că precesia inversă micşorează valorile frecvențelor proprii iar precesia directă măreşte valorile frecvențelor proprii. Influența momentului giroscopic asupra noilor valori ale frecvențelor proprii de vibrație, obținute prin metoda prezentată în această lucrare, este aproape nulă. De asemenea, influența momentului giroscopic asupra valorilor frecvențelor proprii este mică pentru ordinele superioare ale modurilor proprii de vibrație.

Este posibil ca, în cazul noilor frecvențe proprii obținute luând în considerare cuplarea vibrațiilor, să predomine vibrațiile axiale.

CONCLUZII

Studiul vibrațiilor centrifugei este mai complet dacă arborele flexibil este considerat mediu continuu, aşezat pe două lagăre, cu un tambur fixat pe el şi este aplicată metoda matricelor de transfer.

Obiectivul acestei lucrări a fost să îmbunătățească studiul vibrațiilor centrifugelor. Metoda prezentată, care ține cont de cuplarea vibrațiilor, poate fi considerată mai bună deoarece dă posibilitatea obținerii a mai multor frecvențe proprii. Cuplarea vibrațiilor a avut prioritate. Acesta este motivul pentru care influența altor factori

factors upon the natural frequencies has been neglected (In this paper the bearings have been considered practically rigid, because it has been chosen high values for the bearing's elastic constants).

The method presented in this paper can be used for the study of the influence of the operational and constructive features upon the natural frequencies.

The proposed method is flexible and can be easily applied on different types of centrifuges.

asupra frecvențelor proprii a fost neglijată (În această lucrare lagărele au fost considerate practic rigide, deoarece au fost alese valori mari pentru constantele elastice).

Metoda prezentată în această lucrare poate fi folosită pentru studiul influenței factorilor constructivi şi funcționali asupra frecvențelor proprii.

Metoda propusă este flexibilă şi poate fi aplicată uşor în cazul diferitelor tipuri de centrifuge.

REFERENCES

[1]. Boiangiu M., Alecu A. (2009) - *A transfer matrix method for study of vibrations of plane bars systems,* DAAAM International Scientific Book 2009, Chapter 77, Branko Katalinik, (Ed.), pp. 797-814, Vienna;

[2]. Boiangiu M. & Alecu A. (1999) - *Coupled vibrations of crankshaft,* Printech, ISBN 973-652-021-8, Bucharest;

[3]. Boiangiu M. & Boiangiu A. (2010) - *Influence of the constructive and operational features on the centrifuges*, DAAAM International Scientific Book 2010*,* Chapter 40, Branko Katalinik, (Ed.), pp. 445-462, ISBN 978-3-901509-74-2, Vienna;

[4]. Boiangiu M., Sima T., Alecu, A. (2010) - *The analysis of the flexion movement of the horizontal centrifuges rotors with the basket in console*, Chemistry magazine (Bucharest), Tome 61, No. 11, 2010, pp. 1119-1124.

[5]. Haeberle S., Brenner T., Schlosser H.P., Zengerle R. & Ducree J. (2005) - *Centrifugal Micromixery*, Chemical Engineering & Technology, Vol.28, Issue 5, May 2005, pp. 613-616, ISSN 0930-7516;

[6]. Iatan R. et al. (1990) – *Calculus and constructions of the basket of the centrifuges; Strains and stress states in the plane circular bottoms,* Chemistry magazine (Bucharest), No. 1, 1990, pp. 67, ISSN 0034-7752;

[7]. Jinescu V. (1998) – *Tecnological work equipment for the process industry,* Technical Publishing House, ISBN 978-973-31-2357-6, Bucharest

[8]. Radoi M. & Deciu E. (1993) - *Mechanics*, Pedagogic and Didactic Publishing House, ISBN 973-30-2917-3, Bucharest

[9]. Stiborsky M. & Anlauf H. (2003) - *Prediction on centrifugal Deliquoring for Changing Particle Composition*, *Chemical Engineering & Technology*, Vol. 26, Issue 5, May 2003, pp. 553–557, ISSN 0930-7516;

[10]. Sutherland K. & Records A. (2001). *Decanter centrifuge*, Handbook, ISBN 1-856173-69-0, Elsevier.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Boiangiu M., Alecu A. (2009) – *O metoda a matricelor de transfer pentru studiul vibratiilor sistemelor de bare plane,* Cartea Stiintifica Internationala DAAAM 2009, Capitolul 77, Editor Branko Katalinik , pag. 797-814, Viena;

[2]. Boiangiu M. & Alecu A. (1999) – *Vibratiile cuplate ale arborilor cotiti,* Printech, ISBN 973-652-021-8, Bucureşti;

[3]. Boiangiu M. & Boiangiu A. (2010) – *Influenta factorilor constructivi si de operare asupra centrifugelor,* Cartea Stiintifica Internationala DAAAM 2010*,* Capitolul 40, Editor Branko Katalinik, pag. 445-462, ISBN 978-3-901509-74-2, Viena;

[4]. Boiangiu M., Sima T., Alecu A. (2010) – *Analiza miscarii de flexiune a rotorilor centrifugelor orizontale cu tamburul in consola*, Revista de chimie (Bucureşti), Vol. 61, Nr. 11, 2010, pp. 1119-1124.

[5]. Haeberle S., Brenner T., Schlosser H.P., Zengerle R. & Ducree J. (2005) – *Microamestecatoare centrifugale*, Inginerie Chimica & Tehnologie, Vol.28, Numarul 5, Mai 2005, pag. 613-616, ISSN 0930-7516

[6]. Iatan R. et al. (1990) - *Calculul si constructia tamburelor centrifugelor; Stari de deformatii si de tensiuni in fundurile circulare plane*, Revista de Chimie, No. 1, 1990, pp. 67, ISSN 0034-7752;

[7]. Jinescu V. (1998). *Utilaj tehnologic pentru industria de proces,* Editura Tehnica, ISBN 978-973-31-2357-6, Bucureşti;

[8]. Radoi M. & Deciu E. (1993). *Mecanica*, Editura Didactica si Pedagogica, ISBN 973-30-2917-3, Bucureşti;

[9]. Stiborsky M. & Anlauf H. (2003) – *Predictie asupra Solidificarii Centrifugale pentru Schimbarea Compozitiei Particulelor,* Inginerie Chimica & Tehnologie, Vol. 26, Numarul 5, Mai 2003, pag. 553–557, ISSN 0930-7516

[10]. Sutherland K. & Records A. (2001) – *Centrifuga decantoare*, Carte de buzunar, ISBN 1-856173-69-0, Elsevier

ACHIEVEMENT OF AN OMNI-DIRECTIONAL SOUND SOURCE OF HIGH POWER
/
REALIZAREA UNEI SURSE OMNIDIRECȚIONALE DE MARE PUTERE ACUSTICĂ

Assoc. Prof. PhD. Eng. Carp-Ciocârdia D.C., Eng. Badea Cr., Assist. Prof. PhD. Eng. Ion G.C., Prof. PhD. Eng. Magheți I.
- P.U. Bucharest / Romania -
Tel: 021-4029250; E-mail: carp@cat.mec.pub.ro

Abstract: *To determine the best method and materials in order to achieve proper sound insulation, acoustic diagnosis is required by a system consisting of a controlled noise source and a measurement and analysis system of sound level. For this purpose we achieved an omni-directional source (sound source uniformly radiated in all directions) consisting of eight speakers arranged on the seven lateral faces of a straight heptagon prism and also on its superior face. Experimental researches on frequency response and directivity characteristics were achieved in the anechoic chamber.*

Keywords: *loudspeakers, acoustic power, omnidirectional source, noise.*

Rezumat: *Pentru a stabili metoda şi materialele cele mai bune pentru a realiza o izolație fonică corespunzătoare, este necesară diagnosticarea acustică cu ajutorul unui sistem format dintr-o sursă de zgomot controlat şi un sistem de măsurare şi analiză al nivelului acustic. În acest scop, s-a realizat o sursă omnidirecțională (sursă de sunet radiat uniform în toate direcțiile) formată din 8 difuzoare dispuse pe cele şapte fețe laterale ale unei prisme heptagonale drepte, precum şi pe fața superioară a acesteia. Cercetările experimentale privind caracteristicile de răspuns în frecvență şi directivitate au fost realizate în camera anecoică.*

Cuvinte cheie: *difuzoare, putere acustică, sursă omnidirecțională, zgomot.*

INTRODUCTION

Noise control in buildings depends on a proper sound insulation, an insulation of heating and ventilation systems, and the locations of the rooms. Also, the acoustic insulation of external walls, windows and roofs can provide protection against outside noise. On the other hand, internal walls and ceiling must also have a high level of sound insulation. Sound absorbtion can be achieved by installing sound absorbers.

A good sound insulation can be also achieved by using double or triple insulated windows, solid wood doors or designing sound proofed installation systems to reduce the noise from waste water.

To determine the best method and materials to achieve proper sound insulation it is advisable to use an acoustic diagnosis system comprising a controlled noise source and a measurement and analysis system of sound level [2, 3, 5].

For most situations, acoustic measurements can be realized using a sound source radiated uniformly in all directions (omni-directional sound). Such a source was developed and then tested by the authors of this paper in order to determine its frequency response and directivity characteristics.

MATERIAL ŞI METODĂ

Description of the developed equipment

The omni-directional source achieved is an acoustic system with eight loudspeakers mounted in a series-parallel circuit in a closed cabinet. The achieved circuit has a 8 Ω impedance to ensure both the operating phase and compatibility with the power amplifier.

Seven of the loudspeakers are arranged in the horizontal plane on the lateral faces of the straight heptagonal prism and the eighth on the top of it (Fig. 1).

The omni-directional source has small size, a mass of 16.4 kg and is equipped with two lifting handles.

Each loudspeaker (commercial type Py520CA1 5,25') of source has the following features:

- High power - 105 dB;
- Frequency range - 80–20000 Hz;
- Enough power at low frequencies, providing a peak power in the 100-4000Hz range of frequencies;
- Sensitivity 89 dB/W/m;

INTRODUCERE

Controlul zgomotelor în clădiri depinde de o izolare fonică adecvată, de izolarea sistemelor de încălzire şi ventilație, dar şi de aşezarea încăperilor. De asemenea, izolarea fonică a pereților exteriori, ferestrele şi acoperişul pot asigura protecția față de zgomotul exterior. Pe de altă parte, şi pereții interni si tavanul trebuie să aibă un nivel ridicat de izolare fonică, absorbția sunetului putându-se realiza şi prin instalarea unor absorbanți fonici.

O bună izolare fonică mai poate fi realizată şi prin utilizarea ferestrelor dublu sau triplu izolate, folosirea uşilor din lemn solid sau proiectarea sistemelor de instalații izolate fonic pentru diminuarea zgomotului produs de apa menajeră.

Pentru a stabili metoda şi materialele cele mai bune pentru a realiza o izolație fonică corespunzătoare este oportună folosirea unui sistem de diagnosticare acustică alcătuit dintr-o sursă de zgomot controlat şi un sistem de măsurare şi analiză a nivelului acustic [2, 3, 5].

Pentru cele mai multe situații măsurătorile acustice se pot realiza utilizând o sursă de sunet radiat uniform în toate direcțiile (sunet omnidirecțional). O astfel de sursă a fost realizată şi apoi testată de autorii prezentei lucrări, în scopul stabilirii caracteristicilor sale de răspuns în frecvență şi directivitate.

MATERIAL ŞI METODĂ

Descrierea echipamentului realizat

Sursa omnidirecțională realizată reprezintă un sistem acustic cu opt difuzoare montate în circuit serie-paralel într-o incintă închisă. Circuitul realizat are o impedanță de 8 Ω, pentru a asigura atât faza de operare cât şi compatibilitatea cu amplificatorul de putere.

Şapte dintre difuzoare sunt dispuse în plan orizontal pe fețele laterale ale unei prisme heptagonale drepte, iar al optulea pe fața superioară a acesteia (fig. 1).

Sursa omnidirecțională realizată are un gabarit redus, o masă de 16,4 kg şi este echipată cu două mânere de ridicare.

Fiecare difuzor (tip comercial Py520CA1 5,25') din componența sursei realizate are următoarele caracteristici:

- Putere mare - 105 dB;
- Gama frecvențe - 80–20000 Hz;
- Putere suficientă la frecvențe joase, oferind o putere de vârf în domeniul de frecvențe 100-4000Hz;
- Sensibilitate 89 dB/W/m;

- Woofer – cone injection.

The system is powered by a signal generator that produces a white noise and a power amplifier.

- Woofer – con prin injecție.

Sistemul este alimentat de un generator de semnal, care produce un zgomot alb, şi un amplificator de putere.

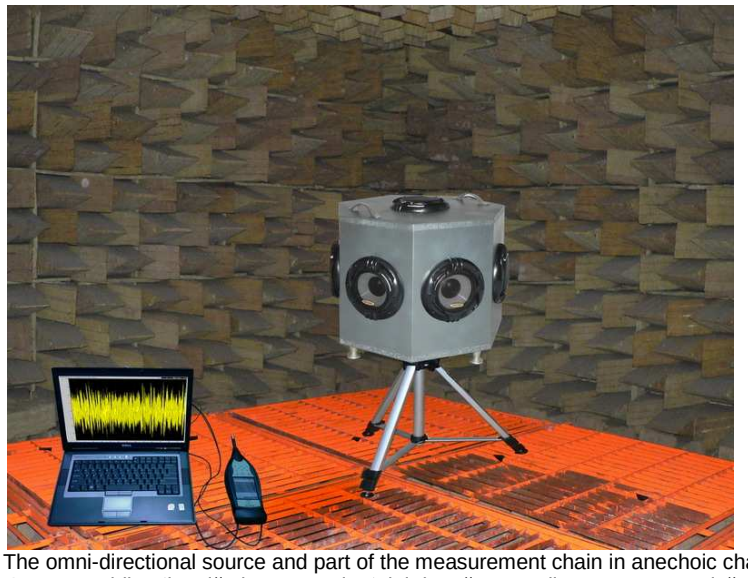


Fig. 1 – The omni-directional source and part of the measurement chain in anechoic chamber / *Sursa omnidirecțională şi o parte a lanțului de măsurare din camera anecoică*

Characteristics of directivity

Experimental determinations of frequency response and directivity characteristics [1, 4, 6] were performed in the anechoic chamber. To obtain reproducible and reliable results, ie, that the measurements are relevant, these were achieved in accordance with standards (ISO 140 and ISO 3382).

Frequencyresponse and directivity characteristics were determined by measuring noise made by a source in the horizontal plane, on the loudspeakers directions, on their median directions, and in vertical plane in several radial directions [7].

A white noise signal produced by the signal generator and amplified by the power amplifier was used [2, 5]. The measurement of sound level was performed using a sonometer and the data obtained were processed, for 100-5,000Hz frequencies in the band of 1/3 octave, using a specialized software (figure 1).

Sound pressure level was measured on perpendicular directions to the lateral planes loudspeakers, 0°, 51°, 102°, 154°, 206°, 257° oriented and on the median directi on towards them, in order to obtain a more accurate assessment of source directivity in the horizontal plane.

In vertical plane, measurements of sound pressure level were made on perpendicular direction to the prism's superior face where the eighth loudspeaker is placed, and inclined towards of this, by each side, with 30° an d 60°. Thus, the considered directions were oriented by 30°, 60°, 90°, 120°and 150° to the horizontal line. For 0° an d 180° one considered that the values are approximately equal to those measured in the horizontal plane.

RESULTS

Using the values provided after processing experimental data, spectrograms corresponding to the frequency response in horizontal plane were obtained and they are represented in Figures 2 and 3. Also the frequency response spectrograms in vertical plane are represented in Figure 4.

Global values of acoustic pressure level, corresponding to each measurement directions, are indicated in the respectively spectrograms. These values, which are almost equal in horizontal plane, highlight its characteristic of uniformly radiated noise source.

Caracteristici ale directivității

Determinările experimentale privind caracteristicile de răspuns în frecvență şi directivitate [1,4, 6] au fost realizate în camera anecoică. Pentru a obține rezultate reproductibile şi fiabile, altfel spus, pentru ca măsurătorile să fie relevante, aceastea au fost realizate în conformitate cu prevederile standardelor (ISO 140 şi ISO 3382).

Caracteristicile de răspuns şi directivitate au fost stabilite prin măsurarea zgomotului produs de sursă în plan orizontal, pe direcțiile difuzoarelor şi pe direcții mediane ale acestora, cât şi în plan vertical pe mai multe direcții radiale [7].

S-a folosit un semnal de zgomot alb obținut prin intermediul generatorului de semnal, amplificat cu ajutorul unui amplificator de putere [2, 5]. Măsurarea nivelului de zgomot s-a realizat cu ajutorul unui sonometru iar datele obținute au fost prelucrate, pentru frecvențe de 100-5.000Hz în banda de 1/3 octavă, utilizând un soft specializat (fig.1).

S-a măsurat nivelul presiunii acustice pe direcții perpendiculare pe difuzoarele din planele laterale, orientate la 0°, 51°, 102°, 154°, 206°, 257° precum şi pe direcții mediane față de acestea, pentru a se obține o evaluare mai precisă a directivității sursei în plan orizontal.

În plan vertical, s-au făcut determinări ale nivelului presiunii acustice, pe direcția perpendiculară pe planul superior al prismei în care este situat ultimul difuzor, precum şi pe direcții înclinate față de aceasta, de o parte şi de alta, cu 30° şi respectiv 60°. Astfel, direc țiile considerate au fost orientate la 30°, 60°, 90°, 120°, 150° fa ță de orizontală, pentru 0° şi 180° considerându-se c ă valorile sunt aproximativ egale cu cele măsurate în planul orizontal.

REZULTATE

Cu ajutorul valorilor furnizate în urma prelucării datelor experimentale s-au obținut spectrogramele corespunzătoare răspunsului în frecvență în plan orizontal, din figurile 2 şi 3, respectiv răspunsului în frecvență în plan vertical din figura 4.

Valorile globale ale nivelului de presiune acustică, corespunzătoare fiecărei direcții de măsurare, sunt precizate pe spectrogramele respective. Aceste valori, aproape egale în plan orizontal, pun în evidență caracteristica de sursă de zgomot uniform radiat al acesteia.

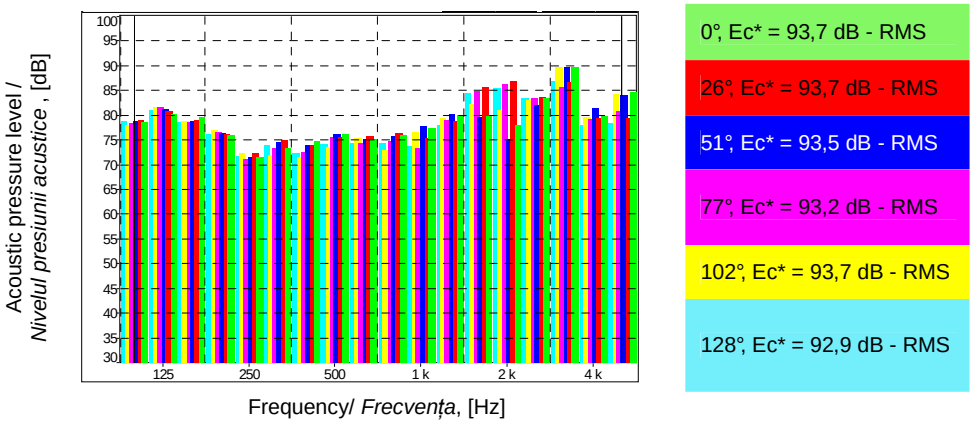


Fig. 2. - Spectrograms for 0°-128° directions on the hor izontal plane /
Spectrograme pe direcțiile 0°-128° din planul orizontal

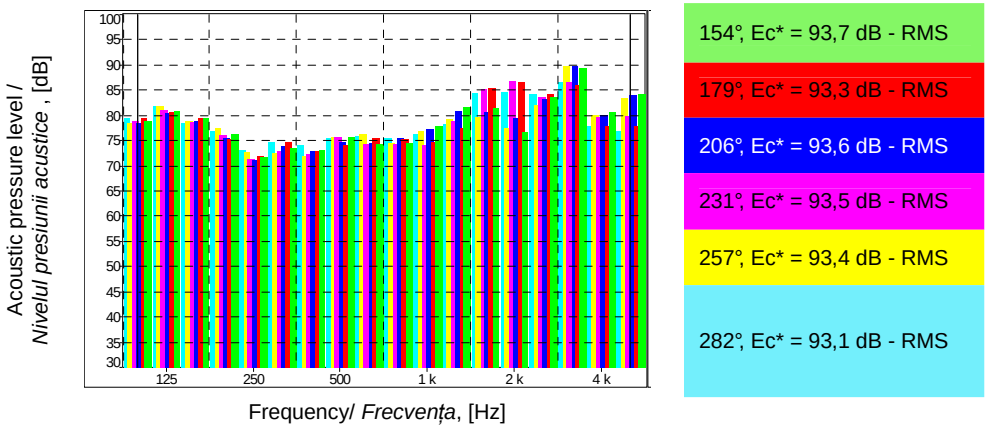


Fig. 3. - Spectrograms for 154°-282° directions on the h orizontal plane /
Spectrograme pe direcțiile 154°-282° din planul orizontal

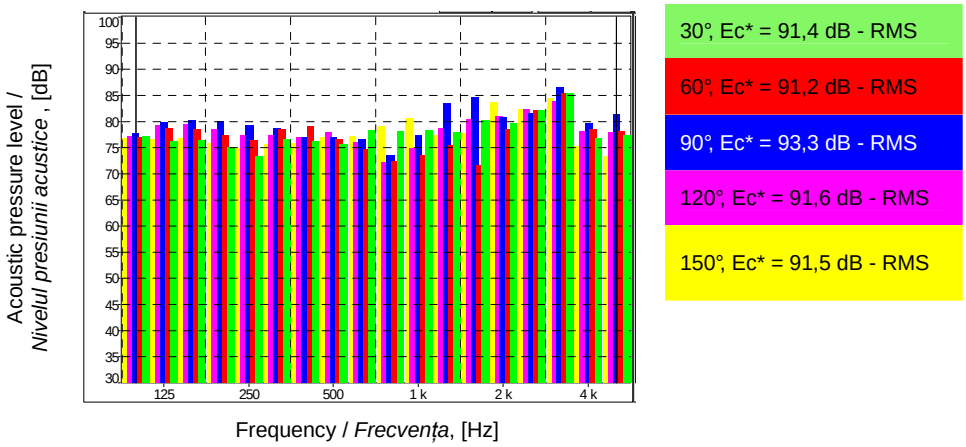


Fig. 4. - Spectrograms for 30°-150° directions on the ve rtical plane /
Spectrograme pe direcțiile 30°-150° din planul vertical

Using global values (RMS) of acoustic pressure level, the directivity diagram in horizontal plane was obtained (in median section - see figure 4) as well as the directivity diagram in vertical plane (see figure 5).

Representation in Figure 4 highlights that the achieved source provides a directivity distributed almost uniformly in all directions in horizontal plane.

In vertical plane (figure 5), directivity diagram reaches a maximum at 90° (on the loudspeaker axis) correspond ing overall acoustic pressure level of the superior loudspeaker. At 0° respectively 180°, the acoustic pressure level v alues are close to this one, but they are supposed to be corresponding to the loudspeakers in horizontal plane.

Cu ajutorul valorilor globale (RMS) ale nivelului de presiune acustică s-au obținut diagrama directivității în plan orizontal, la nivelul secțiunii mediane, precum şi diagrama directivității în plan vertical (fig.4 şi 5).

Reprezentarea din figura 4 pune în evidență faptul că sursa realizată asigură o directivitate distribuită aproape uniform în toate direcțiile în plan orizontal.

În plan vertical (fig.5), diagrama directivității atinge o valoare maximă la 90° (pe axa difuzorului) corespunz ătoare nivelului global de presiune acustică al difuzorului superior. La 0° respectiv 180°, valorile nivelului global de presiune acustică sunt apropiate de aceasta presupunându-se a fi corespunzătoare difuzoarelor din planul orizontal.

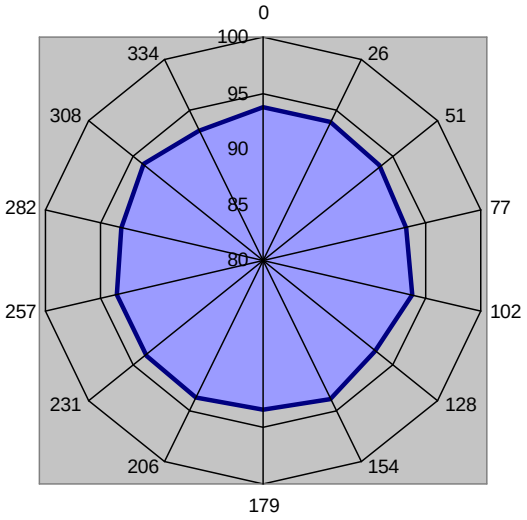


Fig. 4. - Horizontal directivity diagram /
Diagrama directivității în plan orizontal

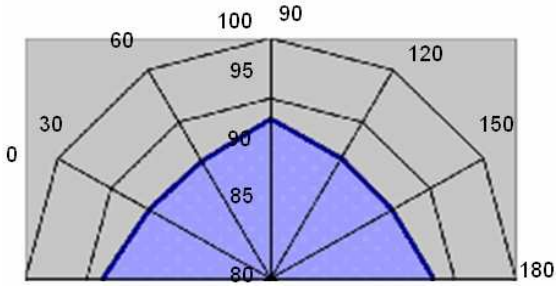


Fig. 5. - Vertical directivity diagram /
Diagrama directivității în plan vertical

CONCLUSIONS

The experimental determinations have demonstrated that the achieved omni-directional noise source has the advantage that it radiates an uniform sound with hemispherical distribution that provides both loudspeakers phase operating and an impedance that matches with the power amplifier.

Also it has a high efficiency in a wide frequency band 100–8000 Hz and sufficient power – 113 dB (for 125 - 3000Hz frequency range), which makes it ideal for measuring the sound insulation or for reverberation time measurements. At the same time it can be used for measurements in large areas, to assess the sound insulation of walls and floors or for measurements in multi-storey buildings with many stairs and elevators.

REFERENCES

[1]. Bădărău E., Grumăzescu M. (1964) - *Bazele acusticii moderne*, Publishing House of Academy;
[2]. Enescu N., Magheți I., Sârbu M.A. (1998) - *Technical acoustics*, Publishing House ICPE;
[3]. Grumăzescu M., Stan A., Wegener N., Marinescu V. (1964) - *Combating noise and vibration*, Technical Publishing House;
[4]. Hunt F.V. (1954) - *Electroacustics. The Analysis of Transduction and Historical Background*, Harward Monographs in Applied Science, No.5.
[5]. Magheți I., Savu M. (1961) - *Theory and practice of mechanical vibrations*, Publishing House Didactical and Pedagogical, R.A.;
[6]. Stanomir D. (1984) - *Sisteme electroacustice. Câmpul, radiația şi transducția*, Technical Publishing House;
[7]. Takazawa A., Ohashi M., Suzuki Z., Ono T., Tachibana H. (2000) - *Developement of a Loudspeaker Type Reference Sound Source*, Proceedings “inter.noise 2000”, Nice, France, p. 3819-3822.

CONCLUZII

Determinările experimentale realizate au pus în evidență faptul că sursa de zgomot omnidirecțională realizată prezintă avantajul că radiază un sunet uniform cu o distribuție semisferică, care asigură atât operarea în fază a difuzoarelor cât şi o impedanță care se potriveşte cu amplificatorul de putere.

Totodată ea are o eficacitate mare într-o bandă largă de frecvență 100–8000 Hz şi o putere suficient de mare – 113 dB (pe domeniul de frecvențe de 125 - 3000Hz), care o face ideală pentru măsurători de fonoizolare sau măsurători ale timpului de reverberație, dar şi pentru măsurători în spații mari, pentru evaluarea izolației fonice a pereților şi podelelor, sau pentru măsurătorile efectuate în clădiri cu mai multe etaje, multe scări şi lifturi.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Bădărău E., Grumăzescu M. (1964) - *Bazele acusticii moderne*, Ed. Academiei;
[2]. Enescu N., Magheți I., Sârbu M.A. (1998) - *Acustica tehnică*, Editura ICPE;
[3]. Grumăzescu M., Stan A., Wegener N., Marinescu V. (1964) - *Combaterea zgomotului şi vibrațiilor*, Ed. Tehnică;
[4]. Hunt F.V. (1954) - *Electroacustică. Analiza transductie şi Context istoric*, Monografii Harward în Stiinte Aplicate, nr. 5;
[5]. Magheți I., Savu M. (1961) - *Teoria şi practica vibrațiilor mecanice*, Editura Didactică şi Pedagogică, R.A.;
[6]. Stanomir D. (1984) - *Sisteme electroacustice. Câmpul, radiația şi transducția*, Editura Tehnică;
[7]. Takazawa A., Ohashi M., Suzuki Z., Ono T., Tachibana H. (2000) - *Dezvoltarea unui difuzor tip sursa de sunet de referință*, Lucrările "inter.noise 2000", Nisa, Franța, p.3819-3822.

ULTRASONIC TORSIONAL WAVES IN PIPES
UNDE ULTRASONORE TORSIONALE IN CONDUCTE

Prof. Ph.D. Eng. Predoi M.V., Lecturer Ph.D. Eng. Vasile O.
- Department of Mechanics, Universitatea Politehnica din Bucuresti-
Tel: (004)021.402.92.50 E-mail: predoi@cat.mec.pub.ro

Abstract: *Worldwide, there are many studies concerning defects in pipeline using ultrasonic torsional waves method.*

*In this paper, from our research for the first time in Romania, the authors achieved a complex study and a numerical calculation using Matlab for the dispersion equation of torsional waves in pipes. Even though implementation of the dispersion equation in a computer program, was not a simple problem, the authors have succeeded in obtaining good results comparable with those in the literature. Finally, dispersion curves have been represented as wave numbers, the velocity phase, the group velocity depending on frequency*thickness or function of frequency only.*

Keywords: *torsional waves, pipes, dispersion.*

Rezumat: *Pe plan mondial, sunt mai multe studii care evidențiază analiza defectelor în conducte utilizând metoda undelor ultrasonice torsionale.*

*În aceasta lucrare, din cercetările noastre pentru prima dată în România, autorii au realizat un studiu complex şi un calcul numeric folosind programul Matlab pentru ecuația de dispersie a undelor torsionale la conducte. Deşi implementarea ecuatiei dispersiei într-un program de calcul, nu a fost o problemă simplă, autorii au reuşit obținerea unor rezultate bune şi comparabile cu cele din literatura de specialitate. În final, au fost reprezentate curbele de dispersie ca numere de undă, ca viteze de fază, ca viteze de grup în funcție de frecvență*grosime sau funcție de frecventă.*

Cuvinte cheie: *unde torsionale, conducte, dispersie.*

INTRODUCTION

The Pochhammer and Chree solution for an infinite cylinder is the basis for the model of ultrasonic torsional waves in pipes.

In [1], Alleyene, Pavlakovic, Lowe and Cawley have developed a guided wave technique designed for the screening of long lengths (>10 m) of pipes for corrosion. It seeks to detect corrosion defects removing of the order of 5-10% of the cross-sectional area of the pipe at a particular axial location. It is optimised to operate on pipes in the 2-24 inch diameter range, though in principle it could be used on both smaller and larger pipes for long-range inspection of chemical plant pipework. Similar studies are found [7].

A study of the reflection of the fundamental torsional mode *T*(0,1) from an axi-symmetric defect with varying depth profile has been carried out via finite element modeling and experimental validation, was investigated by Carandente, Ma and Cawley [2].

A quantitative study of the reflection of the *T*(0,1) mode from defects in pipes has been carried out, finite element predictions being validated by experiments by Demma, Cawley, Lowe and Roosenbrand in Ref. [3]. It has been shown that the reflection coefficient from axisymmetric cracks increases monotonically with depth at all frequencies and increases with frequency at a given depth. The sensitivity to defects is improved at higher frequencies, though this conflicts with the desire to use lower frequencies to increase the propagation range, and hence the length of pipe that can be inspected in a single test.

In [4] Fan, Lowe, Castaings and Bacon studied a semianalytical finite element method is developed to model accurately the propagation velocity and leakage of guided waves along an immersed waveguide with arbitrary noncircular cross section. An accurate inverse model is then provided to measure the density of the fluid by measuring the change of the torsional wave speed. Experimental results obtained with a rectangular bar in a range of fluids show very good agreement with the theoretical predictions.

The general solution of harmonic longitudinal and torsional wave propagation in an infinitely long elastic hollow cylinder has been obtained by Gazis [5, 6] also getting intersting numerical results.

INTRODUCERE

Soluția lui Pochhammer şi Chree pentru un cilindru infinit este modelul de baza pentru unde ultrasonore în conducte.

În [1], Alleyene, Pavlakovic, Lowe şi Cawley au dezvoltat o tehnica cu unde ghidate destinată pentru depistarea coroziunilor la conducte de lungimi mari (> 10 m). Se urmăreşte detectarea defectelor de coroziune la înlăturarea de ordinul a 5-10% din suprafața secțiunii transversale a conductei la o locație particulară axială. Acesta este optimizat să funcționeze pe conducte, cu diametrul în intervalul 2-24 cm, deşi, în principiu, ar putea fi folosit pe ambele conducte mai mici sau mai mari pentru distanțe lungi de inspecție a conductelor chimice. Studii similare se gasesc [7].

Un studiu al reflexiei modului fundamental de torsiune T(0,1) de la un defect axial-simetric cu diferite adâncimi a profilului au fost efectuate prin intermediul modelarii cu element finit şi validarea experimentală, a fost investigat de către Carandente, Ma şi Cawley [2].

Un studiu cantitativ de reflexie a moduluiT(0,1) de defecte în conducte a fost efectuată, predicția cu element finit fiind validată prin experimente de Demma, Cawley, Lowe şi Roosenbrand în Ref. [3]. S-a arătat că coeficientul de reflexie de la fisuri axial-simetrice creşte monoton, cu adâncimea la toate frecvențele şi creşte odată cu frecvența la o adâncime dată. Sensibilitate la defecte este îmbunătățită la frecvențe mai mari, deşi aceasta intră în conflict cu dorința de a folosi frecvențe scăzute pentru a creşte gama de propagare, şi prin urmare, lungimea conductei care pot fi inspectate printr-un singur test.

În [4] Fan, Lowe, Castaings şi Bacon au studiat o metodă semianalitică a elementului finit au dezvoltat cu exactitate modelul vitezei de propagare a undelor de scurgere şi dirijate de-a lungul un ghid de undă cufundat cu secțiune necirculară transversală arbitrară. Un model invers exact este apoi oferit pentru a măsura densitatea lichidului prin măsurarea schimbării vitezei undei de torsiune. Rezultatele experimentale obținute cu o bară dreptunghiulară într-o gamă de fluide arată o foarte bună asemănare cu prezicerile teoretice.

Soluția generală de propagare a undei armonice longitudinală şi torsională, într-un cilindru elastic infinit de lung a fost obținut de Gazis [5, 6], de asemenea, obținând rezultate numerice interesante.

Scattering of the fundamental torsional mode for pipes are found in [8] by Ratassepp and in [9] by Ma, Simonetti and Lowe, where the theoretical analysis and finite element modeling is validated by experimental measurements.

A three-dimensional solution of the more general problem of wave propagation in a hollow cylinder without the stipulation of axial symmetry is desirable, not only as a further contribution to the elastic theory, but also as a means of estimating the range of applicability of various shell theories.

This paper contains the analytical foundation for the investigation of the most general type of harmonic waves in pipes. A characteristic equation has been obtained, in the framework of the linear theory of elasticity, for the eigenmodes of an isotropic continuum bounded by two concentric cylindrical surfaces. This equation appears, in general, rather intractable, but its evaluation can always be achieved numerically by the use of modern high-speed elecronic computer. In this manner the frequency spectrum has completely determined for a wide range of the physical parameter that are involved.

In this paper, the frequency equations is obtained for an arbitrary number of waves around the circumference *n*, Poisson's ratio ν, ratio of wall thickness to internal radius *h*/*a*, and longitudinal wave number ξ (Fig. 1). The Helmholtz displacement potentials are used for the sake of clarity of presentation.

Dispersia modului fundamental de torsiune pentru conducte sunt găsite în [8] de Ratassepp şi în [9] de către Ma, Simonetti şi Lowe, unde analiza teoretică şi modelare cu element finit este validată prin măsurări experimentale.

O soluție tri-dimensională a multor probleme generale de propagare a undei într-un cilindru gol, fără prevederea simetriei axiale este de dorit, nu doar ca o contribuție suplimentară la teoria elasticității, dar de asemenea, ca un mijloc de estimare a gamei de aplicabilitate a diferitelor teorii.

Aceasta lucrare conține fundamentul analitic pentru investigarea tipului cel mai general, de unde armonice în conducte. O ecuație caracteristică a fost obținută, în cadrul teoriei liniare a elasticității, pentru modurile fundamentale de un mediu continuu izotrop mărginit de două suprafețe cilindrice concentrice. Această ecuație apare, în general, destul de greu de rezolvat, dar evaluarea acesteia poate fi întotdeauna realizată numeric, prin utilizarea a calculatoarelor electronice moderne de mare viteză. În acest mod frecvența spectrului este complet determinată de o gamă largă de parametrii fizici care sunt implicați.

În această lucrare, ecuațiile de frecvență se obține pentru un număr arbitrar de valuri în jurul valorii de circumferințe *n*, raportul lui Poisson ν, raportul dintre grosimea peretelui la şi rază *h*/*a*, şi numărul de undă longitudinal ξ (Fig. 1). Potențialele Helmholtz de deplasare sunt folosite pentru claritatea prezentării.

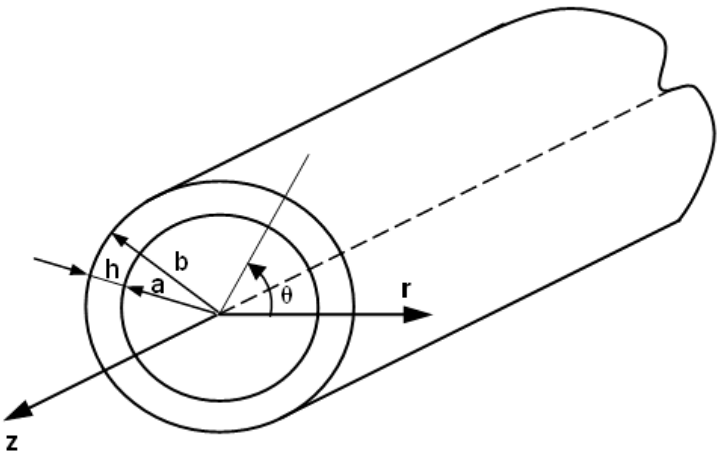


Fig. 1 – Reference coordinates and dimensions /
Coordonatele şi dimensiunile de referință

FREQUENCY EQUATION

The differential equation of motion for an isotropic elastic medium is [5], [6]:

ECUAȚIA FRECVENȚEI

Ecuația diferențială de mişcare pentru un mediu elastic izotrop se scrie [5], [6]:

$$\mu\nabla^2\mathbf{u}+(\lambda+\mu)\nabla\nabla\cdot\mathbf{u}=\rho\left(\partial^2\mathbf{u}/\partial t^2\right) \tag{1}$$

where **u** is displacement vector, ρ is the density, λ and μ are Lamé's constants, and ∇^2 is the three-dimensional Laplace operator.

The vector **u** can be expressed in terms of a scalar potential ϕ and a vector potential **H** as:

unde **u** este un vector de deplasare, ρ este densitatea, λ şi μ sunt constantele lui Lamé, şi ∇^2 este operatorul Laplace tri-dimensional.

Vectorul **u** poate fi exprimat în funcție de un potențial scalar ϕ şi un potențial vectorial **H** astfel:

$$\mathbf{u}=\nabla\phi+\nabla\times\mathbf{H} \tag{2}$$

$$\nabla\times\mathbf{H}=F(\mathbf{r},t) \tag{3}$$

In Eq. (3) F is a function of the coordinate vector **r** and the time, with three components, from which one can be chosen arbitrarily. The displacement equations of motion are satisfied if potentials ϕ and $\mathbf{H}$ satisfy the wave propagation equations:

In ecuația. (3) F este o funcție de vectorul de coordonate **r** şi de timp, cu trei componente, din care una poate fi aleasă arbitrar. Ecuațiile de deplasare a mişcării sunt satisfăcute dacă potențialul ϕ şi $\mathbf{H}$ îndeplinesc ecuațiile propagării undelor:

$$V_1^2\nabla^2\phi = \partial^2\phi/\partial t^2$$
$$V_2^2\nabla^2\mathbf{H} = \partial^2\mathbf{H}/\partial t^2 \quad (4)$$

where unde

$$V_1^2 = (\lambda + 2\mu)/\rho$$
$$V_2^2 = \mu/\rho \quad (5)$$

NUMERICAL RESULTS

The numerical analysis follows the equations presented in the previuous paragraph. We have developed a computer code in Matlab which determines the zeros of the determinant $|c(\xi)| = 0$ representing the characteristic equation. As indicated in [5,6], if $\xi < k_T$ then $\beta = \sqrt{k_T^2 - \xi^2}$ is real valued and $\lambda_2 = 1$. The corresponding solutions are of the differential equations are (6):

REZULTATE NUMERICE

Analiza numerică urmează ecuațiile prezentate la paragraful precedent. Noi am dezvoltat un program de calcul în Matlab care determină zerourile determinantului $|c(\xi)| = 0$, care reprezintă ecuația caracteristică. După cum se indică în [5, 6], în cazul în care $\xi < k_T$, atunci $\beta = \sqrt{k_T^2 - \xi^2}$ este real şi $\lambda_2 = 1$. Soluțiile corespunzătoare ale ecuațiilor diferențiale sunt (6):

$$\begin{aligned}
c_{11} &= -\left[2n(n-1) - \beta^2 a^2\right] J_0(|\beta| a) - 2\lambda_2 \beta a J_1(|\beta| a) \\
c_{12} &= -\left[2n(n-1) - \beta^2 a^2\right] I_0(|\beta| a) - 2\lambda_2 \beta a I_1(|\beta| a) \\
c_{21} &= -\left[2n(n-1) - \beta^2 b^2\right] J_0(|\beta| b) - 2\lambda_2 \beta b J_1(|\beta| b) \\
c_{22} &= -\left[2n(n-1) - \beta^2 b^2\right] I_0(|\beta| b) - 2\lambda_2 \beta a I_1(|\beta| b)
\end{aligned} \quad (6)$$

In general, the solutions ξ representing the wavenumbers of the propagating torsional waves are looked for in a wide range of values, from (near) zero to $\xi > k_T$. As this last limit is overcome, $\beta = \sqrt{k_T^2 - \xi^2}$ becomes purely imaginary, $\lambda_2 = -1$ and the functions J_0, J_1, I_0, I_1 are replaced by Y_0, Y_1, K_0, K_1. The particular case $\beta = 0$ which obviously represents the fundamental mode, poses numerical difficulties (Fig. 2).

În general, soluțiile ξ, care reprezintă numerele de undă ale undelor propagative de torsiune, sunt căutate într-o gamă largă de valori, de la (aproape) zero la $\xi > k_T$. Dacă această limită este depăşită, $\beta = \sqrt{k_T^2 - \xi^2}$ devine pur imaginar, $\lambda_2 = -1$ precum şi funcțiile J_0, J_1, I_0, I_1 se înlocuiesc cu Y_0, Y_1, K_0, K_1. Cazul particular $\beta = 0$, care reprezintă modul fundamental, pune probleme numerice de calcul (Fig. 2).

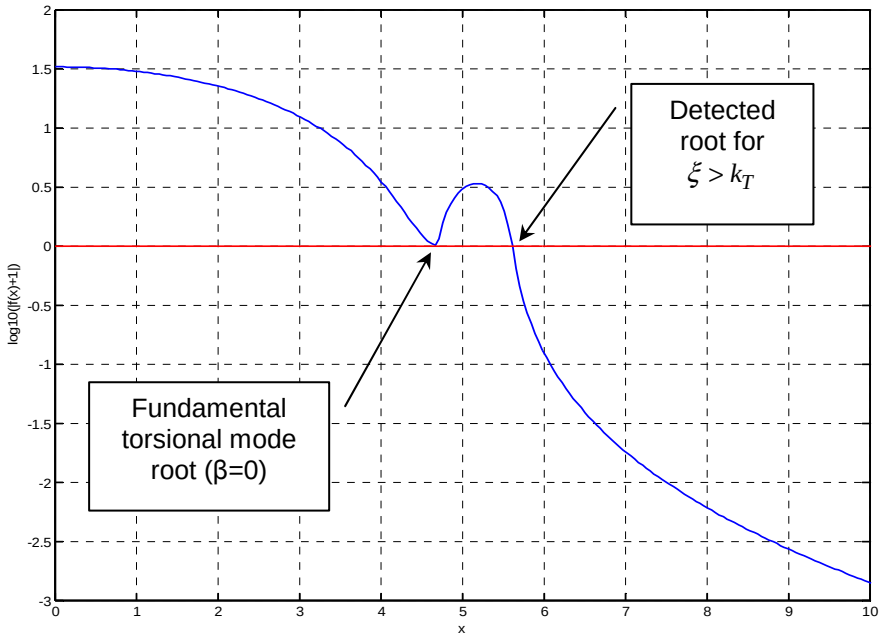


Fig. 2 – Determinant values vs. tested wavenumbers / *Valorile determinantului vs. numerele de undă*

The determinant value is plotted against ξ on Fig. 2. It can be seen that there is a tangency point with the red line representing the determinant caceling. Then, the red line is crossed and a new solution is thus obtained. In fact, the

Valoarea determinantului este trasată in funcție de ξ în Fig. 2. Se poate observa că există un punct de tangență cu linia roşie care reprezintă anularea determinantului. Apoi, linia roşie este traversată şi o nouă soluție este astfel obținută. De

tangency point corresponds to $\beta = 0$, but by not crossing the red line, no solution is detected for this value. The obtained solution is in the region of imaginary β but many authors prove that in this region there must be no physical solution. However, as the frequency increases, this root tends towards $\beta = k_T$ which is the correct solution.

fapt, punctul de tangență corespunde la $\beta = 0$, dar pentru că nu traversează linia roşie, nici o soluție nu este detectată în acest punct. Soluția obținută este în regiunea valorilor β imaginare, dar mulți autori dovedesc că în această regiune nu trebuie să existe nicio soluție fizică. Cu toate acestea, pe măsură ce creşte frecvența, această soluție tinde spre $\beta = k_T$, care este soluția corectă.

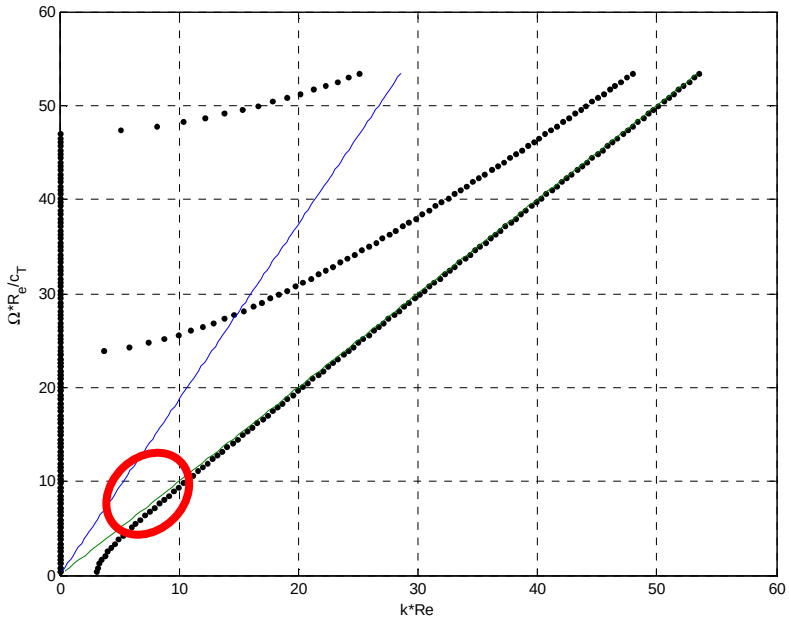


Fig. 3 – Dispersion curves in classical non-dimensional parameters /
Curbele de dispersie in parametri clasici adimensionali

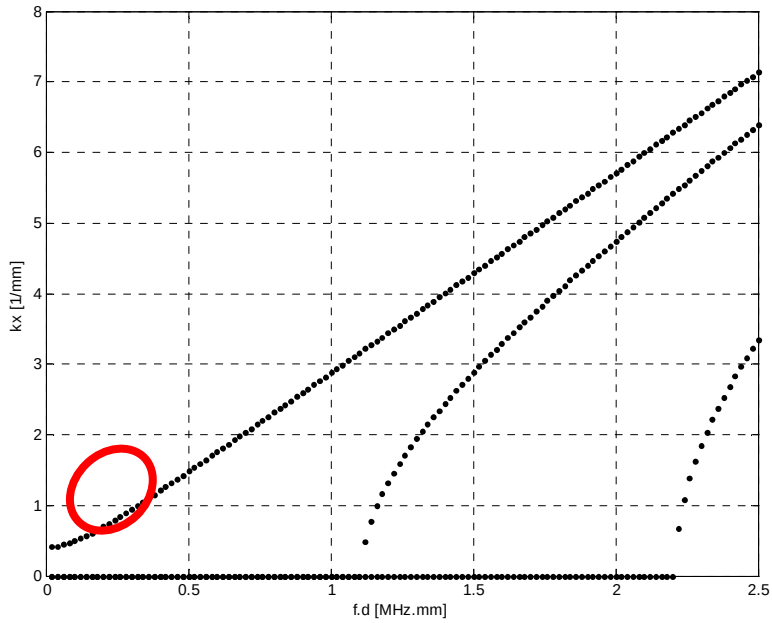


Fig. 4 – Dispersion curves as wavenumbers vs. frequency*thickness /
*Curbele de dispersie ca numere de undă vs. frecvență*grosime*

We have selected for investigation a brass made pipe of outer radius of 7.5 mm and 1 mm wall thickness and refquencies up to 2.5 MHz. Our results are plotted on Figs. 3 to 7. Various parameters are chosen for the abscissas and ordinates, for a simpler comparison with other authors. A red ellipse marks the region with results which require furhter improvements. These are for the fundamental torsional mode.

Am selectat pentru studiu o țeavă din alama cu raza exterioară de 7,5 mm şi 1 mm grosime de perete şi frecvențe de până la 2,5 MHz. Rezultatele noastre sunt în graficele fig. 3 - 7. Diverşi parametri sunt aleşi pentru abscise şi ordonate, pentru o comparație rapidă cu alți autori. O elipsă roşie marchează regiunile cu rezultate care încă necesită îmbunătățiri. Acestea privesc numai modul fundamental de torsiune.

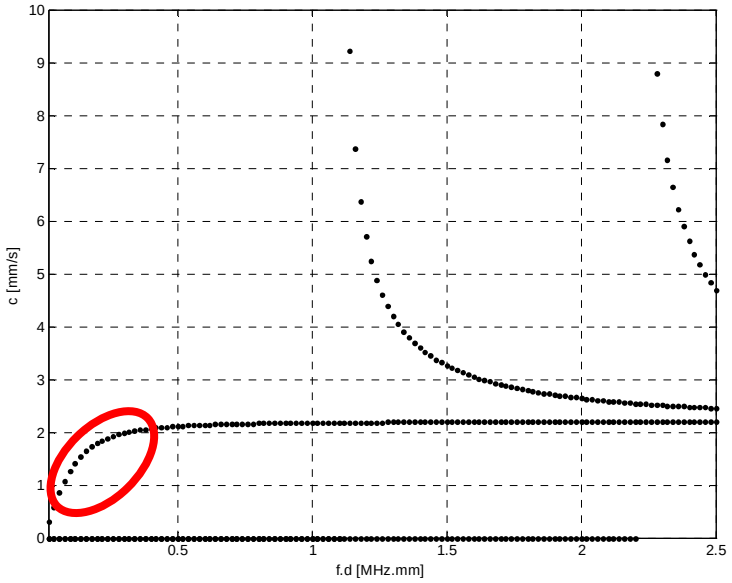


Fig. 5 – Dispersion curves as phase velocity (c) vs. frequency*thickness /
*Curbele de dispersie ca viteze de fază (c) vs. frecvență*grosime*

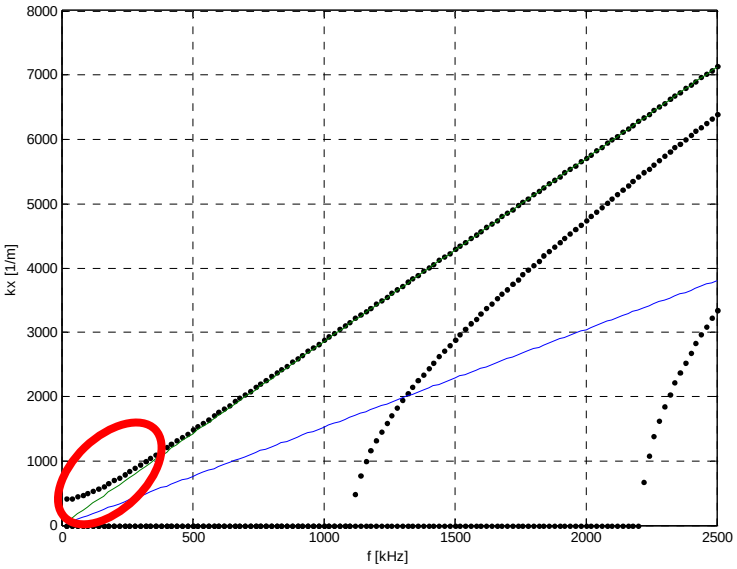


Fig. 6 – Dispersion curves as wavenumbers vs. frequency /
Curbele de dispersie ca numere de undă vs. frecvență

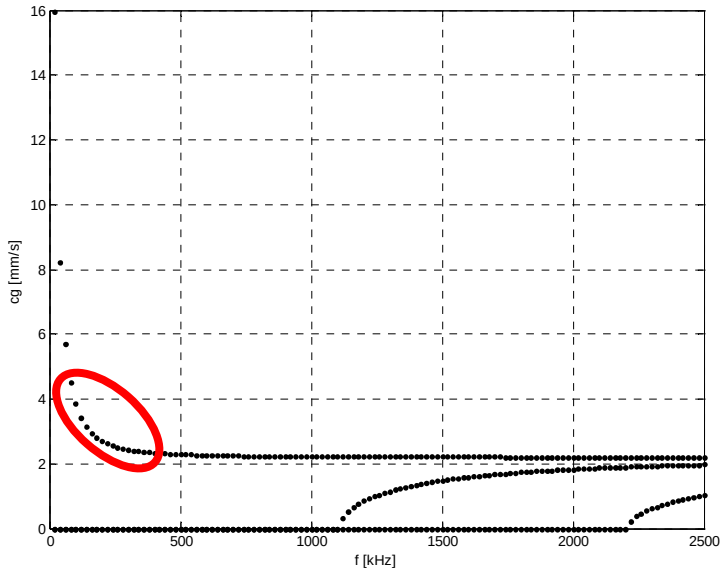


Fig. 7 – Dispersion curves as group velocity vs. frequency /
Curbele de dispersie ca viteze de grup vs. frecvență

CONCLUSIONS

As fas as we know, this is the first attempt in our country to effectively solve the dispersion equation of the torsional waves for pipes.

We have developped a computer code to solve this dispersion equation, as found in the cited literature, which is under a determinant form. We emphasize the numerical difficulties rised by the determinant form of the dispersion equation.

We consider that further investigations are needed to improve the localisation of the numerical solution around the critical value $\xi = k_T$ ($\beta = 0$).

Once the numerical problems are solved, the next step is to solve particular cases of pipes and based on those results, ultrasonic experimental results can be correctly interpreted.

Aknowlegement

This work was supported by PNCDI – UEFISCDI, project number PN-II-ID-PCE-2011-3-0512.

REFERENCES

[1]. Alleyne D.N., Pavlakovic B., Lowe M.J.S, Cawley P. (2001) – *Rapid long-range inspection of chemical plant pipework using guided waves*, Guided Ultrasonics, Vol. 43, No. 2, pp 93-96;

[2]. Carandente R., Ma J., Cawley P. (2010) – *The scattering of the fundamental torsional mode from axi-symmetric defects with varying depth profile in pipes*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 127, No. 6, pp 3440-3448;

[3]. Demma A., Cawley P., Lowe M.J.S. (2003) – „*The reflection of the fundamental torsional mode from cracks and notches in pipes*", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 114, No. 2, pp 611-625;

[4]. Fan A., Lowe M.J.S. (2008) – „*Torsional waves propagation along a waveguide of arbitrary cross section immersed in a perfect fluid*", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 124, No. 4, pp 2002-2010;

[5]. Gazis D.C. (1958) - *Three-Dimensional Investigation of the Propagation of Waves in Hollow Circular Cylinders. I. Analytical Foundation*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 31, No. 5, pp 568-573;

[6]. Gazis D.C. (1958) - *Three-Dimensional Investigation of the Propagation of Waces in Hollow Circular Cylinders. II. Numerical Results*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 31, No. 5, pp 573-578;

[7]. Lowe M.J.S., Alleyne D.N., Cawley P. (1998) - *Defect detection in pipes using guided waves*, Ultrasonics, Vol. 36, pp 147-154;

[8]. Ma J., Simonetti F., Lowe M.J.S. (2006) - *Scattering of the fundamental torsional mode by an axisymmetric layer inside a pipe*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 120, No. 4, pp 1874-1880;

[9]. Ratassepp M. (2009) - *Scattering of the fundamental torsional mode at an axial crack in a pipe*, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 127, No. 2, pp 730-740.

CONCLUZII

După câte ştim, aceasta este prima încercare în ţara noastră pentru a rezolva în mod efectiv ecuaţia de dispersie a undelor de torsiune pentru ţevi.

Am dezvoltat un program numeric de calcul pentru a rezolva această ecuaţie cu dispersie, citată din literatura de specialitate sub forma de determinant. Noi subliniem dificultăţile numerice ridicate de forma de determinant a ecuaţiei de dispersie.

Considerăm este necesară continuare studiului pentru a îmbunătăţi localizarea soluţiei numerice din jurul valorii critice $\xi = k_T$ ($\beta = 0$).

Odată problemele numerice rezolvate, se poate trece la calcule specifice unei conducte date, iar pe baza lor se pot corect interpreta semnalele ultrasonore determinate experimental.

Aknowlegement

Lucrarea este finanţată de către PNCDI – UEFISCDI, numărul proiectului PN-II-ID-PCE-2011-3-0512.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Alleyne D.N., Pavlakovic B., Lowe M.J.S, Cawley P. (2001) – *Controlul rapid pe distanţe lungi a conductelor instalaţiei chimice folosind undele ghidate*, Ultrasonice Ghidate, Vol. 43, Nr. 2, pp 93-96;

[2]. Carandente R., Ma J., Cawley P. (2010) – *Dispersia modului fundamental de torsiune de la defecte axial-simetrice cu variaţia adâncimii profilului în conducte*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 127, Nr. 6, pp. 3440-3448.

[3]. Demma A., Cawley P., Lowe M.J.S. (2003) – *Reflexia modului fundamental de torsiune de la fisuri şi crestături în conducte*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 114, Nr. 2, pp 611-625;

[4]. Fan A., Lowe M.J.S. (2008) – *Propagarea undelor ghidate torsionale de-a lungul unei secţiuni transversale scufundată într-un fluid perfect*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 124, Nr. 4, pp 2002-2010;

[5]. Gazis D.C. (1958) - *Investigarea tri-dimensională a propagării undelor în tuburi cilindrici circulari. I. Fundamente Analitice*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 31, Nr. 5, pp 568-573;

[6]. Gazis D.C. (1958) - *Investigarea tri-dimensională a propagării undelor în tuburi cilindrici circulari. II. Rezultate Numerice*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 31, Nr. 5, pp 573-578;

[7]. Lowe M.J.S., Alleyne D.N., Cawley P. (1998) - *Detectarea defectelor la conducte folosind undele ghidate*, Ultrasonics, Vol. 36, pp 147-154;

[8]. Ma J., Simonetti F., Lowe M.J.S. (2006) - *Dispersia modului fundamental de torsiune de un strat axial-simetric din interiorul unei conducte*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 120, Nr. 4, pp 1874-1880;

[9]. Ratassepp M. (2009) - *Dispersia modului fundamental de torsiune la o fisură axială într-o conductă*, Jurnalul Societăţii de Acustică a Americii, Vol. 127, Nr. 2, pp 730-740.

FOR MODAL ANALYSIS UTILIZATION AS A TOOL FOR FATIGUE AND STRUCTURAL CHANGE ASSESSMENT OF MECHANICAL STRUCTURES
/
CERCETĂRI PRIVIND UTILIZAREA ANALIZEI MODALE CA INSTRUMENT PENTRU EVALUAREA STĂRII DE OBOSEALĂ ŞI A MODIFICĂRILOR STRUCTURALE ALE STRUCTURILOR MECANICE

PhD. Phys. Manea I., [1] Eng. Gîrniță I.,[2]PhD. Stud. Eng. Matache M., [2]Eng. Muscalu A., [2]Eng. Persu C., [2] PhD. Stud. Eng. Voicea I.
[1]SC Softronic Craiova; [2]INMA Bucharest
Tel: 0752428732; E-mail: ion.manea@softronic.ro

Abstract: *The paper presents theoretical and experimental researches on the use of experimental modal analysis as an instrument of appreciation of fatigue stateas well as to identify the structural changes of the complex mechanical structures. The application is carried out on a railway bogie frame, realized at SC Softronic Craiova, located for static and fatigue testing at INMA Bucharest. Research are in full progress, in the article being presented the results of initial tests as well as those after 6 millions of stress cycles at fatigue.*

Keywords: *modal analysis, eigenfrequencies, eigenmodes, fatigue, bogie frame.*

INTRODUCTION

Bogies are complex equipments with a vital role in the functioning of railway vehicles, having the role of carbody supporting, of ensuring the traction and braking forces, as well as of vibratory isolation of the carbody and transported loads. Taking into account the important role in the rolling stock security, the fact that all mechanical stresses from the rolling track are transmitted to the carbody through the bogie, as well as the long operating life of rolling stock, the present regulations require that at homologation, the bogies to be subjected to a complex set of static and fatigue tests.

To the achievement of a stand and a testing program is taken into consideration that the strains at which is subjected the bogie to replicate as accurately as possible the strains of normal functioning, without introducing additional or unrealistic constraints or degrees of freedom.

The bogies testing shall be made according to European standard EN 13749 *"Railway applications. Wheelsets and bogies. Methods of specifying the structural requirements of bogies frames"*.[6]

In practice there are standardised two static load cases, which is considered to be coverings for the real situations encountered during of equipment lifetime:

- *exceptional static loads*, which may occur only rarely, over the lifetime of the bogie.The bogie structure is necessary of withstanding to these loadings, without cracks or deformations, that would affect the operation during tasks application;
- normal service loads, which represents those loads currently occurring during lifetime, the bogie having to withstand at service loads, without fatigue cracks.

The test at static loads is followed by fatigue testing, which is designed to confirm that the bogie frame is capable of withstanding to stresses due to operating loadings encountered throughout its whole life. The main loads acting are those responsible for the induction of mechanical stress in the whole structure of the bogie frame, namely: vertical forces, transversal forces and forces due to twist stresses. The dynamic loads are applied as follows:

- 6 million cycles with normal service loads;
- 2 million cycles with service loads increased by 20%;

Rezumat: *În lucrare sunt prezentate cercetari teoretice si experimentale privind utilizarea analizei modale experimentale ca instrument de apreciere a starii de oboseala, cat si pentru identificarea modificarilor structurale ale structurilor mecanice complexe. Aplicatia este realizata pe o rama de boghiu de cale ferata, realizat la SC Softronic Craiova, aflat la incercari la solicitari statice si oboseala la INMA Bucuresti. Cercetarile sunt in desfasurare, in articol fiind prezentate rezultatele privind incercarile initiale, precum si cele dupa 6 milioane de cicluri de solicitari la oboseala.*

Cuvinte cheie: *anliza modală, frecvente proprii, moduri proprii, oboseala, rama de boghiu.*

INTRODUCERE

Boghiurile sunt echipamente complexe cu rol vital in functionarea vehiculelor feroviare, avand rolul de purtator al carcasei, de asigurare a fortelor de tractiune si de franare, precum si de izolare vibratorie a carcasei si a incarcaturii transportate. Avand in vedere rolul important in securitatea materialului rulant, faptul ca toate solicitarile de la calea de rulare se transmit la carcasa prin intermediul boghiului, precum si durata mare de functionare a materialului rulant, normativele in vigoare impun ca la omologare, boghiurile sa fie supuse unui set complex de incercari la solicitari statice si oboseala.

La realizarea unui stand si a unui program de incercari se are in vedere ca solicitarile la care este supus boghiul sa reproduca cat mai fidel solicitarile din functionarea normala, fara a introduce constrangeri sau grade de libertate suplimentare sau nerealiste.

Incercarea boghiurilor pentru materialul feroviar se face conform standardului european *EN 13749 " Aplicații feroviare. Osii și boghiuri. Metode de specificare a cerințelor structurale ale ramelor de boghiuri"*.[6]

In practica sunt normate doua cazuri de incarcare statica, care se considera a fi acoperitoare pentru situatiile reale intalnite pe durata de de viata a echipamentului:

- *incarcarea statica exceptionala*, care poate sa apara doar rar, pe durata de viata a boghiului. Structura boghiului este necesar sa reziste la aceste sarcini, fara fisuri sau deformatii, care ar afecta functionarea in timpul aplicarii sarcinilor;
- *incarcarea de exploatare*, care reprezinta acele sarcini care apar curent in timpul exploatarii, boghiul trebuind sa reziste sarcinilor functionale, fara aparitia de fisuri.

Incercarea la solicitari statice este urmata de incercarea la oboseala, care este destinata sa confirme ca rama boghiului este capabila sa reziste solicitarilor datorate sarcinilor de exploatare intalnite pe toata durata de viata a acestuia. Sarcinile principale care actioneaza sunt cele responsabile de inducerea solicitarilor mecanice in intreaga structura a ramei de boghiu si anume: fortele verticale, fortele transversale si fortele datorate solicitarilor de rasucire. Sarcinile dinamice se aplica dupa cum urmeaza:

- 6 milioane cicli cu sarcinile de exploatare;
- 2 milioane cicli cu sarcini de exploatare crescute cu 20%;

- 2 million cycles with service loads increased by 40%.

During performing the tests, in the bogie frame structure appear irreversible phenomena of material fatigue. Beside these, may also appear cracks or structure damages. Throughout the tests duration, it is performed the monitoring of the mechanical stress on the bogie frame structure.

At the moment there is in progress a contract for performing the static and fatigue tests at INMA Bucuresti, for two railway bogies made at SC Softronic Craiova. With this occasion, within SC Softronic Craiova was developed and experimented a technology for monitoring of fatigue state and the structural integrity, by using the experimental modal analysis.

The paper presents the theoretical background of the developed technology, as well as the result of tests performed on a bogie frame which is in the initial stage of of tests, as well as after the static tests and of the first stage of fatigue, after the 6 million exploitation cycles.

The research is in progress, and in a future article will be presented the final results of the research.

MATHERIAL AND METHOD

Theoretical basis of the experimental modal analysis [2]

Any mechanical system can be modeled by means of a discrete system consisting of 'n' material points of concentrated mass ‘m_k’ connected by stiffness elastic elements ‘k_k’ and damping elements of ‘c_k’ constant. For this damped system subjected to the action of an external excitations system $\{Q(t)\}$, the equations of movement are:

- 2 milioane cicli cu sarcini de exploatare crescute cu 40%.

Pe durata efectuarii incercarilor, in structura ramei de boghiu apar fenomene ireversibile de oboseala a materialului. Pe langa acestea, mai pot sa apara fisuri sau cedari ale structurii. Pe toata durata incercarilor, se efectueaza monitorizarea tensiunilor mecanice din structura ramei de boghiu.

In momentul de fata se afla in derulare un contract pentru incercarea la solicitari statice si oboseala la INMA Bucuresti, a doua boghiuri de material feroviar realizate la SC Softronic Craiova. Cu aceasta ocazie, la SC Softronic Craiova, a fost elaborata si experimentata o tehnologie de monitorizare a starii de oboseala si a integritatii structurale, prin utilizarea analizei modale experimentale.

In articol se prezinta fundamentul teoretic al tehnologiei elaborate, precum si rezultatul incercarilor efectuate pe o rama de boghiu aflata in stadiul initial al incercarilor, precum si dupa efectuarea incercarilor statice si a primului stadiu de oboseala, dupa cele 6 milioane de cicli de exploatare.

Cercetarea se afla in derulare, iar intr-un articol viitor se vor prezenta rezultatele finale ale cercetarii.

MATERIAL SI METODA

Baza teoretica a analizei modale experimentale [2]

Orice sistem mecanic poate fi modelat printr-un sistem discret format din ‘n’ puncte materiale de masa concentrata ‘m_k’ unite prin elemente elastice de rigiditate ‘k_k’ si elemente de amortizare de constanta ‘c_k’. Pentru acest sistem amortizat supus actiunii unui sistem de excitatii exterioare $\{Q(t)\}$, ecuatiile de miscare sunt:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\}+[C]\{\dot{x}(t)\}+[K]\{x(t)\}=\{Q(t)\} \qquad [1]$$

The system response at external excitation is presented as a sum of ’n’ modal contributions due to each separate degree of freedom:

Raspunsul sistemului la excitatia externa se prezinta sub forma unei sume de ‘n’ contributii modale datorate fiecarui grad de libertate separat:

$$\{X(\omega)\}=\sum_{k=1}^{N}\left[\frac{\{\psi^k\}\cdot\{\psi^k\}^T\cdot\{Q(\omega)\}}{a_k(-\mu_k+i(\omega-\nu_k))}+\frac{\{\overline{\psi}^k\}\cdot\{\overline{\psi}^k\}^T\cdot\{Q(\omega)\}}{\overline{a}_k(-\mu_k+i(\omega+\nu_k))}\right] \qquad [2]$$

where:

- $\{\psi^k\}$ *and* $\{\overline{\psi}^k\}$ - its own vector of the order "k";
- μ_k - the “k” order damping ratio;
- ν_k - the “k” order damped natural frequency;
- a_k *and* $\overline{a}_k$ - norming constants;
- ω - external excitation frequency.

In order to determine the eigenvectors from experimental data, in the paper it’s presented the one point excitation method. That consists in the structure excitation in the successively points ‘j’ (j=1,2,…m) and simultaneous determination of the response (in accelerations or displacements) in points ‘i’ (i=1,2,…n). In practical applications, the eigenvectors are substituted with two modal constants U_{ij}^k *and* V_{ij}^k defined by following:

unde:

- $\{\psi^k\}$ *and* $\{\overline{\psi}^k\}$ - vectorul propriu de ordinul “k”;
- μ_k - rata de amortizare de ordinul “k”;
- ν_k - frecventa naturala amortizata de ordinul “k”;
- a_k *si* $\overline{a}_k$ - constante de normare;
- ω - frecventa excitatiei externe.

In vederea determinarii vectorilor proprii din date experimentale, in articol se prezinta metoda de excitare a structurii intr-un singur punct. Aplicarea metodei consta in excitare succesiva a structurii in punctele ‘j’ (j=1,2,...m) si determinarea simultana a raspunsului (in acceleratii sau deplasari) in punctele ‘i’ (i=1,2,...n). In aplicatiile practice vectorii proprii sunt inlocuiti cu doua constante modale U_{ij}^k si V_{ij}^k definite prin relatia:

$$\frac{\psi_i^k\cdot\psi_j^k}{a_k}=U_{ij}^k+i\cdot V_{ij}^k \text{ and / şi } \frac{\overline{\psi}_i^k\cdot\overline{\psi}_j^k}{\overline{a}_k}=U_{ij}^k-i\cdot V_{ij}^k \qquad [3]$$

It can be introduced the structure admittance, or compliance, by ratio between displacement response and force excitation. Having in mind the (2) relation, the structure admittance can be write as:

Se introduce marimea admitanta, sau complianta, a sistemului, definita ca raportul dintre raspunsul in deplasare si forta de excitare. Tinand cont de relatia (2) admitanta sistemului se scrie ca:

$$\alpha_{ij}(\omega)=\sum_{k=1}^{n}\frac{U_{ij}^k+i\cdot V_{ij}^k}{-\mu_k+i\cdot(\omega-\nu_k)}+\sum_{k=1}^{n}\frac{U_{ij}^k-i\cdot V_{ij}^k}{-\mu_k+i\cdot(\omega+\nu_k)} \qquad [4]$$

The last relation, with $i=1,2,...,n;\ \ j=1,2,...,m,$ defines the frequency response functions of the mechanical system.
In the above approximations made to achieve the mathematical model, the concept of discrete system with mass concentrated in 'n' material points was used. Because the discrete system to closely approximate the real system, should be necessary that 'n' to be very grate, practically ($n \to \infty$). In practice, this thing cannot be possible due to both physical arguments and limitations imposed by the measurement, excitation and computing equipment. In applications the frequency range is limited to a reasonable value established by the major frequencies of analyzed equipment and purpose of the application. In these conditions the sum of equation (4) is reduced to a few components, further noted with 'n' too.

The contributions of the lower and higher vibration modes are included in some correction factors named "lower modal admittance " $-\frac{1}{M'_{ij}\omega^2}$, for lower modes, and "residual flexibility " S'_{ij}, for upper modes.

The system admittance will have the expression:

Ultima relatie, cu $i=1,2,...,n;\ \ j=1,2,...,m,$ defineste setul functiilor de raspuns in frecventa ale sistemului mecanic.
In aproximatiile facute la realizarea modelului matematic a fost utilizat conceptul de sistem discret cu masa concentrata in 'n' puncte materiale. Pentru ca sistemul discret sa aproximeze fidel sistemul real, trebuie ca 'n' sa fie foarte mare, practic trebuie ca ($n \to \infty$). In practica acest lucru nu este posibil atat din considerente legate de tehnicile de excitare si de masurare a raspunsului, cat si din considerente legate de tehnica de calcul utilizata si de timpul necesar pentru prelucrari. In aplicatii domeniul frecventelor de lucru este limitat la o valoare rezonabila stabilita in functie de frecventele majore ale echipamentului analizat, cat si de scopul aplicatiei. In aceste conditii suma din relatia (4) se reduce la cateva componente, notate in continuare tot cu 'n'.

Contributia modurilor inferioare si superioare se include in doi factori de corectie denumiti "admitanta modala inferioara" $-\frac{1}{M'_{ij}\omega^2}$,pentru modurile inferioare, respectiv "flexibilitate reziduala", S'_{ij} , pentru modurile superioare.

Admitanta sistemului va avea expresia:

$$\alpha_{ij}(\omega)=\frac{-1}{M'_{ij}\cdot\omega^2}+\sum_{k=1}^{n}\left(\frac{U_{ij}^k+i\cdot V_{ij}^k}{-\mu_k+i\cdot(\omega-\nu_k)}+\frac{U_{ij}^k-i\cdot V_{ij}^k}{-\mu_k+i\cdot(\omega+\nu_k)}\right)+S'_{ij} \qquad [5]$$

An eigenmode is defined by a set of modal parameters, which are intrinsic characteristics of the system, independent of the external conditions: $\{\psi^k\}, \mu_k, \nu_k, a_k,\quad k=1,2,...,n$, or by a combination of the modal parameters and modal constants, which depends of the external conditions:

Un mod propriu este definit printr-un set de parametri modali, care sunt caracteristici intrinseci ale sistemului, independenti de conditiile externe: $\{\psi^k\}, \mu_k, \nu_k, a_k$, sau printr-o combinatie de parametri modali si de constante modale, dependente de conditiile externe de excitare.

$$\mu_k, \nu_k, U_{ij}^k, V_{ij}^k, -\frac{1}{M'_{ij}}, S'_{ij},\quad k=1,2,...,n$$

Modal analysis consists in determination of the modal parameters from experimental tests carried out on the equipment brought in a controlled vibration state and simultaneously measurement of the applied excitation and structure response. The controlled vibration state can be achieved by using one of the following low-level one-point excitation methods: the relaxed step force, sinusoidal or large band steady-state vibration excitation or impact force method. The impact force excitation method is very good for modal analysis of bogie frame.

Package programs for modal analysis

On the bases of the above presented theoretical background it had been achieved a package programs with major orientation for modal analysis of mechanical structures. The package is realised under TestPoint programming medium, has a modular conception and including the following programs:

- ***'ModalAch'*** is a module to control the excitation and system response during the test.
- ***'IdModal'*** is a module for calculating of the frequency response functions and modal parameters. The frequency response functions are calculated over a selective length of data using some pondering windows. For modal parameter identification there are used some sophisticate linear and non-linear regressive procedures.
- ***'ModalForm'***, is a module for eigenfrequencies assessment, vibration eigenmode calculating and for graphical animation of the structure in its eigenmode.

The program reads data from files achieved with 'IdModal' program.
The programs description will be made during the presentation of tests on the bogie frame.

Aplicarea analizei modale consta in determinarea parametrilor modali pe baza incercarilor experimentale efectuate pe echipamentul adus intr-o stare controlata de vibratii, cu determinarea simultana a excitatiei si a raspunsului. Starea de vibratie poate fi realizata prin una dintre urmatoarele metode de excitare de nivel energetic coborat: treapta relaxata, excitatie sinusoidala stationara sau de banda larga, excitare cu impuls de forta. Metoda de excitare cu impuls de forta este recomandata pentru analiza modala a ramei de boghiu.

Pachet de programe pentru analiza modala

Pe baza celor prezentate anterior a fost realizat un set de programe de calcul cu orientare majora catre analiza modala a structurilor mecanice. Pachetul de programe este realizat sub mediul de programare TestPoint, are o conceptie modulara, cuprinzand urmatoarele programe:

- ***'ModalAch',*** este un modul pentru controlul achizitiei datelor reprezentand excitatia si raspunsul sistemului.
- ***'IdModal',*** este un modul pentru calculul functiilor de raspuns in frecventa si a parametrilor modali. Functiile de raspuns in frecventa sunt calculate utilizand o lungime selectiva a datelor, precum si diverse ferestre de ponderare. Pentru identificarea parametrilor modali se utilizeaza proceduri de regresie liniara si neliniara.
- ***'ModalForm',*** este un modul pentru evaluarea frecventelor proprii, a formelor proprii de vibratie si pentru animatia grafica a structurii, in modurile de vibratie.

Programul citeste datele continute in fisierele realizate cu programul 'IdModal'.
Descrierea programelor va fi realizata pe masura prezentarii experimentarilor pe rama de boghiu.

Measuring equipment „Softronic Data Acquisition System”

The equipment is a portable construction type "diplomat", having incorporated the following elements:

- DAQ acquisition interface type - USB-30A16 (16 analog channels, 500 kHz sampling, 16 bit resolution);
- support plate for 16 amplifier modules with galvanic isolation type SCMB;
- external transducers for amplification modules type SCMB;
- piezoelectric acceleration transducers type 353B32, powered with amplifier modules type SCM5B48;
- impact hammer with full strain gauge powered with amplifier modules type SCM5B39.

Main technical characteristics:

- analog imputs: 16;
- digital I / O: 24;
- analog outputs: 4;
- imput voltage: ±10V;
- protection against the continuously applied voltage by amplifier modules SCMB: 240 V_{RMS};
- maximum sampling rate: 500 kHz;
- resolution: 14 bit for both analog inputs / outputs.

Echipament de masura „Softronic Data Acquisition System”

Echipamentul este o constructie portabila, de tip „diplomat”, si are inglobate urmatoarele elemente:

- interfata de achizitie tip µDaq – USB- 30A16 (16 canale analogice, 500 kHz esantionare, 16 bit rezolutie);
- placa suport pentru 16 module de amplificare cu izolare galvanica de tip SCMB;
- traductoare externe si module de amplificare cu izolare galvanica de tip SCMB;
- traductoare piezoelectrice de acceleratie tip 353B32, alimentate prin module de amplificare tip SCM5B48;
- ciocan de impact cu marci tensometrice alimentat prin modul de amplificare tip SCM5B39.

Principale caracteristici tehnice:

- intrari analogice: 16;
- I / O digitale: 24;
- iesiri analogice: 4;
- domeniul tensiunilor de masura: ±10V;
- protectie la tensiuni aplicate continuu la intrarile analogice, prin module tip SCMB: 240 VRMS;
- frecventa maxima de esantionare: 500 kHz;
- rezolutia: 14 biti pentru intrarile si iesirile analogice.

Fig. 1 - Measuring equipment „Softronic Data Acquisition System” /
Echipament de masura „Softronic Data Acquisition System”

Experiments were performed in the Laboratory of Dynamic Testing of INMA Bucharest, bogie frame being suspended in crane hook by four inextensibile straps as representation in Fig.2.

It was applied the same procedure for modal identification in the initial stage of testing and after the first stage of fatigue, after the 6 million fatigue cycles.

Accelerometers were mounted, successively in vertical and horizontal directions, in measurement points P1(Acc1) ... P6(Acc6), considered to be representative for frame dynamic. Excitation was applied successively in the same measurement points using an impact hammer of about 3.5 kg, fitted with a rubber pad to protect the frame and increase pulse duration (fig.3).

Were simultaneously measured the excitation force and the response accelerations at a sampling frequency of 10 kHz. In Figure 3 is presented an example of record obtained at the structure excitation in the point P1 and the response measurement in the points P1 (Acc1) ... P6(Acc6).

In the displays at the bottom part are transmitted the instantaneous values of the characteristics at the moments selected by cursors. Association of routes with the displays is done through color. The force impulse duration is approx. 5ms.

Experimentarile au fost efectuate in Laboratorul de Incercari Dinamice al INMA Bucuresti, rama de boghiu fiind suspendata in carligul macaralei prin intermediul a patru chingi inextensibile, conform reprezentarii din fig. 2.

A fost aplicata aceiasi procedura de identificare modala in stadiul initial al incercarilor si dupa efectuarea primului stadiu de oboseala, dupa cele 6 milioane cicli.

Accelerometrele au fost montate, succesiv pe directiile verticala si orizontala, in punctele de masura P1(Acc1) ... P6(Acc6), considerate a fi reprezentative pentru dinamica ramei. Excitatia a fost aplicata succesiv in aceleasi puncte de masura, cu un ciocan de impact de cca. 3,5 kg, prevazut cu tampon de cauciuc pentru protejarea ramei si marirea duratei impulsului (fig.3).

Au fost masurate simultan forta de excitare si acceleratiile de raspuns la o frecventa de esantionare de 10 kHz. In fig.3 este prezentat un exemplu de inregistrare obtinuta la excitarea structurii in punctul P1 si masurarea raspunsului in punctele P1(Acc1) ... P6(Acc6).

In afişările din partea inferioara sunt transmise valorile instantanee al caracteristicilor la momentele selectate prin cursoare. Asocierea traseelor cu display-urile se face prin culoare. Durata impulsului de forta este de cca. 5ms.

Fig. 2 - Experiments for modal identification of a bogie frame /
Experimentari pentru identificarea modala a unei rame de boghiu

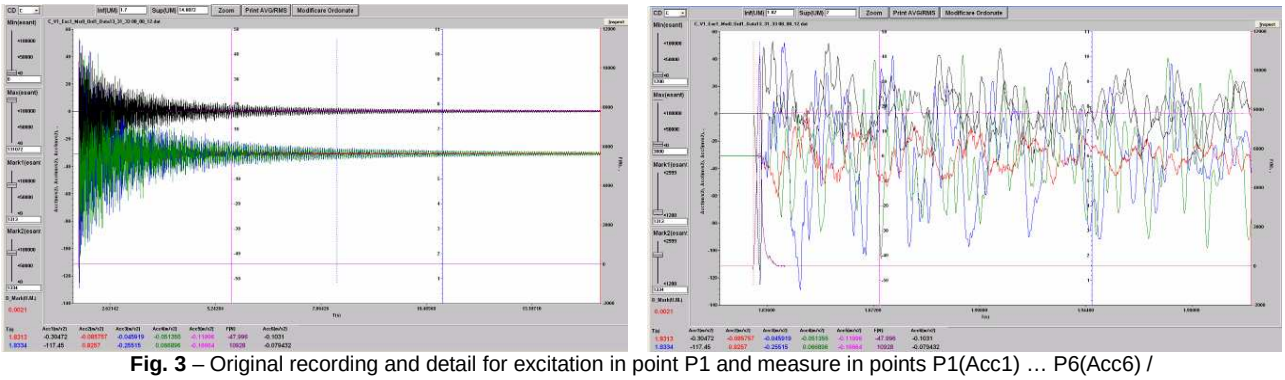


Fig. 3 – Original recording and detail for excitation in point P1 and measure in points P1(Acc1) … P6(Acc6) /
Inregistrare originala si detaliu pentru excitare in punctul P1 si masurare in punctele P1(Acc1) … P6(Acc6)

Modal identification - The paper presents only the test results carried out on the vertical direction.

For each of the excitation points are succesively selected measurement point P1...P6 and was determined the frequency response function (FRF), as the ratio between the Fourier transform of acceleration response and the Fourier transform of the excitation force. For the modal identification was adopted a model of system with generalized viscous damping. For such a system, near to a resonance frequency, the imaginary part of the FRF shows a maximum or a minimum. The real part crosses through zero presenting a maximum and a minimum on both sides of the resonance frequency. The representation in polar coordinates of FRF enroll on a circle.

In Figure 4 are represented the frequency response functions in Cartesian and polar coordinates, for the case of excitation in point P1 and response measurement in point P1. Can be noticed that in the frequency range 0 ... 360 Hz the excitation force presents the spectral consistency, and the bogie frame has a number of the least 18 resonant frequencies.

Taking into account the above considerations, it is limited the frequency range between 0 … 230 Hz, comprising 15 resonant frequencies.

The modal identification is performed using successive complex procedures of linear and nonlinear regression. If the vibration modes are multiple and some are closely as frequency, it proceed to a partial identification on groups of close modes. As the identification, the modes are stored and to the final stage it proceed at identification by nonlinear regression of all modes from the frequency range of interest. In Figure 5 is presented a partial identification panel and the final identification panel, over all 15 modes of interest. In both panels are presented in overlay mode the theoretically determined paths (continuous line) and experimentally determined paths (dashed lines). The

Identificarea modala - In lucrare se prezinta doar rezultatul incercarilor efectuate pe directia verticala.

Pentru fiecare din punctele de excitatie se selecteaza succesiv punctul de masura P1...P6 si se determina functia de raspuns in frecventa (FRF), ca raport dintre transformata Fourier a raspunsului in acceleratie si transformata Fourier a fortei de excitare. Pentru identificarea modala a fost adoptat un model de sistem cu amortizare vascoasa generalizata. Pentru un asemenea sistem, in apropierea unei frecvente de rezonanta, partea imaginara a FRF prezinta un maxim sau un minim. Partea reala trece prin zero, prezentand un maxim si minim un de o parte si de alta a frecventei de rezonanta. Reprezentarea in coordonate polare a FRF se inscrie pe traiectoria unui cerc.

In fig.4 sunt reprezentate functiile de raspuns in frecventa in coordonate carteziene si polare, pentru cazul excitarii in punctul P1 si masurarii raspunsului in punctul P1. Se observa ca in domeniul de frecventa 0...360 Hz forta de excitare prezinta consistenta spectrala, iar rama de boghiu prezinta un numar de cel putin 18 frecvente de rezonanta.

Avand in vedere considerentele prezentate anterior, se limiteaza domeniul de frecventa intre 0 si 230 Hz, care cuprinde 15 frecvente de rezonanta.

Identificarea modala se realizeaza utilizand proceduri complexe, succesive, de regresie liniara si neliniara. Daca modurile de vibratie sunt multiple, iar unele sunt apropiate ca frecventa, se procedeaza la o identificare partiala, pe grupe de moduri apropiate. Pe masura identificarii, modurile sunt stocate iar in etapa finala se procedeaza la identificarea prin regresie neliniara a tuturor modurilor din domeniul de frecventa de interes. In fig.5 este prezentat un panel de identificare modala partiala si panelul final de identificare, peste toate cele 15 moduri de vibratie de interes. In ambele panele sunt prezentate suprapus trasele determinate teoretic (linie continua) si trasele determinate experimental (linie intrerupta). Partile reale sunt

real parts are represented with red, and the imaginary parts with blue. The fact that theoretically determined paths are overlapping over the experimentally paths, highlights that the system model was correctly chosen and a fair identification of modal parameters.

The modal parameters are stored in a data file that has a number of lines equal to *Number of Excitation Points* x *Number of Measuring Points* x *Number of Modes*. For this case the file contains 540 lines.

reprezentate cu trase rosii, iar partile imaginare cu trase albastre. Faptul ca trasele determinate teoretic se suprapun practic peste trasele determinate experimental, evidentiaza un model de sistem corect ales si o fidela identificare a parametrilor modali.

Parametrii modali sunt stocati intr-un fisier de date care are un numar de linii egal cu *NumarPuncteExcitare* x *NumarPuncteMasura* x *NumarModuri*. Pentru cazul de fata fişierul contine 540 linii.

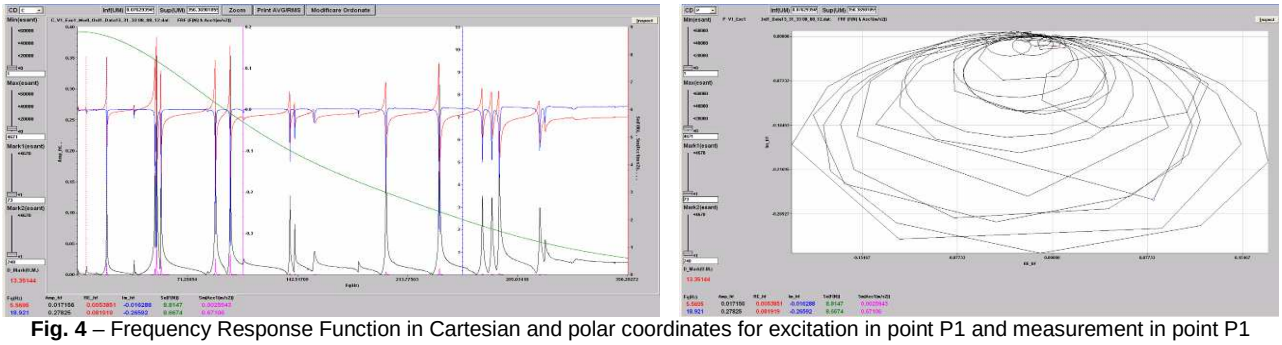


Fig. 4 – Frequency Response Function in Cartesian and polar coordinates for excitation in point P1 and measurement in point P1
Reprezentarea FRF in coordonate Cartesian si polare pentru cazul excitarii in punctul P1 si masurarii raspunsului in punctul P1

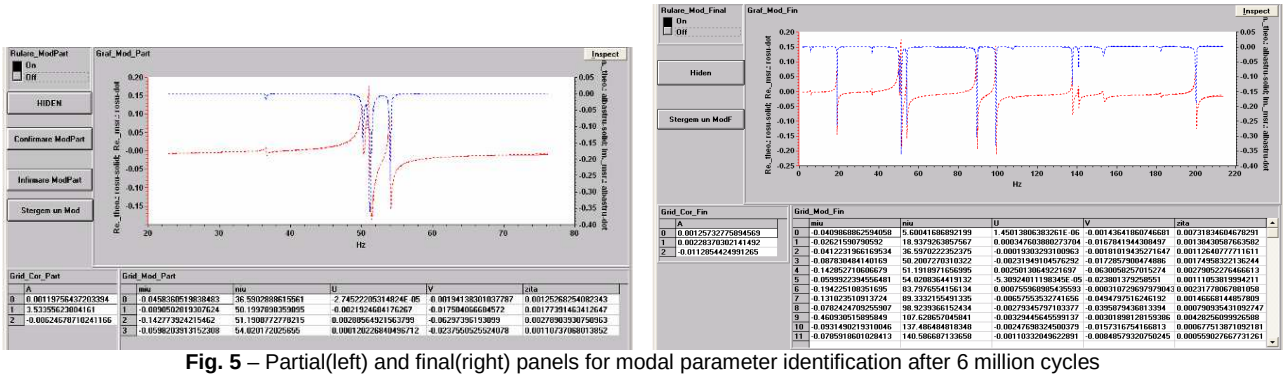


Fig. 5 – Partial(left) and final(right) panels for modal parameter identification after 6 million cycles
Panel partial(stanga) si final(dreapta) pentru identificarea parametrilor modali dupa 6 milioane ciclii

RESULTS

Using modal analysis to validate the constructive concept and the structural integrity

From the previous analysis it follows that the elastic system consisting of the bogie frame, suspension cable and crane is characterized by the existence of 15 eigenfrequencies in the range 0 ... 230 Hz. From these, not all are eigenfrequencies of bogie frame. For their identification it is necessary to analyse the system eigeshapes and to elimine the modes of rigid body.

The analysis is done with the 'ModalForm' module which, in the first stage, realises the three dimensional graphical representation of the analyzed structure, with location of points where the vibratory response was measured. For representation are used the Euler angles, allowing the structure rotation with proper emphasizing of the oscillation forms.

It reads the file of modal parameters and determine the eigenfrequencies. In an eigenmode it is determined the oscillation amplitude and phase of the points response.

The module realises the structure animation in their eigenmodes, by overlapping of the deformed state, due to the oscillation, over the undeformed state of the structure. To highlight the oscillation modes, the deformed state can be amplified by a factor of amplification *,,Amp''*, common to all structure points. The module allows keeping the paths footprint in order to achieve an intuitive visual representations of the oscillation forms. In fig. 6 is represented the elastic system in the first 14 vibration eigenmodes.

REZULTATE

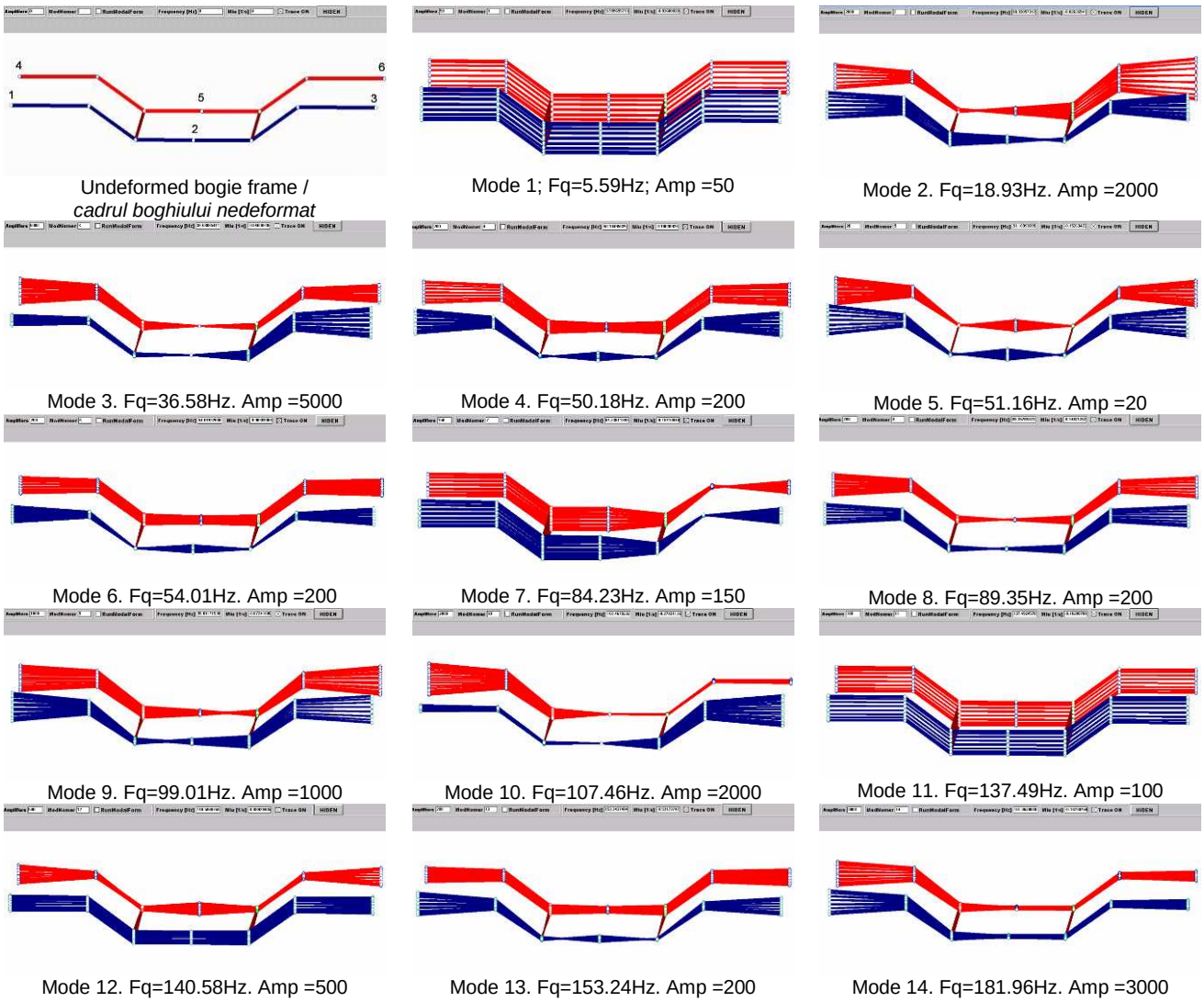
Utilizarea analizei modale pentru validarea conceptiei constructive si a integritatii structurale

Din analiza anterioara rezulta ca sistemul elastic format din rama de boghiu, cablu de suspensie si macara este caracterizat de existenta a 15 frecvente proprii in domeniul 0...230 Hz. Dintre acestea nu toate sunt frecvente proprii ale ramei de boghiu. Pentru identificarea lor este necesara analiza formelor proprii de vibratie ale sistemului si eliminarea modurilor de corp rigid.

Analiza se face cu modulul ***'ModalForm'*** care, in prima etapa, realizeaza reprezentarea grafica tridemensionala a structurii analizate, cu localizarea punctelor in care a fost masurat raspunsul vibratoriu. Pentru reprezentare se utilizeaza unghiurile lui Euler, care permit rotirea structurii cu evidentierea corecta a formelor de oscilatie.

Se citeste fisierul parametrilor modali si se determina frecventele proprii. Intr-un mod propriu se determina amplitudinea si faza oscilatiei punctelor de raspuns.

Modulul realizeaza animatia structurii in modurile proprii, prin suprapunerea starii deformate, datorata oscilatiei, peste starea nedeformata a structurii. Pentru evidentierea modurilor de oscilatie, starea deformata poate fi amplificata cu un coeficient de amplificare, *,,Amp''*, comun pentru toate punctele structurii. Modulul permite mentinerea urmei traselor in vederea unei reprezentari vizuale intuitive a formelor de oscilatie. In fig. 6 este reprezentat sistemul elastic in primele 14 moduri proprii de vibratie.



Undeformed bogie frame /
cadrul boghiului nedeformat

Mode 1; Fq=5.59Hz; Amp =50

Mode 2. Fq=18.93Hz. Amp =2000

Mode 3. Fq=36.58Hz. Amp =5000

Mode 4. Fq=50.18Hz. Amp =200

Mode 5. Fq=51.16Hz. Amp =20

Mode 6. Fq=54.01Hz. Amp =200

Mode 7. Fq=84.23Hz. Amp =150

Mode 8. Fq=89.35Hz. Amp =200

Mode 9. Fq=99.01Hz. Amp =1000

Mode 10. Fq=107.46Hz. Amp =2000

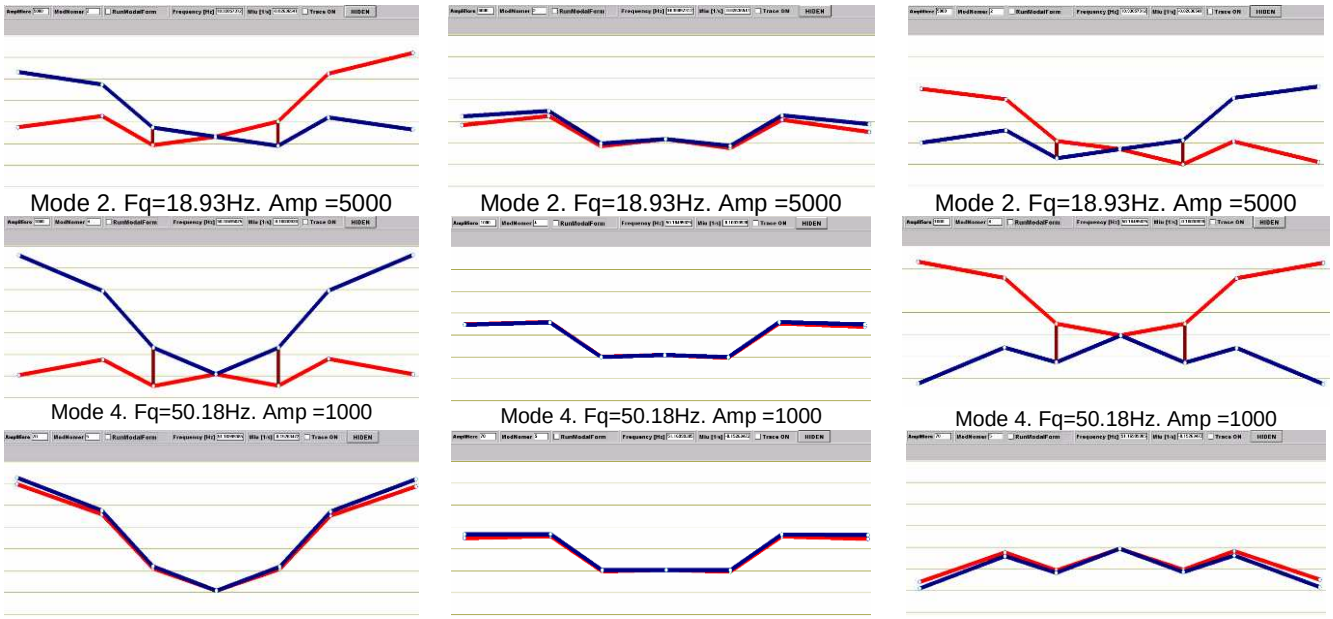
Mode 11. Fq=137.49Hz. Amp =100

Mode 12. Fq=140.58Hz. Amp =500

Mode 13. Fq=153.24Hz. Amp =200

Mode 14. Fq=181.96Hz. Amp =3000

Fig. 6 – Bogie frame in their first 14 vibration eigenmodes /
Rama de boghiu in primele 14 moduri proprii de vibratie



Mode 2. Fq=18.93Hz. Amp =5000

Mode 2. Fq=18.93Hz. Amp =5000

Mode 2. Fq=18.93Hz. Amp =5000

Mode 4. Fq=50.18Hz. Amp =1000

Mode 4. Fq=50.18Hz. Amp =1000

Mode 4. Fq=50.18Hz. Amp =1000

Mode 5. Fq=51.16Hz. Amp =70

Mode 5. Fq=51.16Hz. Amp =70

Mode 5. Fq=51.16Hz. Amp =70

Fig. 7 – Stages of bogie frame in the 2-nd, 4-th and 5-th vibration eigenmodes /
Secvente ale ramei de boghiu in modurile proprii de vibratie 2, 4 si 5

From analysis of representations in Figures 6 and 7 are obtained the following results:

- Mode 1, at the frequency Fq=5.59Hz, is due to the elasticity of cable and crane beam and represents a vertical oscillation of the frame, rigid body oscillation;
- In the mode 2, at the frequency Fq=18.93Hz the oscillation is achieved due to elasticity of the transverse frames, the longerons behaving like rigid;
- In the mode 3, at the frequency Fq=36.58Hz, over the oscillation due to elasticity of the transversal frames overlaps the oscillation of longerons in its own fundamental mode, by emphasizing some small asymmetry of the elasticity of materials of which were manufactured the two longerons;
- In the mode 4, at the frequency Fq=50.18Hz, the longeron marked by points 1,2,3 (blue) oscillates in the fundamental mode of vibration driving the longeron marked by the points 4,5,6 (red) that presents a rigid body motion. It is strongly emphasized the constructive asymmetry of the two longerons, the one marked by the points 1,2,3 (blue) presenting a higher elasticity than the longeron marked by the points 4,5,6 (red);
- In the mode 5, at the frequency Fq=51.16Hz, the longerons oscillate in phase, in the fundamental vibration mode;
- Mode 6 is identical in form with the oscillation mode 4;
- Modes 7 and 8, at frequencies of 84.23Hz si 89.35Hz, is due to elasticity and asimetry of the connecting cables of the frame to the crane hook, representing rigid body oscillations of the the bogie frame. It makes the observation that, at the modal identification test carried out at the beginning of the static tests, clamping the frame in the crane was done using straps, whilst at test performed after 6 millions of fatigue cycles, the clamping was made using steel cables, attached in the the same points as the straps;
- Mode 9 is identical in form with mode 2, with changing the line of symmetry of the oscillation;
- Starting with the mode 10 can be found the previous forms of oscillation with changing of oscillations between the longerons, due to the asymmetry of the sheets elasticity of which these are made.

From the above it follows that the modal analysis can be successfully used for:

- constructive concept validation, because the existence of some structure eigenfrequencies in an area where exist external exciter frequencies or due to natural operating conditions, is dangerous;
- validation of manufacturing technology, because it can be highlighted possible inhomogeneities in the distribution of the mechanical characteristics or eventual cracks;
- identification of weak areas of the structure, these being the zones showing high inflections of certain vibration modes.

Using modal analysis for highlighting the material fatigue phenomenon

During testing at static loads, the mechanical stresses on the bogie frame structure were monitored, in a total of 44 measurement points resulting from a preliminary finite element analysis.

Periodically at one million cycles, were made measurements of the same mechanical stresses, in order to identify any fatigue phenomena, weakening or failure of the bogie frame structure. It was noted that during the fatigue tests have not manifested growing phenomena of mechanical stresses on the bogie frame structure.

At the end of the 6 million cycles of fatigue were performed dimensional measurements, with a laser station, confirming that the the frame structure do not

Din analiza reprezentarilor din figurile 6 si 7 se desprind urmatoarele rezultate:

- Modul 1, la frecventa Fq=5.59Hz, este datorat elasticitatii cablului si grinzii macaralei si reprezinta o oscilatie pe verticala a ramei, oscilatie de corp rigid;
- In modul 2, la frecventa Fq=18.93Hz oscilatia se realizeaza datorita elasticitatii cadrelor transversale, lonjeroanele comportandu-se ca rigide;
- In modul 3, la frecventa Fq=36.58Hz, peste oscilatia datorita elasticitatii cadrelor transversale se suprapune oscilatia lonjeroanelor in modul propriu fundamental, cu evidentierea unor mici asimetrii ale elasticitatii materialelor din care au fost confectionale cele doua lonjeroane;
- In modul 4, la frecventa Fq=50.18Hz, lonjeronul marcat de punctele 1,2,3 (albastru) oscileaza in modul fundamental de vibratie antrenand lonjeronul marcat de punctele 4,5,6 (rosu) care prezinta miscare de corp rigid. Este evidentiata puternic nesimetria constructiva a celor doua lonjeroane, cel marcat de punctele 1,2,3 (albastru) prezentand o elasticitate mai mare decat lonjeronul marcat de punctele 4,5,6 (rosu);
- In modul 5, la frecventa Fq=51.16Hz, lonjeroanele oscileaza in faza, in modul fundamental de vibratie;
- Modul 6 este identic ca forma cu modul 4 de oscilatie;
- Modurile 7 si 8, la frecventele de 84.23Hz si 89.35Hz, se datoreaza elasticitatii si nesimetriei cablurilor de legatura ale ramei in carligul macaralei, reprezentand oscilatii de corp rigid ale ramei de boghiu. Se face observatia ca, la testul de identificare modala efectuat la inceperea incercarilor statice si de oboseala, prinderea ramei in macara s-a realizat utilizand chingi, in timp ce la testul efectuat dupa 6 milioane de cicli de oboseala, prinderea s-a realizat utilizand cabluri de otel, prinse in aceleasi puncte ca si chingile;
- Modul 9 este identic cu modul 2, cu schimbarea liniei de simetrie a oscilatiei;
- Incepand cu modul 10 se regasesc formele de oscilatie anterioare cu schimbarea oscilatiilor intre lonjeroane, datorita asimetriei elasticitatii tablelor din care sunt confectionate acestea.

Din cele prezentate rezulta ca analiza modala se poate utiliza cu succes pentru:

- validarea conceptiei constructive, deoarece existenta unor frecvente proprii ale structurii, intr-o zona in care exista frecvente excitatoare externe sau datorate conditiilor naturale de functionare, este periculoasa;
- validarea tehnologiei de fabricatie, deoarece pot fi puse in evidenta eventuale neomogenitati in distributia caracteristicilor mecanice sau eventuale fisuri;
- identificarea zonelor slabe ale structurii, acestea fiind zonele ce prezinta inflexiuni mari la anumite moduri de vibratie.

Utilizarea analizei modale pentru evidentierea fenomenului de oboseala a materialului

Pe durata incercarilor la solicitari statice, au fost monitorizate tensiunile mecanice din structura ramei de boghiu, intr-un numar de 44 puncte de masura rezultate dintr-o analiza preliminara cu elemente finite.

Periodic la cate un milion de cicli, au fost efectuate masuratori ale acelorasi tensiuni mecanice, in vederea depistarii eventualelor fenomene de oboseala, slabiri sau cedari ale structurii ramei de boghiu. S-a constata ca pe durata incercarilor la oboseala nu s-au manifestat fenomene de crestere a tensiunilor mecanice pe structura ramei de boghiu.

La sfarsitul celor 6 milioane de cicli la oboseala au fost efectuate masuratori dimensionale, cu o statie laser, confirmandu-se faptul ca structura ramei nu prezinta

presents remanent deformations.

Also, was efectuated the ultrasonic control. No cracks were found of welds or of the frame.

As previously mentioned, the bogie frame was subjected to modal identification tests, at the beginning of static tests and after completion of the 6 million cycles of fatigue tests, applied at a frequency of 3.5 Hz.

In the Figure 8 is shown the final panel of the modal identification of bogie frame at the identification test made at the beginning of static tests, for the structure excitation in point P1 and response measurement in the same point, P1.

In the Table 1 are presented the eigenfrequencies of the bogie frame determined at the beginning of the tests and after 6 million cycles of fatigue tests.

deformatii remanente.

Deasemenea, a fost efectuat controlul ultrasonic. Nu au fost depistate fisuri ale sudurilor sau ramei.

Asa cum a fost mentionat anterior, rama de boghiu a fost supusa la teste de identificare modala, la inceputul incercarilor la solicitari statice, precum si dupa finalizarea celor 6 milioane de cicli de solicitari la oboseala, aplicate la o frecventa de de incercare de 3,5 Hz.

In fig.8 este prezentat panelul final al identificarii modale a ramei de boghiu la incercarea efectuata la inceperea incercarilor statice, pentru excitarea structurii in punctul P1 si masurarii raspunsului in acelasi punct, P1.

In Tabelul 1 sunt prezentate frecventele proprii ale ramei de boghiu determinate la inceperea incercarilor si dupa 6 milioane de cicli de incercari la oboseala.

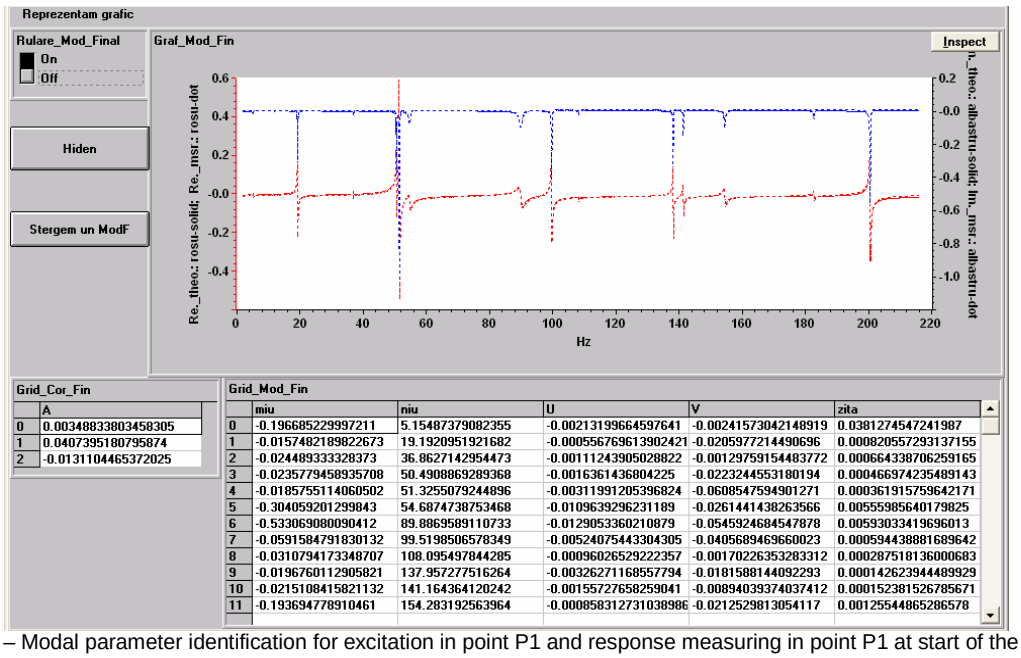


Fig. 8 – Modal parameter identification for excitation in point P1 and response measuring in point P1 at start of the tests
Identificarea parametrilor modali pentru cazul excitarii in punctul P1 si masurarii raspunsului in punctul P1 la începerea incercarilor

Table 1 / *Tabelul 1*

The bogie frame eigenfrequencies at start of tests and after 6 million of fatigue cycles /
Frecventele proprii ale ramei de boghiu la inceperea incercarilor si dupa 6 milioane de cicli de incercare la oboseala

Exc.Point / *Punct Excitare*	**Meass.Point / *Punct Măsură***	**Mod No. / *Număr Mod***	**Frequency / *Frecvența* (Hz)**	**Frequency / *Frecvența* (Hz)**
			0 million cycles	**6 million cycles**
1	1	1	5.154874 / *5,154874*	5.60202 / *5,60202*
1	1	2	19.1921 / *19,1921*	18.93807 / *18,93807*
1	1	3	36.86271 / *36,86271*	36.59926 / *36,59926*
1	1	4	50.49089 / *50,49089*	50.20117 / *50,20117*
1	1	5	51.32551 / *51,32551*	51.19232 / *51,19232*
1	1	6	54.68747 / *54,68747*	54.02111 / *54,02111*
1	1	7	-	83.76763 / *83,76763*
1	1	8	89.88696 / *89,88696*	89.33374 / *89,33374*
1	1	9	99.51985 / *99,51985*	98.9242 / *98,9242*
1	1	10	108.0955 / *108,0955*	107.7028 / *107,7028*
1	1	11	137.9573 / *137,9573*	137.4873 / *137,4873*
1	1	12	141.1644 / *141,1644*	140.5881 / *140,5881*
1	1	13	154.2832 / *154,2832*	153.3011 / *153,3011*
1	1	14	182.4826 / *182,4826*	181.9938 / *181,9938*
1	1	15	200.2565 / *200,2565*	199.7497 / *199,7497*

From eigenfrequencies analysis determined at the beginning of the tests and after 6 million of cycles it is

Din analiza frecventele proprii determinate la inceperea incercarilor si dupa cele 6 milioane de cicli se

found that:

- At the start of the test does not appear the own frequency of 83.76Hz. The explanation is in fact that at the two tests the attachment of frame in the crane hook was different, by belt straps at the beginning and steel cables at the end. The modes from the frequencies of 84.23Hz and 89.35Hz represents rigid body oscillations of the bogie frame;
- Generally do not find a significant difference between the eigenfrequencies determined at the start of the tests and after the 6 million of cycles.

Following the tests was found that:

- the analysis of mechanical stresses, dimensional measurements and ultrasound checking did not showed the revealed structure modifications of bogie frame;
- the modal analysis applied at start of the static tests and after the 6 million cycles of fatigue loads did not reveal the notable movement of eigenfrequencies or the appearance of additional eigenmodes.

It is necessary to continue the application of modal identification tests after performing the 2 million cycles with loads amplified with factors of 1.2, respectively 2 millions of cycles with loads amplified by factors of 1.4, compared with nominal loads at fatigue.

CONCLUSIONS

1. The experimental modal analysis can be successfully used to validate the structural conception and structural integrity of complex mechanical structures, expensive or which may present high risks in operation.
2. Experimental modal analysis can be successfully used to detect early fatigue phenomena of the material.
3. In order to obtain conclusive results on the use of experimental modal analysis, for earlier detection of material fatigue phenomenon, it is necessary to continue the tests of modal identification after performing the 2 millions of cycles with loads amplified by 1.2, respectively 2 millions of cycles with loads amplified by 1.4, comparative with nominal fatigue loads, according to European standard *EN 13749*.

Assignation: The work is performed under the contract PN II-PCCA, no. 192/2012.

REFERENCES

[1]. Larry N. (1993) - *Fourier analysis for beginners* - Indiana University;
[2]. Manea I (2006) - *Experimental modal analysis*, Universitaria Publishing House;
[3].Oppenheim A., Schafer R. - *Discrete time signal processing*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey;
[4]. Patrick van Loon (1985) - *Modal parameters of mecanical structures*, Katolike Universiteite - Leuven;
[5]. Proakis J., Manolakis D. (1998) - *Digital signal processing principles, algorithms and applications*, Macmillan Publishing Company - New York.
[6]. EN 13749 - *Railway applications - Wheelsets and bogies - Method of specifying the structural requirements of bogie frames.*

constata ca:

- La inceperea incercarilor nu apare frecventa proprie de 83.76Hz. Explicatia consta in faptul ca la cele doua incercari prinderea ramei in carligul macaralei a fost diferita, prin chingi la inceput si cabluri de otel, la final. Modurile de la frecventele de 84,23Hz si 89,35Hz reprezinta oscilatii de corp rigid ale ramei de boghiu;
- In general nu se constata o diferenta notabila intre frecventele proprii determinate la inceperea incercarilor si dupa cele 6 milioane de cicli.

In urma incercarilor s-a constatat ca:

- analiza tensiunilor mecanice, masuratorile dimensionale si verificarea ultrasonica nu au evidentiat modificari ale structurii ramei de boghiu;
- analiza modala aplicata la inceperea incercarilor statice si dupa cele 6 milioane de cicli de solicitari la oboseala nu a evidentiat deplasarea notabila a frecventelor proprii sau aparitia unor moduri proprii suplimentare.

Se impune necesitatea continuarii aplicarii incercarilor de identificare si dupa efectuarea celor 2 milioane de cicli cu sarcini amplificate cu factori de 1,2, respectiv 2 milioane de cicli cu sarcini amplificate cu factori de 1,4, comparativ cu sarcinile nominale la oboseala.

CONCLUZII

1. Analiza modala experimentala poate fi utilizata cu succes pentru validarea conceptiei constructive si a integritatii structurale a structurilor mecanice complexe, costisitoare sau care pot prezenta risc mare in functionare.
2. Analiza modala experimentala poate fi utilizata pentru depistarea din timp a fenomenului de oboseala a materialului.
3. In vederea obtinerii unor rezultate concludente privind utilizarea analizei modale experimentale, pentru depistarea din timp a fenomenului de oboseala a materialului, este necesara continuarea aplicarii incercarilor de identificare modala si dupa efectuarea celor 2 milioane de cicli cu sarcini amplificate cu factori de 1,2, respectiv 2 milioane de cicli cu sarcini amplificate cu factori de 1,4, comparativ cu sarcinile nominale la oboseala, conform standardului european EN 13749.

Precizare: Lucrarea este realizata in cadrul contractului PN II-PCCA, nr. 192/2012.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Larry N. (1993) - *Analiza Fourier pentru incepatori* - Universitatea Indiana;
[2]. Manea I. (2006) - *Analiza modala experimentala*, Editura Universitaria;
[3]. Oppenheim A., Schafer R. - *Procesarea semnalelor în timp discret*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey;
[4]. Patrick van Loon (1985) - *Parametrii modali ai structurilor mecanice*, Universitatea Catolică - Leuven;
[5]. Proakis J. Manolakis D. (1998) - *Principiile de prelucrare a semnalelor digitale, algoritmi şi aplicații*, Editura Macmillan - New York.
[6]. EN 13749 - *Railway applications - Wheelsets and bogies - Method of specifying the structural requirements of bogie frames.*

THE ANALYSIS OF THE CUTTER PROFILE IN SLIDE CUTTING AT SELF-LODING HAY TRAILERS
/
DETERMINAREA PROFILULUI CUȚITULUI LA REMORCILE AUTOÎNCĂRCĂTOARE FURAJE FIBROASE LA TĂIERE CU ALUNECARE

Ph.D. Eng. Caba I.L.[1], Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.[1], PhD. Eng. Boja N.[2], PhD. Stud. Eng. Danciu A.[3]
[1]USAMVB Timişoara / Romania; [2]Vasile Goldiş" Western University of Arad / Romania; [3]INMA Bucharest / Romania
Tel: 0256-487036; E-mail: cabaioan@zahoo.com

Abstract: *To achieve high efficiency in exploiting existing agricultural machines and gathering fodder harvesting fiber must always be concerns from specialists to improve their performance. This is possible through careful consideration of each business process, in part, executed by the machine, which in turn should lead to ideal values. In this paper we have proposed improvements cutter grinding operation, comprising the self loading wagons intake gunner.*

Keywords: *cutter profile*

Rezumat: *Pentru a obține un randament ridicat în exploatarea maşinilor agricole existente în domeniul recoltatului şi adunatului furajelor fibroase, trebuie în permanență să existe preocupari din partea specialiştilor de a le îmbunătății performanțele ale acestora. Acest lucru este posibil printr-o analiză atentă al fiecărui proces de lucru, în parte, executat de maşină, care la rândul lui trebuie să tindă către valori ideale. În această lucrare am propus îmbunătățiri la funcționarea cuțitului de mărunțire, care intră în componența remorcilor autoîncărcătoare de furaje.*

Cuvinte cheie: *profilul cuțitului*

INTRODUCTION

Shredding, chopping fibrous feed is considered a complex technological process, not to mention a very expensive operation. Choosing a random profile knife can spores these costs. To reduce energy losses caused by the improper shredding blade fibrous feed, we considered important study and research cutting phenomenon [1, 2, 3, 4, 5, 6].

We analyzed the movement of material point along the cutter edge under certain conditions, wich is located in the intake gunner for fibrous feeds. So we want to get the blade profile. So, we want to achieve universal blade profile usable to the self-loading wagons trailers.

MATHERIAL AND METHODE

Starting from the cutting process carrid out along the intake gunner of a self-loading hay trailer we can graphically represent this in the next image (fig. 1):

INTRODUCERE

Mărunțirea, tocarea furajelor fibroase se consideră un proces tehnologic complex şi nu în ultimul rând o operațiune extrem de costisitoare. Alegerea unui profil de cuțit la întâmplare poate sporii aceste costuri. Pentru a reduce pierderile energetice cauzate de utilizarea cuțitelor necorespunzatoare la mărunțirea furajelor fibroase, am considerat important studiul şi cercetarea fenomenului de tăiere [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Se urmăreşte analiza deplasării unui punct material pe tăişul cuțitului aşezat în canalul de mărunțire a furajelor fibroase în anumite condiții. Astfel, dorim să obținem profilul cuțitului universal utilizabil la remorcile autoîncărcătoare furaje.

MATERIAL ŞI METODĂE

Pornind de la procesul de tăiere ce se petrece într-un canal de alimentare al unei remorci autoîncărcătoare furaje, se poate afirma că acest lucru se reprezentă în mod schematic conform fig.1.

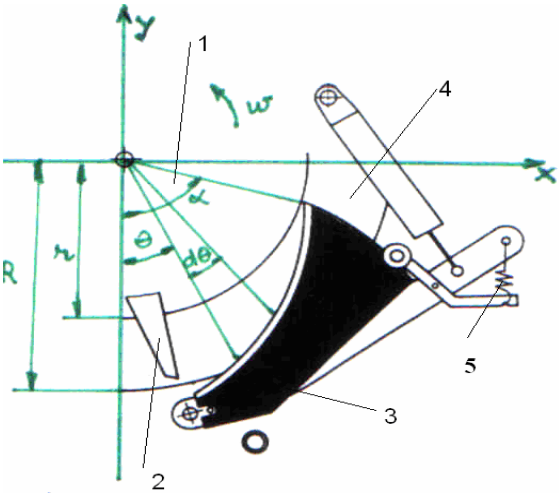


Fig. 1 - The cutting process carried out along the intake gunner of a self-loading trailer /
Reprezentarea schematică a procesului de tăiere din canalul de alimentare al unei remorci autoincărcătoare furaje

The cutting barrel 1 has been featured with parallel counter blades 2 U shaped, set so the main cutter 3 placed in intake compartment 4 can cut between them.

The blades are regularly jointed depending on the targeted tehnological demands, and can be inserted or removed from the intake gunner, also their numer can

Toba de tocare, notată cu 1 este echipată cu contracuțite 2, care sunt de forma literei ,,u" paralele, aşezate astfel încât printre ele să poată să treacă cuțitul propriu-zis 3, care este aşezat în canalul de alimentare 4.

Cuțitele de regulă sunt articulate, în funcție de cerințele tehnologice urmărite se pot introduce sau scoate din canal de alimentare, numărul lor variază în strânsă

oscillate depending on:

- the forage type;
- the forage's humidity at cutting time;
- the agricultura and zootechnic standards;
- preservation method used before giving it for consume

This jointing system 5 also protects the cutters from destruction or damage in the event of coming against or rough materials in the intake gunner.

The rotation of the cutting barrel should be marked with ω, and the radiuses are as follows R the radius of the cutting barrel featured with counter blades r represents the radius of the barrel. During the rotation of the cutting barrel the counter blades grab the forage material and pass it over the cutter set in the intake gunner. The cutting process is optimum if we have a latitudinal and longitudinal movement witch describes the slide cutting.

RESULTS

After choosing the cutting method we need to estabilish the cutter's profile that will permit the execution of the chosen work conditions.

By analyzing the movement of a material unit on the cutter's blade, forced by the counter blade, with the center in the turning center of the cutting barrel, in a XOY coordinates system, we find that:

- slip cutting is performed at each angular displacement dθ if there is a radial displacement dδ

legătură cu:

- felul furajului;
- umiditatea acestuia în momentul mărunțirii;
- cerințele agro-zootehnice impuse;
- modalitatea de conservare al acestuia înainte de a da în consum.

Acest sistem de articulare 5, permite totodată salvarea de la distrugere sau avarierea cuțitelor caz de pătrundere în canalul de alimentare a unor piese metalice şi a pietrelor sau alte materiale dure.

Rotația tobei de tocare se notează cu ω, iar razele sunt după cum urmează R raza tobei de tocare echipat cu contracuțit, r reprezintă raza tobei propriu-zisă. În cazul rotirii tobei, contracuțitul apucă materialul furajer şi tinde să treacă peste cuțitul aşezat în canalul de alimentare. Procesul de tăiere se desfăşoară în condiții bune dacă se realizează deplasarea cuțitului atât pe direcția radială, cât şi pe direcția transversală, ceea ce reprezintă de fapt tăierea cu alunecare.

REZULTATE

După stabilirea tipului de tăiere, trebuie să stabilim şi profilul cuțitelor care ne va permite executarea regimului de lucru ales.

Analizând mişcarea unui punct material, care se deplasează pe tăişul cuțitului, forțat de contracuțit, într-un sistem de coordonate XOY, cu centrul ales în centrul de rotație a tobei de tocare:

- se realizează tăierea cu alunecare dacă la fiecare deplasare unghiulară dθ are loc o deplasare radială dδ

$$\frac{\delta d\theta}{d\delta} = k, \tag{1}$$

- k is a constant value showing the ratio between forces that operate vertically and horizontally in slide cutting

- k este o valoare constantă, reprezentă factorul de tăiere cu alunecare

$$d\theta = k\frac{d\delta}{\delta}, \tag{2}$$

by multiplyng the above equality we get:

înmulțind egalitatea de mai sus cu dt, se obțin:

$$\frac{d\theta}{dt}dt = k\frac{d\delta}{\delta}, \tag{3}$$

$$\omega dt = k\frac{d\delta}{\delta} \tag{4}$$

where:

ω is the angle rotation speed of the barrel;

δ is the measured length from O (the center of the coordinates axes that is the same with the center of the rotation of barrel) to the material unit that moved on the cutter's blade;

θ the angle formed by the material unit in the XOY coordinate system during the movement along the cutter's blade from the beginning to the end of the cut.

By fitting this ratio in, we get:

unde:

ω este viteza unghiulară a tobei;

δ este lungimea măsurată din punctul O (centrul axelor de coordonate ce coincide cu centrul de rotație a tobei) până la punctul material care s-a deplasat pe tăişul cuțitului;

θ unghiul realizat în sistemul de coordonate XOY de punctul material în timpul deplasării pe tăişul cuțitului socotit de la începerea tăierii, până la terminarea tăierii.

Integrând această relație, se obține:

$$\omega\int_{o}^{i} dt = k\int_{R}^{\delta}\frac{d\delta}{\delta}, \tag{5}$$

$$\int_{0}^{i} dt = \frac{k}{\omega}\int_{R}^{\delta}\frac{d\delta}{\delta}, \tag{6}$$

where:

i = $\frac{k}{\omega}\ln\frac{\delta}{R}$, it results the movement of the material

unde:

i = $\frac{k}{\omega}\ln\frac{\delta}{R}$, de unde rezultă ecuația de mişcare a

unit on the cutter's blade ratio, witch is the curve that determines the cutter's profile:

punctului material pe tăişul cuțitului, adică curba care determină profilul cuțitului:

$$\delta = \mathrm{Re}^{\frac{\theta}{k}} \tag{7}$$

where :

unde:

$$\omega = \frac{\theta}{i}, \Rightarrow \theta = k \ln \frac{\delta}{R} \tag{8}$$

If where : $\theta = \alpha \Rightarrow \delta = r$, where r is the barrel's radius (fig. 1) the above rato becomes:

În cazul când $\theta = \alpha \Rightarrow \delta = r$, unde r este raza tobei (fig. 1), ecuația de mai sus devine de forma următoare:

$$r = \mathrm{Re}^{\frac{\alpha}{r}} \tag{9}$$

$$\frac{r}{R} = e^{\frac{\alpha}{k}} \tag{10}$$

$$\Rightarrow k = \frac{\alpha}{\ln \frac{r}{R}} \tag{11}$$

where: α represents the maximu angle where δ = r.

By replacing the ratio of the trajectory of the material unit movement on the cutter's blade we get:

unde: α reprezintă unghiul maxim la care δ = r.

Înlocuind în ecuația ce descrie traiectoria de mişcare a punctului material pe tăişul cuțitului, se obține:

$$\delta = \mathrm{Re}^{\frac{\theta}{\frac{\alpha}{\ln \frac{r}{R}}}} = \mathrm{Re}^{\frac{\theta}{\alpha}\left(\ln \frac{r}{R}\right)}, \tag{12}$$

$$\delta = \mathrm{Re}^{\ln\left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{\theta}{\alpha}}} = R\left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{\theta}{\alpha}}, \tag{13}$$

$$\Rightarrow \delta = R\left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{\theta}{k \ln\left(\frac{r}{R}\right)}} \tag{14}$$

By obtaining the above ratio we can replace in order to check it some known values of good results obtained with existing farming machines.

The values of θ angle oscillate between 0 to 90^0, and usually are not higher than 70^0.

R reresents the length of one of the counter blades; to witch we add the r radius of the barrel. R's value oscillates between broad limits, usually the necessary pover for rotating the barrel is considered, and also the forage type is considered, its humidity, so R = 250 – 450 mm, the lift – cutting barrel's values are situated between r = 150 – 350 mm.

K is value that considers the cutting method used in the process oscillates between the values k = 1,8 – 2.25. This is normal as it is a force proportion between the forces that act vertically on the forage and the force that act horizontally for moving the cutter, performing a slide cut. This requires a reduce duse of forces performing a continuous cut without shock or vibrations.

This permits the building of equipment with enhanced capacity without altering the quality required by the agricultural and zootehnic standards.

We can see that the extreme value δ oscillate between maximum, when θ = 0, δ = R; and reaches the minimum value when $\theta = \alpha, \delta = r$.

By reprezenting on a graphic these values fig.2, considering their oscillation scales, we can obtain and build the cutter's pofile.

Obținând relația de mai sus, putem să înlocuim pentru verificarea ei unele valori cunoscute de la utilajele existente care au dat rezultate bune în exploatare.

Valorile unghiului θ oscilează între 0 şi 90°, iar în majoritatea cazurilor nu depăşeşte 70°.

R reprezintă lungimea degetului contracuțitului la care se adaugă raza r a tobei. Valoarea lui R oscilează între limite largi, de regulă se ține seama de puterea necesară pentru angrenarea tobei, de felul furajului care urmează a fi tocat, de umiditatea acestuia, etc., astfel R = 250 – 450 mm, valorile tobei de ridicare-tocare de regulă se regăsesc între r = 150 – 350 mm.

Valoarea coeficientului k care ține seama de tipul tăierii utilizat în cadrul procesului de lucru oscilează între diferite valori. Acest lucru este firesc, ținând cont că este vorba de un raport de forțe dintre cele care acționează pe verticală asupra furajului şi cele care acționează pe plan orizontal în vederea deplasării cuțitului, realizând o tăiere cu alunecare, care presupune un consum redus de forțe, realizarea tăieturii făcându-se continuu, fără şocuri şi vibrații.

Acest lucru ne permite construirea unor utilaje cu capacitate de lucru sporite, păstrând nealterat calitatea impusă de cerințele agro-zootehnice.

Se poate observa că valorile extreme a lui δ oscilează între maximă, când θ = 0, δ = R; minima atinge la valoarea $\alpha = \theta$, δ = r.

Reprezentând grafic aceste valori, figura 2., ținând seama de plajele de variație ale acestora, se reuşeşte obținerea şi construirea profilului cuțitului.

For each precise value of R and r, by calculating k's values we will draw a number of curves of angle oscillation θ from 0 – 90^0.

Pentru fiecare valoare exactă a lui R şi r, socotind valorile lui k se va trasa o familie de curbe pentru variații unghiulare θ de la 0 -90°.

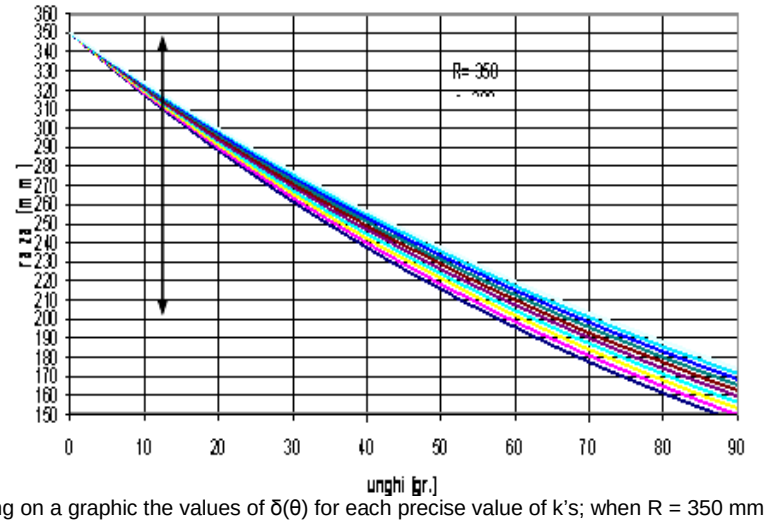


Fig. 2 - Reprezenting on a graphic the values of δ(θ) for each precise value of k's; when R = 350 mm and r = 200 mm / *Reprezentarea grafica a valorilor δ (θ) pentru fiecare valoare exactă a k; atunci când R = 350 mm și r = 200 mm*

CONCLUSIONS

By studying the research made on th cutter's profile obtained by slide cutting we found the following:

- due to low consumption of specific cutting force per unit area in machine operation is performed minimum fuel consumption compared to similar machines not using this type of knife;
- shocks significantly decreased during the execution of the supply channel cutting machine, because cutting is performed on the entire length of the blade by moving the material continues to feed on the knife edge, while there is also a pressing force perpendicular to the knife edge (cutting slip);
- feed to get a cut to size requirements and standards of modern livestock agriculture.

REFERENCES

[1]. Bara V et al (1970) - *'Driver tutors Agricultural,* Ceres Publishing House, Bucharest;
[2]. Borugă I., Farcaş N., Blîndu E.S. (2005) - *Mechanization of Agriculture*, University Publishing House, Bucharest;
[3]. Krasnicenko A. (1964) - *Handbook manufacturer of agricultural machinery*, Technical Publishing House, Bucharest;
[4]. Mihaiu I., Drocaş I., Molnar A. (2003) - *Setting agricultural machinery,* Risoprint Publishing House, Cluj-Napoca;
[5]. Neculăiasa, V.; Dănilă, I. (1995) – *Work Processes and agricultural machinery harvesters*, Editura A92, Iaşi;
[6]. Szendro P., Lengyel A., Laszlo A., Patay I., Jori J.I., Fodor D., Csizmazia Z., Szule Z., Lang Z., Nemenyi M., Gyorfi G., Horvath B., Szabo G., Takatsy T. Wachtler I., Vermes P. (2003) - *Mechanics*, Agricultural Publishing House, Budapest.

CONCLUZII

Cercetările în scopul realizării unui profil de cuțit universal utilizabil, au fost finalizate cu obținerea unui profil care are următoarele avantaje în exploatare:

- datorită consumului mic de forță de tăiere specifică pe unitate de suprafață, în funcționarea utilajului se realizează un consum minim de combustibil, față de utilaje asemănătoare care nu utilizează acest tip de cuțit;
- s-a redus considerabil şocurile produse în timpul executării tăierilor în canalul de alimentare al utilajului, deoarece tăierea se realizează pe întreagă lungime a cuțitului, prin deplasarea continuă a materialului furajer pe tăişul cuțitului, totodată existând şi o forță de presare perpendiculară pe tăişul cuțitului (tăiere cu alunecare);
- se obține un furaj mărunțit la lungimi corespunzătoare cerințelor şi standardelor agro-zootehnice moderne.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Bara V ş.a.(1970) - *Indrumătorul Mecanicului Agricol*, Ed. Ceres, Bucureşti;
[2]. Borugă I., Farcaş N., Blîndu E.S. (2005) – *Mecanizarea agriculturii*, Editura Cartea Universitară, Bucureşti;
[3]. Krasnicenko, A. (1964) - *Manualul constructorului de maşini agricole,* Editura Tehnică, Bucureşti;
[4]. Mihaiu I., Drocaş I., Molnar A. (2003) – *Reglarea maşinilor agricole*, Editura Risoprint, Cluj –Napoca;
[5]. Neculăiasa, V.; Dănilă, I. (1995) - *Procese de lucru şi maşini agricole de recoltat*, Editura A92, Iaşi;
[6]. Szendro P., Lengyel A., Laszlo A., Patay I., Jori J.I., Fodor D., Csizmazia Z., Szule Z., Lang Z., Nemenyi M., Gyorfi G., Horvath B., Szabo G., Takatsy T. Wachtler I., Vermes P. (2003) – *Mecanică*, Editura Agricultura, Budapesta.

REDUCTION OF A BENT PLATE, WITH CONCURRENT EDGES
/
REDUCEREA UNEI PLĂCI OMOGENE ÎNDOITE, CU MUCHIILE CONCURENTE

Lect. PhD. Eng. Orăşanu N., Assoc. Prof. PhD. Eng. Craifaleanu A.
P.U. Bucharest, Department of Mechanics / Romania
Tel: 021-4029503; E-mail: norasanu@yahoo.com

Abstract: *The paper presents a method to determine the inertial characteristics (coordinates of the mass center, moments and products of inertia) of a plate with concurrent bending edges, each face representing a homogeneous triangle. By generalising a method previously published by the first author, the plate is assimilated, from the inertial point of view, with a discrete system of material points, applied in the corners and in the mass centers of the faces. The results are particularised for several cases frequently found in practice: homogeneous bent plate, plane plate with the shape of an arbitrary polygon, of a quadrilateral and of a right-angled trapezoid, respectively. Two applications are also presented.*

Keywords: *bent plate, mass center, moment of inertia, product of inertia.*

Rezumat: *Lucrarea prezintă o metodă de calcul al caracteristicilor inerțiale (coordonatele centrului de masă şi momente de inerție mecanice) ale unei plăci cu muchii de îndoire concurente, fiecare dintre fețele acesteia reprezentând un triunghi omogen. Generalizând o metodă publicată anterior de către primul autor, placa este echivalată, din punct de vedere inerțial, cu un sistem discret de puncte materiale, aplicate în colțuri şi în centrele de masă ale fețelor. Rezultatele sunt particularizate pentru mai multe cazuri frecvent întâlnite în practică: placă îndoită omogenă, placă plană având forma unui poligon oarecare, respectiv al unui patrulater şi al unui trapez dreptunghic. Sunt prezentate, de asemenea, două aplicații.*

Cuvinte cheie: *centru de masă, momente de inerție, placă îndoită.*

INTRODUCTION

In references [2] and [3] a calculation method is presented for the inertial characteristics of simple bodies, based on their assimilation with finite systems of material points. It is shown that, in the case of a homogeneous triangular plate of mass *m*, the equivalent system is composed of three points of mass $\frac{m}{12}$ applied in the corners and one of mass $\frac{3m}{4}$ applied in the mass center.

Let $OA_1A_2 \ldots A_iA_{i+1}\ldots A_{n-1}A_n$ be a plate of mass *m*, with bending edges concurrent in point *O* (Fig. 1a).

INTRODUCERE

În lucrările [2] şi [3] este prezentată o metodă de calcul al caracteristicilor inerțiale ale unor corpuri simple pe baza echivalării acestora cu anumite sisteme finite de puncte materiale. Se arată că în cazul unei plăci omogene triunghiulare de masă *m*, sistemul echivalent se compune din trei puncte de masă $\frac{m}{12}$ aplicate în colțuri şi unul de masă $\frac{3m}{4}$ aplicat în centrul de masă.

Fie placa $OA_1A_2 \ldots A_iA_{i+1}\ldots A_{n-1}A_n$ de masă *m*, cu muchiile de îndoire concurente în punctul *O* (fig. 1a).

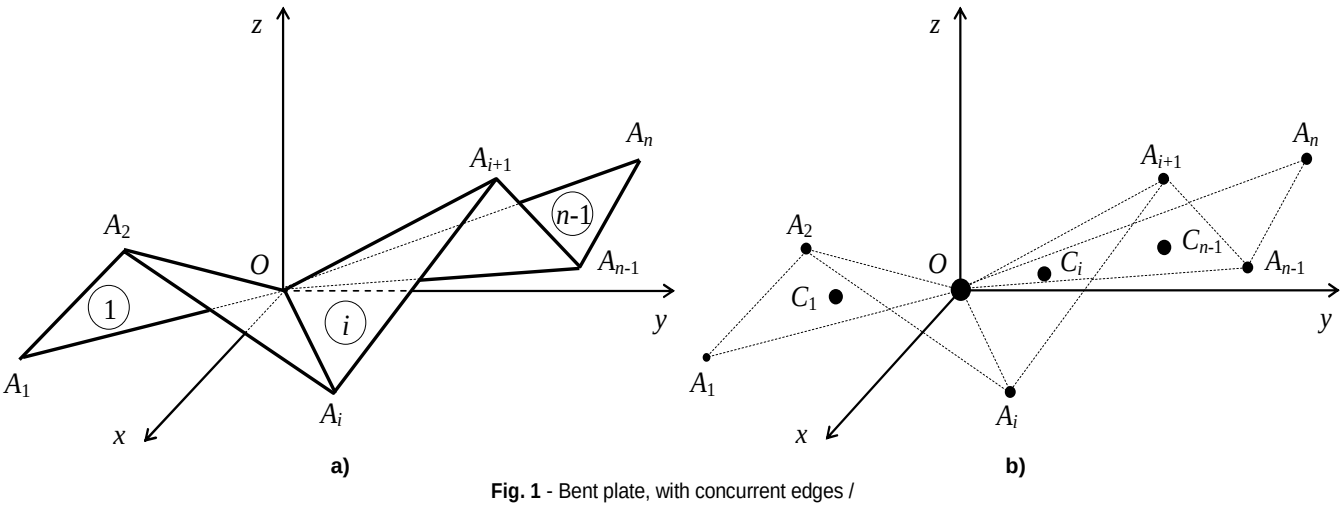


Fig. 1 - Bent plate, with concurrent edges /
Placă omogenă îndoită, cu muchiile de îndoire concurente

MATERIALS AND METHOD

The orthogonal reference system *Oxyz* is considered, with the origin in point *O*. External edges OA_1 and OA_n are supposed to pass also through the corner *O*, which is the concurrence point of all visible edges of the plate. On the figure, the bending edges are drawn with solid line: OA_2, OA_3,..., OA_{n-1}. The coordinates of all corners are also considered known: $O(0, 0, 0)$, $A_1(x_1, y_1, z_1)$, $A_2(x_2, y_2, z_2)$,..., $A_n(x_n, y_n, z_n)$.

MATERIALE ŞI METODĂ

Se consideră sistemul de referință ortogonal *Oxyz*, cu originea în punctul *O*. Se presupune că muchiile de tăiere exterioare, OA_1 şi OA_n trec, de asemenea, prin vârful *O*, care este punctul de concurență al tuturor muchiilor vizibile ale plăcii. Pe figură, muchiile de îndoire sunt desenate cu linie continuă: OA_2, OA_3,..., OA_{n-1}. Se consideră cunoscute coordonatele vârfurilor plăcii: $O(0, 0, 0)$, $A_1(x_1, y_1, z_1)$, $A_2(x_2, y_2, z_2)$,..., $A_n(x_n, y_n, z_n)$.

It is also supposed that all triangles OA_1A_2, OA_2A_3,..., OA_iA_{i+1},..., $OA_{n-1}A_n$, which define the faces of the body, are homogeneous plates. The coordinates of the mass center of an arbitrary triangle, OA_iA_{i+1}, can be easily calculated:

Se presupune că toate triunghiurile OA_1A_2, OA_2A_3,..., OA_iA_{i+1},..., $OA_{n-1}A_n$, care constituie fețele corpului, sunt plăci omogene. Coordonatele centrului de masă al unui triunghi oarecare, OA_iA_{i+1}, pot fi uşor calculate:

$$C_i\left(\frac{x_i+x_{i+1}}{3},\frac{y_i+y_{i+1}}{3},\frac{z_i+z_{i+1}}{3}\right)\quad (i=1,2,...,n-1) \tag{1}$$

Taking into account the above mentioned equivalence theorem, it results that the plate can be reduced to a system of material points with the following masses (fig. 1b): $O\left(\frac{m}{12}\right)$, $A_1\left(\frac{m_1}{12}\right)$, $A_2\left(\frac{m_1+m_2}{12}\right)$,..., $A_i\left(\frac{m_{i-1}+m_i}{12}\right)$,..., $A_{n-1}\left(\frac{m_{n-2}+m_{n-1}}{12}\right)$, $A_n\left(\frac{m_{n-1}}{12}\right)$, $C_1\left(\frac{3m_1}{4}\right)$, $C_2\left(\frac{3m_2}{4}\right)$,..., $C_i\left(\frac{3m_i}{4}\right)$,..., $C_{n-1}\left(\frac{3m_{n-1}}{4}\right)$.

Având în vedere teorema de echivalență menționată mai sus, rezultă că orice placa poate fi redusă la un sistem de puncte materiale cu următoarele mase (fig. 1 b): $O\left(\frac{m}{12}\right)$, $A_1\left(\frac{m_1}{12}\right)$, $A_2\left(\frac{m_1+m_2}{12}\right)$,..., $A_i\left(\frac{m_{i-1}+m_i}{12}\right)$,..., $A_{n-1}\left(\frac{m_{n-2}+m_{n-1}}{12}\right)$, $A_n\left(\frac{m_{n-1}}{12}\right)$, $C_1\left(\frac{3m_1}{4}\right)$, $C_2\left(\frac{3m_2}{4}\right)$,..., $C_i\left(\frac{3m_i}{4}\right)$,..., $C_{n-1}\left(\frac{3m_{n-1}}{4}\right)$.

RESULTS

Calculation of the inertial characteristics of an arbitrary bent plate

The abscissa of the mass center is:

REZULTATE

Calculul mărimilor inerțiale în cazul unei plăcii îndoite oarecare

Abscisa centrului de masă este:

$$x_C=\frac{\sum_{i=1}^{n-1}\frac{m_i}{12}(x_i+x_{i+1})+\sum_{i=1}^{n-1}\frac{3m_i}{4}\frac{x_i+x_{i+1}}{3}}{12m} \tag{2}$$

By arranging this expression and by proceeding in the same manner for the other coordinates, it follows:

Prelucrând această expresie şi procedând asemănător pentru celelalte coordonate, rezultă:

$$x_C=\frac{1}{3m}\sum_{i=1}^{n-1}m_i(x_i+x_{i+1}),\quad y_C=\frac{1}{3m}\sum_{i=1}^{n-1}m_i(y_i+y_{i+1}),\quad z_C=\frac{1}{3m}\sum_{i=1}^{n-1}m_i(z_i+z_{i+1}) \tag{3}$$

The calculation relations of the moments and products of inertia are based on the definition formulae of these quantities, for discrete systems of material points [1]. Thus,

Relațiile de calcul ale momentele de inerție axiale şi centrifugale se bazează pe formulele de definiție ale acestor mărimi, în cazul sistemelor discrete de puncte materiale [1]. Astfel,

$$J_x=\sum_{i=1}^{n-1}\frac{m_i}{12}\left[(y_i^2+z_i^2)+(y_{i+1}^2+z_{i+1}^2)\right]+\sum_{i=1}^{n-1}\frac{3m_i}{4}\left[\left(\frac{y_i+y_{i+1}}{3}\right)^2+\left(\frac{z_i+z_{i+1}}{3}\right)^2\right] \tag{4}$$

$$J_{xy}=\sum_{i=1}^{n-1}\frac{m_i}{12}(x_iy_i+x_{i+1}y_{i+1})+\sum_{i=1}^{n-1}\frac{3m_i}{4}\frac{x_i+x_{i+1}}{3}\frac{y_i+y_{i+1}}{3} \tag{5}$$

By arranging these expressions and by proceeding in the same manner for the other moments and products of inertia, it follows:

Prelucrând aceste expresii şi procedând asemănător pentru celelalte momente de inerție, rezultă:

$$\begin{cases} J_x=\frac{1}{6}\sum_{i=1}^{n-1}m_i\left(y_i^2+y_iy_{i+1}+y_{i+1}^2+z_i^2+z_iz_{i+1}+z_{i+1}^2\right)\\ J_y=\frac{1}{6}\sum_{i=1}^{n-1}m_i\left(z_i^2+z_iz_{i+1}+z_{i+1}^2+x_i^2+x_ix_{i+1}+x_{i+1}^2\right)\\ J_z=\frac{1}{6}\sum_{i=1}^{n-1}m_i\left(x_i^2+x_ix_{i+1}+x_{i+1}^2+y_i^2+y_iy_{i+1}+y_{i+1}^2\right),\end{cases} \tag{6}$$

$$\begin{cases} J_{xy}=\frac{1}{12}\sum_{i=1}^{n-1}m_i\left(2x_iy_i+2x_{i+1}y_{i+1}+x_iy_{i+1}+x_{i+1}y_i\right)\\ J_{yz}=\frac{1}{12}\sum_{i=1}^{n-1}m_i\left(2y_iz_i+2y_{i+1}z_{i+1}+y_iz_{i+1}+y_{i+1}z_i\right)\\ J_{zx}=\frac{1}{12}\sum_{i=1}^{n-1}m_i\left(2z_ix_i+2z_{i+1}x_{i+1}+z_ix_{i+1}+z_{i+1}x_i\right).\end{cases} \tag{7}$$

Calculation of the inertial characteristics of a homogeneous plate

If the bent plate is homogeneous, its superficial density, ρ_s, is constant and has the expression:

Calculul mărimilor inerțiale în cazul unei plăcii îndoite omogene

Dacă placa îndoită este omogenă, densitatea superficială a acesteia, ρ_s, este constantă şi are expresia:

$$\rho_s = \frac{m}{S} \tag{8}$$

The total area, *S*, can be obtained by adding the areas of the composing triangles:

Aria totală, *S*, se poate obține însumând ariile triunghiurilor în care a fost împărțită placa:

$$S = S_1 + S_2 + ...S_i + ...S_{n-1} = \sum_{i=1}^{n-1} S_i \tag{9}$$

As it is known, the modulus of the vector product of two position vectors equals twice the area of the triangle determined by the vectors:

Aşa cum se cunoaşte, modulul produsului vectorial a doi vectori de poziție este dublul ariei triunghiului determinat de vectorii respectivi:

$$S_i = \frac{1}{2}\left|\overrightarrow{OA_i} \times \overrightarrow{OA_{i+1}}\right| = \frac{1}{2}\sqrt{(y_i z_{i+1} - y_{i+1} z_i)^2 + (z_i x_{i+1} - z_{i+1} x_i)^2 + (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i)^2} \tag{10}$$

where

unde

$$\overrightarrow{OA_i} \times \overrightarrow{OA_{i+1}} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_i & y_i & z_i \\ x_{i+1} & y_{i+1} & z_{i+1} \end{vmatrix} \tag{11}$$

The masses of the triangular plates have the expressions:

Masele plăcilor triunghiulare au expresiile:

$$m_1 = \rho_s \cdot S_1 = m\frac{S_1}{S}, \quad m_2 = \rho_s \cdot S_2 = m\frac{S_2}{S}, ..., \quad m_i = \rho_s \cdot S_i = m\frac{S_i}{S}, ..., \quad m_{n-1} = \rho_s \cdot S_{n-1} = m\frac{S_{n-1}}{S} \tag{12}$$

It follows that, in the case of a homogeneous plate, formulae (4)-(7) can be brought to simpler forms:

Rezultă de aici că, în cazul unei plăci omogene, formulele (4)-(7) pot fi aduse la forme mai simple:

$$x_C = \frac{1}{3S}\sum_{i=1}^{n-1} S_i (x_i + x_{i+1}), \quad y_C = \frac{1}{3S}\sum_{i=1}^{n-1} S_i (y_i + y_{i+1}), \quad z_C = \frac{1}{3S}\sum_{i=1}^{n-1} S_i (z_i + z_{i+1}) \tag{13}$$

$$\begin{cases} J_x = \dfrac{m}{6S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i \left(y_i^2 + y_i y_{i+1} + y_{i+1}^2 + z_i^2 + z_i z_{i+1} + z_{i+1}^2\right) \\ J_y = \dfrac{m}{6S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i \left(z_i^2 + z_i z_{i+1} + z_{i+1}^2 + x_i^2 + x_i x_{i+1} + x_{i+1}^2\right) \\ J_z = \dfrac{m}{6S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i \left(x_i^2 + x_i x_{i+1} + x_{i+1}^2 + y_i^2 + y_i y_{i+1} + y_{i+1}^2\right), \end{cases} \tag{14}$$

$$\begin{cases} J_{xy} = \dfrac{m}{12S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i \left(2x_i y_i + 2x_{i+1} y_{i+1} + x_i y_{i+1} + x_{i+1} y_i\right) \\ J_{yz} = \dfrac{m}{12S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i \left(2y_i z_i + 2y_{i+1} z_{i+1} + y_i z_{i+1} + y_{i+1} z_i\right) \\ J_{zx} = \dfrac{m}{12S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i \left(2z_i x_i + 2z_{i+1} x_{i+1} + z_i x_{i+1} + z_{i+1} x_i\right). \end{cases} \tag{15}$$

Case of a homogeneous plane polygon

The general relations determined above can be used for any homogeneous plane polygon, if the following geometrical condition is fulfilled: point *O* can be chosen in any corner or in any point placed inside the polygon, so that no segment OA_i (i=1,2,…,n) intersects any edge of the polygon:

Cazul poligonului plan omogen

Relațiile generale determinate mai sus îşi găsesc o utilizare imediată pentru orice poligon plan omogen, dacă se respectă următoarea condiție geometrică: punctul *O* poate fi ales în orice vârf sau în orice punct situat în interiorul unui poligonului, astfel încât nici un segment OA_i (i = 1,2,…,n) să nu intersecteze vreo muchie a poligonului:

$$OA_i \cap A_j A_{j+1} = \Phi \ \left(i = 1,2,...,n;\ j = 1,2,...,n-1\right) \tag{16}$$

where the corners are consecutively counted.

unde vârfurile sunt numerotate consecutiv.

In the case of plane polygons, all *z*-coordinates are null: z_i=0 (i=1,2,…,n). If such bodies present symmetries, calculations are simplified by choosing point *O* on the symmetry element (point, axis or plane). The same reasoning is valid for the choice of axis *Ox*.

The triangle areas are:

În cazul corpurilor plane, toate cotele sunt nule: z_i=0 (i=1,2,…,n). Dacă aceste corpuri prezintă simetrii, calculele se simplifică alegând punctul *O* pe elementul de simetrie (punct, axă sau plan). Acelaşi raționament este valabil şi pentru alegerea axei *Ox*.

Ariile triunghiurilor sunt:

$$S_i = \frac{\left| x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i \right|}{2} \tag{17}$$

The coordinates of the mass center have the following general expressions:

Coordonatele centrului de masă au următoarele expresii generale:

$$x_C = \frac{1}{3S}\sum_{i=1}^{n-1} S_i\left(x_i + x_{i+1}\right), \quad y_C = \frac{1}{3S}\sum_{i=1}^{n-1} S_i\left(y_i + y_{i+1}\right), \quad z_C = 0 \tag{18}$$

The moments and products of de inertia become:

Momentele de inerție devin:

$$\begin{cases} J_x = \dfrac{m}{6S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i\left(y_i^2 + y_i y_{i+1} + y_{i+1}^2\right) \\ J_y = \dfrac{m}{6S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i\left(x_i^2 + x_i x_{i+1} + x_{i+1}^2\right) \\ J_z = \dfrac{m}{6S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i\left(x_i^2 + x_i x_{i+1} + x_{i+1}^2 + y_i^2 + y_i y_{i+1} + y_{i+1}^2\right), \end{cases} \tag{19}$$

$$\begin{cases} J_{xy} = \dfrac{m}{12S}\displaystyle\sum_{i=1}^{n-1} S_i\left(2x_i y_i + 2x_{i+1} y_{i+1} + x_i y_{i+1} + x_{i+1} y_i\right) \\ J_{yz} = 0 \\ J_{zx} = 0. \end{cases} \tag{20}$$

Application 1

Half of the cross-section of a symmetrical part of a mechanical device has the polygonal shape in Figure 2.

Aplicația 1

Jumătate din secțiunea transversală a unei piese simetrice din componența unui dispozitiv mecanic are forma poligonală din figura 2.

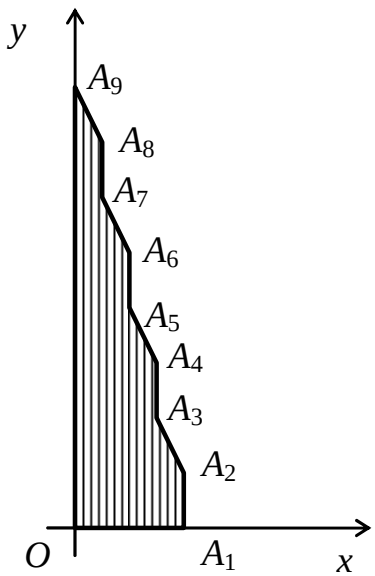


Fig. 2 - Example of a homogeneous plane plate / *Exemplu de placă plană omogenă*

The coordinates of corners A_i are defined in Table 1.

Coordonatele vârfurilor A_i sunt definite în tabelul 1.

Table 1 / *Tabelul 1*

Geometrical characteristics of the plate / *Mărimile geometrice ale plăcii*

Punct	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9
x_i	4*a*	4*a*	3*a*	3*a*	2*a*	2*a*	*a*	*a*	0
y_i	0	2*a*	4*a*	6*a*	8*a*	10*a*	12*a*	14*a*	16*a*

Assuming that the plate is homogeneous, its inertia properties can be determined.

By applying relation (17), the areas result of the eight triangles composing the polygon:

Presupunând că placa este omogenă, se pot determina proprietățile de inerție ale acesteia.

Aplicând relația de calcul (17), rezultă ariile celor opt triunghiuri în care poate fi împărțit poligonul:

$$S_1 = 4a^2, \quad S_2 = 5a^2, \quad S_3 = 3a^2, \quad S_4 = 6a^2, \quad S_5 = 2a^2, \quad S_6 = 7a^2, \quad S_7 = a^2, \quad S_8 = 8a^2$$

The area of the whole polygonal section is:

Aria întregii secțiuni poligonale este:

$$S = \sum S_i = 36a^2 .$$

After some elementary operations, the coordinates of the center of mass are obtained:

După câteva calcule elementare rezultă coordonatele centrului de masă:

$$C(x_C = 1.426a, y_C = 6.556a)$$

The elements of the matrix of inertia can be also easily calculated:

Elementele matricei de inerție pot fi şi ele uşor calculate:

$$J_x = 44.39ma^4, \quad J_y = 3.037ma^4, \quad J_z = 47.333ma^4,$$

$$J_{xy} = 6{,}093ma^4, \quad J_{yz} = J_{zx} = 0 .$$

Application 2

Let $OA_1A_2A_3A_4A_5A_6$ be a homogeneous plate of mass *m*, part of the header of a corn-picker-husker, with the shape of a pyramid surface (fig. 3).

Aplicația 2

Fie placa omogenă de masă *m*, din componența unui heder al unei combine de recoltat porumb, care are forma unei suprafețe piramidale $OA_1A_2A_3A_4A_5A_6$ (fig. 3).

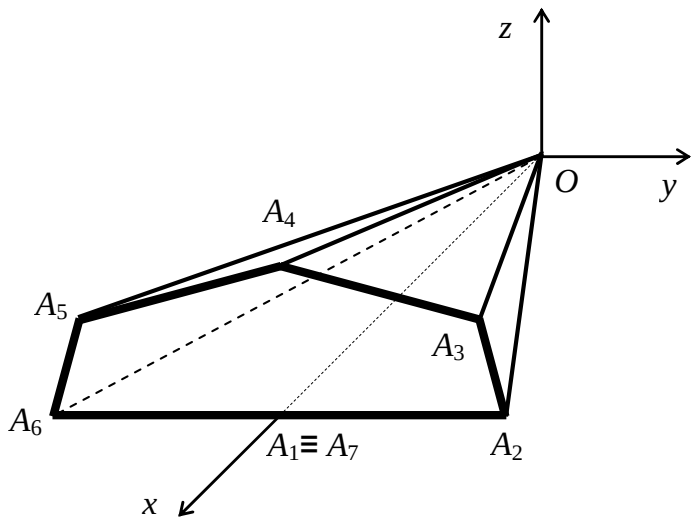


Fig. 3 - Header of a corn-picker-husker / *Hederul unei combine de recoltat porumb*

The orthogonal reference system with plane *Oxy* situated in the plane of the plate OA_1A_2 is used, with axis *Ox* in the symmetry plane of the body, perpendicular on the side A_2A_6.

The plate is divided into six triangles: OA_1A_2, OA_2A_3,…, OA_6A_7.

The coordinates of the corners of the surface are: *O*(0, 0, 0), A_1(*l*, 0, 0), A_2(*l*, *a*, 0), A_3(*l*, *a-b*, *c*), A_4(*l*, 0, *d*), A_5(*l*, *b-a*, *c*), A_6(*l*, *-a*, 0) and $A_7 \equiv A_1$(*l*, 0, 0).

According to formula (10), the areas of the triangles composing the body are

Se utilizează sistemul de referință ortogonal, cu planul *Oxy* situat în planul plăcii OA_1A_2, alegându-se axa *Ox* în planul de simetrie al corpului, perpendiculară pe latura A_2A_6.

Placa se împarte în şase triunghiuri: OA_1A_2, OA_2A_3,…, OA_6A_7.

Coordonatele vârfurilor suprafeței sunt: *O*(0, 0, 0), A_1(*l*, 0, 0), A_2(*l*, *a*, 0), A_3(*l*, *a-b*, *c*), A_4(*l*, 0, *d*), A_5(*l*, *b-a*, *c*), A_6(*l*, *-a*, 0) şi $A_7 \equiv A_1$(*l*, 0, 0).

Conform formulei (10), ariile triunghiurilor care compun corpul sunt:

$$S_1 = S_6 = \frac{la}{2}, \quad S_2 = S_5 = \frac{\sqrt{a^2c^2 + l^2(b^2 + c^2)}}{2}, \quad S_3 = S_4 = \frac{\sqrt{(a-b)^2(d^2 + l^2) + l^2(c^2 - d^2)}}{2}$$

By replacing the particular values of the studied body into relation (13), the following coordinates of the mass center are obtained:

Înlocuind valorile particulare ale corpului studiat în relațiile (13), se obțin următoarele coordonate ale centrului de masă:

$$x_C = \frac{2l}{3}, \quad y_C = 0, \quad z_C = \frac{2}{3} \cdot \frac{cS_2 + (c+d)S_3}{\sum_{i=1}^{6} S_i}$$

Case of an arbitrary homogeneous quadrilateral

The homogeneous plate described by quadrilateral $OA_1A_2A_3$, situated in plane Oxy, is considered (Fig. 4 a). The plate is divided into triangles OA_1A_2 and OA_2A_3.

The coordinates of the corners are known: $O(0, 0, 0)$, $A_1(x_1, 0, 0)$, $A_2(x_2, y_2, 0)$, $A_3(x_3, y_3, 0)$.

Cazul patrulaterului omogen oarecare

Se consideră placa omogenă plană descrisă de patrulaterul $OA_1A_2A_3$, situată în planul Oxy (fig. 4 a). Placa se împarte în triunghiurile OA_1A_2 şi OA_2A_3.

Sunt cunoscute coordonatele punctelor plăcii: $O(0, 0, 0)$, $A_1(x_1, 0, 0)$, $A_2(x_2, y_2, 0)$, $A_3(x_3, y_3, 0)$.

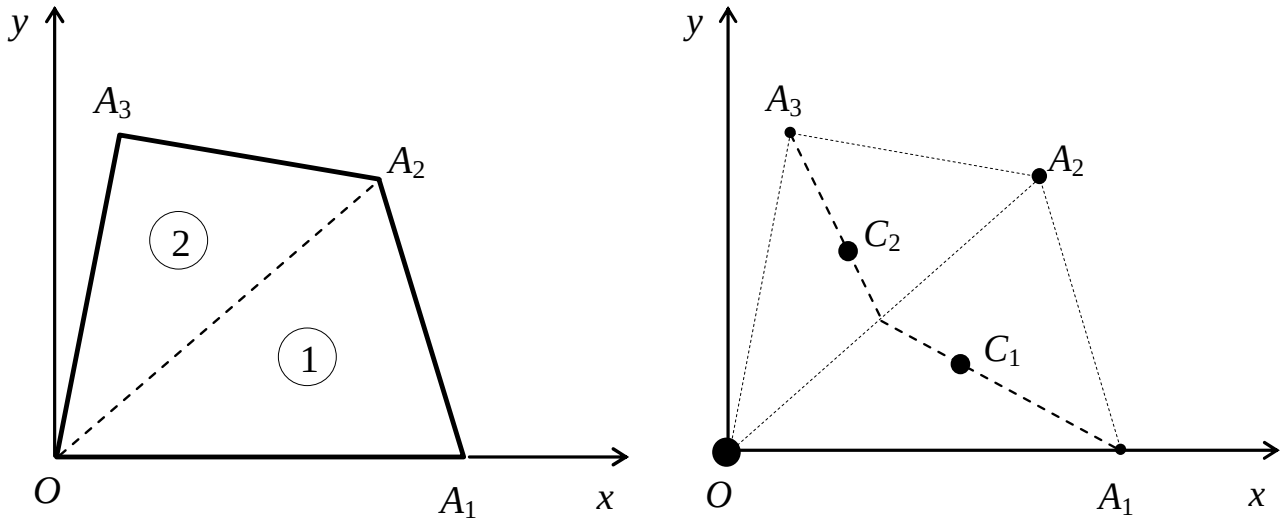


Fig. 4 - Homogeneous plate with the shape of an arbitrary quadrilateral /
Placă plană omogenă, de forma unui patrulater oarecare

The areas have the expressions

Ariile au expresiile

$$S_1 = x_1 y_2, \quad S_2 = |x_2 y_3 - x_3 y_2|, \quad S = x_1 y_2 + |x_2 y_3 - x_3 y_2| \tag{21}$$

The superficial density is

Densitatea superficială este

$$\rho_s = \frac{m}{S} \tag{22}$$

The masses of the two triangular plates are:

Masele celor două plăci triunghiulare sunt:

$$m_1 = \rho_s S_1 = \frac{m x_1 y_2}{x_1 y_2 + |x_2 y_3 - x_3 y_2|}, \quad m_2 = \rho_s S_2 = \frac{m|x_2 y_3 - x_3 y_2|}{x_1 y_2 + |x_2 y_3 - x_3 y_2|} \tag{23}$$

The coordinates of the mass centers of the two triangles can be easily calculated:

Coordonatele centrelor de masă ale celor două triunghiuri pot fi uşor calculate:

$$C_1\left(\frac{x_1 + x_2}{3}, \frac{y_2}{3}\right), \quad C_2\left(\frac{x_2 + x_3}{3}, \frac{y_2 + y_3}{3}\right) \tag{24}$$

By taking into account the presented results, it can be concluded that an arbitrary quadrilateral may be reduced to a system of six material points, with the following masses (fig. 4 b): $O\left(\frac{m}{12}\right)$, $A_1\left(\frac{m_1}{12}\right)$, $A_2\left(\frac{m}{12}\right)$, $A_3\left(\frac{m_2}{12}\right)$, $C_1\left(\frac{3m_1}{4}\right)$, $C_2\left(\frac{3m_2}{4}\right)$.

Luând în considerare rezultatele prezentate, se desprinde concluzia că un patrulater oarecare poate fi redus la un sistem de şase puncte materiale, cu următoarele mase (fig. 4 b): $O\left(\frac{m}{12}\right)$, $A_1\left(\frac{m_1}{12}\right)$, $A_2\left(\frac{m}{12}\right)$, $A_3\left(\frac{m_2}{12}\right)$, $C_1\left(\frac{3m_1}{4}\right)$, $C_2\left(\frac{3m_2}{4}\right)$.

The coordinates of the mass center of the quadrilateral are:

Coordonatele centrului de masă ale patrulaterului sunt:

$$x_C = \frac{\sum m_i x_i}{m} = \frac{1}{3}\left(x_2 + \frac{m_1 x_1 + m_2 x_3}{m}\right), \quad y_C = \frac{\sum m_i y_i}{m} = \frac{1}{3}\left(y_2 + \frac{m_2 y_3}{m}\right). \tag{25}$$

The moments and products of inertia with respect to the chosen reference system take, respectively, the forms:

Momentele de inerție în raport cu sistemul de referință ales iau, respectiv, formele:

$$\begin{cases} J_x = \sum m_i y_i^2 = \frac{1}{6}\left[m y_2^2 + m_2 y_3 (y_2 + y_3)\right] \\ J_y = \sum m_i x_i^2 = \frac{1}{6}\left[m x_2^2 + m_1 x_1 (x_1 + x_2) + m_2 x_3 (x_2 + x_3)\right] \\ J_z = J_x + J_y, \end{cases} \tag{26}$$

$$\begin{cases} J_{xy} = \sum m_i x_i y_i = \frac{1}{12}\left[2 m x_2 y_2 + m_1 x_1 y_2 + m_2 (x_2 y_3 + x_3 y_2 + 2 x_3 y_3)\right] \\ J_{yz} = 0 \\ J_{zx} = 0. \end{cases} \tag{27}$$

Case of a right-angled trapezoid

A right-angled trapezoid is represented in Figure 5, corresponding to a homogeneous plate of mass *m*, with the following geometrical characteristics: the large base *B*, the small base *b* and the height *h*.

Cazul trapezului dreptunghic

În figura 5 este reprezentat trapezul dreptunghic corespunzător unei plăci omogene de masă *m*, cu următoarele caracteristici geometrice: baza mare *B*, baza mică *b* şi înălțimea *h*.

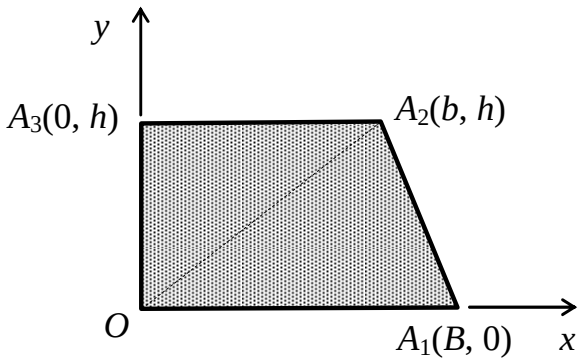


Fig. 5 - Homogeneous plate with the shape of a right-angled trapezoid /
Placă plană omogenă, de forma unui trapez dreptunghic

According to relations (10) and (12), the masses of the two composing triangles are:

În conformitate cu relațiile (10) şi (12), masele celor două triunghiuri componente sunt:

$$m_1 = \frac{mB}{B+b}, \quad m_2 = \frac{mb}{B+b} \tag{28}$$

By applying relations (3), the coordinates of the mass center can be calculated:

Aplicând relațiile (3), se calculează coordonatele centrului de masă:

$$x_C = \frac{B^2 + Bb + b^2}{3(B+b)}, \quad y_C = \frac{h(B+2b)}{3(B+b)}. \tag{29}$$

The moments and products of inertia, determined by relations (6)- (7), have the following expressions:

Momentele de inerție, determinate cu ajutorul relațiilor (6)- (7), au următoarele expresii:

$$J_x = \frac{mh^2(B+3b)}{6(B+b)}, \quad J_y = \frac{m(B^2+b^2)}{6}, \quad J_z = \frac{m}{6}\left[\frac{h^2(B+3b)}{B+b} + B^2 + b^2\right] \tag{30}$$

$$J_{xy} = \frac{mh(3b^2 + B^2 + 2bB)}{12(B+b)}, \quad J_{yz} = 0, \quad J_{zx} = 0 \tag{31}$$

CONCLUSIONS

The presented method allows a fast calculation of the inertia characteristics of a plate with concurrent bending edges, as well as of a plane plate with polygonal shape and, in particular, of a quadrilateral one.

The method, which can be easily implemented in a computer code, represents a useful tool in machine and mechanical device design activity. The two chosen applications certify for its benefits.

CONCLUZII

Metoda prezentată permite calculul rapid al caracteristicilor inerțiale ale unei plăci cu muchii de îndoire concurente, precum şi al unor plăci plane de forme poligonale şi, în particular, de formă patrulateră.

Metoda, care poate fi uşor implementată în programe de calcul automat, reprezintă un instrument valoros în activitatea de proiectare a maşinilor şi utilajelor mecanice. Cele două aplicații alese atestă avantajele sale.

REFERENCES

[1]. Craifaleanu A. (2001) – *Dynamics for engineers* (in Romanian), Ed. PRINTECH, Bucharest;

[2]. Orăşanu N. (2009) – *The reduction of continuous bodies to a system of the material points. Applications on regular polygons*, National Conference on Mechanics of Solids - CNMS-XXXIII, Bucharest.

[3]. Orăşanu N. (2010) – *Reduction of the elementary bodies to systems of material points with the same inertial proprieties*, University "Politehnica" of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, Vol. 72, Issue 3.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Craifaleanu A. (2001) – *Dinamica pentru ingineri*, Ed. PRINTECH, Bucureşti.

[2]. Orăşanu N. (2009) – *Reducerea corpurilor continue la un sistem de puncte materiale. Aplicații la poligoane regulate* (în limba engleză), Conferința Națională de Mecanica Solidului - CNMS-XXXIII, Bucureşti.

[3]. Orăşanu N. (2010) – *Reducerea corpurilor elementare la sisteme de puncte materiale cu aceleaşi proprietăți inerțiale* (în limba engleză), Buletinul ştiințific al Universității "Politehnica" din Bucureşti, Seria D: Inginerie Mecanică, Vol. 72, nr. 3.

WRITING NORMS / *NORME DE REDACTARE*

Article Types

Three types of manuscripts may be submitted:

1. Regular articles: These should describe new and carefully confirmed findings, and experimental procedures should be given in sufficient detail for others to verify the work. The length of a full paper should be the minimum required to describe and interpret the work clearly (max. 8 pages);

2. Short Communications: A Short Communication is suitable for recording the results of complete small investigations or giving details of new models or hypotheses, innovative methods, techniques or apparatus. The style of main sections has not necessarily to be in accordance with that of full-length papers (max. 6 pages);

3. Reviews: Submissions of reviews and perspectives covering topics of current interest are welcome and encouraged (max. 8 pages).

Review Process

All manuscripts are reviewed by the 2 members of the Scientifically Review. Decisions will be made as rapidly as possible, and the journal strives to return reviewers' comments to authors in approx. 3 weeks. The editorial board will re-review manuscripts that are accepted pending revision.

NOTE: Submission of a manuscript implies: that the work described has not been published before (excepting as an abstract or as part of a published lecture, or thesis) that it is not under consideration for publication elsewhere.

1. REGULAR ARTICLES

- All portions of the manuscript must be typed *single-spaced, A4*, top and bottom: 2 cm; left: 2.3 cm; right: 1.7 cm, font: **Arial,** size 9 pt, except the title which will be 11 pt. and explicit figures, which will be 8 pt.
- Text paper will be written in two equal columns of 8.3 cm, 0.4 cm space between them, except the title, authors and their affiliations, tables, figures, graphs and equations to be entered once.
- Text will be written in English in the left column, respectively in native language in the right column.
- The chapter titles are written Uppercase (eg: INTRODUCTION, MATERIAL AND METHODS), between chapters is left a space for 9 pt. At the beginning of each paragraph to leave a tab of 0.5 cm.
- The paper will be written in Word, "Justify" alignment;
- The paper should be transmitted by E-mail.
- There are allowed 2 papers by each first author.

The **Title** should be a brief phrase describing the contents of the paper. PAPER'S TITLE will be uppercase, Bold (the title in English language) and *Bold italic (the title in native language),* center, 11 pt. Under the paper's title, after an space (enter) 9 pt., write *authors' names* (eg: Vasilescu G.). (font: 9 pt., bold) and *affiliations*, the *name of the corresponding author* (next row), (9 pt., regular). Also be passed: the phone, fax and E-mail information, for the first author of paper's (font: 8 pt., italic).
Title should be short, specific and informative. Avoid long titles; a running title of no more than 100 characters is encouraged (without spaces).

The ***Abstract*** should be informative and completely self-explanatory, briefly present the topic, state the scope of the experiments, indicate significant data, and point out major findings and conclusions. The Abstract should be 100 to 300 words in length. Complete sentences, active verbs, and the third person should be used, and the abstract should be written in the past tense. Standard

Tipuri de Articole

Trei tipuri de manuscris pot fi trimise:

1. Articole obişnuite (normale): acestea trebuie să descrie cercetări noi şi confirmate, iar procedurile experimentale să fie descrise pentru a putea fi verificate in detaliu, fără a leza dreptul de proprietate intelectuală. Mărimea unei lucrări trebuie să cuprindă minimul necesar pentru a descrie şi interpreta în mod clar conținutul (ma.8 pagini);

2. Comunicări scurte: o comunicare scurtă este folosită pentru înregistrarea rezultatelor din investigații complete de dimensiuni reduse sau pentru a oferi detalii despre modele noi de ipoteze, metode inovative, tehnici sau infrastructuri. Tipul secțiunilor (capitolelor) principale nu trebuie să fie neapărat în concordanță cu articolele normale (max. 6 pagini);

3. Sintezele: Prezentarea unor comentarii şi perspective acoperind subiecte de interes actual sunt binevenite şi încurajate (maxim 8 pagini).

Procesul de evaluare (recenzie)

Toate manuscrisele sunt evaluate de către 2 membri ai Comitetului Ştiințific. Deciziile vor fi luate cât mai rapid posibil şi revista va returna comentariile evaluărilor înapoi la autori în aproximativ 3 săptămâni. Conducerea editorială va reevalua manuscrisele care sunt acceptate în vederea publicării în revistă.

Notă: Sunt acceptate numai lucrările care nu au mai fost publicate anterior. În cazul în care autorii trimit spre publicare lucrări ce conțin date, informații, capitole, etc., din alte lucrări publicate anterior şi nu se fac referiri la acestea în text, răspunderea aparține acestora.

1. ARTICOLE OBIŞNUITE

- Toate capitolele manuscrisului trebuie să fie scrise *single-spaced, A4*, sus şi jos: 2 cm; stânga: 2.3 cm; dreapta: 1.7 cm, font: **Arial,** mărime 9 pt, cu excepția titlului care se scrie cu 11 pt. şi figurile explicite, care se scriu cu 8 pt.
- Textul lucrării va fi scris în două coloane egale de 8.3 cm, 0.4 cm spațiul dintre ele, exceptând titlul, autorii şi afilierea acestora; tabelele, figurile şi ecuațiile care nu se scriu pe coloane ci pe toată pagina (vezi modelul ataşat);
- Textul se va scrie în limba engleză în coloana din stânga, respectiv în limba maternă - coloana din dreapta.
- Titlurile capitolelor sunt scrise cu majuscule (ex: INTRODUCERE, MATERIAL ŞI METODE), între capitole se lasă un spațiu de 9 pt. La începutul fiecărui paragraf se lasă un "tab" de 0.5 cm;
- Lucrarea va fi scrisă în Word, aliniere "Justify".
- Lucrarea trebuie trimisă prin e-mail.
- Sunt permise max. 2 lucrări ca prim autor.

Titlul trebuie să fie o frază scurtă care să descrie conținutul lucrării. Acesta *va fi scris cu majuscule, centrat*, mărime: 11 pt., bolduit, (titlul in engleză) şi *bolduit italic (titlul în limba maternă)*. Sub titlul lucrării după un spațiu de 9 pt., se scriu numele autorilor (ex: Vasilescu G.) (9 pt., bold), imediat sub numele autorilor se scrie: afilierea autorilor (9 pt., normal) iar pe următorul rând: telefonul, faxul, e-mailul corespunzător celui care a trimis lucrarea - primului autor (8 pt., italic).
Titlul trebuie să fie scurt, specific şi informativ. Evitați titlurile lungi, un titlu de sub 100 caractere este recomandat (fără spații).

Rezumatul trebuie să fie informativ şi uşor de înțeles; prezentați pe scurt topica, stadiul experimentelor, date semnificative, şi evidențiați descoperirile majore şi concluziile. Rezumatul trebuie să cuprindă între 100 şi 300 cuvinte. Propozițiile complete, verbele active, şi persoana a III-a trebuiesc folosite (rezumatul să fie scris la timpul trecut). Se va utiliza nomenclatura standard iar abrevierile

nomenclature should be used and abbreviations should be avoided. No literature should be cited (font: 9 pt., the title - *bold italic*; the text of abstract: *italic*).

Following the abstract, about 3 to 10 ***Keywords*** that will provide indexing references should be listed (font: 9, bold italic - the title and 9 pt., *italic* - the text).

A list of non-standard **Abbreviations** should be added. In general, non-standard abbreviations should be used only when the full term is very long and used often. Each abbreviation should be spelled out and introduced in parentheses the first time it is used in the text. Only recommended SI units should be used. Authors should use the Solidus presentation (mg/ml). Standard abbreviations (such as ATP and DNA) need not to be defined.

The **INTRODUCTION** should provide a clear statement of the problem, the relevant literature on the subject, and the proposed approach or solution. It should be understandable to colleagues from a broad range of scientific subjects.

MATERIALS AND METHODS should be complete enough to allow experiments to be reproduced. However, only truly new procedures should be described in detail; previously published procedures should be cited, and important modifications of published procedures should be mentioned briefly. Capitalize trade names and include the manufacturer's name and address. Subheadings should be used. Methods in general use need not be described in detail.

RESULTS should be presented with clarity and precision. The results should be written in the past tense when describing findings in the authors' experiments. Results should be explained, but largely without referring to the literature. Discussion, speculation and detailed interpretation of data should not be included in the Results but should be put into the Conclusions section. Subheadings should be used.

The **CONCLUSIONS** should interpret the findings in terms of the results obtained in this and in past studies on this topic. State the conclusions in a few sentences at the end of the paper. The Results and Discussion sections can include subheadings, and when appropriate, both sections can be combined.

The **Acknowledgments** of people, grants, funds, etc should be brief (if necessarily).

Tables should be kept to a minimum and be designed to be as simple as possible. Tables are to be typed single-spaced throughout, including headings and footnotes. Each table must be written on the entire width of the page, into the text where reference is made, the columns are broken - one column (see attached sample). Tables should be self-explanatory without reference to the text. The details of the methods used in the experiments should preferably be described in the legend instead of in the text. The same data should not be presented in both table and graph form or repeated in the text. Table's title will be centered bold (in English) and bold italic native language then separated by a slash. In the table, each row will be written in English (Arial, regular, size: 9 pt.) / *native language* (Arial, italic, 9 pt.). The table and its number is written right justified, bold - in English and bold italic - native language, separated by a slash (/).

Figure legends should be typed in numerical order. Graphics should be prepared using applications capable of generating high resolution JPEG before to introducing in

trebuiesc evitate. Nu se vor utiliza citări de lucrări în "rezumat" (font: 9 pt., titlu - *bold italic*; textul rezumatului - *italic*).

Cuvinte cheie: ca urmare a rezumatului, între 3 şi 10 cuvinte cheie trebuiesc listate, aceste oferind referințe de indexare (font: 9 pt., **bold italic** – titlul şi 9 pt., *italic* - textul).

Trebuie adăugată o listă de abrevieri specifice. În general, aceste abrevieri se folosesc atunci când termenul folosit este foarte lung şi des întâlnit în lucrare. Fiecare abreviere ar trebui introdusă în paranteză pentru prima dată când este folosită în text. Doar unități din SI trebuiesc folosite. Autorii trebuie să folosească prezentarea Solidus (mg/ml). Abrevierile standard (ca ATP sau ADN) nu trebuiesc definite.

INTRODUCEREA trebuie să ofere o expunere clară a problemei, esența relevantă a subiectului şi abordarea propusă sau soluția. Aceasta trebuie să poată fi înțeleasă de către colegi din diferite domenii ştiințifice.

MATERIALE ŞI METODE: trebuie să fie suficient de complete pentru a permite experimentelor să fie reproduse. Totuşi, numai metodele cu adevărat noi trebuie descrise în detaliu; metodele publicate anterior trebuie citate; modificările importante ale metodelor publicate trebuie menționate pe scurt. Scrieți cu majuscule denumirile comerciale şi includeți numele şi adresa producătorilor. Subcapitolele trebuie utilizate. Metodele utilizate în general, nu trebuie descrise în detaliu.

REZULTATELE trebuie prezentate cu claritate şi precizie. Acestea trebuie scrise la timpul trecut, atunci când descriu constatările în experimentele autorilor. Rezultatele trebuie să fie explicite, dar în mare măsură, fără a se face referire la literatura de specialitate. Discuțiile, speculațiile şi interpretarea detaliată a datelor nu trebuie să fie incluse în rezultate, ci trebuie incluse în capitolul Concluzii. Subcapitolele trebuie utilizate.

CONCLUZIILE trebuie să interpreteze constatările în ceea ce priveşte rezultatele obținute în această lucrare şi în studiile anterioare pe această temă. Concluziile generale vor fi prezentate în câteva fraze la sfârşitul lucrării. Rezultatele şi discuțiile pot include subpoziții, şi atunci când este cazul, ambele secțiuni pot fi combinate.

Mulțumirile către oameni, cei care au acordat burse, fonduri, etc., trebuie să fie scurte (dacă este necesar).

Tabelele trebuie menținute la un nivel minim şi să fie proiectate pentru a fi cât mai simple posibil. Tabelele vor fi scrise la un rând, inclusiv titlurile şi notele de subsol. Fiecare tabel trebuie scris pe întreaga lățime a paginii, între textul în care se face trimitere; coloanele sunt eliminate - o singură coloană (vezi ataşat modelul). Tabelele trebuie să fie auto-explicative, fără referire la text. Detaliile cu privire la metodele utilizate în experimente trebuie să fie, de preferință, descrise în legendă şi nu în text. Aceleaşi date nu trebuie prezentate atât în tabel cât şi sub formă grafică (decât dacă este absolut necesar) sau repetate în text. Titlul tabelului va fi scris centrat, bold (în engleză) şi bold italic (în limba maternă), separate de un slash (/). În tabel, fiecare rând va fi scris în limba engleză (9 pt., normal) / limba maternă (9 pt., italic). Tabelul şi numărul acestuia se scrie aliniat la dreapta, bold - în limba engleză şi bold italic în limba maternă, despărțite de un slash (/).

Figurile trebuie scrise în ordine numerică. Grafica trebuie realizată utilizând aplicații capabile să genereze JPEG de înaltă rezoluție, înainte de a introduce în dosarul

the Microsoft Word manuscript file (Insert - From File - ...jpeg). Use Arabic numerals to designate figures and upper case letters for their parts (Figure 1). Begin each legend with a title and include sufficient description so that the figure is understandable without reading the text of the manuscript. Information given in legends should not be repeated in the text. Each figure must be inserted on the entire width of the page, into the text where reference is made, single columns (see attached sample). Leave a space between the figure and the text of figure, size: 3 pt., figure number is written in **Arial bold**, size: 8 pt., followed by what represent the figure or graph, written with Arial, regular, 8 pt. Left to write in English (regular), followed by a separating slash (/) and text in native language (*Arial italic*). Eg:

Fig 1 - Test stand / *Stand de testare* (size: 8 pt.)

The figures should be "*In line with text*" - Center, not "*Square*"; "*Tight*"; "*Behind text*" or "*In front of text*" (from "*Format picture*" - right mouse button on picture and then "*Layout*".

Mathematics

Authors must provide instructions on how symbols and equations should be set. Equations should be numbered sequentially in the right-hand side and in parenthesis. They should be referred to in the text as Equation (4) or Eg. (4). Each equation must be written on the entire width of the page, into the text where reference is made, the columns are broken (see attached sample).

REFERENCES: are made in the text; a reference identified by [1], [2], ... [n] is written in the order that was placed at the end of the work - alphabetically.

Example:

[1], [2], [3], ..., [n]

References should be listed at the end of the paper in alphabetical order. Articles in preparation or articles submitted for publication, unpublished observations, personal communications, etc. should not be included in the reference list but should only be mentioned in the article text (e.g., A. Danciu, University of Bucharest, Romania, personal communication). Authors are fully responsible for the accuracy of the references.

Examples:

Journal / Magazine:

[1]. Nicolescu M.A. (2007) - *Relevant characteristics of alternative liquid fuels aimed at diesel engines exploitation in polycarburation duty*. INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 27, no. 1/2009, ISSN 1583-1019, pg. 50-55.

[2]. Pirna I, Nicolescu M., Marin M., Voicea I (2009) - *Alternative supply of agricultural tractors with raw oils*. INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 29, no. 3/2009, ISSN 1583-1019, pg. 89-92.

Conference or Symposium:

[1]. Bungescu S, Stahli W, Biriş S, Vlăduţ V, Imbrea F, Petroman C (2009) - *Cosmos programm used for the strength calculus of the nozzles from the sprayers,* Proceedings of the 35 International Symposium on Agricultural Engineering *"Actual Tasks on Agricultural Engineering",* Opatija - Croaţia, ISSN 1333-2651, pg. 177÷184.

Book:

[1]. Vlăduţ V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iasi - Romania.

Book Chapter:

[1]. Vlăduţ V (2009) - Consideraţii şi ipoteze privind modelarea unui proces de treier şi separare. In: *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, pg. 61-69, Iasi - Romania.

manuscris Microsoft Word (Insert - From File - ... JPEG). Folosiţi cifre arabe, pentru a desemna cifre şi litere majuscule pentru părţile lor (Figura 1). Începeţi fiecare legendă cu un titlu care să includă o descriere suficientă, astfel încât figura să poată fi înţeleasă, fără citirea textului din manuscris. Informaţiile furnizate în legende, nu trebuie repetate în text. Fiecare figură trebuie introdusă pe întreaga lăţime a paginii, în text, acolo unde se face referire, o singură coloană (vezi ataşat eşantion), centrat. Lăsaţi un spaţiu între figură şi textul figurii, mărimea: 3 pt.; numărul figurii va fi scris cu bold, 8 pct., centrat, urmat de ceea ce reprezintă figura sau graficul, scris cu 8 pt., normal. Prima dată se scrie textul în limba engleză (normal), urmat de un slash (/) apoi textul în limba maternă (italic). Exemplu:

Fig. 1 - Test stand / *Stand de testare* (mărimea: 8 pt.)

Figurile introduse trebuie să fie "*In line with text*" - Center, nu "*Square*"; "*Tight*"; "*Behind text*" or "*In front of text*" (din "*Format picture*" - butonul dreapta mouse pe figură şi apoi "*Layout*").

Formulele matematice, ecuaţiile: autorii trebuie să furnizeze instrucţiuni privind modul de simbolizare şi de ecuaţii stabilite şi utilizate. Ecuaţiile trebuie numerotate secvenţial, în partea dreaptă şi în paranteze. Ele trebuie menţionate în text ca ecuaţia (4) sau Ex. (4). Fiecare ecuaţie trebuie scrisă pe întreaga lăţime a paginii, în text, acolo unde se face referire, o singură coloană (vezi ataşat model).

REFERINŢELE: se fac în text; o referinţă identificată prin intermediul [1], [2], ...[n], se scrie în ordinea în care a fost trecută la sfârşitul lucrării - ordine alfabetică.

Exemplu:

[1], [2], [3], ..., [n]

Referinţele trebuie prezentate la sfârşitul lucrării în ordine alfabetică. Articole în curs de pregătire sau articole trimise spre publicare, observaţiile nepublicate, comunicările cu caracter personal, etc, nu trebuie incluse în lista de referinţă, dar pot fi menţionate în textul lucrării (exemplu, A. Danciu, Universitatea din Bucureşti, România, comunicare personală). Autorii sunt pe deplin responsabil pentru exactitatea referinţelor.

Exemple:

Jurnal / Revistă

[1]. Nicolescu M.A. (2007) - *Proprietăţile relevante ale combustibililor lichizi alternativi vizaţi pentru exploatarea motoarelor diesel în regim policarburat*, INMATEH - Inginerie Agricolă, vol. 27, nr. 1 / 2009, ISSN 1583-1019, pg. 50-55;

[2]. Pirna I, Nicolescu M., Marin M., Voicea I (2009) - *Alimentarea alternativă a tractoarelor agricole cu uleiuri vegetale crude,* INMATEH - Inginerie Agricolă, vol. 29, nr. 3 / 2009, ISSN 1583-1019, pg. 89-92.

Conferinţă / Simpozion

[1]. Bungescu S, Stahli W, Biriş S, Vlăduţ V, Imbrea F, Petroman C (2009) - *Cosmos programm used for the strength calculus of the nozzles from the sprayers,* Proceedings of the 35 International Symposium on Agricultural Engineering *"Actual Tasks on Agricultural Engineering",* Opatija - Croaţia, ISSN 1333-2651, pag. 177÷184.

Carte

[1]. Vlăduţ V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iaşi - România.

Capitol din carte

[1]. Vlăduţ V (2009) - Consideraţii şi ipoteze privind modelarea unui proces de treier şi separare. În: *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, pg. 61-69, Iaşi - România.

Dissertation / Thesis:

[1]. Constantinescu A (2010) - *Optimizarea agregatelor formate din tractoare de putere mare cu maşini agricole pentru pregătirea terenului în vederea însămânțării*. PhD dissertation, University of Transylvania Braşov, Braşov, Romania.

Units, Abbreviations, Acronyms

- Units should be metric, generally SI, and expressed in standard abbreviated form.
- Acronyms may be acceptable, but must be defined at first usage.

2. SHORT COMMUNICATIONS

Short Communications are limited to a maximum of two figures and one table. They should present a complete study that is more limited in scope than is found in full-length papers. The items of manuscript preparation listed above apply to Short Communications with the following differences: (1) Abstracts are limited to 100 words; (2) instead of a separate Materials and Methods section, experimental procedures may be incorporated into Figure Legends and Table footnotes; (3) Results and Conclusions should be combined into a single section.

3. REVIEWS

Summaries, reviews and perspectives covering topics of current interest in the field, are encouraged and accepted for publication. Reviews should be concise (max. 8 pages). All the other conditions are similar with regular articles.

Disertații / Teze de doctorat

[1]. Constantinescu A (2010) - *Optimizarea agregatelor formate din tractoare de putere mare cu maşini agricole pentru pregătirea terenului în vederea însămânțării*. Teză de doctorat, Universitatea Transilvania Braşov, Braşov, România.

Unități, Abrevieri, Acronime

- unitățile metrice trebuie să fie, în general, SI, şi exprimate în formă prescurtată standard;
- acronimele pot fi acceptate, dar trebuie să fie definite la prima utilizare.

2. COMUNICĂRILE SCURTE

Comunicările scurte sunt limitate la maxim 2 figuri şi un tabel. Acestea trebuie să prezinte un studiu complet, care este mai limitat decât în cazul articolelor normale (de dimensiuni mai mari). Elementele de pregătire a articolelor normale (manuscriselor) enumerate mai sus se aplică şi la comunicările scurte, cu următoarele diferențe: (1) Rezumatul este limitat la 100 cuvinte; (2) capitolele Materiale şi Metode, Procedurile experimentale pot fi scrise împreună, încorporând figurile şi tabelele; (3) Rezultatele şi Concluziile pot fi combinate într-o singură secțiune.

SINTEZELE

Sintezele, comentariile şi perspectivele acoperind subiecte de interes din domeniu sunt încurajate şi acceptate spre publicare. Sintezele trebuie să fie concise şi nu mai mari 8 pagini. Toate celelalte condiții sunt similare cu cele de la articolele normale (obişnuite), enumerate mai sus.

Edited: ***INMA Bucharest***
6 Ion Ionescu de la Brad Blvd., sect. 1, Bucharest
Tel: +4021.269.32.60; Fax: +4021.269.32.73
***p*: ISBN 978-973-0-13670-8; *cd*: ISBN 978-973-0-13671-5**
http://www.inma.ro/simpozion_2012