

**UNIVERSITATEA POLITEHNICA BUCUREȘTI
FACULTATEA INGINERIA SISTEMELOR BIOTEHNICE
CATEDRA DE SISTEME BIOTEHNICE**

**Doctorand:
As.ing. STOICA Dorel**

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL FENOMENELOR VIBRATORII
PRIVIND UTILAJELE DIN DOMENIUL PRELUCRĂRII
PRODUSELOR AGRICOLE**

**CONTRIBUTIONS TO THE STUDY OF VIBRATION THEY ACTS
THE MACHINERY FROM THE PROCESSING OF
AGRICULTURAL PRODUCTS.**

- REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT -

**Conducător științific:
Prof.univ.dr.ing. VOICU Gheorghe**

**București
- 2011 -**

NUMIRE COMISIE

Foaie de la rectorat

Partea I	R	T
Prefața	5	3
1. Importanța și obiectivele tezei de doctorat	7	7
1.1. Importanța temei abordate	7	7
1.2. Obiectivele tezei de doctorat	7	9
2. Curățirea și sortarea produselor agricole (semințelor) prin utilizarea mișcării vibratorii	8	10
2.1. Principii și metode de curățire și sortare vibratorie	8	10
2.1.1. Separarea corpurilor străine pe site cu mișcare oscilantă	8	10
2.1.2. Separarea corpurilor străine după densitate (mese și separatoare densimetrice)	9	14
2.1.3. Separarea corpurilor străine după proprietățile elastice	9	15
2.2. Utilaje care utilizează mișcări vibratorii pentru prelucrarea produselor agricole	10	16
2.2.1. Transportoare oscilante	-	16
2.2.2. Mașini cu blocuri de site pentru curățare și sortare	10	18
2.2.3. Sistemul de curățire de la combinele de cereale	11	26
2.2.4. Sita plană pentru cernerea produselor de măcinș	11	26
2.3. Indici de apreciere a eficienței procesului de separare	12	30
2.4. Concluzii	-	35
3. Generarea mișcării oscilante și generatoare de vibrații	13	36
3.1. Generarea mișcării oscilante cu mecanisme bielă manivelă și excentrice	13	36
3.2. Generarea vibrațiilor cu mase neechilibrate în mișcare de rotație	14	38
3.3. Elemente elastice de sprijin ale sistemelor oscilante și caracteristicile elementelor elastice	15	51
3.4. Concluzii	-	58
4. Aspecte teoretice privind modelarea fizică și matematică a fenomenelor vibratorii la blocurile cu mișcare vibratorie	16	59
4.1. Modelarea generatorului de vibrații cu două mase excentrice în mișcare de rotație	16	59
4.2. Dinamica blocurilor de site rezemate elastic	16	60
4.3. Aspecte teoretice privind sistemul de acționare cu generatoare de vibrații cu mase neechilibrate	17	68
4.4. Aspecte teoretice privind mișcarea relativă a materialului pe suprafața vibratoare	18	74
4.5. Concluzii	-	79
 Partea II		
5. Contribuții teoretice la modelarea fizico-matematică a unui utilaj de separare cu sită conică vibratoare suspendată	20	80
5.1. Stand experimental cu sită conică suspendată cu mișcare circulară oscilantă (alternativă)	20	80
5.2. Modelarea cinematică a mașinii vibratoare cu suprafață de separare conică ..	21	82
5.3. Modelarea matematică a mișcării materialului pe suprafața sitei conice vibratoare	22	93
5.4. Calculul amplitudinilor oscilațiilor sitei pe un model fizic simplificat	23	97
5.5. Concluzii	-	101

6. Cercetări experimentale privind mișcarea vibratoare a utilajului de separare cu sită conică suspendată	24	104
6.1. Obiectivele determinării experimentale și a parametrilor vibrațiilor	24	104
6.2. Metodica determinărilor experimentale, materiale și aparatură	24	104
6.3. Utilizarea programului Labview pentru prelucrarea semnalelor și tipuri de semnale achiziționate	24	107
6.4. Semnale de vibrații și spectre achiziționate	25	112
6.5. Analiza și interpretarea rezultatelor	27	121
6.5.1. Influența amplitudinii oscilațiilor asupra mișcării vibratorii a sitei conice suspendate	27	121
6.5.2. Influența frecvenței oscilațiilor asupra mișcării vibratorii a sitei conice	27	122
6.5. Concluzii	28	124
7. Cercetări experimentale privind procesul de lucru al unei site conice vibratoare suspendată	29	126
7.1. Obiectivele cercetării experimentale legate de procesul de lucru al sitei	29	126
7.2. Descrierea instalației experimentale și a aparaturii utilizată la experimentări	29	126
7.3. Metodica determinărilor experimentate și materialele utilizate	29	126
7.4. Înregistrarea și prelucrarea primară a datelor experimentale	29	130
7.5. Analiza și interpretarea rezultatelor experimentale	29	134
7.5.1. Relații matematice care descriu curbele de separare a materialului pe site	29	134
7.5.2. Analiza curbelor de separare	30	137
7.5.3. Influența amplitudinii oscilației asupra procesului de cernere	31	139
7.5.4. Influența frecvenței de oscilație asupra procesului de cernere	33	149
7.5.5. Influența debitului de alimentare asupra procesului de separare	34	155
7.5.6. Influența parametrilor cinematici ai sitei asupra indicilor calitativi ai procesului de separare	35	168
7.6. Influența gradului de sortare asupra procesului de separare	36	172
7.7. Concluzii	37	176
8. Concluzii generale, contribuții, perspective	38	177
8.1. Concluzii generale	38	177
8.2. Contribuții personale	40	179
8.3. Direcții noi de cercetare	41	181
9. Bibliografie	41	182
10. Anexe	-	189

Cuvânt înainte

Înainte de valorificarea produselor agricole în diverse domenii, acestea sunt supuse unui proces de condiționare care cuprinde operații de pregătire, curățare de corpuri străine, uscare, umectare, în funcție de scopul în care se dorește a fi utilizate.

În cadrul primelor operații de prelucrare a produselor agricole în scopul obținerii unor produse finite, de calitate superioară se situează și operația de eliminare a corpurilor străine, în special din amestecurile de semințe ale diverselor culturi agricole.

Totodată pentru utilizarea acestora ca material de semănat este necesară atât eliminarea corpurilor străine, care se diferențiază de semințele culturii agricole în general, prin caracteristicile lor fizice, cât și îndepărtarea semințelor cu capacitate germinativă scăzută, a celor slab dezvoltate sau a spărturilor de semințe.

Aceste operații presupun un flux tehnologic adecvat în vederea curățirii semințelor sau a sortării (calibrării) acestora.

Operația de curățire, ca primă operație din cadrul fluxului tehnologic de prelucrare a produselor agricole necesită, în primul rând, utilaje de curățire și sortare care au la baza procesului de lucru diferența dintre caracteristicile fizice a semințelor și cele ale corpurilor străine.

Cele mai utilizate utilaje de curățire și sortare sunt cele care au în componență site cu mișcare oscilantă (vibratorie), care trebuie să realizeze o anumită stare de cernere în vederea îndepărtării corpurilor străine pe baza diferenței între dimensiunile semințelor și cele ale impurităților (mari sau mici).

Teza de doctorat *„Contribuții la studiul fenomenelor vibratorii privind utilajele din domeniul prelucrării produselor agricole”*, prezintă o sinteză a cercetărilor experimentale efectuate de autor cu privire la mișcarea vibratorie și procesul de lucru al unui utilaj de curățire și sortare, cu sită conică suspendată, conceput și realizat special în acest sens în vederea propunerii lui ca utilaj de cernere într-o stație de condiționat semințe.

Obiectivul principal al cercetărilor experimentale din cadrul acestei lucrări îl constituie studiul procesului de lucru și a influenței parametrilor vibrațiilor asupra procesului de separare a semințelor culturilor agricole, pe suprafața de separare conică cu mișcare circulară oscilantă, într-un plan considerat orizontal.

Lucrarea este structurată pe 8 capitole, dezvoltate pe 188 pagini, fiind ilustrată cu 145 figuri și grafice, 28 tabele, 221 relații matematice și 77 anexe, precum și o bibliografie alcătuită din 170 referințe bibliografice.

Totodată, lucrarea cuprinde două părți principale mari în care sunt prezentate succesiv și în mod sintetic analiza stadiului actual al dezvoltării temei pe plan mondial și în țară, atât din punct de vedere al construcției și funcționării utilajelor de curățire și sortare, cât și din punct de vedere al modelării matematice a procesului de separare și a organului de lucru al utilajelor, precum și contribuțiile teoretice și cercetările experimentale proprii cu privire la utilajul propus și mișcarea vibratorie a acestuia, dar și cu privire la procesul său de lucru, în condiții de lucru diferite, în vederea identificării regimului de lucru optim.

În capitolul 1 al lucrării se prezintă importanța și obiectivele tezei de doctorat, cu accent pe utilizarea mișcării vibratorii la prelucrarea produselor agricole și a semințelor culturilor agricole în mod special. Se fac referiri cu privire la influența parametrilor vibrațiilor asupra cinematicii unei site conice suspendate acționată în mișcare circulară alternativă în plan orizontal, dar mai ales asupra mișcării materialului pe sită și a indicilor calitativi ai acestora.

Capitolul 2, intitulat *„Curățirea și sortarea produselor agricole (semințelor) prin utilizarea mișcării vibratorii”* abordează probleme și noțiuni specifice curățirii și sortării semințelor culturilor agricole prin utilizarea mișcării vibratorii, prezentându-se principalele metode și principii de

curățire și sortare (separare) a amestecurilor de semințe, precum și schemele unor utilaje și instalații folosite în acest scop.

Sunt identificați și descriși aici și indicii de apreciere ai procesului de separare.

În capitolul 3 al lucrării, denumit „Generarea mișcării oscilante și generatoare de vibrații”, sunt descrise principalele sisteme mecanice utilizate la generarea mișcării vibratorii și relațiile caracteristice fiecărui sistem, după care se fac referiri și sunt descrise principalele tipuri de elemente elastice utilizate ca suport și elemente de amortizare pentru blocurile de separare cu mișcare vibratorie.

În capitolul 4 intitulat „Aspecte teoretice privind modelarea fizică și matematică a fenomenelor vibratorii la blocurile cu mișcare vibratorie”, se prezintă, unele studii teoretice cu privire la modelarea fizico-matematică a generatorului de vibrații cu două mase excentrice în mișcare de rotație care echipează blocurile de site, rezemate elastic cu determinarea amplitudinii oscilațiilor atunci când se cunosc caracteristicile constructive ale blocului de separare și ale generatorului de vibrații.

Se prezintă, de asemenea, noțiuni teoretice referitoare la sistemul de acționare cu generatoare de vibrații cu mase neechilibrate cu aplicații pe cazuri concrete din exploatare și se fac referiri la tipurile de mișcare relativă a materialului pe suprafața sitei cu mișcare oscilantă care asigură cea mai bună stare de cernere în vederea separării.

Capitolul 5 intitulat „Contribuții teoretice la modelarea matematică a unui utilaj de separare cu sită conică vibratoare suspendată”, prezintă contribuții teoretice la modelarea fizico-matematică a unui utilaj de separare cu sită conică vibratoare suspendată având mișcare circular alternativă. Se prezintă standul experimental și se face modelarea cinematică a mașinii vibratoare cu o astfel de sită, precum și modelarea matematică a mișcării materialului pe suprafața sitei și se determină amplitudinile oscilației sitei pe un model fizic simplificat.

În capitolul 6 denumit „Cercetări experimentale privind mișcarea vibratoare a utilajului de separare cu sită conică suspendată”, se prezintă cercetările experimentale cu privire la mișcarea vibratorie a utilajului cu sită conică suspendată pornind de la obiectivele determinărilor experimentale și metodica determinărilor până la analiza și interpretarea semnalelor și spectrelor de vibrații cu utilizarea programului de achiziție și prelucrare Labview, prezentând influența amplitudinii și frecvenței oscilațiilor asupra caracteristicilor vibrațiilor și asupra mișcării vibratorii a sitei conice în general.

Capitolul 7 și cel mai important al lucrării intitulat „Cercetări experimentale privind procesul de lucru al unei site conice vibratoare suspendată”, prezintă cercetări experimentale cu privire la procesul de lucru al sitei conice vibratoare utilizate pentru curățirea și sortarea semințelor de rapiță. Pornind de la obiectivele cercetărilor experimentale și descrierea instalației și aparaturii utilizată la experimentări se face descrierea metodicii determinărilor experimentale și a materialului de lucru cu înregistrarea și prelucrarea primară a datelor experimentale. Se prezintă în continuare analiza și interpretarea rezultatelor cu privire la influența parametrilor vibrațiilor sitei asupra procesului de cernere și separare precum și asupra indicilor calitativi ai separării.

Trasarea curbelor procesului de separare s-a realizat prin analiză de regresie pe calculator pe baza datelor obținute la experimentări utilizând relații matematice adecvate pentru descrierea procesului.

Capitolul 8 al lucrării este destinat concluziilor generale și contribuțiilor personale cu privire la fenomenelor studiate și experimentele realizate în cadrul lucrării. Sunt prezentate sintetic câteva noi direcții de cercetare care să continue studiile teoretice și experimentale abordate în lucrare.

Fiecare capitol al lucrării se încheie cu un subcapitol de concluzii în care sunt prezentate sintetic principalele aspecte cu privire la elementele și noțiunile prezentate în capitolul respectiv. Concluziile sunt prezentate în spirit critic.

1. IMPORTANȚA ȘI OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

1.1. Importanța temei abordate

Deoarece cercetările efectuate pe plan național și mondial privind utilajele folosite la condiționarea semințelor nu au epuizat toate aspectele ce trebuiesc luate în considerare, se impune continuarea acestor cercetări, privind studiul unor tehnologii moderne ce comportă fenomene vibratorii, în cadrul utilajelor și mașinilor destinate prelucrării produselor agricole, în general, și a condiționării semințelor în special.

Totodată, sunt utilaje de prelucrare a produselor agricole care au fost studiate de diverși specialiști în domeniul al căror proces de lucru a rămas nestudiat, atât în ansamblul său, cât și în ceea ce privește influența diversilor parametri ai regimului de lucru asupra procesului și asupra indicilor de calitate ai procesului.

Iată de ce, în această lucrare, se studiază procesul de lucru și fenomenele vibratorii pe care le comportă o sită suspendată, cu suprafața de separare conică exterioară și mișcare circulară oscilantă.

Au fost efectuate, atât cercetări teoretice, dar mai ales experimentale asupra mișcării materialului pe sită și a influenței parametrilor cinematici ai sitei asupra mișcării, a indicilor de calitate ai separării și a gradului de sortare a semințelor agricole, iar concluziile rezultate în urma acestor cercetări sunt prezentate în cadrul lucrării.

1.2. Obiectivele tezei de doctorat

În cadru tezei de doctorat „Contribuții la studiul fenomenelor vibratorii privind utilajele din domeniul prelucrării produselor agricole” obiectivul principal al cercetărilor teoretice și experimentale îl constituie studierea procesului de lucru și influenței diferiților parametri funcționali ai unei site conice suspendate cu mișcare oscilantă asupra mișcării materialului pe sită și a fenomenelor vibratorii pe care le comportă. Pentru îndeplinirea obiectivului principal al lucrării a fost necesară parcurgerea următoarelor etape:

- analiza stadiului actual privind construcția utilajelor pentru prelucrarea produselor agricole care utilizează mișcarea vibratorie;
- analiza principalelor utilaje pentru curățirea și sortarea produselor agricole cu mișcare vibratorie a organelor de lucru;
- studiul teoretic al generatoarelor de vibrații pentru acționarea utilajelor;
- studiul sistemelor elastice de suspendare a organelor de lucru la mașinile de curățat și sortat semințe;
- analiza stadiului actual privind modelarea matematică a generatoarelor de vibrații cu mase excentrice pentru acționarea unei mașini vibratoare;
- studiul teoretic al sistemului de acționare a unui bloc de site cu generatoare de vibrații cu mase neechilibrate;
- cercetări experimentale privind mișcarea materialului pe suprafața unei site conice vibratoare suspendate elastic;
- conceperea, proiectarea și realizarea unui stand experimental pentru studiul mișcării semințelor pe o suprafață conică exterioară cu mișcare circulară oscilantă;
- analiza mișcării materialului pe o sită conică cu mișcare circulară oscilantă și contribuții originale;
- modelarea matematică a vibrațiilor libere pentru o sită conică vibratoare suspendată elastic și a gradului de curățire a semințelor;
- determinări experimentale ale parametrilor vibrațiilor în condiții de lucru diferite pentru sita conică suspendată cu mișcare circulară oscilantă;
- analiza spectrelor de vibrații pentru diferite condiții de lucru și interpretarea acestora în corelație cu mișcarea materialului pe sită;
- determinarea spectrului de vibrații și a parametrilor vibrației pentru sita conică propusă;

- analiza influenței parametrilor vibrației (frecvența și amplitudinea) asupra mișcării materialului pe sită prin cercetări experimentale de laborator
- cercetări experimentale privind influența debitului de alimentare cu material asupra mișcării materialului pe suprafața sitei la parametri diferiți ai oscilației (vibrației);
- cercetări experimentale privind analiza gradului de sortare a semințelor pe suprafața sitei conice vibratoare;
- identificarea regimului optim de lucru al sitei și a metodelor de îmbunătățire a performanțelor acesteia în vederea utilizării ei în exploatare.

2. CURĂȚIREA ȘI SORTAREA PRODUSELOR AGRICOLE (SEMINTELOR) PRIN UTILIZAREA MIȘCĂRII VIBRATORII

2.1. Principii și metode de curățire și sortare vibratorie

Materialul obținut în urma recoltării cu combina se prezintă sub forma unui amestec din semințele culturii principale, semințe ale altor plante de cultură, semințe de buruieni și diferite impurități (resturi păioase, pleavă, praf, nisip, ș.a.), iar semințele culturii principale cuprind pe lângă semințele normal dezvoltate și întregi, semințe seci, șistave sau sparte, ș.a.

Pentru efectuarea operațiilor de curățire și sortare a semințelor obținute după recoltare, de regulă cu ajutorul combinelor, se folosesc utilaje complexe speciale, specifice acestui domeniu [23].

Există însă și alte metode și principii de separare a impurităților din masa de semințe, care pot să nu aibă la bază mișcarea vibratoare a suprafețelor de lucru (curenți de aer, mese densimetrice, separarea după proprietățile elastice, etc.).

2.1.1. Separarea corpurilor străine pe site cu mișcare oscilantă

Separarea corpurilor străine din masa de semințe, pe baza diferențelor între lățimea și grosimea particulelor, se realizează prin cernere pe suprafețe de separare de tipul unor împletituri metalice (sau chiar textile) sau a unor table perforate, care se numesc site.

Pentru realizarea fenomenului de separare a particulelor prin orificiile sitei, trebuie să existe mișcare relativă a acestora față de suprafața sitei. Orice amestec de semințe supus separării, după dimensiunile particulelor, este format din trei componente: impurități mari, semințe ale culturii principale și impurități mici.

Cantitativ, ponderea impurităților mari și mici poate ajunge la 10-12%, ponderea cea mai mare având-o impuritățile mici (10-11%), impuritățile mari putând chiar să lipsească.

Sitele pot fi dispuse în blocurile de separare atât succesiv cât și suprapuse (în paralel) sau în dispunere combinată.

În cazul unei particule izolate aflate pe o suprafață orizontală cu mișcare vibratoare, oscilantă, aceasta se poate afla în una din următoarele situații, fig.2.3 [36, 37, 39]:

a. viteza de mișcare a sitei și viteza particulei sunt egale $v_1=v_2$, iar viteza relativă $v_{1,2} = 0$; în acest caz particula nu se deplasează pe suprafața sitei, ea găsindu-se în starea de repaus relativ;

b. viteza particulei este diferită de viteza suprafeței de separare, având însă același sens cu aceasta $v_1 > v_2$, ceea ce duce la deplasarea particulei în același sens cu suprafața, $v_{1,2} > 0$;

c. viteza particulei este diferită de viteza sitei, dar de sens contrar $v_1 < v_2$, ceea ce duce la o deplasare în sens invers față de sită, $v_{1,2} < 0$.

Pentru a exista deplasare trebuie ca $v_{1,2} = \text{const}$, ceea ce se realizează la o mișcare inegală a sitei într-o parte sau alta sau pe o suprafață înclinată sub un anumit unghi față de orizontală.

Așadar, sita are atât rolul de separare, cât și rolul de transport pentru particulele de refuz care trebuie colectate la capătul opus alimentării (cele două funcții ale sitei).

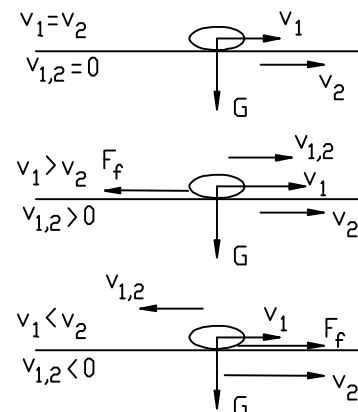


Fig. 2.3. Mișcarea seminței pe o suprafață orizontală

În cazul unei deplasări inegale a sitei în cele două sensuri cu accelerația „ a ”, aceasta se transmite particulei și apare forța de inerție F_i aplicată particulei. Dacă $F_i > F_f$, particula se deplasează pe suprafața de separare, iar în cazul în care $F_i < F_f$ particula nu se deplasează, rămânând în repaus.

Din studiul forțelor ce acționează asupra particulei rezultă că pentru a exista mișcarea acesteia pe sita trebuie ca accelerația ei să îndeplinească condiția: $a > \mu g$ (2.2)

Accelerația critică $a_{crit} = \mu \cdot g$, este accelerația limită la care forța de inerție devine egală cu forța de frecare. Pentru particule sferice, odată cu frecarea de alunecare apare și frecarea de rostogolire, în acest caz rezultând:

$$a_{crit} = \frac{k}{r} g \quad (2.3)$$

unde: k este coeficientul frecării de rostogolire, iar r raza particulei [23, 114, 144].

2.1.2. Separarea corpurilor străine după densitate (mese și separatoare densimetrice)

Pentru curățarea cerealelor de impuritățile cu masă specifică mai mare decât a cerealelor, cum sunt pietrele, bulgării de pământ, cioburile de sticlă etc., aproximativ de aceleași dimensiuni cu ale semințelor cerealelor, se folosesc mesele densimetrice și separatoare de pietre fig. 2.5.

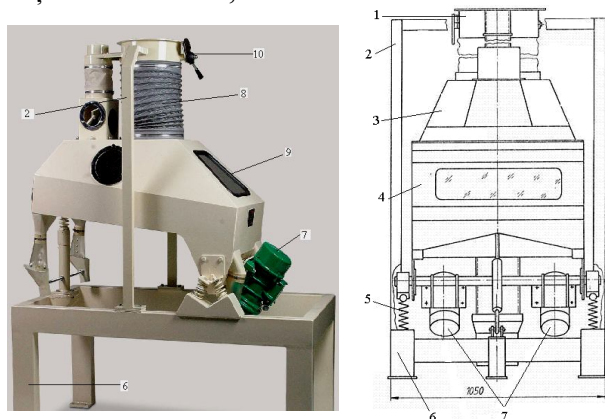


Fig. 2.5. Separatorul de pietre [23, 166]

1.casetă de alimentare și aspirație; 2.suport; 3.hotă de aspirație; 4.batiu oscilant; 5.element elastic; 6.cadru metalic; 7.generator de vibrații; 8.canal flexibil; 9.capace de vizitare; 10.clapetă cu mâner de reglarea aspirației

2.1.3. Separarea corpurilor străine după proprietățile elastice

Separarea după proprietățile elastice a semințelor dintr-un amestec se poate efectua atunci când acestea se diferențiază după elasticitatea lor, apreciată prin mărimea coeficientului de restituire la ciocnire k pe diferite suprafețe [11, 23, 24, 73, 124].

Separarea după această proprietate se realizează pe suprafețe defletoare înclinate pe care se află canale formate de pereți deflectorii verticali așezați în zig-zag, cu mișcare de oscilație pe direcție transversală, fig.2.6.

La separarea semințelor pe suprafețe defletoare, pe lângă elasticitatea acestora, care este preponderentă, mai contribuie și alte proprietăți cum ar fi starea suprafeței (coeficientul de frecare), greutatea specifică.

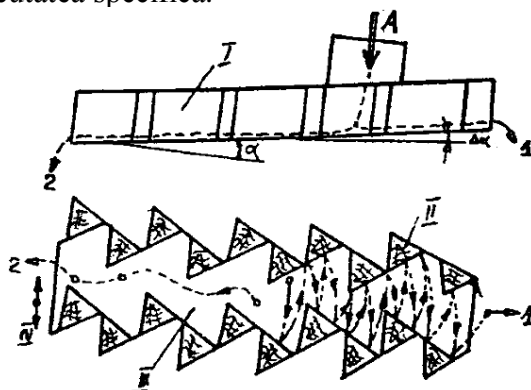


Fig.2.6.Schema suprafeței de separare după elasticitate cu canale în zig-zag și pereți deflectorii:

I-suprafață se separare înclinată cu unghiul α față de orizontală;
II- prisme fixate pe suprafața plană, formând pereți deflectorii și canalul în zig-zag;
III, IV- direcția de oscilație a suprafeței; A-amestecul de semințe supus separării, 1- fracția elastică sau ușoară;
2-fracția neelastică sau grea.

2.2. Utilaje care utilizează mișcări vibratorii pentru prelucrarea produselor agricole

În cadrul prelucrării produselor agricole, utilajele dispuse pe fluxul tehnologic de prelucrare pot fi: transportoare oscilante, alimentatoare vibratoare, utilaje de curățire-sortare cu blocuri de site.

De asemenea mișcarea vibratorie mai este utilizată la sistemele de curățire ale combinelor de recoltat cereale, la utilajele cu site suprapuse pentru cernerea produselor de măcinș la cernerea și sortarea grișurilor în cadrul morilor de făină sau chiar la cernerea făinii în fabricile de panificație.

În capitolul 2.2.1. sunt prezentate câteva scheme de transportoare oscilante, alimentatoare vibratoare.

2.2.2. Mașini cu blocuri de site pentru curățare și sortare

Pe plan național, preocupările proiectanților și constructorilor de a realiza mașini și instalații pentru curățirea și sortarea semințelor sunt foarte avansate, datorită necesității creșterii calității folosite atât pentru semănat cât și pentru consum [23, 49, 61, 63, 144].

Particulele de materii prime conțin diferite impurități care nu pot fi admise în produse (măcinș, crupe, grișuri, făinuri, etc.), deoarece influențează în mod negativ atât procesul de separare cât și calitatea produselor finite [23, 138, 144].

Separatorul vibrator Petkus (fig.2.14 și fig.2.15) realizează separarea impurităților din amestecurile de semințe de cereale atât după dimensiunile acestora, fiind prevăzut cu un set de două site suprapuse, cât și după proprietățile aerodinamice ale acestora, având în acest sens o casetă de aspirație amplasată la capătul de evacuare al separatorului.

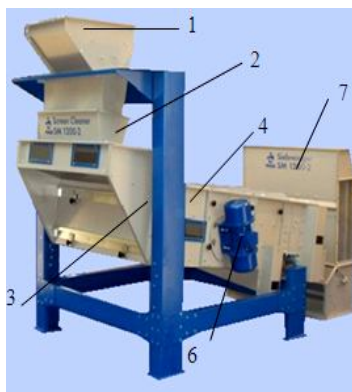


Fig.2.14. Separatorul vibrator Petkus, cu canal de aer la evacuare [161]

- 1.racord de alimentare; 2.cutie alimentare;
3.blocurile de site; 4.jgheap de evacuare material;
5-7.canal de aspirație; 6.mecanism de acționare

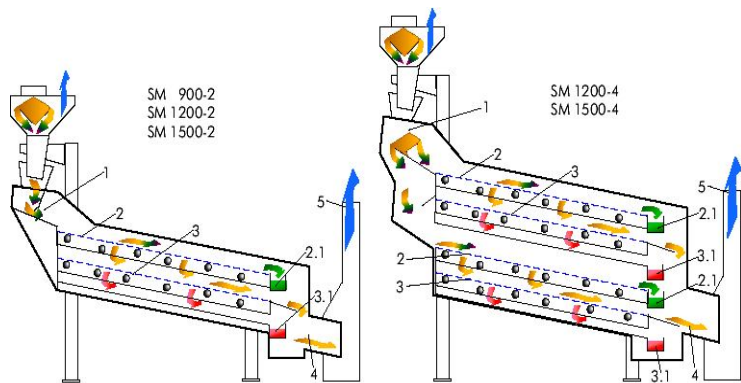


Fig.2.15. Separatorul vibrator Petkus cu unul și două blocuri de separare [161]

- 1.jgeab de alimentare; 2.sita superioară; 2.1.jgheab de evacuare superior; 3.sita inferioară; 3.1.jgheab de evacuare pentru sita inferioară; 4.produc curățat; 5.canal de aspirație

Sortatoarele cu site K-524; K-528 (fig.2.16) se utilizează pentru curățarea grosieră a cerealelor recoltate și treierate. Sortatoarele au în componență două blocuri oscilante cu site, suprapuse, care prin mișcarea vibratorie imprimată sitelor creează mișcarea relativă a materialului pe suprafețe de separare.

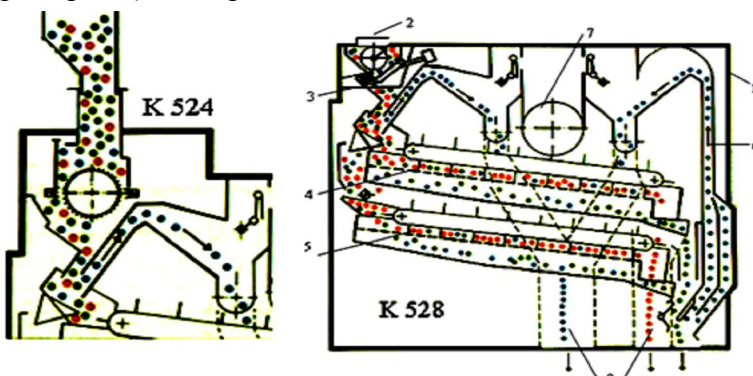


Fig.2.16. Sortatoarele cu site K-524; K-528 [161]

- 1.carcasă; 2.racord de alimentare; 3.clapete de alimentare; 4.sita superioară; 5.sita inferioară; 6.canale de aspirație; 7.mecanism de acționare; 8.canale de evacuare

2.2.3. Sistemul de curățire de la combinele de cereale

Combinele de recoltat cereale au în componență un sistem de curățire cu site cu mișcare de oscilație și ventilator, care fac curățirea amestecurilor de semințe care sosesc de la aparatul de treier, astfel încât în buncărul combinei să fie stocate numai semințele relativ curate.

În fig. 2.25 este prezentată combina cu sistem de curățire cu două ventilatoare centrifugale, un transportor oscilant compus din trei părți distincte și două site suprapuse.

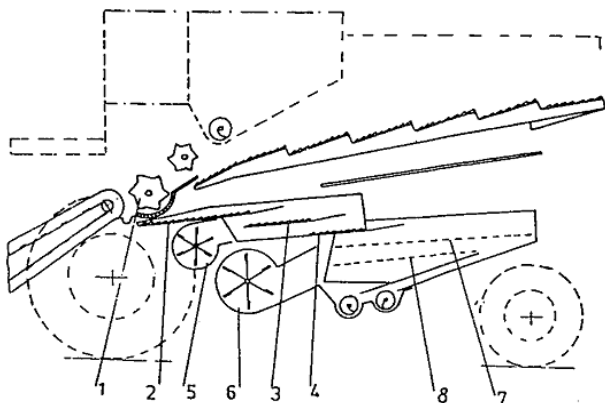


Fig.2.25. Sistem de curățire utilizat la unele combine ale firmei Class OHS [145]

1.aparat de treier; 2,3, 4.transportoare oscilante de vraf;
5,6.ventilatoare centrifugale; 7,8.site

2.2.4. Sita plană pentru cernerea produselor de măcinăș

Sita plană este un utilaj la cernere, sită multiplă care însumează mai multe site așezate suprapus, puse simultan în mișcare de un organism liber oscilant, imprimând suprafețelor de cernere, o mișcare circulară plană.

Sita plană oferă posibilitatea sortării unui amestec de produse măcinate în mai multe fracțiuni de aceeași granulație sau de granulații apropiate [81, 94, 105, 144, 164].

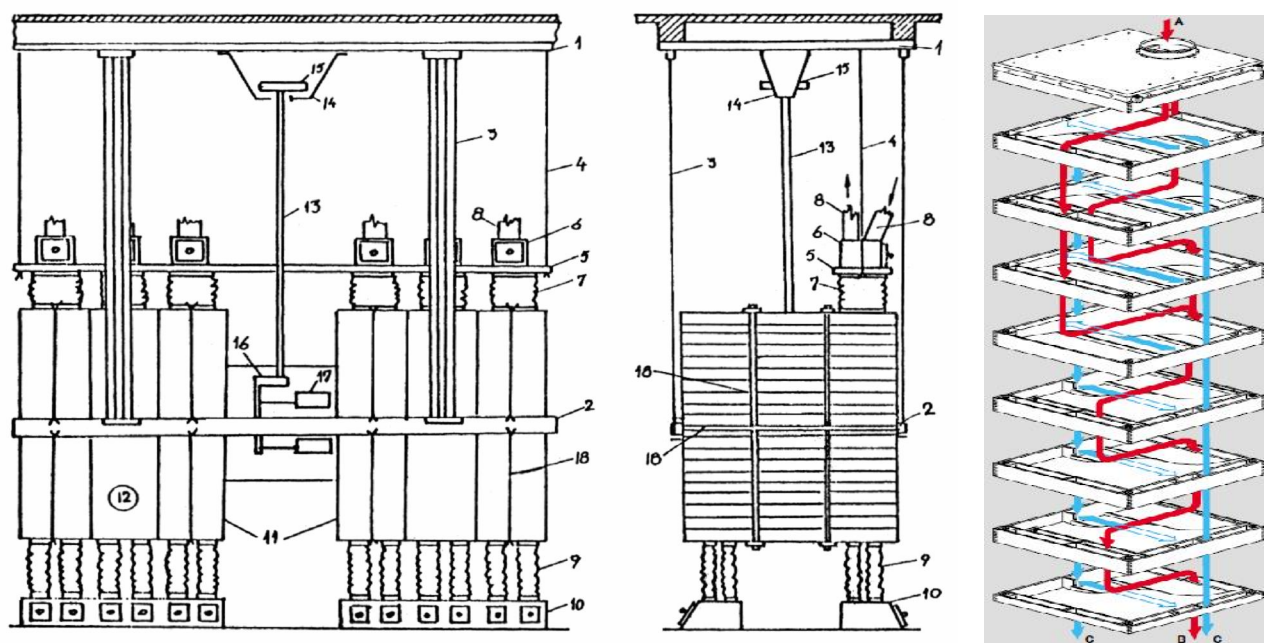


Fig.2.26. Schema constructivă a unei mașini cu site din seria SPP [164]

1,2.cadru de susținere (superior și inferior); 3.elemente de suspendare (trestie, bambus, fag fiert, cablu metalic);
4.vergele suspendare masă de alimentare 5; 6.casete de alimentare; 7,9.burdufuri flexibile; 8,8'.conduțe de alimentare,
respectiv de aspirație; 10.casete de evacuare; 11.corpuri de sită; 12.compartimente de sită; 13.arbore de acționare;
14.lagăr de suspendare; 15.roată de acționare; 16.cuplă excentrică; 17.contragreutăți; 18.tiranți de susținere;
19,20,21,22.dispozitiv de suspendare în repaus.

Mașina dublă pentru curățirea grișurilor MDG500 (fig.2.27) este prevăzută cu un singur rând de rame, cu lățimea de 500 mm și este destinată efectuării operațiilor de curățire și sortare a grișurilor în industria morăritului.

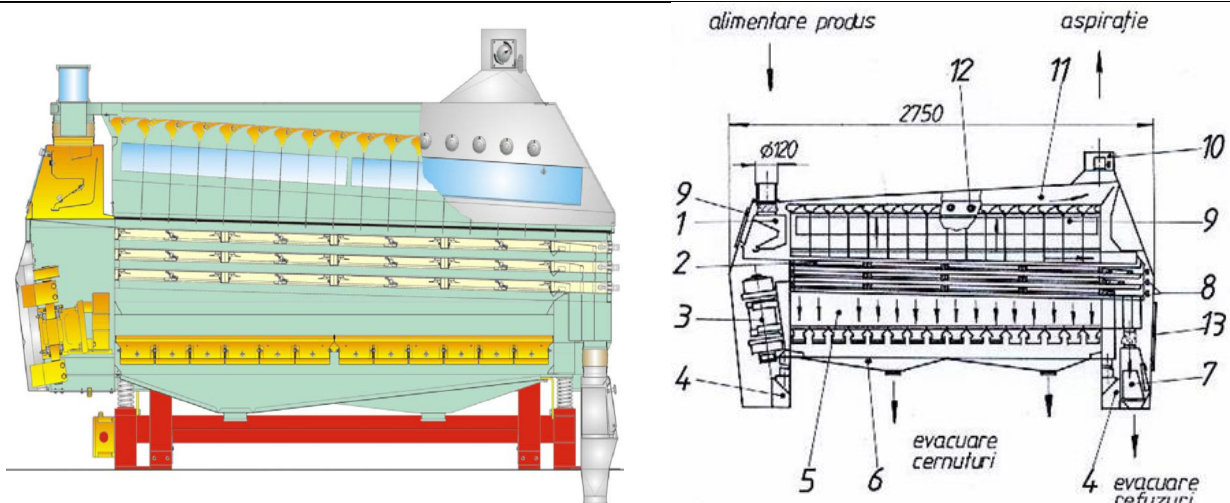


Fig.2.27. Mașina dublă pentru curățirea grișurilor MDG500 [94, 162]

1.pâlnie alimentare; 2.rame cu site; 3.electrovibrator; 4.cadru; 5.batiu; 6.pâlnie evacuare refuzuri; 7.casetă evacuare refuzuri; 8.dispozitiv blocare site; 9.ușă vizitare; 10.supapă; 11.cameră aspirație; 12.dispozitiv reglare aer; 13.capac.

2.3. Indici de apreciere a eficienței procesului de separare

La cernerea produselor de măcinș se pun două probleme: realizarea unei capacități cât mai mare de prelucrare și obținerea unui efect cât mai bun de separare a cenuțului.

Accelerând circulația produsului pe sită și permițând o alimentare mai mare, scade randamentul de separare a cenuțului și trebuie repetată cernerea, pentru a nu pierde o parte din cenuț. Procesul de separare a semințelor pe site este influențat de numeroși factori, cum ar fi gradul de încărcare a sitei, componența granulometrică a materialului supus separării, dimensiunile sitei, diferența dintre dimensiunile semințelor care se separă și dimensiunile orificiilor prin care trec, regimul cinematic al sitei, natura semințelor care se separă, etc. Intensitatea de separare scade de la capătul de alimentare către capătul de evacuare al sitei, deoarece probabilitatea de trecere a semințelor mici prin orificii se micșorează pe măsură ce diferențele între dimensiunile semințelor și cele ale orificiilor se reduc.

Cel mai adesea, un utilaj de curățire și sortare a unui amestec de semințe are în componență două site care realizează separarea după dimensiuni (b – lățime sau c - grosime).

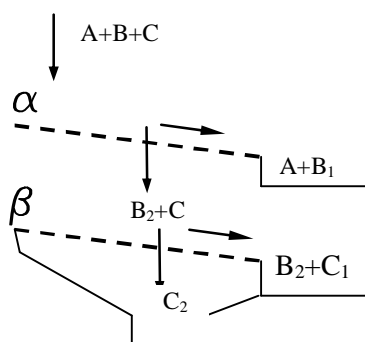


Fig.2.30. Diagrama tehnologică a procesului de separare

Pentru cazul ales (fig.2.30), amestecul granular se împarte în trei componente, A , B , C . Dacă presupunem că cele trei componente au particule cu dimensiunile medii a , b , c , atunci orificiile celor două site α respectiv β se aleg astfel: $a > \alpha > b > \beta > c$.

unde: A (de masă m_A) – impurități mari; B (de masă m_B) – componenta de bază; C (de masă m_C) – impurități mici.

În condiții de separare ideală, pe sita de sus vor rămâne numai particulele cu dimensiunea a , iar prin orificiile sitei de jos vor trece toate particulele componentei C cu dimensiunea medie a particulelor c .

Indicii de apreciere a procesului de separare (curățire) pentru un amestec de semințe sunt: pierderile de semințe ale culturii de bază, la capătul de evacuare al sitei (sau la marginea acesteia pentru o sită conică) și puritatea materialului de bază separat și colectat.

Presupunând că semințele culturii de bază se găsesc în cantitatea m_B în amestecul inițial, pierderile de semințe în (%) pot fi determinate cu următoarea relație:

$$p(\%) = \frac{m_{B_1}}{m_B} \cdot 100 (\%) \quad (2.9)$$

m_{B_1} - masa fracției neseperate din componenta B;
 m_{B_2} - masa fracției separate din componenta B

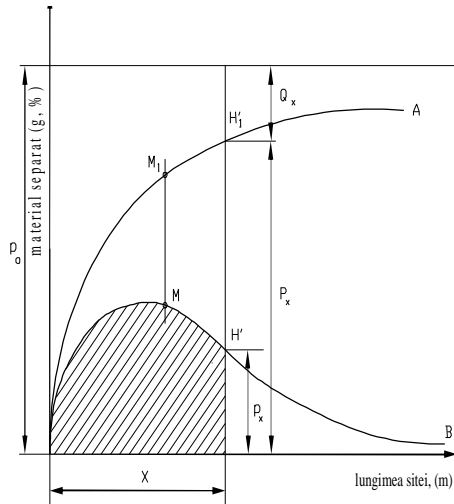
unde: $m_B = m_{B_1} + m_{B_2}$

$$P(\%) = \frac{m_{B_2}}{m_{B_2} + m_{C_1}} \cdot 100 (\%) \quad (2.10)$$

În practică nu există niciodată o separare totală a componentei cu dimensiuni mai mici decât orificiile sitei de separare și de fiecare dată vom regăsi în materialul rămas pe sită și colectat la capătul de

evacuare al acesteia, o parte din particulele componentei cu dimensiuni mai mici decât orificiile.

Pe baza datelor experimentale, operația unitară de cernere se poate reprezenta grafic prin două curbe după cum se poate observa și din fig. 2.31.



- curba OM₁A reprezintă curba extracției totale a cernutului și ne oferă informații despre cantitatea totală de cernut P_x, obținută pe lungimea x de sită, adică: P_x = F(x);
- curba OMB reprezintă curba de distribuție a cernutului, și ne arată informații referitoare la productivitatea p la distanța x de la origine, ea apare ca fiind o curbă diferențială a curbei OM₁A, adică: $p = f(x) = F'(x)$

Fig. 2.31. Curbele procesului de separare [46, 47]

3 GENERAREA MIȘCĂRII OSCILANTE ȘI GENERATOARE DE VIBRAȚII

3.1. Generarea mișcării oscilante cu mecanisme bielă manivelă și excentrice

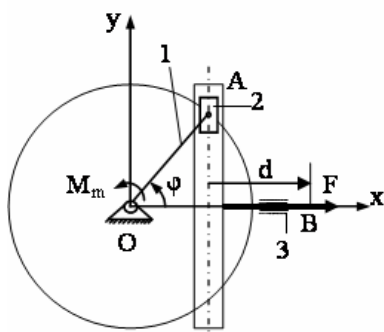


Fig.3.3.Mecanism cu culisă oscilantă [151, 155]

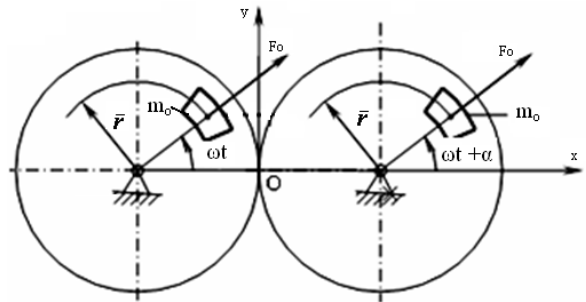


Fig.3.9.Generator de oscilații rotitoare cu două mase defazate de același sens de rotație [74, 75, 76, 151]

Pentru mecanismul din figura 3.4 se obține un sistem de 2 ecuații în care o ecuație diferențială de ordinul întâi neliniară a cărei soluție generală se cunoaște

$$\dot{\varphi}^2 = 2 \frac{M_m \varphi - F r (1 - \cos \varphi)}{J_0 + \frac{1}{2} m_2 r^2 - \frac{1}{2} m_3 r^2 \cos 2\varphi} \quad (3.10)$$

Expresia vectorială a forței excitatoare este:

$$\vec{F} = i 2F_0 \cos \frac{\alpha}{2} \cos \left(\omega t + \frac{\alpha}{2} \right) + j 2F_0 \cos \frac{\alpha}{2} \sin \left(\omega t + \frac{\alpha}{2} \right)$$

În cazul existenței unui defazaj între mișcările celor două mase rotitoare apare și un moment cu o variație armonică de expresie vectorială:

$$\vec{M} = k 2F_0 r \sin \frac{\alpha}{2} \cos \left(\omega t + \frac{\alpha}{2} \right) \quad (3.23)$$

3.2. Generarea vibrațiilor cu mase neechilibrate în mișcare de rotație

Generatoarele de vibrații cu mase neechilibrate în mișcare de rotație dezvoltă forțe de inerție cu variație periodică ca urmare a rotirii unor mase neechilibrate excentrice. Cele mai utilizate mase neechilibrate sunt volanții static neechilibrați, la care centrul de masă nu se află pe axa de rotație. Se utilizează și volanți neechilibrați dinamic, la care momentele de inerție centrifugale sunt diferite de zero sau combinații între aceste două tipuri de volanți.

Valoarea absolută, orientarea în spațiu și caracterul variației în timp a forțelor și momentelor dezvoltate depind de mișcarea organului ce trebuie acționat, precum și de motorul ce antrenează masele neechilibrate.

Din multitudinea schemelor posibile de generatoare cu mase neechilibrate s-au ales cele mai simple, dar care acoperă cea mai mare parte a cazurilor practice.

Se neglijează interacțiunea dintre forțele și momentele dezvoltate în axele volanților și motorul de antrenare astfel încât rotația se desfășoară cu viteză unghiulară constantă.

Mașinile de cernut care au în componență blocuri de separare cu site plane cu mișcare oscilantă pot fi acționate cu diferite sisteme sau mecanisme de acționare, cum sunt mecanismele cu excentric sau generatoare de vibrații cu mase neechilibrate în mișcare de rotație. Acestea pot fi mecanisme autobalansoare (cu rotația contragreutăților în plan vertical) sau mecanisme denumite electrovibratoare (rotația contragreutăților în plan orizontal).

Generatorul de vibrații de tip electrovibrator (fig.3.17) este alcătuit dintr-un motor electric și două contragreutăți la ambele capete ale arborelui rotorului. În general, pe o mașină de cernut se amplasează două generatoare de vibrații de tip electrovibratoare, fie de o parte și de cealaltă a blocului de separare cu site, fie ambele la același capăt al blocului de separare, pentru o mișcare unidirecțională a acestuia.

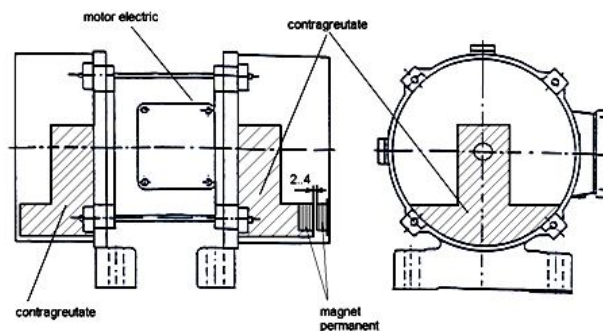


Fig.3.17. Schema constructivă a unui generator de vibrații cu două contragreutăți [169]

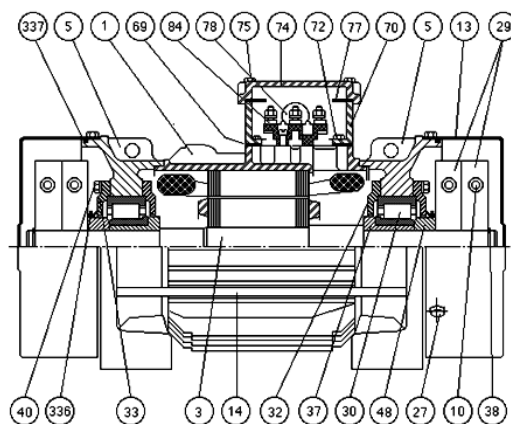


Fig.3.18. Schema constructivă a unui motor electric vibrator cu două contragreutăți, Aviteq GmbH [169]

1.carcasă; 2.arborele rotorului; 3.-.5.apărători; 10,27,40,72,75.șuruburi; 13.carcasa contragreutăților; 14.tije de montaj; 29.contragreutăți; 30.rulmenți; 32.capace interioare lagăre; 33.capace exterioare lagăre; 37.bucșe elastice rulmenți; 38.inele de siguranță; 48.bucșe de distanțare; 69.garnitură; 70.cutie conexiuni; 74.capac cutie conexiuni; 77.garnitură capac; 78.manșon cablu; 84.bloc conexiuni; 336.inel; 337.garnituri

3.3. Elemente elastice de sprijin ale sistemelor oscilante și caracteristicile elementelor elastice

Elementele elastice de suspendare a blocurilor de site trebuie să permită mișcarea oscilantă liberă a acestora, fără să introducă vibrații suplimentare, dar și oprirea cât mai rapidă a mișcării la sfârșitul procesului fără intrarea în vibrația de rezonanță care poate conduce la deteriorarea elementelor elastice și a mașinii, în general.

Când generarea vibrațiilor se face după o direcție oarecare este necesar să se cunoască atât constanta de elasticitate longitudinală cât și constanta de elasticitate transversală. Elasticitatea unui element elastic depinde de forma sa constructivă și poate fi calculată cu una din expresiile:

$$- c = \frac{3EI}{l^3} \text{ – pentru suportți elastici articulați la un capăt și încadrați la celălalt;}$$

$$- c = \frac{12EI}{l^3} \text{ – pentru suportți dublu încadrați;}$$

$$- c = \frac{G \cdot d_s^4}{8D_m^3 \cdot n} \text{ – pentru suportți de tip elicoidal;}$$

$$- c = \frac{A_s \cdot E}{l} \cdot k_{din} \text{ – pentru suportți din cauciuc (} k_{din} = 1,4 \text{),}$$

unde: E, G sunt modulele de elasticitate, longitudinal și transversal, pentru materialul suportților elastici ($G = 7,8 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ pentru oțel de arc; $E = (4 - 8) \cdot 10^{-2} \text{ MPa}$ pentru cauciuc moale); I – momentul de inerție al secțiunii transversale a suportților

$$- I = \frac{b \cdot h^3}{12} \text{ – pentru secțiune dreptunghiulară;}$$

$$- I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \text{ – pentru secțiune circulară;}$$

$$- I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \text{ – pentru secțiune inelară;}$$

d_s – diametrul sârmei arcului elicoidal; D_m – diametrul mediu al arcului; n – numărul de spire active ale resortului elicoidal; A_s – aria secțiunii suportului.

Blocul de separare cu site al separatorului intensiv SI-816 este suspendat pe patru suportți elastici din cauciuc (40-45 shöre) cu lungimea $l = 95 \text{ mm}$ și secțiunea inelară, având diametrul exterior $D' = 80 \text{ mm}$ și $d' = 28 \text{ mm}$ în secțiunea de prindere la batiu (fig.3.33).

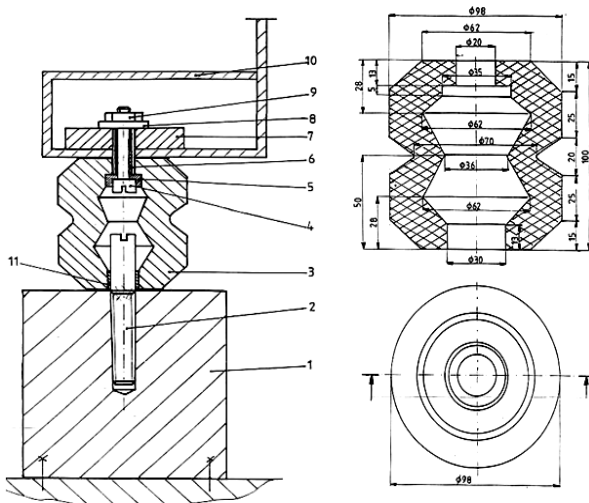


Fig.3.33. Schema asamblării elementului elastic și de amortizare la cadrul oscilant al separatorului intensiv SI-816 [24, 104, 151]
 1. suport din fontă cenușie; 2. bolț prezon; 3. element elastic și de amortizare; 4. șurub cu cap despicat; 5. șaibă metalică; 6. bucsă metalică; 7. șaibă din cauciuc pânzat; 8. șaibă metalică; 9. piuliță; 10. corpul oscilant al separatorului

Coeficientul de rigiditate dinamică pe direcție verticală a unui suport elastic este dat de relația:

$$k_{1y} = \frac{A \cdot E}{h} \cdot k_{din} \quad (3.49)$$

unde: A este aria secțiunii transversale perpendiculară pe direcția verticală; h – înălțimea blocului din cauciuc; k_{din} – coeficient dinamic ($k_{din} \cong 1,4$)

4. ASPECTE TEORETICE PRIVIND MODELAREA FIZICĂ ȘI MATEMATICĂ A FENOMENELOR VIBRATORII LA BLOCURILE CU MIȘCARE VIBRATORIE

4.1. Modelarea generatorului de vibrații cu două mase excentrice în mișcare de rotație

Astfel, generatorul cu o singură masă neechilibrată (fig.4.1) dezvoltă o forță perturbatoare de modul constant, $F_o = m_o \cdot r \cdot \Omega^2$ ce se rotește cu viteza unghiulară Ω .

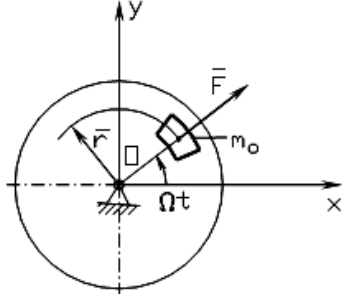


Fig.4.1. Schema generatorului de vibrații cu o singură masă neechilibrată [74, 133, 143]

Forța perturbatoare se exprimă vectorial sub forma:

$$\vec{F} = m_o \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot \cos(\Omega t) \cdot \vec{i} + m_o \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot \sin(\Omega t) \cdot \vec{j}$$

unde: m_o este masa neechilibrată, r – excentricitatea (distanța de la axa de rotație la centrul de masă al masei m_o), iar Ω – viteza unghiulară a volantului ce susține masa neechilibrată.

O forță perturbatoare cu variația armonică a amplitudinii, dar de direcție fixă (forță perturbatoare dirijată) se obține prin rotirea a două mase neechilibrate identice în jurul aceluiași ax, dar în sensuri contrare (fig.4.2,a) sau prin rotirea a două volante neechilibrate identice în sensuri contrare (fig.4.2,b).

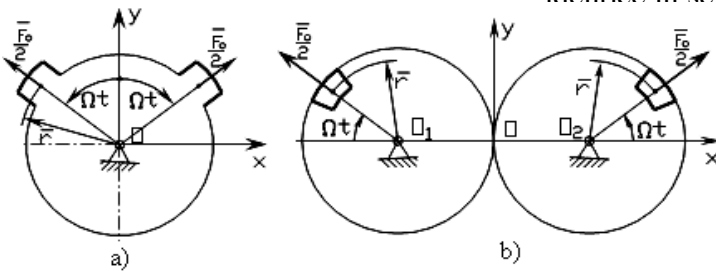


Fig.4.2. Schemele generatoarelor de vibrații cu două mase neechilibrate pe același arbore, respectiv cu două mase neechilibrate pe două volante diferite [72, 74, 133, 143]

În ambele cazuri, expresia vectorială a forței perturbatoare rezultante este:

$$\vec{F} = 2 \cdot m_o \cdot r \cdot \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \vec{j} = F_o \cdot \sin(\Omega t) \cdot \vec{j} \tag{4.2}$$

adică o forță perturbatoare de direcție fixă cu variație armonică.

4.2. Dinamica blocurilor de site rezemate elastic

În fig. 4.4 este prezentat modelul de calcul dinamic al unei mașini vibratoare.

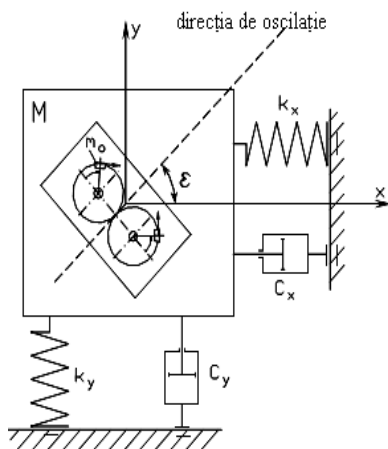


Fig.4.4. Modelul de calcul dinamic al unei mașini vibratoare cu două volante [72, 74, 151]

Prin k_x și k_y s-au notat constantele de rigiditate echivalente pe direcție transversală și longitudinală la arcurilor, iar prin c_x și c_y , pentru generalitate, s-au notat constantele de amortizare corespunzătoare sistemului.

Sistemul fiind centrat se face ipoteza că direcțiile principale ale forțelor elastice coincid cu cele ale forțelor de amortizare.

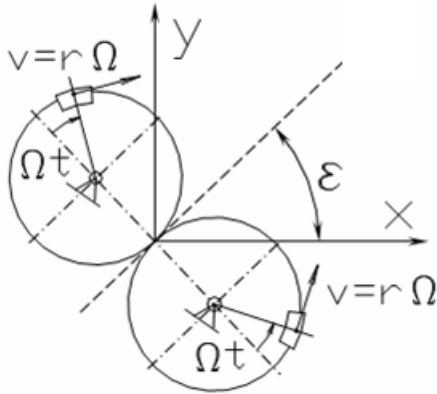
Deoarece rigidul este rezemat pe patru arcuri identice de rigiditate longitudinală k_{1y} și rigiditate transversală k_{1x} , așezate în paralel, atunci constantele generale vor fi:

$$k_y = 4 \cdot k_{1y} \text{ și } k_x = 4 \cdot k_{1x} \tag{4.3}$$

În mod asemănător, coeficienții de amortizare echivalenți sunt: $c_y = 4 \cdot c_{1y}$ și $c_x = 4 \cdot c_{1x}$

$$\tag{4.4}$$

Pentru determinarea ecuațiilor diferențiale ale mișcării se utilizează ecuațiile lui Lagrange de ordinul doi. Se aleg coordonate generalizate deplasările pe direcțiile axelor, $q_1 = x$ și $q_2 = y$.



Prin aplicarea ecuațiilor lui Lagrange se obțin ecuațiile diferențiale ale mișcării pentru modelul popus în figura 4.5.

$$\begin{cases} M \ddot{x} + 2m_o \ddot{x} - 2m_o \Omega^2 r \sin \Omega t \cos \varepsilon = -k_x x - c_x \dot{x} \\ M \ddot{y} + 2m_o \ddot{y} - 2m_o \Omega^2 r \sin \Omega t \sin \varepsilon = -k_y y - c_y \dot{y} \end{cases} \quad (4.14)$$

Utilizând notația: $F_o = 2 \cdot m_o \cdot \Omega^2 \cdot r$ sistemul se scrie sub forma:

$$\begin{cases} (M + 2m_o) \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = F_o \sin \Omega t \cos \varepsilon \\ (M + 2m_o) \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = F_o \sin \Omega t \sin \varepsilon \end{cases} \quad (4.15)$$

Fig.4.5. Modelul cinematic al sistemului cu două contragreutăți centrifugale [72, 74, 151]

Amplitudinile vibrațiilor după cele două direcții sunt prezentate în relațiile 4.22 și 4.23.

$$A_x = \frac{2m_o \cdot \Omega^2 \cdot r \cdot \cos \varepsilon}{(M + 2m_o)(\omega_{ox}^2 - \Omega^2)} \quad (4.22); \quad A_y = \frac{2m_o \cdot \Omega^2 \cdot r \cdot \sin \varepsilon}{(M + 2m_o)(\omega_{oy}^2 - \Omega^2)} \quad (4.23)$$

Pentru mașina de griș MDG-46x24, echipată cu două generatoare de vibrații de tip MAVAR 112-6-7 ($F_c=7000$ N; $P=0,4$ kW; $M_t=0,81$ Nm; $n=1000$ rot/min; masa totală 75 kg), masa blocului cu site este de 437,8 kg determinată din rel.4.22 și 4.23 pentru unghiul direcției de oscilație $\varepsilon=7^\circ$.

Aceasta este suspendată pe patru arcuri elicoidale din oțel de arc cu diametrul mediu de înfășurare $\phi 70$ mm, diametrul sârmei $\phi 8$ mm și 7 spire active, la care se cunoaște modulul de elasticitate transversal $G = 7,8 \cdot 10^4$ MPa. Cu aceste date s-au calculat coeficienții de rigiditate k_x și k_y , care au condus la obținerea valorilor $k_{1x} = 3,503 \cdot 10^6$ N/m, respectiv $k_{1y} = 2,97 \cdot 10^7$ N/m.

Cu valorile pentru rigiditățile celor patru arcuri elicoidale ale mașinii s-au determinat pulsațiile proprii ale acestora, obținându-se valorile $\omega_{ox} = 175,51$ s⁻¹ și $\omega_{oy} = 511,1$ s⁻¹. S-au calculat apoi valorile pentru q_x și q_y , respectiv : $q_x = 30,552$ m/s² și $q_y = 3,751$ m/s². Dacă se ține seama de regimul tranzitoriu, atunci ecuațiile de mișcare au expresiile:

$$x = \frac{q_x}{\omega_{ox}^2 - \Omega^2} \left[\sin(\Omega t) - \frac{\Omega}{\omega_{ox}} \sin(\omega_{ox} t) \right]; \quad y = \frac{q_y}{\omega_{oy}^2 - \Omega^2} \left[\sin(\Omega t) - \frac{\Omega}{\omega_{oy}} \sin(\omega_{oy} t) \right] \quad (4.26)$$

Pentru acest caz au fost calculate în programul MathCad valorile termenilor ecuațiilor și apoi s-a trasat în Microsoft Excel graficele pentru variațiile amplitudinii mișcării pe direcția Ox, respectiv pe direcția Oy, obținându-se diagramele prezentate în fig. 4.9 – 4.10 în rezumatul lucrării respectiv fig.4.6 – fig.4.10 în cadrul tezei de doctorat [151].

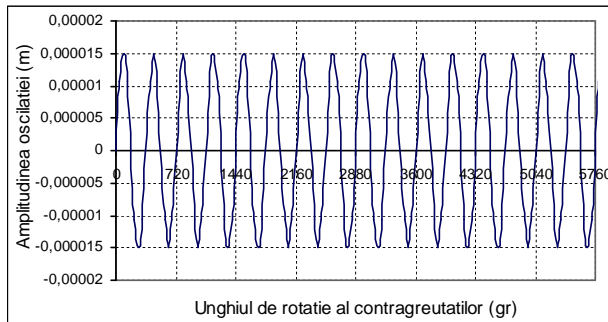


Fig.4.9. Oscilațiile verticale ale sistemului în regim de lucru permanent (pe direcția Oy)

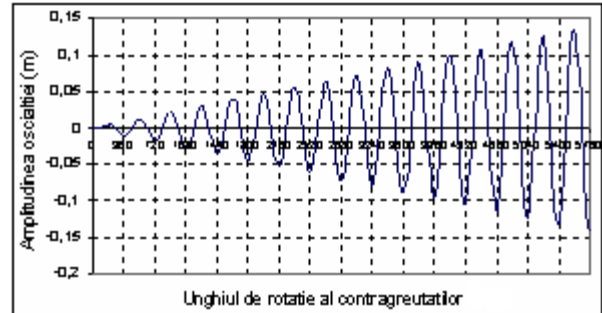


Fig.4.10. Oscilațiile sistemului 4.4la rezonanță pe direcția Oy [151]

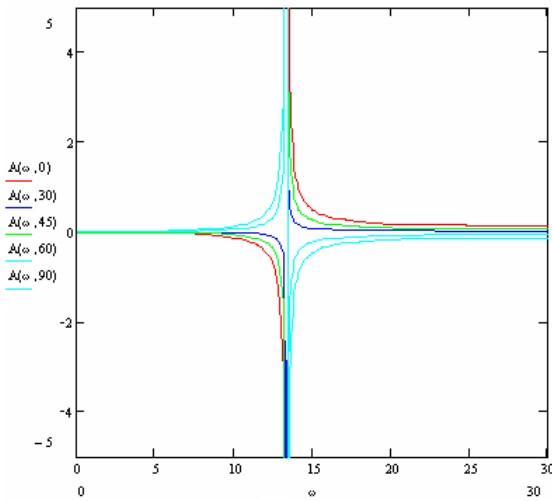


Fig.4.13. Variația amplitudinii vibrației pentru diferite viteze unghiulare ale volantului

$$A = \frac{2mR \cos \varepsilon}{(M + 2m) - \frac{1}{\omega^2} \left[cz + \frac{(M + 2m)g}{l} \right]} \quad (4.41)$$

- lungimea suportilor elastici este $l=345 \text{ mm}$
- M - masa blocului de separare (inclusiv a generatoarelor de vibrații fără masa contragreutăților) $M=437,75 \text{ kg}$
- m - masa celor două contragreutăți ale unui generator de vibrații $m=75 \text{ kg}$
- rigiditatea unui suport este $c=88738,7 \text{ N/m}$
- R reprezintă raza de rotație a centrului de greutate al contragreutăților unui generator de vibrații, $R=0,4 \text{ m}$
- ω viteza unghiulară a volantului ce susține masa neechilibrată (variabil în timp)

În fig.4.13 este reprezentată variația amplitudinii vibrației sistemului din relația 4.41, utilizând programul MathCAD versiunea 13.

4.4. Aspecte teoretice privind mișcarea relativă a materialului pe suprafața vibratoare

Mișcarea relativă a materialului sub formă de particule izolate pe o sită vibratoare cu mișcare de traslație alternativă poate fi caracterizată prin valorile indicilor k_s , k_j , k_0 , k , derivați din analiza forțelor care acționează asupra materialului, [23, 145].

$$k_s = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon + \alpha + \varphi)}, \quad (4.51) \text{ - indicele regimului cinematic pentru deplasarea în sus pe sită}$$

$$k_j = \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\varepsilon + \alpha - \varphi)}. \quad (4.53) \text{ - indicele regimului cinematic pentru deplasarea în jos pe sită}$$

$$k_0 = \frac{\cos \alpha}{\sin(\varepsilon + \alpha)} \quad (4.56) \text{ - indicele regimului cinematic pentru desprindere}$$

$$k = A\omega^2 / g \text{ - indicele efectiv al regimului cinematic al sitei}$$

Cunoscând valorile indicilor k_s , k_j , k_0 și valoarea indicelui efectiv de funcționare k , se poate stabili tipul mișcării relative a particulei pe sită, funcție de relația de ordine existentă între aceste mărimi:

I) repaus relativ, $k < \{k_s, k_j, k_0\}$;

II) deplasare relativă într-un singur sens:

a. numai în sus, $k_s < k < k_j$;

a1.cu desprindere $k > k_0$;

a2.fără desprindere, $k < k_0$;

b. numai în jos, $k_j < k < k_s$;

b1.cu desprindere $k > k_0$;

b2.fără desprindere, $k < k_0$;

deplasare relativă în ambele sensuri:

a. mai mult în sus, $k > k_j > k_s$;

Separarea decurge în condiții normale dacă se asigură materialului o deplasare în ambele sensuri pe sită, mai mult într-un sens (funcție de punctul de evacuare al refuzului), cu sau fără desprindere în funcție de dimensiunea după care se face separarea), adică atunci când este îndeplinită una dintre relațiile III.a1; III.a2; III.c1; III.c2.

a1.cu desprindere $k > k_0$;

a2.fără desprindere, $k < k_0$;

b. egal, $k > k_s = k_j$;

b1.cu desprindere $k > k_0$;

b2.fără desprindere, $k < k_0$;

c. mai mult în jos, $k > k_s > k_j$;

c1.cu desprindere $k > k_0$;

c2.fără desprindere, $k < k_0$;

IV) desprindere pură $\varepsilon = \pi/2$ și $k > k_0$

5. CONTRIBUȚII TEORETICE LA MODELAREA MATEMATICĂ A UNUI UTILAJ DE SEPARARE CU SITĂ CONICĂ VIBRATOARE SUSPENDATĂ

5.1. Stand experimental cu sită conică suspendată cu mișcare circulară oscilantă

Pentru studiul fenomenelor vibratorii la utilajele din domeniul prelucrării produselor agricole s-a avut în vedere conceperea, proiectarea și realizarea unui stand experimental având în componență o suprafață de separare conică exterioară cu ax vertical suspendată în trei puncte echidistante la o distanță egală de axa verticală a conului, cu ajutorul a trei cabluri metalice, atât la partea de sus cât și la partea de jos.

Schema instalației experimentale este prezentată în fig.5.1

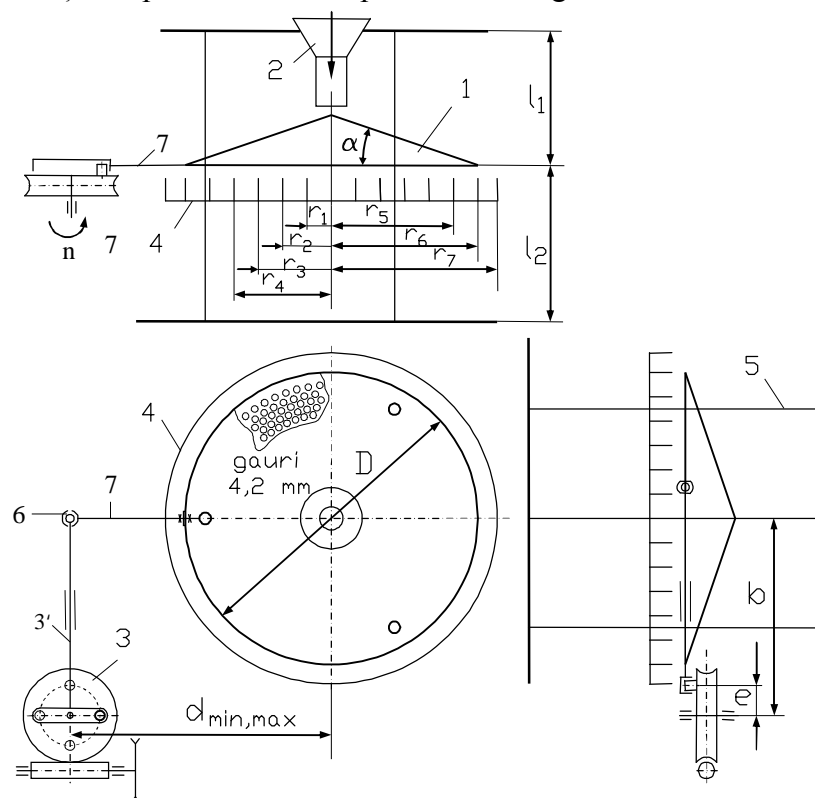


Fig. 5.1. Schema standului experimental cu sită conică suspendată

1. sită conică cu orificii circulare; 2. pâlnie de alimentare; 3. mecanism de acționare cu roată melcată și culisă oscilantă; 3'. brațul culisei oscilante; 4. cutia de colectare a materialului separat; 5. cabluri metalice de suspendare; 6. articulație sferică; 7. braț radial de legătură a mecanismului de acționare cu sita

Suprafața conică de separare este realizată din tablă perforată cu orificii circulare având diametrul ϕ 4,2 mm, și un diametrul la baza conului ϕ 430 mm.

Înclinarea generatoarei conului față de suprafața orizontală este de circa 8° .

Diametrul cablurilor de oțel este ϕ 1,5 mm. Mecanismul de acționare al sitei a fost astfel conceput încât să asigure în principal o mișcare circulară alternativă cu o anumită amplitudine, măsurată la marginea sitei conice, de o parte și 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).

Așa cum se arată în schema din fig.5.1, mecanismul de acționare este compus dintr-un motor electric de curent alternativ cu puterea de 710 W și 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 mișcării oscilante și anume a frecvenței de oscilație, F și 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 prin articulația sferică 6, (fig.5.1).

Densitatea orificiilor circulare pe suprafața de separare a fost de 2.25 orif/cm^2 , ceea ce a condus la o suprafață activă de aproximativ 31%, lungimea cablurilor de suspendare ale sitei fiind $l_1=240 \text{ mm}$, $l_2 = 180 \text{ mm}$ (vezi fig.5.1).

5.2. Modelarea cinematică a mașinii vibratoare cu suprafață de separare conică

Pentru studiul teoretic și modelarea matematică a acestui utilaj au fost folosite unele ipoteze simplificatoare:

- centrul de masă al ansamblului sită conică – braț de legătură cu mecanismul de acționare se află în permanență pe orizontală și pe direcția radială a brațului de legătură (se neglijează deplasarea pe verticală a sitei);
- mișcarea butonului sistemului de acționare a fost considerată o mișcare oscilatorie armonică rectilinie care conduce la deplasarea pe două direcții (în plan orizontal) a centrului sitei conice și a întregului ansamblu de separare;
- în aceste condiții mișcarea sitei devine o mișcare plan paralelă definită de doi parametri (în sistem de coordonate polare);
- suprafața de separare a sitei conice a fost considerată o suprafață plană, fără să se țină seama de influența orificiilor asupra mișcării generale a sitei;
- s-a neglijat influența curenților de aer asupra utilajului de separare;
- s-a luat în considerare o elasticitate uniformă a cablurilor de suspendare, prin constante de elasticitate diferite ale cablurilor de la partea de sus și de jos, (s-a ținut seama de alungirea acestora la deplasarea pe orizontală a acestuia).

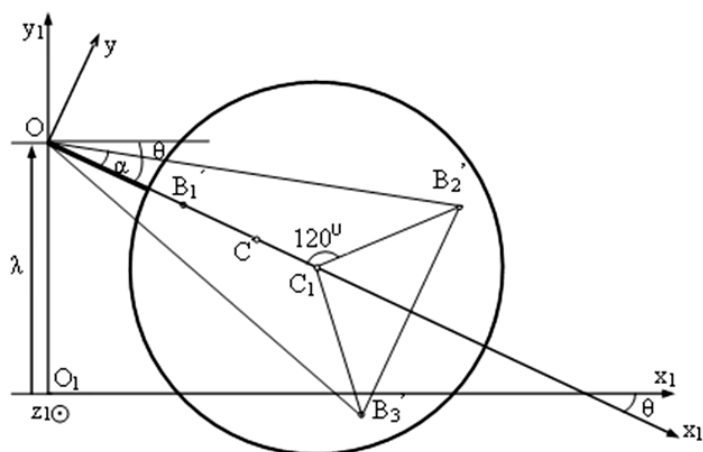


Fig.5.3. Reprezentarea sitei într-o poziție curentă

S-au considerat momentele de inerție diferite pentru brațul de legătură și pentru sita conică și s-a calculat momentele de inerție pentru ansamblu oscilant.

S-a determinat coordonatele centrului de masă al întregului ansamblu oscilant necesar în stabilirea ecuației energiei cinetice a ansamblului utilizată apoi în aplicarea ecuației lui Lagrange.

S-a considerat că în articulația brațului de legătură cu tija mecanismului de acționare, acționează o forță generatoare de vibrație oscilatorie armonică cu amplitudine cunoscută.

Antrenarea cinematică a sitei se calculează prin imprimarea unei mișcări oscilatorii armonice rectilinii a articulației O.

Rezultă prin neglijarea deplasării pe verticală, o mișcare plan-paralelă a sitei definită de parametrii (coordonatele generalizate):

$$\lambda = O_1O \text{ și } \hat{\theta} = \varphi(Ox; Ox_1) \quad (5.8)$$

În urma studiului dinamic al utilajului de separare au fost obținute ecuațiile diferențiale ale mișcării cu ajutorul ecuațiilor lui Lagrange în raport cu cele două coordonate generalizate alese.

În rezumatul tezei este prezentată ecuația diferențială a mișcării în raport cu coordonata generalizată λ .

$$\begin{aligned}
 m\ddot{\lambda} - m\xi\ddot{\theta}\cos\theta + m\xi\dot{\theta}^2\sin\theta = F_o\sin\Omega t - \frac{1}{2}k_1 & \left[2\lambda - a_{13}\sin\theta - \frac{2\ell_1(2\lambda - a_{13}\sin\theta)}{2\sqrt{a_{11} + \lambda^2 - a_{12}\cos\theta - a_{13}\lambda\sin\theta}} \right] - \\
 - \frac{1}{2}k_1 & \left\{ 2\lambda - a_{24} - a_{25}\sin(\alpha - \theta) - \frac{2\ell_1[-a_{24} - a_{25}\sin(\alpha - \theta)]}{2\sqrt{a_{21} + a_{22}\cos(\alpha - \theta) - a_{23}\sin(\alpha - \theta) - \lambda a_{24} - a_{25}\lambda\sin(\alpha - \theta)}} \right\} - \\
 - \frac{1}{2}k_1 & \left\{ 2\lambda - a_{33} - a_{35}\sin(\alpha + \theta) - \frac{2\ell_1[-a_{34} - a_{35}\sin(\alpha + \theta)]}{2\sqrt{a_{31} + a_{32}\cos(\alpha + \theta) - a_{33}\sin(\alpha + \theta) - \lambda a_{34} - a_{35}\lambda\sin(\alpha + \theta)}} \right\} - \\
 - \frac{1}{2}k_2 & \left[2\lambda + b_{13}\sin\theta - \frac{2\ell_2(2\lambda + b_{13}\sin\theta)}{2\sqrt{b_{11} + \lambda^2 - b_{12}\cos\theta + b_{13}\lambda\sin\theta}} \right] \quad (5.43) \\
 - \frac{1}{2}k_2 & \left\{ 2\lambda - b_{24} - b_{25}\sin(\alpha - \theta) - \frac{2\ell_2[-b_{24} - b_{25}\sin(\alpha - \theta)]}{2\sqrt{b_{21} + b_{22}\cos(\alpha - \theta) - b_{23}\sin(\alpha - \theta) - \lambda b_{24} - b_{25}\lambda\sin(\alpha - \theta)}} \right\} \\
 - \frac{1}{2}k_2 & \left\{ 2\lambda - b_{34} - b_{35}\sin(\alpha + \theta) - \frac{2\ell_2[-b_{34} - b_{35}\sin(\alpha + \theta)]}{2\sqrt{b_{31} + b_{32}\cos(\alpha + \theta) - b_{33}\sin(\alpha + \theta) - \lambda b_{34} - b_{35}\lambda\sin(\alpha + \theta)}} \right\}
 \end{aligned}$$

S-a realizat integrarea numerică utilizând limbajul Turbo Pascal [8, 69, 141] a ecuațiilor diferențiale ale mișcării cu metoda Runge – Kutta de ordinul IV [14, 80], iar datele obținute au fost transpuse în Excel, trasându-se traiectoria punctului de acționare a sitei (fig.5.4).

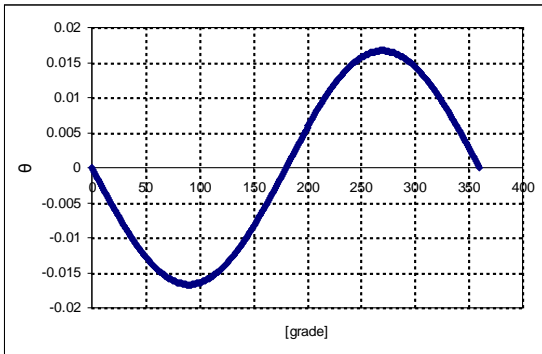


Fig.5.4. Traiectoria sitei în punctul de legătură cu brațul mecanismului de acționare, pentru valori cunoscute ale caracteristicilor geometrice și funcționale ale acesteia

5.3. Modelarea matematică a mișcării materialului pe suprafața sitei conice vibratoare

Studiul mișcării unei particule de material pe suprafața exterioară a sitei conice necesită, în primul rând, identificarea mișcării acesteia, care joacă rol de element transportator.

Schema forțelor ce acționează asupra particulei de greutate proprie G , aflate în punctul M este prezentată în fig.5.5.

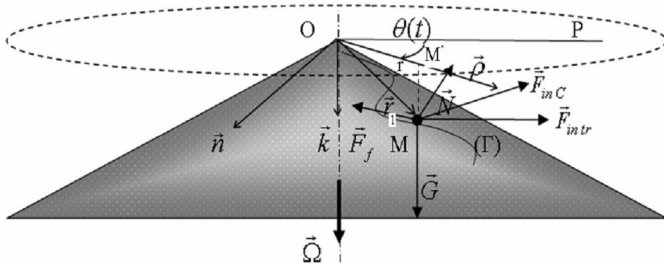


Fig.5.5. Schema forțelor ce acționează asupra particulei de pe sită

Pentru realizarea modelului matematic pentru determinarea mișcării materialului pe sita conică s-au făcut următoarele ipoteze de studiu: particulele sunt considerate puncte materiale; se consideră neglijabile interacțiunile (ciocniri, dispunerea în straturi, interacțiuni dinamice) dintre semințe; se consideră neglijabile forțele aerodinamice; nu se va ține cont de mișcarea de rostogolire pe sită, și se vor neglija mișcările de pivotare.

Prin explicitarea forțelor care acționează asupra unei particule aflată în mișcare se obțin două ecuații diferențiale ale mișcării unei particule de material:

$$\ddot{\theta} = -\frac{2\dot{r}(\dot{\theta} + \Omega)}{r} - \dot{\Omega} - \frac{\mu\dot{\theta} \left[g \sin \alpha - r(\dot{\theta} + \Omega)^2 \cos \alpha \right]}{\sqrt{\frac{\dot{r}^2}{\sin^2 \alpha} + r^2 \dot{\theta}^2}}$$

$$\ddot{r} = g \sin \alpha \cos \alpha + r(\dot{\theta} + \Omega)^2 \sin^2 \alpha - \frac{\mu\dot{r} \left[g \sin \alpha - r(\dot{\theta} + \Omega)^2 \cos \alpha \right]}{\sqrt{\frac{\dot{r}^2}{\sin^2 \alpha} + r^2 \dot{\theta}^2}}$$

În cadrul acestui subcapitol s-a realizat și program în limbajul Turbo Pascal ce permite integrarea numerică a ecuațiilor diferențiale ale mișcării unei particule de material prin metoda Runge Kutta de ordinul IV, rezultatele obținute în urma integrării numerice fiind transpuse grafic (fig.5.7-5.9) cu ajutorul programului Excel după cum urmează:

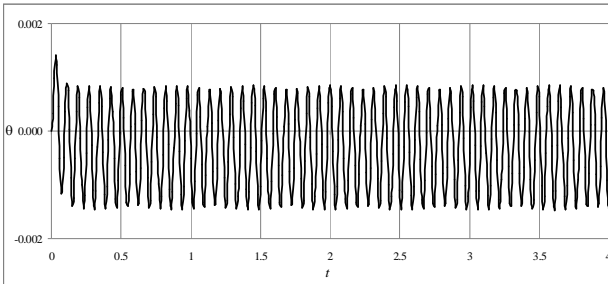


Fig.5.7. Variația cu timpul a unghiului de poziție a particulei pe suprafața sitei [131]

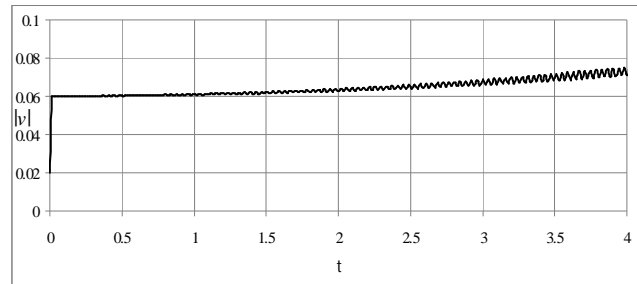


Fig.5.9. Variația modului vitezei relative a particulei în raport cu timpul [131]

5.4. Calculul amplitudinilor oscilațiilor sitei pe un model fizic simplificat

Făcând ipoteza că centrul sitei se deplasează numai pe axa Ox (fig.5.10), a fost calculată deplasarea pe axa Oy a punctelor sitei, (N_1 , N_2), considerată în continuare ca amplitudinea sitei oscilante.

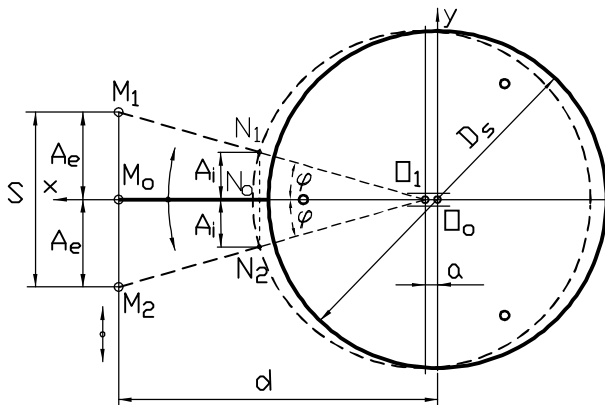


Fig.5.10. Schemă pentru calculul amplitudinii oscilațiilor sitei

Tabelul 5.1. Valorile amplitudinii A_i pentru lungimi cunoscute ale brațului sitei

d (mm)	φ (grad)	a (mm)	A_i (mm)
480	0,955	0,067	3,58
460	0,966	0,070	3,74
440	1,042	0,073	3,91
420	1,091	0,076	4,10

Valorile deplasării sitei în lungul brațului de legătură (pe axa Ox) sunt foarte mici (de ordinul a 0,07 mm), ceea ce conduce la identificarea mișcării sitei cu o mișcare circulară alternativă cu deplasări ale butonului mecanismului de acționare (punctul de legătură cu brațul sitei) A_i diferite de valoarea deplasării punctelor exterioare ale brațului A_e care este constantă, indiferent de punctul în care se face cuplarea mecanismului de acționare cu brațul de legătură (lungimea d). Unghiul de oscilație între pozițiile extreme ale brațului OM are valori de circa 1 grad, așa cum rezultă și din tabelul prezentat.

6. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND MIȘCAREA VIBRATORIE A UTILAJULUI DE SEPARARE CU SITĂ CONICĂ SUSPENDATĂ

6.1. Obiectivele determinării experimentale și a parametrilor vibrațiilor

Cercetările experimentale au fost dirijate pe două direcții principale în corelație cu titlul tezei astfel încât să fie surprinse și fenomenele mișcării oscilante (vibratorii) ale sitei conice, ca utilaj pentru prelucrarea produselor agricole, având destinația separării impurităților din amestecurile de semințe, dar și sortarea (calibrarea) semințelor în vederea obținerii de material de semănat cu caracteristici uniforme și semințe bine dezvoltate, ca o primă direcție de cercetare.

Ce-a de-a doua direcție de cercetare a încercat să surprindă caracterul mișcării relative a materialului pe sită pentru un anumit amestec de semințe, precum și indicii de calitate ai procesului de separare identificați aici prin procentul pierderilor de semințe neseperate pe sită, gradul de sortare a semințelor pe generatoarea sitei, dar și gradul de curățire a semințelor supuse separării, în cazul nostru semințe de rapiță cu impurități păioase mari.

Prin cercetările efectuate s-a urmărit stabilirea influenței parametrilor cinematici ai sitei standului experimental asupra parametrilor vibrațiilor acesteia.

Primele determinări experimentale au urmărit determinarea parametrilor vibrației sitei conice suspendate, în condiții de lucru diferite, și anume frecvențe diferite de oscilație și amplitudini diferite ale oscilației sitei.

Al doilea obiectiv al determinărilor experimentale a fost analiza spectrelor de vibrații pentru condiții de lucru impuse și interpretarea acestora în corelație cu rezultatele studiului teoretic anterior.

De asemenea, un alt obiectiv al cercetărilor experimentale legate de parametri vibrației sitei este identificarea unei frecvențe și amplitudini optime care să conducă la o mișcare relativ uniformă a sitei impusă de procesul de separare a materialului pe suprafața sitei cu mișcare oscilantă.

6.2. Metodica determinărilor experimentale, materiale și aparatură

În subcapitolul 6.2 este prezentată metodica determinărilor experimentale, materialele și aparatura utilizată în cadrul cercetărilor experimentale privind mișcarea vibratorie a utilajului de separare conceput, proiectat și realizat în cadrul Catedrei de Mecanică și îmbunătățit apoi la Catedra de Sisteme Biotehnice din "Universitatea Politehnică din București".

Pentru determinarea semnalelor și spectrelor de vibrații ale sitei, pe suprafața acesteia au fost montate patru accelerometre, poziția acestora fiind prezentată în fig.6.4.

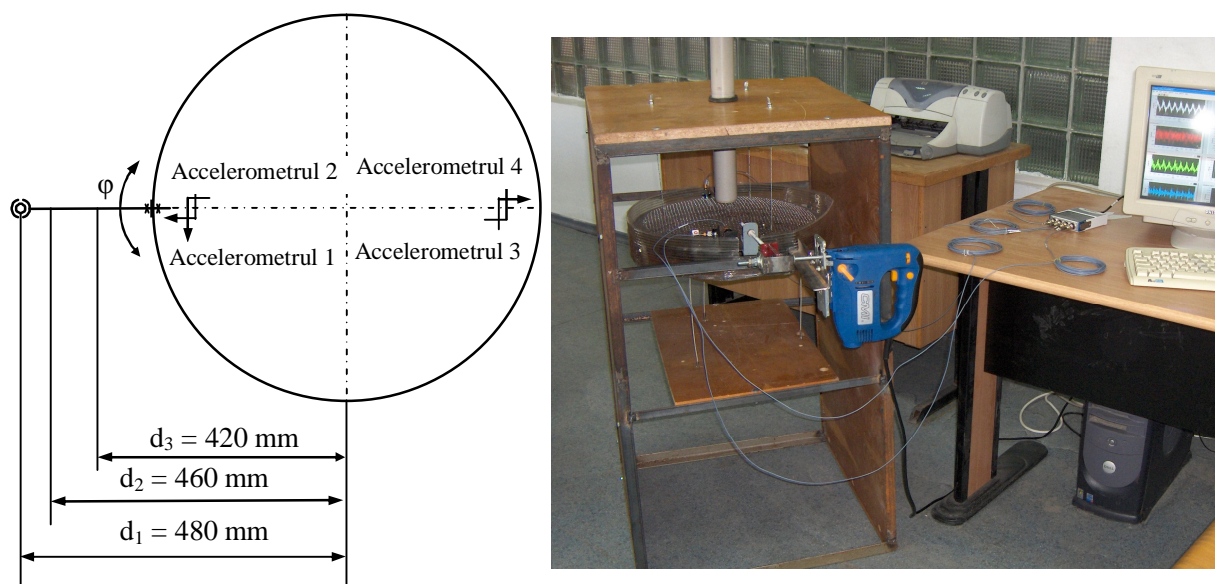


Fig.6.4. Poziționarea accelerometrelor

Măsurătorile au fost efectuate atât la mersul în gol, cât și în sarcină, pe două direcții perpendiculare (în lungul brațului de legătură cu mecanismul de acționare și perpendicular pe acesta).

6.3. Utilizarea programului Labview pentru achiziția și prelucrarea semnalelor. Tipuri de semnale achiziționate

În figura 6.5 este prezentată schema bloc a lanțului de măsură utilizat pentru determinarea variațiilor accelerațiilor și vitezelor măsurate de cele patru accelerometre, respectiv spectrele de semnal, așa cum au fost prezentate la paragraful anterior.

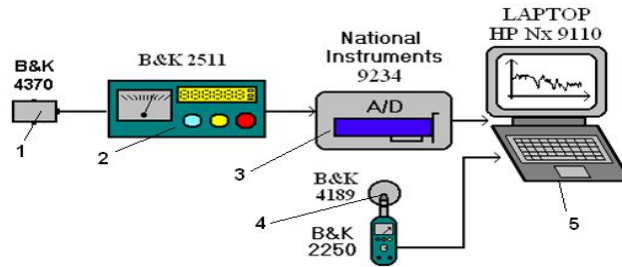


Fig. 6.5. Schema bloc a lanțului de măsură utilizat la determinările experimentale

Aceasta cuprinde traductoarele de vibrații (1), amplasate două câte două diametral opus, pe suprafața de separare a sitei cu mișcare oscilantă, amplificatorul de semnal (2), placa de achiziție de date Național Instruments (3), pentru achiziția semnalelor de vibrații de la cele patru traductoare și calculatorul laptop (5), pentru prelucrarea datelor achiziționate.

Prelucrarea datelor experimentale s-a realizat programul Labview, iar semnalele achiziționate au fost prelucrate și transformate în unități de accelerație (m/s^2), care apoi au fost integrate în vederea obținerii valorilor vitezei punctelor de pe sită în care au fost amplasate traductoarele.

În fig. 6.7 și 6.8 sunt prezentate structurile de program LabVIEW pentru prelucrarea semnalelor achiziționate de către patru accelerometre pentru accelerații respectiv pentru viteze.

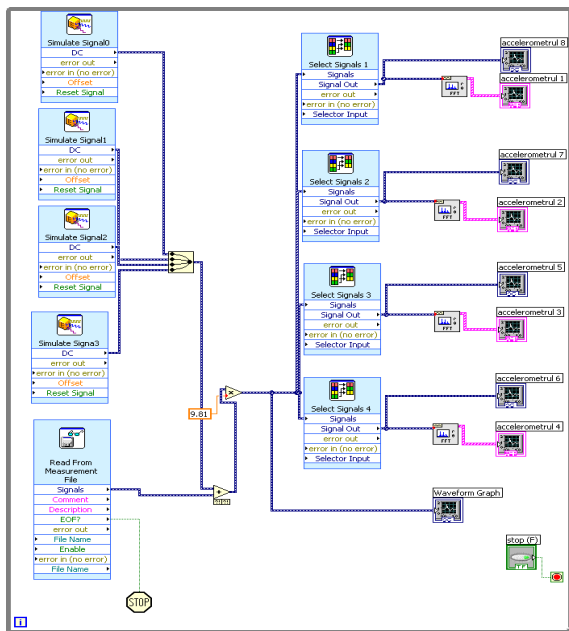


Fig. 6.7. Programul scris sub LabVIEW pentru achiziția semnalelor și reprezentarea grafică a accelerațiilor sitei

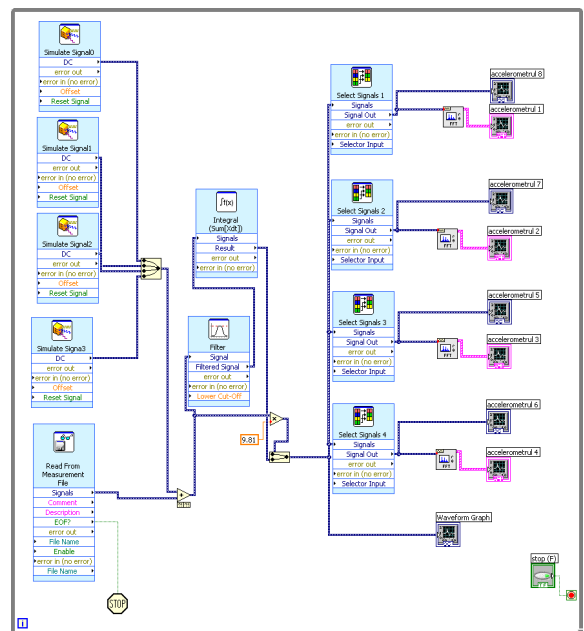


Fig. 6.8. Programul scris sub LabVIEW pentru prelucrarea semnalelor și reprezentarea grafică a vitezelor sitei

Datele măsurate sunt, în general, afectate de diferite tipuri de erori, datorate unor cauze precum: etalonarea aparatelor (senzori, placă de achiziție, etc), metodelor de prelucrare (integrală numerică, trunchiere a numerelor cu zecimale), în cadrul tezei prezentându-se corecția datelor experimentale.

6.4. Semnale de vibrații și spectre achiziționate

În măsurarea vibrațiilor se pot utiliza trei parametri de bază: deplasarea, viteza și accelerația.

Forma și conținutul spectral al unui semnal de vibrații sunt aceleași indiferent dacă se înregistrează unul sau altul dintre parametrii, dar apare însă o diferență de fază între aceștia.

Totuși în practică este recomandată măsurarea deplasării vibrației, atunci când acestea conțin frecvențe joase, măsurarea accelerațiilor fiind recomandată pentru vibrații la frecvențe înalte.

Înregistrarea vitezei vibrației se utilizează în domeniul frecvențelor medii, viteza ca parametru al vibrației asigurând cel mai plat spectru de frecvență.

Totodată, viteza poate constitui un criteriu de evaluare a efectului distructiv pe care vibrația îl poate produce atunci când viteza se raportează direct la energia de vibrație.

Practica de zi cu zi, așa cum este și cazul utilajelor de prelucrare a produselor agricole care utilizează vibrațiile în procesul de lucru al acestora, arată că mișcarea organelor de lucru poate fi considerată ca un rezultat al suprapunerii unui anumit număr de vibrații armonice.

În tabelul 6.0 (din cadrul rezumatului), precum și în tabelele 6.1-6.6, respectiv anexele A.6.1-A.6.48 (din cadrul tezei) sunt prezentate semnalele și spectrele de vibrații la cele 4 accelerometre montate pe suprafața sitei conice.

6.5. Analiza și interpretarea rezultatelor

6.5.1. Influența amplitudinii oscilațiilor asupra mișcării vibratorii a sitei conice suspendate

În vederea determinării influenței amplitudinii oscilațiilor asupra mișcării vibratorii a sitei conice au fost efectuate determinări experimentale pe standul experimental atât, pentru mersul în gol, cât și la mersul în sarcină.

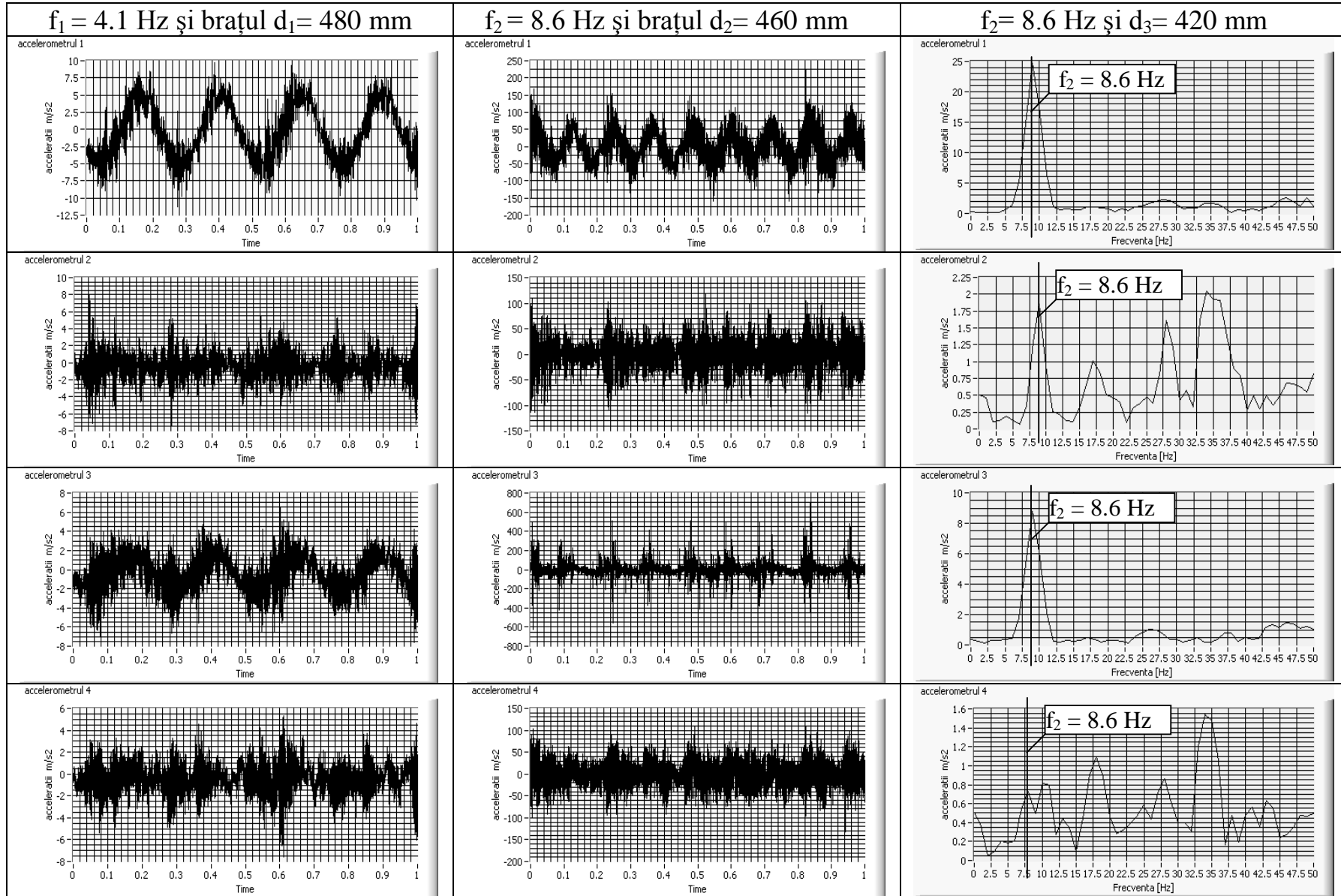
Amplitudinea oscilațiilor a fost modificată prin modificarea lungimii brațului rigidizat cu sita și poziționarea corespunzătoare a mecanismului principal de acționare, astfel încât oscilațiile să fie dirijate pe o direcție tangențială la sită, la o distanță d (raza cercului de acționare, brațul având direcția radială la cercul de bază a conului sitei).

Cu ajutorul sistemului de achiziție realizat și a programului realizat în Labview, au fost achiziționate semnale de vibrații, la cele patru accelerometre, poziționate pe suprafața de separare a sitei. Două accelerometre achiziționează semnalul pe direcția brațului, iar celelalte două, pe o direcție perpendiculară pe brațul de legătură cu tija mecanismul de acționare.

Determinările la mersul în gol au fost efectuate numai pentru frecvența de oscilație $f_2=8,6\text{Hz}$, la trei lungimi diferite ale brațului sitei, în timp ce determinările la mersul în sarcină au fost efectuate cu semințe de rapiță pentru trei frecvențe de oscilație ($f_1 = 4,1 \text{ Hz}$, $f_2 = 8,6 \text{ Hz}$, $f_3=13,1\text{Hz}$) și trei lungimi diferite ale brațului sitei ($d_1 = 480 \text{ mm}$, $d_2 = 460 \text{ mm}$, $d_3 = 420 \text{ mm}$).

Pe baza analizei semnalelor de accelerație achiziționate și prezentate în tabelele 6.1 din rezumatul lucrării respectiv tabelele 6.1 – 6.3, și anexele 6.1 – 6.24 (din cadrul tezei), se constată variația sinusoidală a oscilațiilor pentru cele patru accelerometre. Aceasta este profund vizibilă la accelerometrul 1 montat în apropierea brațului sitei care achiziționează semnal pe direcție tangențială (perpendiculară pe direcția poziției medii de oscilație a brațului sitei).

Cu cât lungimea brațului crește, cu atât amplitudinea accelerației sitei scade, până la valori sub 50 m/s^2 la o lungime a brațului de 480 mm , dar cu mai profunde vibrații perturbatoare suprapuse peste oscilația generală.



Tabelul 6.0. Spectrele accelerației sitei în sarcină la diferite frecvențe de oscilație pentru trei lungimi diferite ale brațului de acționare

La accelerometrul 3, care achiziționează semnalul tot de pe direcția tangențială, (perpendiculară pe brațul sitei), aflat însă la o distanță mai mare față de punctul de acționare, oscilația generală, deși este evident de tip sinusoidal, nu mai este la fel de pronunțată ca la accelerometrul 1, fiind mult mai aplatizată, dar și în acest caz, amplitudinea accelerației oscilației, descrește cu creșterea lungimii brațului sitei, de la valori medii de circa 100 m/s^2 la valori sub 50 m/s^2 , pentru o lungime a brațului de 420 mm. Se constată, de asemenea, existența oscilațiilor perturbatoare cauzate de alți factori decât oscilația imprimată de mecanismul de acționare.

La accelerometrele 2 și 4 care achiziționează semnal pe direcție radială (adică paralel cu brațul sitei) aflate, aproximativ la aceeași distanță față de punctul de acționare, oscilațiile sinusoidale generale, nu mai sunt așa de vizibile, ca la accelerometrele 1 și 3, iar vibrațiile perturbatoare sunt mult mai pronunțate.

Valorile frecvenței de oscilație a sitei, au fost preluate, înregistrate și utilizate apoi în analiza rezultatelor cercetărilor experimentale legate de analiza procesului de separare din analiza spectrelor de vibrații achiziționate la cercetările experimentale privind mișcarea vibratorie a sitei, în funcție de poziția butonului de reglare a turației motorului de acționare.

Spectrele de vibrații pentru accelerația sitei la mersul în gol și la mersul în sarcină sunt prezentate în tabelul 6.3 și anexele 6.1 – 6.24, iar spectrele și variația vitezei, obținute prin integrarea semnalelor achiziționate sunt prezentate în tabelul 6.6 și anexele 6.37 – 6.48 (prezentate în cadrul tezei de doctorat).

În mod asemănător s-a realizat un studiu privind influența frecvenței oscilațiilor asupra mișcării vibratorii a sitei conice, lucru relatat pe larg în cadrul tezei de doctorat.

În analiza influenței frecvenței de oscilație asupra mișcării vibratorii a sitei au fost utilizate semnalele achiziționate, pentru accelerația sitei, pentru trei valori ale lungimii brațului de acționare și trei poziții ale butonului mecanismului de acționare pentru mersul în sarcină al utilajului de separare cernere, (trei frecvențe de oscilație).

6.6. Concluzii

- 1) Imprimarea unei stări de cernere a materialului de pe sitele utilajelor de curățire și sortare nu se poate realiza decât prin imprimarea unei mișcări oscilante (vibratorii) blocurilor de site.
- 2) Realizarea mișcării vibratorii a suprafețelor de separare se obține cu ajutorul unor mecanisme de acționare de tipuri diferite.
- 3) Este necesară realizarea unei mișcări oscilante a suprafețelor de separare de tip armonic, cu cât mai puțini factori perturbatori ai vibrației (mișcării) obținute.
- 4) Semnalele de vibrații prezintă variații importante de tip perturbator ale oscilațiilor sitei, suprapuse peste oscilațiile armonice generale imprimate de mecanismul de acționare care este de tip culisă oscilantă.
- 5) Oscilațiile perturbatoare, care se suprapun peste semnalele armonice principale, pot fi introduse, pe de o parte de sistemul de suspendare adoptat, cu fire metalice echidistante, la partea de sus și de jos a sitei conice, iar pe de altă parte de undulațiile tablei sitei prevăzută cu orificii circulare.
- 6) Nu trebuie neglijate nici perturbațiile de pe traseul de legătură a sitei cu brațul acesteia și apoi cu tija mecanismului de acționare.
- 7) Estimarea influenței parametrilor cinematici ai sitei și utilajului de separare, în general, asupra parametrilor vibrațiilor acesteia s-a efectuat prin modificarea succesivă a frecvenței și amplitudinii de oscilație a sitei și înregistrarea semnalelor și spectrelor de vibrații achiziționate la cele patru accelerometre.
- 8) Determinarea semnalelor și spectrelor de vibrații la utilajul de separare, conceput a permis identificarea frecvenței de oscilație care prezintă cea mai mică influență a factorilor perturbatori ai sistemului oscilant.

- 9) Aceasta este frecvența de 4.1 Hz, la care semnalele de accelerații (vibrații) prezintă cea mai evidentă oscilație armonică de tip sinusoidal, în special pentru accelerometrele care înregistrează semnale de vibrații pe o direcție perpendiculară pe brațul sitei, cel care este rigidizat cu sita face și legătura cu tija mecanismului de acționare.
- 10) Variații armonice sesizabile ale accelerației sitei se înregistrează și la frecvența de 8.6 Hz, în special pentru deplasări unghiulare mici ale brațului sitei (adică pentru amplitudini date ale lungimii mari ale brațului: $d_1 = 480$ mm și $d_2 = 460$ mm).
- 11) Din analiza semnalelor de accelerații ale sitei, în timpul funcționării, s-a constatat tendința de scădere a amplitudinii accelerației cu creșterea lungimii brațului de legătură cu tija mecanismului de acționare (adică lungimi ale brațului care au deplasări unghiulare mici față de poziția medie centrală).
- 12) S-a constatat, de asemenea, creșterea pulsației oscilației armonice generale odată cu creșterea frecvenței de oscilație, precum și frecvența vizibilă a vibrațiilor perturbatoare, care se suprapun peste oscilația generală, cu atât mai pronunțate cu cât frecvența de oscilație este mai mare.
- 13) Totodată, s-a observat că amplitudinea accelerației înregistrate are tendință crescătoare cu creșterea frecvenței de oscilație, fenomen normal, de altfel, având în vedere relația de calcul a accelerației care este proporțională cu pătratul vitezei unghiulare.
- 14) Este necesară o revizuire și îmbunătățire a mecanismului de acționare și a celui de suspendare care să limiteze mișcarea centrului sitei pe direcție orizontală și să reducă numărul gradelor de libertate ale acestuia, în vederea obținerii unei mai evidente oscilații armonice a mișcării sitei, indiferent de parametrii cinematici adoptați.
- 15) Pentru mecanismele de acționare și suspendare utilizate la determinările noastre experimentale, putem aprecia o frecvență de oscilație optimă între valorile 4.1-8.6 Hz și o lungime a brațului sitei de circa 460 mm, la care se obține o amplitudine a deplasării sitei (calculată geometric) de 3,74 mm.

7. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND PROCESUL DE LUCRU AL UNEI SITE CONICE VIBRATOARE SUSPENDATĂ

7.1. Obiectivele cercetării experimentale legate de procesul de lucru al sitei

Pentru determinarea caracteristicilor principale ale procesului de lucru al instalației experimentale cu sită conică propusă și descrisă la capitolul 5, au fost efectuate determinări experimentale în condiții de laborator pe standul conceput, proiectat și realizat în cadrul Catedrei de Mecanică și îmbunătățit apoi la Catedra de Sisteme Biotehnice din „Universitatea Politehnica din București”.

Obiectivele cercetărilor experimentale au urmărit în principal: aprecierea procesului de lucru prin relații matematice corespunzătoare care să descrie cât mai fidel curbele de separare a materialului pe suprafața sitei; analiza mișcării materialului pe suprafața sitei conice cu mișcare oscilantă; analiza influenței parametrilor cinematici ai sitei (frecvența și amplitudinea oscilațiilor) asupra mișcării materialului pe sită; determinarea influenței debitului de alimentare cu material asupra mișcării materialului pe suprafața sitei la diferiți parametri ai oscilației; cercetări experimentale privind influența parametrilor cinematici asupra indicilor de calitate ai procesului de lucru (pierderi și grad de curățire); influența parametrilor cinematici ai sitei asupra gradului de sortare a semințelor cu ajutorul sitei conice vibratorii; identificarea regimului optim al sitei și stabilirea unor metode de îmbunătățire a performanțelor acesteia în vederea propunerii ei pentru exploatare; analiza corelației între parametrii regimului de lucru determinați în condiții de exploatare și cei estimați din analiza semnalelor de vibrații.

În paragrafele 7.2, 7.3 și 7.4 s-a realizat o descriere detaliată a instalației experimentale, metodica determinărilor experimentale, apratura utilizată, precum și modul în care s-a realizat înregistrarea datelor experimentale legate de procesul de lucru al sitei conice.



Fig.7.8. Aspecte din timpul efectuării cercetărilor experimentale

7.5. Analiza și interpretarea rezultatelor experimentale

7.5.1. Relații matematice care descriu curbele de separare a materialului pe site

Procesul de separare a semințelor este influențat de foarte mulți factori care fac dificilă modelarea matematică a acestuia și numai în limitele unor ipoteze simplificatoare.

Într-o serie de lucrări [26, 27, 28, 145, 146, 148, 149, 150, 152, 153, 154] Voicu și Cășândroișu ș.a., au propus unele modele matematice pentru descrierea procesului de separare a semințelor pe sita superioară a sistemului de curățire, proces analizat prin prisma variației cantității de semințe separate prin sită pe lungimea sa.

Cele mai utilizate relații matematice, ce ne oferă informații despre intensitatea de separare a semințelor pe lungimea sitei sunt: funcția Lorentz (rel.7.2), funcția log-normală, funcția de tip Gauss (rel.7.4) și funcția normală Gauss (rel.7.5), lege de distribuție euleriană de tip gamma sau beta (rel.7.6), funcția de distribuție weibulleană ș.a., descrise de următoarele relații:

$$p_x(\%) = y_0 + \frac{2A}{\pi} \frac{w}{4(x-x_c)^2 + w^2} \quad (7.2)$$

$$p_x(\%) = y_0 + A \cdot \exp\left(-\frac{(x-x_c)^2}{2 \cdot w^2}\right); \quad y_0 = 0, \quad (7.4)$$

$$p_x(\%) = 100 \cdot \frac{1}{\sigma\sqrt{2 \cdot \pi}} \exp\left(-\frac{(M-x)^2}{2 \cdot \sigma^2}\right) \quad (7.5)$$

$$p_x(\%) = a x^b \exp(-cx^d) \quad (7.6)$$

unde: $p_x(\%)$ reprezintă ponderea procentuală a materialului separat pe un interval de lungime de sită Δx ; y_0 , x_c , A , w , C , w_0 , a , b , c , d , e – coeficienți de regresie ce depind de parametrii regimului de lucru; M , σ - media ponderată, respectiv abaterea medie pătratică, a valorilor intervalelor de separare Δx , utilizate la experimentări.

Multitudinea factorilor care influențează procesul de separare și caracterul aleatoriu al acestora, precum și variabilitatea naturală a materialului cernut, sunt conținute în valorile constantelor ecuațiilor respective [26, 27, 28, 145, 146, 148, 149, 150, 152, 153, 154].

O altă constatare se referă la faptul că eficacitatea separării variază pe lungimea sitei, înregistrând un maxim situat în prima jumătate din lungimea sitei [145, 146, 147].

Pentru descrierea teoretică a curbei de separare totală a semințelor pe site cu mișcare de oscilație rectilinie, au fost folosite de-a lungul timpului alte tipuri de relații matematice, dintre care amintim: funcția de tip Gauss (rel.7.9), funcția de tip Rosin Rammler (rel.7.10) și funcția de tip logistic cu doi parametri (7.11), exprimate astfel:

$$P_x = 100 \cdot \left(1 - m \cdot e^{-n \cdot x^2} \right) \quad (7.9) \quad \text{unde: } P_x (\%) - \text{este ponderea procentuală a materialului separat pe lungimea } x \text{ (m) a sitei; } a, b, m, n, \lambda, \delta, \alpha, \beta - \text{constante de regresie, ce depind de parametrii procesului de separare [148, 149, 150, 152, 153, 154].}$$

$$P_x = 100 \cdot \left(1 - m \cdot e^{-\lambda \cdot x^\delta} \right) \quad (7.10)$$

$$P_x = 100 \cdot \frac{\exp(\alpha + \beta \cdot x)}{1 + \exp(\alpha + \beta \cdot x)} \quad (7.11)$$

$$\frac{p}{q \cdot D_i} = k \cdot \left(\frac{D_j \cdot f}{v_a} \right) a \cdot \left(\frac{L_s}{D_i} \right) b \cdot \lambda^c \quad (7.12) \quad \text{unde: } k, a, b, c - \text{coeficienți determinați din datele experimentale; } q - \text{debitul specific de alimentare a sistemului de curățire, (kg/m.s); } v_a - \text{viteza curentului de aer la ieșirea din ventilatorul sistemului de curățire, (m/s); } \lambda - \text{raport masic între cantitatea de părți păioase a vrafului și semințele din acesta; } D_j - \text{deschiderea jaluzelelor sitei Petersen a sistemului de curățire; } f - \text{frecvența de oscilație a batiului cu site; } L_s - \text{lungimea sitei pe care are loc separarea; } p - \text{pierderile de semințe la capătul sitei superioare a sistemului de curățire.}$$

7.5.2. Analiza curbelor de separare

În acord cu noțiunile prezentate la capitolul 2.3, în care au fost prezentate curbele de bază care caracterizează procesul de separare, și cu cele studiate în literatura de specialitate [46, 47, 48], dar și cu cele obținute de noi la experimentări, procesul de separare a semințelor pe site cu mișcare de oscilație poate fi reprezentat corespunzător cu ajutorul uneia dintre cele trei curbe (fig. 7.9 și anexele 7.1 – 7.12 din cadrul tezei), trasate pe baza cantităților de material colectat pe lungimea sitei (sau pe generatoarea acesteia cum este cazul sitei utilizate de noi la experimentări).

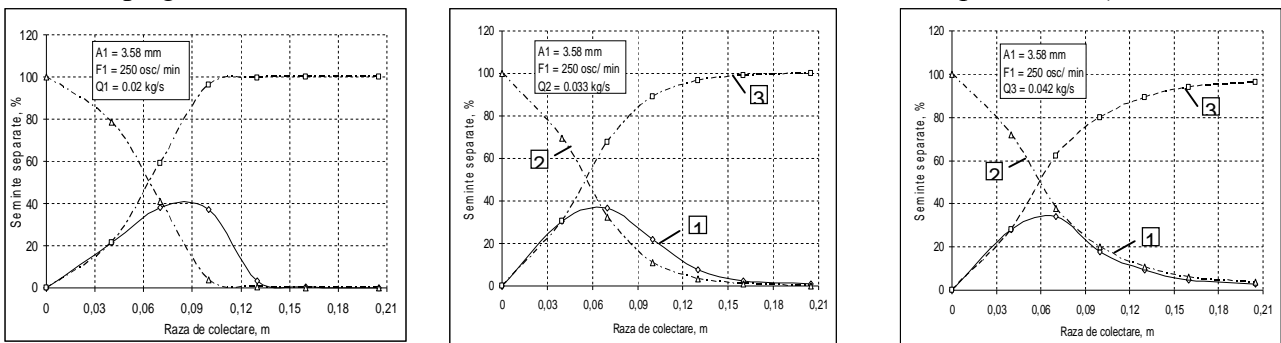


Fig. 7.9. Curbele de separare a materialului pe generatoarea sitei conice pentru amplitudinea mișcării $A_1=3,58$ mm. frecvența de oscilație $F_1 = 250$ osc/min și trei debite de alimentare cu material $Q_1=0,020$ kg/s. $Q_2=0,033$ kg/s și $Q_3=0,042$ kg/s

1 - curba de distribuție a materialului separat pe lungimea (raza) sitei; 2 – curba procentului cumulativ de material neseplat; 3 - curba procentului cumulativ de material separat

Analizele efectuate de noi, au utilizat legile de distribuție normală și de tip Gauss (rel.7.4) în analiza de regresie, iar din studierea graficelor obținute s-a constatat că aceste curbe prezintă un maxim poziționat la o anumită distanță de punctul de alimentare a sitei ceea ce conduce la concluzia că mișcarea materialului pe suprafața de separare a sitei poate

fi apreciată prin poziția acestui maxim față de capătul sitei (la noi centrul acesteia în care se efectuează alimentarea cu material).

Curbele pot prezenta o anumită asimetrie față de centrul de colectare a materialului pe sită, fie de stânga fie de dreapta, ceea ce arată rapiditatea sau întârzierea cu care materialul a fost separat, după cum se poate observa și din fig.7.10.

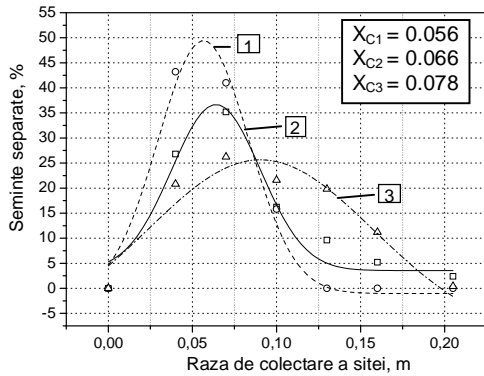


Fig.7.10. Tipuri de curbe de distribuție cu asimetrie diferită

- 1.curbe cu asimetrie de stânga; 2.curbe fără asimetrie;
3.curbe cu asimetrie de dreapta

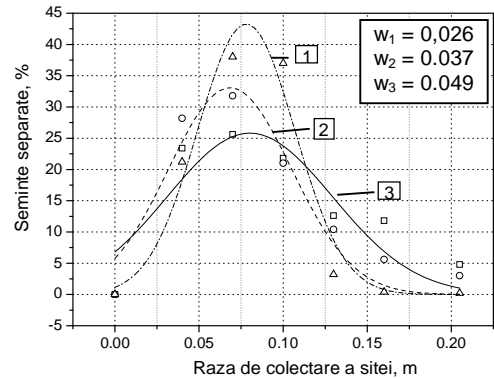


Fig. 7.11. Tipuri de curbe de distribuție cu dispersie diferită

- 1.curbe cu dispersie mică; 2. curbe cu dispersie medie;3. curbe cu dispersie mare

Din analiza curbelor de distribuție obținute la experimentări se mai poate observa că acestea prezintă o întindere mai mică sau mai mare pe lungimea zonei de colectare (fig. 7.11), fiind mai mult sau mai puțin aplatisate, ceea ce arată dispersia materialului pe sită în timpul procesului de separare. Această dispersie este prezentată prin unul din coeficienții ecuației de regresie (parametrul w al ecuației de tip Gauss sau normală).

Cu cât dispersia este mai mare, cu atât materialul este mai uniform pe sită în timpul procesului de separare, ceea ce arată participarea la separare a unei zone cât mai mari din suprafața sitei. Totuși așa cum am precizat mai înainte, asimetria de stânga a curbei ne asigură un procent mai scăzut al pierderilor de semințe (chiar dacă nu toată suprafața sitei este acoperită uniform cu material). O curbă de distribuție care prezintă o dispersie medie și o foarte ușoară asimetrie (sau deloc), conduce la obținerea unor curbe cumulative care prezintă un punct de inflexiune central cu separarea materialului uniformă, atât pe prima zonă a sitei, cât și pe a doua jumătate a acesteia.

Dacă asimetria este vizibil de stânga, este posibil ca profilul curbelor cumulative de separare să prezinte o pronunțată orizontalitate (un palier pe ultima zonă de colectare) în timp ce dacă asimetria curbei de distribuție este de dreapta, este posibil ca profilul curbelor cumulative de separare să prezinte un ușor palier pe prima zonă a sitei (dinspre punctul de alimentare spre cel de evacuare).

Astfel de analize ale curbelor de separare pot permite aprecieri asupra mișcării materialului pe suprafața sitei, care au constituit și obiectivul cercetărilor noastre experimentale legate de procesul de separare realizat de sita propusă și utilizată la experimentări.

7.5.3. Influența amplitudinii oscilației asupra procesului de cernere

În cadrul tezei de doctorat a fost studiată influența amplitudinii oscilației asupra procesului de cernere pe generatoarea sitei conice la trei debite de alimentare și trei frecvențe de oscilație pentru cele patru valori ale amplitudinii oscilațiilor determinate la paragraful 5.4.

În continuare voi prezenta în rezumatul tezei de doctorat doar influența amplitudinii oscilațiilor sitei (determinate în capitolul 5) asupra procesului de separare pentru trei frecvențe de oscilație, și debitul de alimentare, $Q_1 = 0,020$ kg/s.

Variația cantității de material colectat sub sită, pe generatoarea sitei cu amplitudinea de oscilație a sitei pentru trei frecvențe de oscilație, și debitul de alimentare, $Q_1 = 0,020$ kg/s este prezentată în tabelul 7.2.

Tabelul.7.2. Variația cantității de material colectat sub sită pentru debitul de alimentare $Q_1 = 0,020$ kg/s pentru diferite regimuri de lucru

Nr. Crt.	Frecvența oscilațiilor	Amplitudinea oscilațiilor	U.M.	Intervalul de sită de pe care se colectează semințele, x_c (m)								
				0	0,04	0,07	0,1	0,13	0,16	0,205	Peste sită	
$Q_1 = 0,020$ kg/s												
1	$F_1 = 250$ osc/min	$A_1 = 3,58$ mm	g	0	106	190	185	16	2	1	0	
			%	0	21,2	38	37	3,2	0,4	0,2	0	
2		$A_2 = 3,74$ mm	g	0	147	2	140	12	1	0	0	
			%	0	29,4	40	28	2,4	0,2	0	0	
3		$A_* = 3,91$ mm	g	0	154	200	132	13	1	0	0	
			%	0	30,8	40	26,4	2,6	0,2	0	0	
4		$A_3 = 4,10$ mm	g	0	161	201	123	15	0	0	0	
			%	0	32,2	40,2	24,6	3	0	0	0	
5		$F_2 = 520$ osc/min	$A_1 = 3,58$ mm	g	0	113	120	140	125	2	0	0
				%	0	22,6	24	28	25	0,4	0	0
6			$A_2 = 3,74$ mm	g	0	201	215	84	0	0	0	0
				%	0	40,2	43	16,8	0	0	0	0
7	$A_* = 3,91$ mm		g	0	195	210	94	1	0	0	0	
			%	0	39	42	18,8	0,2	0	0	0	
8	$A_3 = 4,10$ mm		g	0	187	208	102	3	0	0	0	
			%	0	28	36,6	19	12	4	0,4	0	
9	$F_3 = 790$ osc/min		$A_1 = 3,58$ mm	g	0	180	204	116	0	0	0	0
				%	0	36	40	23,2	0	0	0	0
10			$A_2 = 3,74$ mm	g	0	216	205	79	0	0	0	0
				%	0	43,2	41	15,8	0	0	0	0
11		$A_* = 3,91$ mm	g	0	201	216	83	0	0	0	0	
			%	0	40,2	43,2	16,6	0	0	0	0	
12		$A_3 = 4,10$ mm	g	0	186	225	89	0	0	0	0	
			%	0	37,2	45	17,8	0	0	0	0	

Au fost efectuate analize de regresie pe calculator în programul Microcal Origin 6.0 a datelor experimentale, obținute pentru condiții de lucru prestabilite, cu funcția de distribuție de tip Gauss (lege de distribuție des utilizată în astfel de analize), pentru care au fost determinați coeficienții de corelație χ^2 și R^2 (ec. 7.4 din rezumat). Influența amplitudinii oscilațiilor sitei asupra procesului de separare și, în cele din urmă, asupra pierderilor de semințe în corpuri străine mari care ajung și trec dincolo de marginea inferioară a sitei a putut fi estimată prin poziția maximului curbelor de separare față de vârful sitei (poziția centrală în care se face alimentarea cu material), prezentate în fig.7.10 (doar pentru frecvența de oscilație $F_1 = 250$ osc/min în cadrul rezumatului), în condiții de lucru diferite, stabilite inițial prin programul de cercetări, determinate prin analiza de regresie efectuată. Valorile coeficienților ecuațiilor de regresie (rel 7.4 din rezumatul tezei) pentru regimurile de lucru precizate (fig.7.12 și tabelul 7.2) A , x_c , w , împreună cu valorile coeficienților de corelație χ^2 și R^2 sunt prezentate în tabelul 7.3.

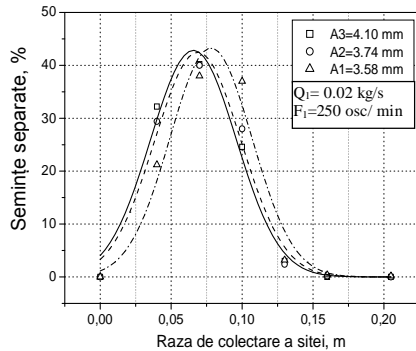


Fig.7.12. Influența amplitudinii oscilației sitei asupra procesului de separare a semințelor pe generatoarea sitei conice, la debitul $Q_1 = 0,020$ kg/s și $F_1 = 250$

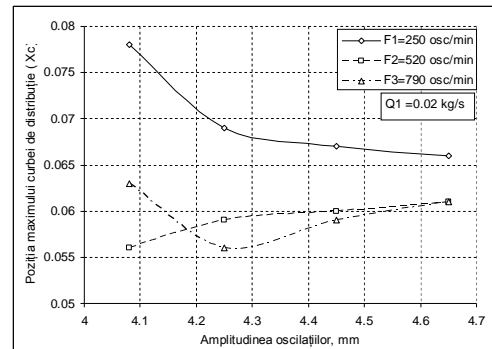


Fig.7.13. Poziția maximului curbei de separare (x_c) cu diferite amplitudini de oscilație pentru debitul de alimentare $Q_1 \approx 0,020$ kg/s

Din analiza datelor din tabel se constată o foarte bună corelație a rezultatelor experimentale (ponderile cantităților de material colectate sub sită pe raza orizontală a acesteia în procente), cu funcția de regresie propusă (ecuația 7.4), pentru care coeficientul de corelație R^2 a avut valori foarte bune ($R^2 \geq 0,960$).

Tabelul 7.3. Coeficienții ecuației de regresie și coeficienții de corelație cu datele experimentale cu amplitudinea de oscilație a sitei pentru trei frecvențe de oscilație și debitul de alimentare $Q_1=0,020$ kg/s

Nr. probă	Regimul de lucru	Funcția Gauss			Corelație		
		A	x_c	w	χ^2	R^2	
$Q_1 = 0,020$ kg/s							
1	$F_1 = 250$ osc/min	$A_1 = 3,58$ mm	43,281	0,078	0,029	24,569	0,960
2		$A_2 = 3,74$ mm	42,485	0,069	0,030	13,578	0,978
3		$A_* = 3,91$ mm	42,540	0,067	0,030	9,344	0,980
4		$A_3 = 4,10$ mm	42,835	0,066	0,030	8,336	0,982
5	$F_2 = 520$ osc/min	$A_1 = 3,58$ mm	49,741	0,056	0,026	11,892	0,980
6		$A_2 = 3,74$ mm	49,184	0,059	0,026	7,889	0,986
7		$A_* = 3,91$ mm	47,473	0,060	0,028	9,930	0,982
8		$A_3 = 4,10$ mm	46,194	0,061	0,028	13,583	0,981
9	$F_3 = 790$ osc/min	$A_1 = 3,58$ mm	49,979	0,063	0,029	14,104	0,973
10		$A_2 = 3,74$ mm	49,746	0,056	0,026	11,892	0,980
11		$A_* = 3,91$ mm	49,370	0,059	0,026	7,483	0,987
12		$A_3 = 4,10$ mm	49,143	0,061	0,026	4,899	0,991

Din cele prezentate pentru debitul de alimentare $Q_1 = 0,020$ kg/s, pentru amplitudinile de oscilație amintite, frecvența de oscilație optimă am putea spune că are valori în jurul frecvenței $F_2=520$ osc/min, pentru care se constată o foarte bună corelație a rezultatelor experimentale cu funcția de regresie Gauss pentru care coeficientul de corelație R^2 a avut valori foarte bune ($R^2 \geq 0,980$).

7.5.4. Influența frecvenței de oscilație asupra procesului de cernere

Pentru estimarea influenței frecvenței de oscilație asupra procesului de separare a semințelor pe sită a fost efectuată analiza de regresie a datelor experimentale (în %) cu funcția de distribuție normală, în programul Microcal Origin 6.0, utilizând relația

$$p_x(\%) = a \cdot e^{-b(x-c)^2} \quad (7.14)$$

unde: $p_x(\%)$ reprezintă ponderea procentuală a materialului separat pe un interval de lungime (rază) de sită; a, b, c – coeficienți de regresie ce depind de parametrii regimului de lucru și de caracteristicile fizice ale materialului prelucrat.

Valorile coeficienților ecuațiilor de regresie, pentru funcția propusă și regimurile de lucru precizate, a, b și c împreună cu valorile coeficienților de corelație χ^2 și R^2 sunt date în tabelul 7.9.

Influența frecvenței oscilațiilor sitei asupra procesului de separare și în cele din urmă asupra pierderilor de semințe care ajung și trec dincolo de marginea inferioară a sitei a putut fi estimată prin poziția maximului curbilor de separare față de vârful sitei (unde se face alimentarea cu material) curbe prezentate în fig.7.18, în condiții de lucru diferite determinate prin analiza de regresie efectuată.

Se poate spune că, pentru debitul de alimentare $Q_1 = 0,02$ kg/s, pentru frecvențele de oscilație utilizate la experimentări, amplitudinea optimă a oscilației este $A_* = 3,91$ mm, pentru care se constată o foarte bună corelație a rezultatelor experimentale cu funcția de regresie normală (relația.7.14), pentru care coeficientul de corelație R^2 a avut valori foarte bune ($R^2 \geq 0,98$).

Tabelul 9. Coeficienții ecuației de regresie a, b și c și coeficienții de corelație χ^2 și R^2 cu datele experimentale, pentru parametrii cinematici modificați la debitul de alimentare $Q_1 = 0,02 \text{ kg/s}$

Nr Pobei	Funcția Normala			a	b	c	χ^2	R^2
	Regimul de lucru							
1	$A_1 = 3,58 \text{ mm}$	$F_1 = 250 \text{ osc/min}$		42,826	545,908	0,066	8,336	0,982
2		$F_2 = 520 \text{ osc/min}$		36,159	437,299	0,067	20,678	0,940
3		$F_3 = 790 \text{ osc/min}$		49,134	721,927	0,061	4,899	0,991
4	$A_2 = 3,74 \text{ mm}$	$F_1 = 250 \text{ osc/min}$		42,481	539,519	0,069	10,184	0,977
5		$F_2 = 520 \text{ osc/min}$		49,174	713,038	0,059	7,888	0,986
6		$F_3 = 790 \text{ osc/min}$		49,740	725,453	0,056	11,892	0,979
7	$A_* = 3,91 \text{ mm}$	$F_1 = 250 \text{ osc/min}$		42,529	539,168	0,067	9,341	0,980
8		$F_2 = 520 \text{ osc/min}$		47,465	658,793	0,060	9,929	0,982
9		$F_3 = 790 \text{ osc/min}$		49,370	720,140	0,058	7,480	0,987
10	$A_3 = 4,10 \text{ mm}$	$F_1 = 250 \text{ osc/min}$		43,266	595,264	0,078	18,426	0,96
11		$F_2 = 520 \text{ osc/min}$		30,44	267,957	0,087	39,391	0,853
12		$F_3 = 790 \text{ osc/min}$		44,389	574,390	0,062	15,270	0,970

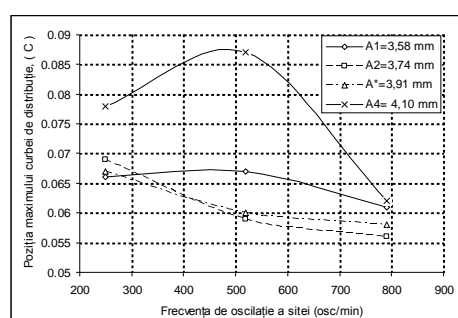
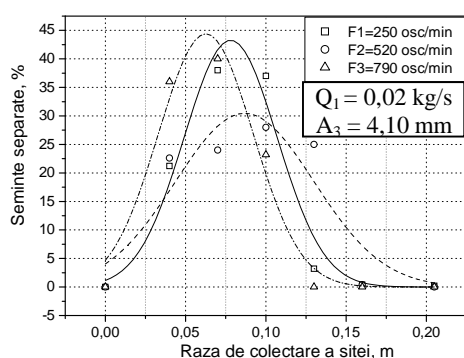


Fig.7.18. Influența frecvenței oscilației sitei asupra procesului de separare a semintelor pe generatoarea sitei conice, la debitul $Q_1=0,02 \text{ kg/s}$ și $A_3 = 4,10 \text{ mm}$

Fig.7.19. Poziția maximului curbei de separare (c) la diferite frecvențe și amplitudini ale oscilației sitei, pentru debitul de alimentare $Q_1 \approx 0,02 \text{ kg/s}$

Mai sintetic, deplasarea maximului curbei de separare (c) cu frecvența de oscilație, pentru cele patru amplitudini de oscilație utilizate, la debitul de alimentare considerat ($Q_1 \approx 0,02 \text{ kg/s}$), este prezentată în fig. 7.19.

7.5.5. Influența debitului de alimentare asupra procesului de separare

Utilizând același procedeu ca la determinarea frecvenței de oscilație și amplitudinii oscilațiilor asupra procesului de separare, și a deplasării materialului pe sită, a fost estimată influența debitului de alimentare asupra procesului de separare.

Pe baza procentelor materialului colectat sub sită la diferite distanțe de axa verticală de oscilație au fost trasate graficele prezentate în fig. 7.24, pentru cele patru amplitudini stabilite prin calcul în capitolul 5 paragraful 5.4.

Aceste curbe de separare au fost trasate prin analiză de regresie a datelor experimentale cu funcția de distribuție Gauss, alura acestor curbe fiind aproximativ aceeași, dar cu diferențe mai mult sau mai puțin semnificative, în funcție de parametrii regimului de lucru utilizat în experimente, respectiv cu debitul de alimentare.

Valorile coeficienților ecuației de regresie (ecuația 7.4, A_{\max} , x_c , W), precum și valorile coeficienților de corelație χ^2 și R^2 pentru cele patru amplitudini ale oscilației la fiecare din cele trei debite de alimentare sunt prezentate în tabelul 7.15.

Tabelul 7.15. Coeficienții ecuației de regresie A_{max} , x_c , w și coeficienții de corelație χ^2 și R^2 cu datele experimentale, pentru $Q_1 = 0,02$ kg/s la $F_1 = 250$ osc/min și patru amplitudini ale oscilației sitei

Nr Pobei	Funcția Gauss		A_{max}	x_c	w	χ^2	R^2
	Regimul de lucru						
1	$A_1 = 3,58$ mm	$Q_1 = 0,02$ kg/s	43,281	0,078	0,029	24,569	0,960
2		$Q_2 = 0,033$ kg/s	38,624	0,066	0,032	10,231	0,971
3		$Q_3 = 0,042$ kg/s	34,784	0,066	0,033	18,749	0,928
4	$A_2 = 3,74$ mm	$Q_1 = 0,02$ kg/s	42,485	0,069	0,030	13,578	0,978
5		$Q_2 = 0,033$ kg/s	33,076	0,068	0,037	20,901	0,914
6		$Q_3 = 0,042$ kg/s	27,244	0,074	0,042	26,058	0,834
7	$A_* = 3,91$ mm	$Q_1 = 0,02$ kg/s	42,540	0,067	0,030	9,344	0,980
8		$Q_2 = 0,033$ kg/s	28,112	0,074	0,044	31,851	0,815
9		$Q_3 = 0,042$ kg/s	25,737	0,077	0,045	23,861	0,833
10	$A_3 = 4,10$ mm	$Q_1 = 0,02$ kg/s	42,835	0,066	0,030	8,336	0,982
11		$Q_2 = 0,033$ kg/s	25,814	0,080	0,049	30,284	0,787
12		$Q_3 = 0,042$ kg/s	23,728	0,082	0,049	20,659	0,832

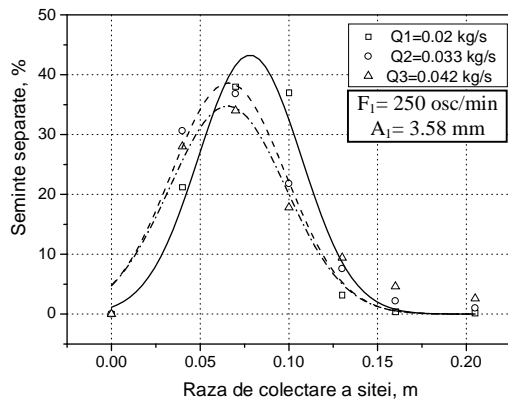


Fig.7.24. Influența debitului de alimentare asupra procesului de separare a semințelor pe generatoarea sitei conice, la frecvența $F_1 = 250$ osc/min și amplitudinea $A_1 = 3,58$ mm

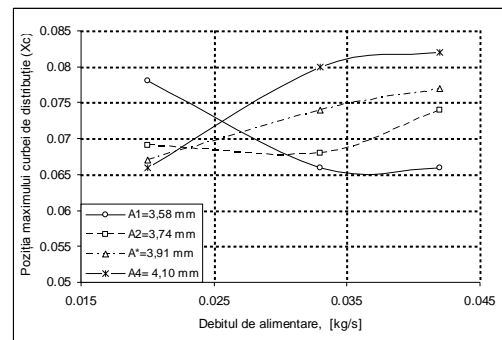


Fig.7.25. Poziția maximului curbei de separare (c) la frecvența $F_1 = 250$ osc/min și patru amplitudini ale oscilației sitei, pentru debitul de alimentare $Q_1 \approx 0,02$ kg/s

7.5.6. Influența parametrilor cinematici ai sitei asupra indicilor calitativi ai procesului de separare

Pentru a estima influența parametrilor cinematici ai sitei asupra indicilor calitativi ai procesului de separare au fost trasate curbele de separare cumulativă a materialului colectat sub sită în diverse condiții de lucru, prezentate anterior și a fost realizată analiza de regresie a datelor experimentale cu legea de distribuție cumulativă Rosin Rammler, analiză efectuată pe calculator în programul Microcal Origin versiunea 6.0.

Experimentele au fost realizate cu un conținut de impurități mari de 3% cu dimensiuni între 3 și 4 mm care nu au pus probleme legate de puritatea materialului colectat sub sită, astfel că principalul indice de apreciere a calității procesului de separare a fost reprezentat de pierderile de semințe.

Pentru a putea estima prin calcul pierderile de semințe pe raza de colectare a sitei a fost realizată analiza de regresie cu relația 7.15, care reprezintă legea de distribuție Rosin Rammler

$$p_x (\%) = 100(1 - e^{-bx^n}) \tag{7.15}$$

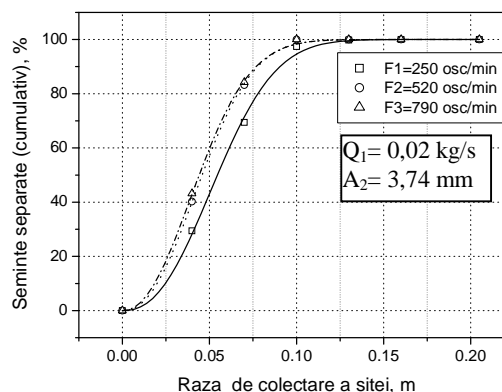
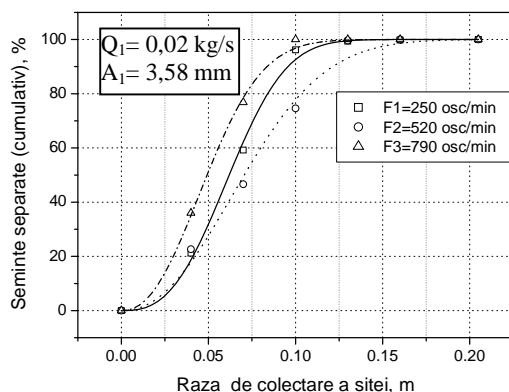
în care: $p_x (\%)$ – ponderea procentuală cumulativă a materialului separat pe o anumită zonă de sită (măsurată dinspre interior spre exterior); b , n – coeficienți de regresie ai ecuației care țin seama de caracteristicile fizice ale materialului, viteza de deplasare a acestuia pe sită, grosimea stratului de material pe suprafața sitei respectiv gradul de uniformitate a materialului pe suprafața de separare.

Regresia efectuată a prezentat în toate cazurile analizate o corelație foarte bună a datelor experimentale cu legea de distribuție Rosin Rammler, probată prin valoarea coeficientului de corelație R^2 care a avut valori de peste 0,99.

Valorile coeficienților de regresie b și n precum și valorile coeficienților de corelație χ^2 și R^2 împreună cu curbele de regresie obținute pe calculator sunt prezentate în fig. 7.29.

Fig. 7.29. Corelația datelor experimentale cu funcția de regresie Rosin-Rammler pentru distribuția cumulativă a materialului cernut privind influența frecvenței oscilațiilor sitei, la debitul de alimentare $Q_1 = 0,02$ kg/s și pentru trei amplitudini de oscilație diferite, asupra pierderilor de semințe

Nr Pobei	Funcția Rosin-Rammler					
	Regimul de lucru	b	n	χ^2	R^2	
1	$A_1 = 3,58$ mm	$F_1 = 250$ osc/min	1501,42	2,76	5,605	0,997
2		$F_2 = 520$ osc/min	246,188	2,214	16,595	0,991
3		$F_3 = 790$ osc/min	630,298	2,261	2,760	0,998
4	$A_2 = 3,91$ mm	$F_1 = 250$ osc/min	692,705	2,375	2,655	0,999
5		$F_2 = 520$ osc/min	769,67	2,273	0,639	0,999
6		$F_3 = 790$ osc/min	598,922	2,166	0,661	0,999
7	$A_3 = 4,10$ mm	$F_1 = 250$ osc/min	550,226	2,263	1,319	0,999
8		$F_2 = 520$ osc/min	622,15	2,239	1,226	0,999
9		$F_3 = 790$ osc/min	1013,48	2,39	0,599	0,999



7.6. Influența gradului de sortare asupra procesului de separare

În cadrul tezei am realizat experimentări asupra gradului de sortare a sitei conice, a instalației experimentale, efectuând calibrarea semințelor colectate în fiecare compartiment al cutiei de colectare, în vederea determinării distribuției după dimensiuni a semințelor colectate în compartimente diferite de pe raza de colectare a sitei.

Calibrarea a fost efectuată prin cernerea semințelor cu ajutorul unor site ale clasificatorului cu site VIPO existent la catedra de sisteme biotehnice. Au fost utilizate site cu mărimea ochiurilor de ϕ 1,25 mm, ϕ 1,6 mm, ϕ 2 mm, ϕ 2,5 mm.

Experiențele au fost efectuate pentru debitul de alimentare $Q_2 = 0,033$ kg/s și amplitudinea de oscilație $A_1 = 3,58$ mm, la toate cele trei frecvențe de oscilație utilizate și în experimentele anterioare.

Pentru o mai bună analiză a fenomenului de sortare au fost trasate curbele de regresie a datelor experimentale cu funcția de distribuție normală (rel. 7.5), pentru toate cazurile analizate, iar graficele acestor curbe sunt prezentate în fig.7.29 pentru toate cele patru fracții care sortează după dimensiuni semințele de rapiță, inclusiv pentru amestecul inițial de semințe ($d > 2$ mm, $d = 1,6-2$ mm, $d = 1,25 - 1,6$ mm, $d < 1,25$) în funcție de frecvența de oscilație ($F_1 = 250$ osc/min, $F_2 = 520$ osc/min, $F_3 = 790$ osc/min), dintre care prezentăm în cadrul rezumatului doar pentru $d > 2$ mm și $d < 1,25$

Poziția maximului curbelor de distribuție pentru toate fracțiile de sortare este prezentată sugestiv în fig.7.31 la cele trei frecvențe de oscilație.

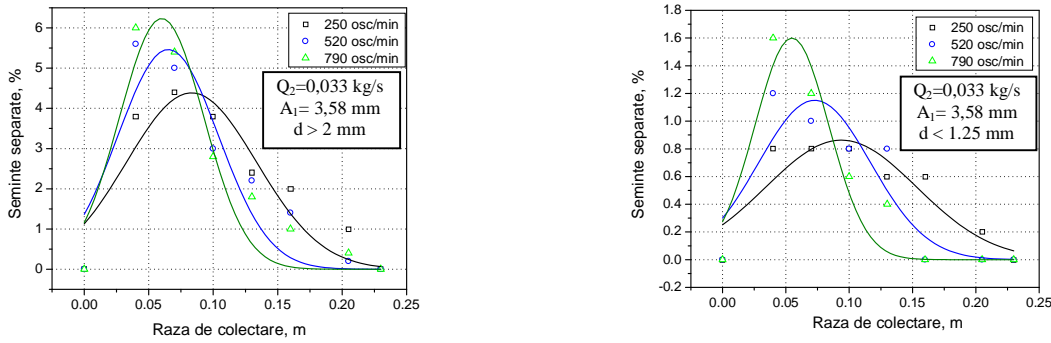


Fig.7.29. Curbele de regresie a datelor experimentale cu funcția de distribuție normală

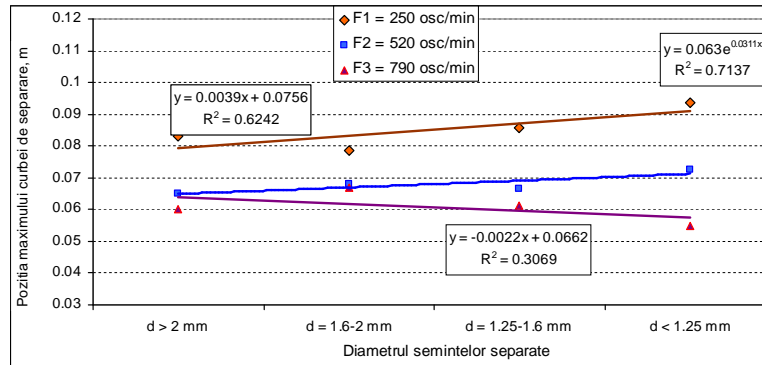


Fig.7.31. Poziția maximului curbelor de distribuție pentru toate fracțiile de sortare

7.7. Concluzii

- 1) Procesul de separare a materialului pe site cu mișcare de oscilație, poate fi reprezentat cu ajutorul a două curbe (sau trei), care reprezintă: intensitatea de separare a materialului pe lungimea (raza) sitei; curba de distribuție și una din curbele de separare totală (cumulativă) a materialului care a trecut prin orificii pe o anumită lungime de sită sau a materialului care a rămas neseplat pe aceeași lungime sau zonă de separare.
- 2) Aprecierea procesului de separare pe site conice cu mișcare de oscilație (circular alternativă), poate fi reprezentată prin relații matematice de diverse forme în funcție de curba de separare studiată (curba de distribuție sau curba separării totale), la fel ca și procesul de separare pe sitele cu mișcare de oscilație rectilinie alternativă.
- 3) Curbele de distribuție pentru separarea materialului pe site pot fi reprezentate prin legile de distribuție de tip Gauss, Lorentz, log-normală, normală Gauss sau prin legile de distribuție euleriană de tip gamma și beta sau legi de distribuție de tip weibulleriene.
- 4) Curbele separării totale a materialului pe site pot fi reprezentate prin legi de distribuție de tip Rosin Rammler, Gauss sau funcția de tip logistic cu doi parametri precum și alte relații matematice preluate din statistica matematică.
- 5) Relațiile matematice prezentate anterior caracterizează procesul de separare din punct de vedere stochastic fără a ține seama de parametrii principali ai regimului de lucru decât prin intermediul coeficienților acestor ecuații.
- 6) Reprezentarea deterministă a procesului de separare poate fi realizată cu ajutorul unor relații matematice determinate pe baza teoriei analizei dimensionale luând în calcul și parametrii principali ai procesului de lucru.
- 7) Pentru analiza procesului de separare pe o sită conică cu profil exterior a fost concepută, proiectată și realizată, o instalație experimentală prevăzută cu un mecanism cu culisă oscilantă pentru acționarea sitei în mișcarea de oscilație circulară plană.
- 8) Analiza influenței parametrilor cinematici ai sitei asupra procesului de separare a fost estimată atât prin curbele de distribuție de tip normală sau Gauss, cât și prin curbele separării totale pentru materialul care a trecut prin orificiile sitei cu legea de distribuție Rosin Rammler.

- 9) Constatările rezultate în urma analizelor efectuate sunt precizate la fiecare subcapitol în parte. Astfel o separare eficientă a semințelor prin orificiile sitei are loc la o frecvență de oscilație între 250 – 520 osc/min și la amplitudinii medii ale deplasării sitei pe direcția brațului de acționare.
- 10) Sita poate fi utilizată cu succes și pentru sortare după dimensiuni a semințelor aceleiași culturi dacă parametrii regimului de lucru sunt aleși corespunzător.

8. Concluzii generale, contribuții, perspective

8.1. Concluzii generale

- 1) Mișcarea vibratorie este utilizată, în practică, în diverse domenii de activitate inclusiv în agricultură și industria alimentară, atât pentru transportul unor produse granulare și pulverulente sau chiar sub formă de bucăți, cât și pentru a realiza procesele de separare, adică pentru eliminarea impurităților din amestecurile de semințe sau pentru sortarea după dimensiuni a produselor vegetale.
- 2) De asemenea, mișcarea vibratorie este utilizată pentru alimentarea uniformă cu material a diverselor utilaje de separare sau prelucrare, așa cum este cazul și pentru utilaje din domeniul recoltării și prelucrării produselor agricole.
- 3) Tehnologiile de condiționare sunt relativ diferite când se pune problema destinației finale a semințelor în sensul că unele operații specifice de condiționare pot lipsi din fluxul tehnologic, iar altele noi, pot fi adăugate în funcție de caracteristicile fizico-mecanice ale semințelor și necesităților speciale de condiționare.
- 4) Imediat după recoltare, produsele agricole de natură vegetală, (cu preponderență semințele culturilor agricole), prezintă o puritate relativ scăzută cu un conținut scăzut, diferit, de corpuri străine, fiind necesară curățirea acestora.
- 5) Semințele utilizate ca material de semănat trebuie să fie dintre cele mai dezvoltate cu o capacitate germinativă ridicată, ceea ce se obține numai prin sortarea (calibrarea) acestora.
- 6) Separarea corpurilor străine din amestecurile de semințe se realizează pe baza diferențelor între caracteristicile fizice ale semințelor și corpurilor străine (dimensiuni, proprietăți aerodinamice, coeficient de frecare, proprietăți elastice, formă, densitate, culoare, etc).
- 7) Separarea după dimensiuni (lățime și grosime) se realizează cu ajutorul utilajelor prevăzute cu site prin imprimarea unei stări de cernere, suprafețelor de separare care să asigure mișcarea relativă a materialului în raport cu sita.
- 8) Pentru asigurarea stării de cernere a materialului pe site este necesară, fie înclinarea corespunzătoare a sitei, fie imprimarea unei mișcări vibratorii (oscilante) suprafeței de separare.
- 9) Forma orificiilor sitelor de curățire și sortare a semințelor culturilor agricole se alege atât în funcție de dimensiunea după care se face separarea (circulară sau alungită), cât și în funcție de forma semințelor (triunghiulară, pătrată).
- 10) Forma suprafețelor de separare poate fi: plană, cilindrică, conică cu profil exterior sau interior, hexagonală, având mișcare de oscilație rectilinie alternativă, circular alternativă sau mișcare de rotație după un ax vertical sau orizontal.
- 11) Caracteristicile constructive ale utilajelor de curățire și sortare a semințelor se diferențiază atât după tipul suprafeței de separare, sistemul de acționare adoptat, cât și în funcție de firma constructoare.
- 12) Descrierea procesului de separare a semințelor prin relații matematice este dificil de realizat datorită complexității fenomenului și multitudinii factorilor care intervin în proces.
- 13) Majoritatea relațiilor matematice propuse de cercetători, în literatura de specialitate, pentru descrierea procesului de separare au la bază o serie de ipoteze simplificatoare, iar aprecierea calității pe sită ține seama de raportul efectiv dintre cantitatea de impurități și masa de semințe.

- 14) Procesele de cernere, sunt procese care supun materialul de prelucrat la mișcări periodice, ceea ce a condus la folosirea unor sisteme de acționare care să impună organelor active ale utilajelor mișcări periodice de tip oscilator sau vibrații.
- 15) Mișcarea oscilatorie a suprafețelor de separare este caracterizată prin parametri săi de bază: frecvența oscilațiilor și amplitudinea oscilației; trebuie avuți în vedere și alți parametri care țin atât de proces, cât și de caracteristicile materialului ce trebuie prelucrat : unghiul de înclinare a sitelor, coeficienții de frecare, viteza optimă de cernere și viteze limită impuse de trecerea prin site, interacțiunile dintre particule, interacțiunile cu suprafețele de cernere, consumul energetic la prelucrare, dimensiunile și forma orificiilor de separare.
- 16) Separatoarele cu site se realizează sub forma unor blocuri oscilante antrenate de mecanisme care imprimă mișcarea de cernere materialului aflat pe suprafața de separare. Mecanismele care generează mișcarea oscilatorie pot fi: bielă-manivelă, cu culisă oscilantă, dispozitive vibratoare cu mase excentrice neechilibrate în mișcare de rotație sau dispozitive vibratoare cu electromagneți etc.
- 17) Din punct de vedere dinamic, separatorul vibrator reprezintă un sistem vibrant cu una sau mai multe mase oscilante, legate de suport sau între ele cu elemente elastice (din metal sau din cauciuc) și dintr-un sistem de antrenare (acționare) care asigură generarea unor forțe perturbatoare necesare pentru un sistem oscilant stabil.
- 18) Organul de lucru al mașinilor vibratoare (cu blocuri de site) are, în general, o mișcare de translație, rectilinie sau circulară, în funcție de tipul generatorului de vibrații.
- 19) Cele mai utilizate generatoare de vibrații pentru acționarea blocurilor oscilante sunt, în prezent, sistemele cu mase neechilibrate în mișcare de rotație, care au ca rezultat o forță perturbatoare dirijată (unidirecțională).
- 20) Oscilațiile organului de lucru ale mașinilor vibratoare pe o anumită direcție sunt cele care imprimă mișcarea relativă a particulelor de material pe site, atât de importantă pentru cernere. Acestea sunt importante atât pentru particulele care trebuie să se separe prin orificii, cât și pentru particulele de dimensiuni mai mari decât orificiile care trebuie transportate către evacuare pentru a nu înrăutăți procesul de separare.
- 21) Generatoarele centrifugale de vibrații dezvoltă forțe de inerție cu variație periodică, ca urmare a rotirii unor mase neechilibrate dispuse excentric.
- 22) Există o multitudine de variante constructive de generatoare de vibrații utilizate la mașinile pentru prelucrarea produselor agricole ce pot fi de tip mecanic, cu unul sau doi volanți cu mase neechilibrate, dispuși într-un plan normal la tija de susținere.
- 23) Variația în timp a forțelor și momentelor dezvoltate de generatoarele de vibrații utilizate la mașinile pentru prelucrarea produselor agricole depind de mișcarea organului ce trebuie acționat, precum și de caracteristicile motorului ce antrenează masele neechilibrate (turație, putere).
- 24) Mașinile vibratoare (așa cum sunt separatoarele de impurități SI-800 sau SI-510) au în componență: unul sau două generatoare de vibrații mecanice; una sau mai multe mase în mișcare (organe de lucru, mase de echilibrare); elemente elastice (arcuri elicoidale, arcuri lamelare, tampoane din cauciuc).
- 25) Studiul cinematic și dinamic al suprafețelor de separare (organul de lucru) este necesar pentru estimarea interacțiunii cu materialul de prelucrat și a mișcării acestuia pe suprafața de lucru, corelate cu desfășurarea optimă a procesului de separare sau de transport.
- 26) Ecuațiile diferențiale care rezultă din studiul teoretic al fenomenelor vibratorii ale blocurilor oscilante sunt, de obicei, destul de dificil de rezolvat, necesitând utilizarea de metode numerice și de mai multe iterații (poate de ordinul sutelor), iar trasarea grafică a parametrilor vibrațiilor (acelerații, viteze, deplasări) este posibil să nu corespundă cu spectrele reale determinate experimental.
- 27) Sunt necesare cercetări experimentale pentru determinarea corespunzătoare a parametrilor vibrațiilor din spectrele de vibrații obținute și corelarea acestora cu rezultatele studiilor teoretice în vederea estimării regimului cinematic optim al mașinii vibratoare.

- 28) Ipotezele simplificatoare utilizate în modelarea matematică a proceselor de separare pot conduce la rezultate mai mult sau mai puțin edificatoare care se pot îndepărta uneori de fenomenul real.
- 29) Din observațiile făcute după efectuarea încercărilor experimentale se constată o cernere mai bună în zona opusă acționării, unde se poate observa din spectrele de accelerații că, valorile acestora sunt mult inferioare ca amplitudine, comparativ cu cele din zona de acționare. Acest lucru conduce la viteze mari ale sitei care depășesc viteza tehnologică limită de cernere.
- 30) Pentru a evita zonele cu cernere inefficientă, ar trebui, cumva introduse restricții în ceea ce privește legarea sitei sau o acționare simetrică. Există, de asemenea, posibilitatea acționării cu ajutorul unui generator de vibrații cu mase neechilibrate care să fie plasat pe axa de simetrie a sitei.

8.2. Contribuții personale

- 1) Evidențierea oportunității și utilității temei de doctorat cu precizarea obiectivului principal al lucrării ca fiind studiul fenomenelor vibratorii privind utilajele din domeniul prelucrării produselor agricole, cu referire la o sită conică suspendată cu mișcare circulară oscilantă și propunerea acesteia spre utilizare în practică.
- 2) Realizarea unui studiu privind curățarea și sortarea produselor agricole prin utilizarea mișcării vibratorii cu prezentarea principalelor metode și soluții constructive de separare.
- 3) Elaborarea unei sinteze privind metodele de generare a mișcării oscilante, a tipurilor principale de generatoare de vibrații, cu precizarea relațiilor forțelor excitatoare de vibrații și a componentelor acestora, precum și a unor soluții constructive de generatoare de vibrații și a elementelor de sprijin pentru blocurile oscilante.
- 4) Realizarea unui studiu privind modelarea fizică și matematică a fenomenelor vibratorii la blocurile de separare cu mișcare oscilantă, în mod deosebit a celor acționate cu generatoare de vibrații cu mase neechilibrate în mișcare de rotație, cu aplicații pe utilaje reale existente în practică.
- 5) Conceperea, proiectarea și realizarea unui stand experimental, având în componență o suprafață de separare conică exterioară, cu ax vertical, suspendată în trei puncte echidistante prin trei cabluri metalice la o distanță egală de axa verticală a conului, atât la partea de sus cât și la partea de jos, cu experimentarea acestuia în condiții de laborator în vederea propunerii acesteia ca utilaj de separare în condiții de exploatare.
- 6) Modelarea matematică a mașinii vibratoare propuse, cu determinarea ecuațiilor diferențiale ale mișcării sitei conice suspendate, prin utilizarea ecuațiilor lui Lagrange, integrarea numerică a acestora, cu metoda Ruge Kutta de ordinul IV, într-un program de calcul scris în limbajul Turbo Pascal, și trasarea grafică a traiectoriei sitei în punctul de legătură cu brațul mecanismului de acționare.
- 7) Elaborarea unui model matematic pentru studiul mișcării materialului pe suprafața sitei conice vibratoare în baza unor ipoteze simplificatoare, în acord cu literatura de specialitate în domeniu, și determinarea ecuațiilor diferențiale ale mișcării materialului pe sită.
- 8) Realizarea unui program de calcul, în limbajul Turbo Pascal, pentru integrarea numerică a ecuațiilor diferențiale ale mișcării materialului pe sită, și trasarea grafică a variației vitezei de deplasare a particulelor pe suprafața de separare pe baza rezultatelor obținute la integrarea numerică.
- 9) Determinarea prin calcule geometrice adecvate, a amplitudinii oscilației sitei în punctul de legătură cu brațul de acționare, valori care au fost utilizate apoi și în cercetările experimentale.
- 10) Analiza cinematică și structurală a mecanismului de acționare a sitei, și trasarea grafică a deplasărilor și vitezelor punctelor caracteristice ale sitei pentru mai mulți parametri cinematici impuși în analiză (frecvențe și amplitudini ale oscilațiilor diferite).

- 11) Stabilirea unei metodici de cercetare, pentru determinarea parametrilor vibrațiilor, în condiții de lucru diferite în vederea identificării regimului optim de vibrații care să fie apoi utilizat în cercetări experimentale de proces.
- 12) Elaborarea unui program de achiziție și prelucrare a semnalelor de vibrații, în limbaj Labview, achiziția semnalelor și realizarea spectrelor vibrației, urmată de interpretarea adecvată a acestora.
- 13) În acord cu rezultatele cercetărilor experimentale legate de fenomenele vibratorii ale instalației experimentale utilizate a fost concepută o metodologie de cercetare a procesului de separare pentru aceiași parametri ai vibrației utilizați și în studiul fenomenelor vibratorii.
- 14) Studiul procesului de separare și analiza mișcării materialului pe sită, au fost realizate prin trasarea grafică și interpretarea corespunzătoare, a curbelor de separare specifice, curba de distribuție a materialului pe generatoarea sitei și curba procentului cumulativ de material separat sub sită.
- 15) Prelucrarea, analiza și interpretarea rezultatelor obținute cu estimarea influenței parametrilor vibrațiilor și ai procesului de separare în general.
- 16) Verificarea pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale, a corelației acestora, cu legi de distribuție uzuale din literatura de specialitate, a distribuției statistice, atât pentru curbele de distribuție cât și pentru curbele cumulative ale procesului și identificarea celui mai adecvat model matematic.
- 17) Studiul influenței parametrilor vibrațiilor, asupra indicilor de calitate ai procesului cu referire, în special, asupra pierderilor de semințe la separarea impurităților mari dintr-un amestec de semințe de rapiță și impurități păioase.
- 18) Estimarea gradului de sortare și calibrare a semințelor, în funcție de parametri regimului de lucru adoptat (frecvențe și amplitudini ale oscilației diferite).

8.3. Direcții noi de cercetare

1. Continuarea cercetărilor pentru estimarea și studiul proceselor de separare și pentru alte semințe ale culturilor agricole.
2. Continuarea cercetărilor pe sita conică a unui utilaj de separare realizat pentru condiții de exploatare normale care să fie implementat într-o stație de condiționat semințe.
3. Continuarea cercetărilor teoretice și experimentale în vederea corelării dimensiunilor și formei orificiilor sitei cu dimensiunile și forma particulelor materialului prelucrat.
4. Continuarea cercetărilor în vederea aprofundării fenomenelor de sortare și calibrare a semințelor culturilor agricole în vederea utilizării acestora ca material de semănat.
5. Studiarea posibilităților de îmbunătățire a modului de acționare a sitei și a legăturii dintre aceasta și mecanismul de acționare cu verificarea experimentală a calității procesului de separare.

9. BIBLIOGRAFIA SELECTIVĂ

12. Bratu P. – Vibrațiile sistemelor elastice, Editura Tehnică, București, 2000;
16. Bugaru M., Vasile O., Tiron A., Stănilă R., David M., **Stoica D.**, Niță S., Toma A.G., Costache A., Prunău M., - Statica, noțiuni de teorie și aplicații, București, Editura Pinguin Book, 2006;
23. Căsândroiu T. – Utilaje pentru prelucrarea primară și păstrarea produselor agricole, Univ.Politehnică București, 1993;
27. Căsândroiu T., Voicu Gh., Maican E. – A Mathematical model for the seed losses prediction on the cleaning system sieves of the harvesting combines, Modelling and optimization in the machines building field MOCM – 14, vol.2, Romanian Technical Sciences Academy, University of Bacău, 2008;

28. Căsândriou T., Popescu M., Voicu Gh. – A developing a mathematical model for simulating the seed separation process on the plane sieves, Scientific Bulletin, U.P.B., Series D: Mechanical Engineering, vol. 71, 2009, Issue3, pag.17-27;s
45. Ene Gh., Echipamente pentru clasarea și sortarea materialelor solide polidisperse, Ed. MatrixROM, București, 2005;
46. Ermolev J.I. – Main laws of operation of profile sieves in grain purification machines, Agrartechnik, 10/1983 , p 454 - 455;
49. German R.F., Lee J.H.A. – Grain separation on oscillating combine sieves as affected by air volume and frequency, Transactions of the ASAE, 12 (6)/1969;
53. Harrison H. P., Blecha A., Screen oscillation and aperture size – Sliding only, Transactions of the ASAE, 1983, p.343-348
56. Ion C., Crăifăleanu A. – Sinteze de dinamică și mecanică analitică, Editura Matrix-Rom, București, 2002;
59. Jun-xia Yan, Chu-sheng Liu, La-la Zhao, Dynamic characteristics of vibrating screen with determinate structure and statistically indeterminate structure, Applied mechanics and materials, p.1850-1854, vols.34-35, 2010;
60. Kichkar, I. Yu., Analysis of an assigned oscillatory trajectory of a vibratory drilling screen, Chemical and Petroleum Engineering, Vol.46, Nos.1–2, p.69-71, 2010
82. Motomanca A., **Stoica D.**, Stănilă R. – Câteva rezolvări ale modelului simplificat de studiu al vibrațiilor de înaltă frecvență ale învelișurilor și barelor, Simpozionul de Mecanică Teoretică și Aplicat, In Memoriam, Prof.Dr.Doc.Rudolf Voinaroski, Universitatea Petrol & Gaze , Ploiești, 2003, Vol. LV, ISSN 1221-9371;
83. Motomanca A., Stănilă R., **Stoica D.** – Un model simplificat de studiu al vibrațiilor de înaltă frecvență ale învelișurilor și barelor , Simpozionul de Mecanică Teoretică și Aplicat, In Memoriam, Prof.Dr.Doc.Rudolf Voinaroski, Universitatea Petrol & Gaze , Ploiești, 2003, Vol. LV, ISSN 1221-9371;
89. Orășanu N., Voicu Gh., Some considerations about the study of particles motion on the conical sieve, Proceedings of the International Conference „Research people and actual tasks on multidisciplinary sciences”, vol. 2, Lozenec, Bulgaria, 2007;
93. Panțuru D., Bârsan I.G. – Calculul și construcția utilajelor din industria morăritului, Editura Tehnică, București, 1997;
96. Păunescu I., David L. – Bazele cercetării experimentale a sistemelor biotehnice, Editura Printech, București, 1999;
97. Pelecudi Chr., Maroș D., ș.a. – Mecanisme; Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985;
110. Popa C., Dinu I., **Stoica D.**, Ion C.G. – Cercetări privind dinamica mișcării granulelor în cilindrii cu alveole, Sesiunea de Comunicări Științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2006, Ed. Conspress 2006, pag. 175 – 178;
111. Popa C., Dinu I., David M.F., **Stoica D.** – Studiul cinematicii mecanismelor bielă – manivelă întâlnite la mașinile de curățat și sortat semințe, lucrări Științifice cu tema: „Sisteme Biotehnice. Transfer tehnologic în agricultură și industria alimentară, pag. 259 – 262 , INMATEH 2005
112. Popa C., Dinu I., David M, **Stoica D** – Cercetări privind cinematica mecanismelor cu culisă oscilantă folosite în construcția mașinilor agricole ” Conferința Gorjanul în mileniul trei.
113. Popa C., Dinu I., **Stoica D.**, Vasile O. – Cercetări privind mișcarea granulelor în timpul separării lor pe site plane, Sesiunea de Comunicări Științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2006, Ed. Conspress, pag. 171 – 174, 2006
114. Popescu I. – Cercetări privind procesul de lucru al mașinilor de curățat și sortat semințe, Teza de doctorat, 2010;
120. Rus Fl, Operații de separare în industria alimentară, Editura Universității Transilvania Brașov, 2001;
121. Rothaug S., Wacker P., Yin W and Kutzbach H.D., Capacity increase of cleaning units by circular oscillation, Electronic-only Proceedings of the International Conference on Crop

- Harvesting and Processing, 2003, Louisville, Kentucky USA, ASAE Publication Number 701P1103e, <http://asae.frymulti.com/azdez.asp?JID=1&AID=15173&CID=chp2003&T=2>
129. Staicu S., **Stoica D.**, Popescu M., Cretu C. – Analyse Cinematique du robot TTR pour sondage curviligne, Publicat de Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi, Iași Tomul LI (LIV), Secția Construcții de Mașini Supliment Mecanica Teoretică 2005, Al II – lea Simpozion Internațional de Mecanică Teoretică și Aplicată, Dimitrie Mangeron;
 130. **Stoica D.**, Voicu Gh., Ungureanu N., Voicu P., Carp C. C., Influence of oscillations amplitude of sieve on the screening process for a conical sieve with oscillatory circular motion, Journal of Engineering studies and research, pag 83-89, Bacău, 2011
 131. **Stoica D.**, Orășanu N., Craifaleanu A., Conical vibrating sieve lucrare acceptată și în curs de publicare în buletinul UPB;
 132. **Stoica D.**, Elemente actuale de tip vibrator la mașinile și sisteme pentru prelucrarea materialelor și a produselor agricole, Referat nr. 1 (Teza de doctorat), București , 2006;
 133. **Stoica D.**, Modelarea fizică și matematică a fenomenelor vibratorii pe care le comportă utilajele și mașinile pentru prelucrarea produselor agricole, Referat nr 2, București, 2007;
 134. **Stoica D.**, Cercetări experimentale privind unele tehnologii ce comportă fenomene vibratorii în cadrul utilajelor și mașinilor destinate prelucrării produselor agricole, Referat nr.3, București, 2008
 138. Țucu D. – Morăritul - Sisteme tehnologice și structuri productive, Ed.Mirton, Timișoara, 1994;
 140. Tabatabaeefar A., Aghagoolzadeh H., Mobli H., Design and Development of an Auxiliary Chickpea Second Sieving and Grading Machine, Manuscript FP 03 005. Vol. V. December 2003;
 145. Voicu Gh. – Cercetări privind mișcarea materialului pe site sub influența curentului de aer la sistemele de curățire ale combinelor de cereale, teză de doctorat, U.P.B, 1996;
 147. Voicu Gh., Căsândroi T., Toma L. – Modele statistice adecvate pentru aprecierea distribuției intensității separării semințelor pe sitele sistemului de curățire de la combine, Internațional Symposium SIPA Timișoara 2005;
 148. Voicu Gh., Căsândroi T., Toma L. – A multiple logistic regression statical model to estimate grain losses on sieve cleaning system from combine, In Proceedings Actual Task on Agricultural Engineering, of the 34th Internațional Symposium on agricultural engineering, Opatija, Croația, pag 481 – 491, 2006;
 149. Voicu Gh., **Stoica D.**, Ungureanu N. - Influence of oscillation frequency of a sieve on the screening process for a conical sieve with oscillatory circular motion, lucrare acceptată și în curs de publicare în Journal of Agricultural Science and Technology, ISSN 1939-1250, USA June. 2011, Volume 5, No.2 (Serial No.27)
 150. Voicu Gh., Târcolea C. , Căsândroi T – Eulerian and Weibullean Function Used for Simulation the Seedsof the Cleaning System, Journal of Agricultural Machinerz Science, vol.4, nr.4, Turcia, 2008;
 151. Voicu Gh., Plosceanu B., Voicu P. – Aspecte cu privire la acționarea cu generatoare de vibrații cu contragreutăți a blocurilor de separare cu site în industria morăritului, Vol. Sesiuni științifice INMATEH 1 , INMA București 2006;
 152. Voicu Gh., Casandroi T., Toma L., Predictions regarding the influence of the material movement along the sieve on seeds separation in cleaning systems from the cereal combine, Proceedings ”Actual tasks on agricultural engineering”, Croatian, 2007;
 153. Voicu Gh., **Stoica D.**, Ungureanu N., Plosceanu B., Workflow and on the efficiency of a conical suspended sieve with swinging movement, Proceedings of 3rd International Conference „Research people and actual tasks on multidiciplinary sciences”, Lozenec, Bulgaria, 2011;
 169. x x x – Prospecte „Aviteq GmbH “,

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

CURRICULUM VITAE	
Nume și prenume	STOICA Dorel
Data nașterii	9 august 1978, București
Adresă	Str. Politehnicii, nr. 2 , bl. 5A, Sc.3 , ap.111, București
Telefon: E-mail	0724.917.143; dorelstc@yahoo.com
Educație și formare	1992 – 1996 Liceul industrial nr.14, profil depanator radio tv 1997 – 2002 Universitatea Politehnica București – Facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnice, specializarea Mașini și instalații pentru prelucrarea produselor agricole; 2002 – 2004 Universitatea Politehnica București – Master în cadrul Catedrei de Mecanică, specializarea Controlul Zgomotului și Vibrațiilor din 2002 – Doctorand în :Științe inginerești, domeniul Inginerie mecanică
Locul de muncă	Universitatea Politehnica București – Facultatea Ingineria Sistemelor Biotehnice – Catedra de Mecanică
Activitate didactică	Susținere seminarii de Mecanică (statică, cinematică și dinamică) la următoarele facultăți: Automatică și Calculatoare, Transporturi, Știința și Ingineria Materialelor, Inginerie Mecanică, Energetică, Electrotehnică, Ingineria Sistemelor Biotehnice.
Lista articolelor publicate în domeniul tezei de doctorat	<ol style="list-style-type: none"> 1. Popa C., Dinu I., David M.F., Stoica D. – Studiul cinematicii mecanismelor bielă – manivelă întâlnite la mașinile de curățat și sortat semințe, lucrări Științifice cu tema: „Sisteme Biotehnice. Transfer tehnologic în agricultură și industria alimentară, pag. 259 – 262 , INMATEH 2005 2. Popa C., Dinu I., Stoica D., Vasile O. – Cercetări privind mișcarea granulelor în timpul separării lor pe site plane, Sesiunea de Comunicări Științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2006, Ed. Conspress, pag. 171 – 174, 2006 3. Stoica D., Voicu Gh., Ungureanu N., Voicu P., Carp C. C., Influence of oscillations amplitude of sieve on the screening process for a conical sieve with oscillatory circular motion, Journal of Engineering studies and research, pag 83-89, Bacău, 2011 4. Stoica D., Orășanu N., Craifaleanu A., Conical vibrating sieve lucrare acceptată și în curs de publicare în buletinul UPB; 5. Voicu Gh., Stoica D., Ungureanu N., Plosceanu B., Workflow and the efficiency of a conical suspended sieve with swinging movement, Proceedings of 3rd International Conference „Research people and actual tasks on multidisciplinary sciences”, Lozenec, Bulgaria, 2011; 6. Voicu Gh., Stoica D., Ungureanu N. - Influence of oscillation frequency of a sieve on the screening process for a conical sieve with oscillatory circular motion, lucrare acceptată și în curs de publicare în Journal of Agricultural Science and Technology, ISSN 1939-1250, USA June. 2011, Volume 5, No.2 (Serial No.27)
Lucrări prezentate în cadrul pregătirii la Școala Doctorală:	<ol style="list-style-type: none"> 1. Stoica D., Elemente actuale de tip vibrator la mașinile și sisteme pentru prelucrarea materialelor și a produselor agricole, Referat nr. 1 (Teza de doctorat), București , 2006; 2. Stoica D., Modelarea fizică și matematică a fenomenelor vibratorii pe care le comportă utilajele și mașinile pentru prelucrarea produselor agricole, Referat nr 2, București, 2007; 3. Stoica D., Cercetări experimentale privind unele tehnologii ce comportă fenomene vibratorii în cadrul utilajelor și mașinilor destinate prelucrării produselor agricole, Referat nr.3, București, 2008