

UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI
FACULTATEA DE INGINERIA SISTEMELOR BIOTEHNICE
CATEDRA DE MECANICĂ

REZUMAT

TEZA DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII LA MODELAREA CONTROLULUI ZGOMOTULUI ȘI VIBRAȚIILOR

CONTRIBUTIONS ON MODELLING
OF NOISE AND VIBRATION CONTROL

Conducător științific

Prof. Univ.Dr. Ing. NICOLAE ENESCU
Membru al Academiei de Științe Tehnice din România

Doctorand

Ing. OVIDIU VASILE

BUCUREȘTI
2009

PREFATĂ

Prezenta lucrare de doctorat își propune să aducă unele contribuții privind modelarea controlului zgomotului și vibrațiilor pentru atenuatoare de zgomot în configurații simple, dar și mai complexe. În lucrare se urmărește dezvoltarea modelelor numerice utilizând metoda matricelor de transfer și metoda elementelor de frontieră.

Prin finalizarea acestei lucrări se deschid noi direcții de cercetare în acest domeniu atât în ceea ce privește modelarea numerică cât și măsurătorile experimentale.

Cu această ocazie, doresc să exprim respectul și prețuirea pentru conducătorul științific, domnul profesor doctor inginer Nicolae Enescu pentru sprijinul acordat, pentru îndrumarea permanentă și încrederea dovedită pe parcursul elaborării și finalizării tezei de doctorat.

Calde mulțumiri le aduc domnului profesor Polidor Bratu de la Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați și domnului dr.ing. Vladimir Kolumban de la Laboratorul de Acustică și Vibrații al ICECON S.A., pentru ajutorul dat la elaborarea standului de încercare pentru determinarea pierderii prin transmisie a atenuatoarelor de zgomot și elaborarea părții experimentale.

De asemenea, mulțumesc colectivului Catedrei de Mecanică, Facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnice de la Universitatea POLITEHNICA din București, pentru suportul permanent, îndeosebi domnului profesor Mihai Bugaru pentru ajutorul și colaborarea avută în elaborarea mai multor lucrări științifice în domeniul atenuatoarelor de zgomot.

Aduc de asemenea mulțumiri domnului prof.dr.doc.mat. Petre P. Teodorescu și încă o dată domnilor profesori Polidor Bratu și Mihai Bugaru pentru răbdarea de a analiza prezenta teză.

În final, doresc să aduc calde mulțumiri soției mele Carmen, care a crezut în mine și m-a încurajat în toate momentele grele ale acestei perioade.

Autor,

Ing. Ovidiu Vasile

CUPRINSUL TEZEI DE DOCTORAT

PREFAȚĂ	2
CUPRINS	3
INTRODUCERE	5
CAPITOLUL 1. LEGISLAȚIA ȘI STADIUL ACTUAL PRIVIND REDUCEREA ZGOMOTULUI FOLOSIND ATENUATOARELE DE ZGOMOT	9
1.1. Elemente privind legislația națională și standardele utilizate pentru determinarea parametrilor acustici ai amortizoarelor de zgomot	9
1.1.1. Generalități	9
1.1.2. Criterii de apreciere a zgomotului urban	10
1.1.3. Aspecte legislative asupra HG 321/2005 și a Directivei 2002/49 CE	11
1.1.4. Standardele naționale și internaționale utilizate pentru determinarea parametrilor acustici pentru atenuatoarele de zgomot.....	13
1.2. Stadiul actual privind reducerea zgomotului folosind atenuatoarele de zgomot	18
CAPITOLUL 2. MODELAREA ȘI PERFORMANȚELE ACUSTICE ALE ATENUATOARELOR DE ZGOMOT	22
2.1. Modelarea și similitudinea în acustică	22
2.1.1. Bazele teoriei modelării și similitudinii acustice	22
2.1.2. Modelarea proceselor de propagare a sunetului	24
2.2. Atenuatoare de zgomot. Generalități	27
2.2.1. Clasificarea atenuatoarelor de zgomot. Caracteristici	28
2.2.2. Terminologii și definiții ale performanței	31
2.2.3. Lărgirea secțiunii transversale a atenuatorului de zgomot	33
CAPITOLUL 3. METODA MATRICELOR DE TRANSFER	35
3.1. Aplicarea metodei matricelor de transfer pentru un atenuator cu o singură cameră de expansiune	36
3.2. Dezvoltarea metodei pentru atenuatorul de zgomot cu două camere de expansiune	41
3.2.1. Efectul partiției și al diametrului găurii deflectorului	44
3.3. Dezvoltarea metodei pentru atenuatorul de zgomot cu trei camere de expansiune	46
3.4. Dezvoltarea metodei pentru atenuatorul de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă intermediară cu perforații	51

CAPITOLUL 4. METODA ELEMENTELOR DE FRONTIERĂ	57
4.1. Generalități	57
4.2. Metoda analitică	58
4.3. Metode numerice	58
4.4. Metoda elementului de frontieră	61
4.5. Calculul pierderii prin transmisie folosind metoda elementelor de frontieră - BEM	72
4.5.1. Evaluarea parametrilor TL și IL	74
4.5.2. Condițiile la frontieră (limită)	75
4.6. Aplicație VNoise pentru un atenuator de zgomot cu o singură cameră de expansiune	76
4.7. Aplicație VNoise pentru un atenuator de zgomot cu două camere de expansiune	79
CAPITOLUL 5. ANALIZA EXPERIMENTALĂ A ATENUATOARELOR DE ZGOMOT MODULARE	83
5.1. Elementele componente ale atenuatorului de zgomot modular studiat	83
5.2. Aparatura necesară pentru încercare	88
5.3. Măsurarea pierderii prin transmisie. Standul de măsurare	91
5.4. Prezentarea rezultatelor experimentale	92
5.4.1. Organizarea proiectelor PULSE	92
5.4.2. Rezultatele experimentale în situațiile considerate	99
5.4.3. Câteva comparații între rezultatele experimentale și modelele teoretice	115
CAPITOLUL 6. CONCLUZII. CONTRIBUȚII ORIGINALE. PERSPECTIVE	122
6.1. Concluzii finale	122
6.2. Contribuții originale	124
6.3. Perspective	126
BIBLIOGRAFIE	128
ANEXA 1. Secțiuni de programe MATLAB pentru determinarea pierderii prin transmisie	135
ANEXA 2. Proiect atenuator de zgomot modular	146
ANEXA 3. Rezultatele experimentale	163

INTRODUCERE

Prezenta lucrare abordează un domeniu de cercetare de interes major în contextul actual privind modalitățile de reducere a poluării sonore, datorate autovehiculelor, vaselor sub presiune sau a diferitelor mașini și utilaje ce presupun ejecții atmosferice ca rezultat al diverselor procese tehnologice.

Lucrarea de față vine să abordeze o modalitate directă și fezabilă de reducere cu 6-10 dB a nivelului mediu echivalent al presiunii sonore a zgomotului și cu 15-25 dB vârfurile (peak-to-peak) a nivelelor presiunii sonore a zgomotului prin utilizarea unor atenuatoare de zgomot multietajate (modulare). În cazul atenuatoarelor de zgomot reactive, studiate în principal în această lucrare, domeniul de frecvențe în care eficacitatea atenuatoarelor este maximă depinde în cea mai mare măsură de configurațiile geometrice și de montaj alese.

În acest scop mi-am propus studiul unui atenuator de zgomot reactiv realizat într-o *configurație originală*, format din *module* care se pot monta și demonta cu ușurință. Astfel a fost posibilă testarea și analizarea mai multor configurații diferite de atenuatoare de zgomot.

Direcțiile principale prezentate în această lucrare sunt:

- prezentarea legislației în vigoare privind emisiile de zgomot în exterior și metodele de măsurare ale atenuatoarelor de zgomot;
- analizarea stadiului actual pe plan național și internațional privind reducerea zgomotului emis în exterior;
- clasificare, caracteristici și tipuri de atenuatoare de zgomot;
- metode de modelare a atenuatoarelor de zgomot;
- prezentarea stand-ului de măsurare cu soluțiile alese pentru studiu; proiectarea atenuatorului de zgomot modular;
- prezentarea rezultatelor modelelor de calcul matematic și a măsurătorilor efectuate în mai multe situații de montaj.

În timpul derulării prezentei lucrări am propus și câștigat în cadrul competiției din anul 2007 un *proiect pentru tinerii doctoranzi* (proiect tip TD) derulat pe o perioadă de un an (până în decembrie 2007), cu titlul "**Reducerea zgomotului cu ajutorul atenuatoarelor de zgomot multietajate moderne**", din cadrul competițiilor CNCSIS. Finalizarea cu succes a acestui proiect a constituit un factor pozitiv care mi-au îndreptat pașii în finalizarea prezentei teze de doctorat.

Conținutul acestei lucrări abordează un subiect interdisciplinar la granița dintre: acustică tehnică, acustica fizică, tehnologia construcțiilor și mediu - toate acestea încorporate pentru observarea, prevenirea, atenuarea, adaptarea și restaurarea factorilor de mediu naturali și artificiali.

Lucrarea este organizată și structurată în 6 capitole care cuprind studii teoretice și experimentale care pun în evidență pierderea prin transmisie a sunetului care apare la atenuatoarele de zgomot, cu scopul de a găsi soluții optime de atenuatoare de zgomot la care pierderea prin transmisie să fie cât mai mare și pe un domeniu de frecvență cât mai extins.

În **capitolul 1** s-a făcut o descriere generală a legislației naționale sub incidența căreia intră problematica acestei lucrări, dar și a principalelor standarde naționale și internaționale utilizate pentru determinarea parametrilor acustici ai amortizoarelor de zgomot. Tot în acest capitol s-a prezentat o analiză succintă a stadiului preocupărilor pe plan național și internațional privind reducerea zgomotului cu atenuatoarele de zgomot.

Capitolul 2 cuprinde o clasificare generală, terminologii și definiții ale performanțelor acustice privind atenuatoarele de zgomot.

Capitolul 3 prezintă metoda analitică a matricelor de transfer (TMM) aplicată pentru modelarea numerică a pierderii prin transmisie în cazul atenuatoarelor de zgomot cu una și două camere de expansiune, precum și o dezvoltare a metodei făcută de autor pentru atenuatorul cu trei camere de expansiune și o conductă intermediară cu perforații.

În **Capitolul 4** este prezentată metoda elementelor de frontieră (BEM) pentru determinarea pierderii prin transmisie și a erorilor de discretizare. Sunt prezentate de asemenea două simulări numerice VNoise pentru determinarea pierderii prin transmisie pentru atenuatorul de zgomot cu una și două camere de expansiune cu dimensiuni reale, comparate cu rezultatul analizelor prin metoda matricelor de transfer.

În **Capitolul 5** este prezentată configurația standului de încercare construit pentru măsurarea pierderii prin transmisie a atenuatoarelor de zgomot - inclusiv proiectul AutoCAD cu reprezentarea grafică a elementelor componente; metoda de măsurare reglementată adoptată, precum și aparatura utilizată pentru încercare. Sunt descrise pe scurt cele 4 proiecte PULSE utilizate la încercarea celor 22 de situații de montaj (rezultatele experimentale sunt prezentate în Anexa 3). În finalul acestui capitol sunt prezentate pe categorii de atenuatoare, comparativ, rezultatele experimentale în cele 22 de situații, precum și câteva comparații cu modelele teoretice dezvoltate prin metoda matricelor de transfer și metoda elementelor de frontieră.

Capitolul 6 este dedicat concluziilor obținute în cazul analizei comparative a diverselor situații de montaj, contribuțiilor originale aduse în domeniul temei propuse mai ales prin construirea la scară reală a unui stand de încercare precum și a perspectivelor ulterioare.

Anexele lucrării cuprind: secțiuni de programe Matlab utilizate pentru modelarea numerică a metodei matricelor de transfer (TMM) în patru situații generale; proiectul atenuatorului de zgomot cu reprezentarea în AutoCAD a părților componente standului de măsurare pentru determinarea

pierderii prin transmisie pentru atenuatoare de zgomot modulare, precum și câteva exemple de montaje de atenuatoare de zgomot; în ultima anexă sunt prezentate rezultatele experimentale, punctual pentru cele 22 situații de montaj analizate.

Lucrarea este însoțită de o listă bibliografică care cuprinde principalele lucrări consultate pe parcursul elaborării prezentei lucrări.

CAPITOLUL 1

LEGISLAȚIA ȘI STADIUL ACTUAL PRIVIND REDUCEREA ZGOMOTULUI FOLOSIND ATENUATOARELE DE ZGOMOT

1.1. Elemente privind legislația națională și standardele utilizate pentru determinarea parametrilor acustici ale amortizoarelor de zgomot

1.1.1. Generalități

Protecția omului împotriva zgomotelor se realizează unitar în întreaga țară, prin utilizarea unor criterii generale privind legislația folosită, modul de măsurare al nivelului zgomotului, aparatura utilizată, mărimile acustice și indicii folosiți în aprecierea efectelor zgomotului și limitele prevăzute pentru ca zgomotul să nu afecteze sănătatea oamenilor. Toate aceste elemente și limite menționate mai înainte sunt standardizate.

Tendența actuală în stabilirea limitelor pentru nivelurile zgomotului și vibrațiilor este de a stabili limite pentru funcționarea mașinilor și utilajelor, astfel încât, prin reducerea zgomotului la sursă să nu mai fie necesare măsuri speciale de protecție a incintelor în care lucrează aceste mașini sau în care locuiesc oameni.

Pentru aplicarea standardizării în domeniul zgomotului și vibrațiilor trebuie realizată o dotare cu aparate de măsură corespunzătoare și o cunoaștere a modului de calcul al mărimilor acustice.

1.1.2. Criterii de apreciere a zgomotului urban

Modul de apreciere al intensității zgomotului urban și unitățile fizice sau psihofiziologice care se utilizează la evaluarea nivelului zgomotului, stabilirea punctelor de măsurare și dispunerea lor în raport cu clădirile la care se măsoară nivelul de zgomot exterior sau interior precum și normele referitoare la limitele admisibile ale zgomotului urban, sunt prevăzute în diverse standarde naționale și europene. De asemenea, există metode de măsurare standardizate care vin să reglementeze problemele legate de calitatea construcțiilor din punct de vedere al capacității lor de protecție a omului împotriva nocivității zgomotului.

1.1.3. Aspecte legislative asupra HG 321/2005 și a Directivei 2002/49 CE

Hotărârea de Guvern nr. 321 din 14 aprilie 2005 [111] privind evaluarea și gestionarea zgomotului ambiental, abordează unitar, la nivel național, evitarea, prevenirea sau reducerea efectelor dăunătoare provocate de zgomotul ambiental, inclusiv a disconfortului, prin implementarea mai multor măsuri.

În cadrul hotărârii se reprezintă cadrul general pentru dezvoltarea măsurilor de reducere a zgomotului emis de sursele majore, în special de vehiculele rutiere, feroviare și de infrastructura acestora, aeronavele, echipamentele industriale și mecanismele mobile.

1.1.4. Standardele naționale și internaționale utilizate pentru determinarea parametrilor acustici pentru atenuatoarele de zgomot

Pentru o evaluare corespunzătoare a parametrilor acustici ai atenuatoarelor de zgomot și a zgomotului emis de acestea în atmosferă, este foarte important să cunoaștem conținutul standardelor naționale și internaționale aplicabile în aceste situații.

Respectarea cu strictețe a condițiilor de lucru, a condițiilor de măsurare impuse precum și respectarea metodelor de calcul standardizate au o influență considerabilă în rezultatele experimentale prezentate în partea finală a acestei lucrări.

1.2. Stadiul actual privind reducerea zgomotului folosind atenuatoarele de zgomot

Pe plan internațional una din căile de reducere a nivelului de zgomot din zonele industriale datorat ejecțiilor atmosferice este utilizarea amortizoarelor de zgomot.

Pe plan internațional calculele, de cele mai multe ori pe baze empirice, ale pierderii prin transmisie (adică eficacitatea de reducere a zgomotului aero-gazo-dinamic) au fost inițiate de Bell și Beranek [4,5,7] într-o formă incipientă a fazelor de proiectare. Ulterior în ultimii 10 ani au fost dezvoltate de către: Munjal [63,64,65]; Sastry, Munjal și Panigrahi [67,74,84]; Boden și Aborn [9]; Torregrosa, A.I., Broatch, A., Payri, R., Gonzales [97]; Kar, T., Munjal, M.L. [52]; Dokumaci [28,29,30], Wang [104]; Bilawchuk, S., Fyfe, K.R. [8], Bento Coelho, J.L., [6], Chu, Hua, Liao [21]; Dowling, J.F., Peat, K.S. [31] etc.

În Statele Unite cât și în Europa (Germania, Portugalia) s-au obținut rezultate remarcabile în domeniul proiectării, realizării și utilizării amortizoarelor de zgomot.

Pe plan național preocupări în domeniu există în cadrul *Universității Politehnica din București* la Catedra de Mecanică (Laboratorul de vibro-acustică) în cadrul căruia s-au studiat de către N. Enescu, I. Magheți, M. Bugaru, O. Vasile [11,12,13,14,34,35,70,98,99,100,102,103] atenuatori de zgomot cu aplicații militare, dezvoltarea de metode și algoritmi de calcul ai atenuării

TL (utilizarea metodei matricelor de transfer TMM și a metodei elementelor de frontieră BEM); alegerea parametrilor dimensionali; efectul perforațiilor și optimizarea geometrică.

Totodată *Institutul național de cercetare dezvoltare în construcții și economia construcțiilor-INCERC, Academia Tehnică Militară - ATM și AFICO S.A.* au avut câteva preocupări în domeniu axat în principal pe determinări experimentale în laborator și in situ.

Din mai multe puncte de vedere, tema acestei lucrări reprezintă o *noutate științifică în România* deoarece:

- se propune reducerea nivelului de poluare sonoră în zonele industriale prin utilizarea unei noi clase de amortizoare de zgomot multietajate moderne ce înglobează ultimele tendințe științifice în domeniul atenuatoarelor active;
- realizarea unor astfel de amortizoare are la bază un sistem integrat, cu buclă de control (feedback), de ultimă generație constând în: analiza spectrală a zgomotului produs la ejecția atmosferică în arealul industrial, creare și gestionare bază de date input al proiectării, proiectare amortizor, modelare virtuală pe baza unor algoritmi matematici avansați, testare numerică eficacitate atenuare zgomot, sistem feedback al proiectării, realizare model amortizor, testare și verificare în laborator, testare și verificare în condiții reale, realizarea tehnologiei de fabricație, conform figurii 1.1;

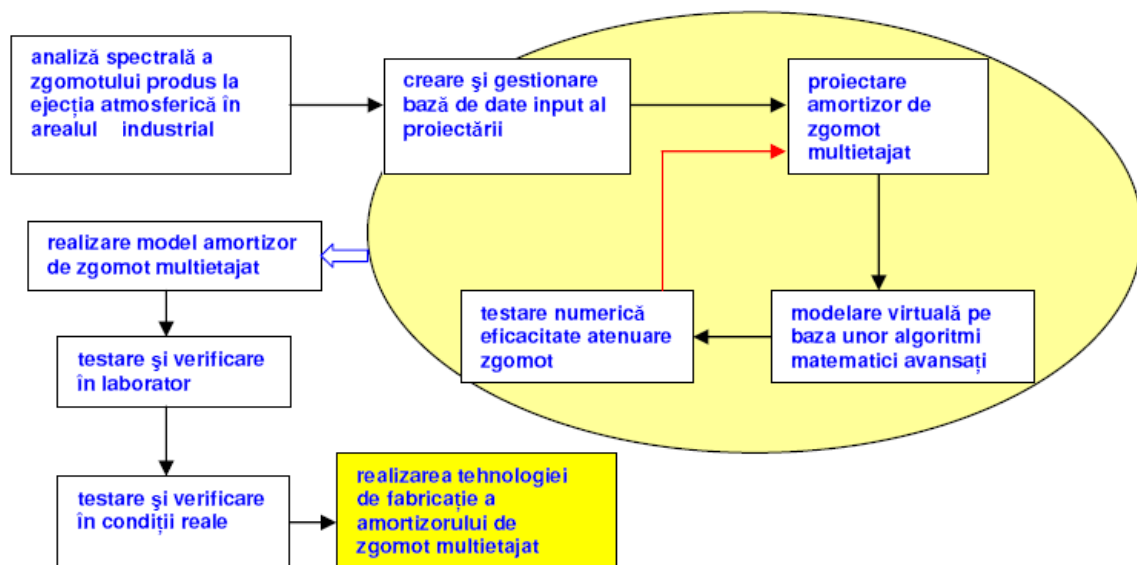


Figura 1.1 – Sistem integrat propus pentru realizarea amortizoarelor de zgomot

- modelarea virtuală și testarea numerică a eficacității atenuării zgomotului au la bază algoritmi matematici de analiză acustică neliniară și utilizează metoda matricelor de transfer (Transfer Matrix Method - *TMM*) în spațiul complex precum și metoda de analiză a elementelor de frontieră (Boundary Element Method - *BEM*);
- proiectarea și modelarea numerică a amortizorului de zgomot multietajat vor introduce pentru prima oară studiul efectului porozității tubulaturii prin metode analitice și nu prin calcule empirice;

- multietajarea se va optimiza prin simulare numerică și nu prin încercări experimentale discontinue în laborator.

Pe baza optimizării amortizorului multietajat prin simulare numerică a atenuării zgomotului a fost realizat modelul practic experimental.

CAPITOLUL 2

MODELAREA ȘI PERFORMANȚELE ACUSTICE ALE ATENUATOARELOR DE ZGOMOT

2.1. Modelarea și similitudinea în acustică

Cunoașterea legilor similitudinii fenomenelor acustice permite, în primul rând, să se studieze pe modele procesele din construcțiile mari și să se stabilească parametrii optimi ai acestor construcții iar, în al doilea rând, după rezultatele unei singure experiențe să se obțină datele cu privire la procesele dintr-o clasă întreagă de obiecte analoge în condiții asemănătoare. Cel mai frecvent ne întâlnim cu modelarea proceselor de propagare a sunetului (modelarea încăperilor, a tratamentelor fonoabsorbante, a amortizoarelor, a izolației fonice) și modelarea surselor de sunet (zgomote aerodinamice, mecanice).

2.1.1. Bazele teoriei modelării și similitudinii acustice [36,45]

Câmpul acustic în mediul gazos sau lichid este guvernat de ecuația diferențială:

$$\frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \quad (2.1)$$

în care: φ este potențialul, în m^2/s ; c - viteza sunetului; t - timpul; x, y, z - coordonate.

Impedanța adimensională este:

$$Z^* = \frac{p^*}{v^*} = \frac{p}{V} \cdot \frac{1}{\rho_0 c} = \frac{Z}{\rho_0 c} \quad (2.6)$$

Relațiile aflate permit să se formuleze următoarele **principii de bază ale modelării acustice**:

- 1) păstrarea caracteristicilor geometrice ale domeniului, în care se studiază procesul, pe model și în natură, adică păstrarea analogiei geometrice a acelor părți ale modelului și naturii, în care există câmpul acustic;
- 2) pe model și în natură trebuie să se păstreze raportul dintre dimensiuni și lungimea de undă.

$$\frac{l_n}{\lambda_n} = \frac{l_m}{\lambda_m}, \quad (2.7)$$

unde indicii “ n ” și “ m ” se referă la natură și corespunzător modelului.

Deoarece:
$$\lambda_n = \frac{c_n}{f_n}; \quad \lambda_m = \frac{c_m}{f_m}$$

în care c_n și c_m sunt viteza sunetului în natură și pe model, avem

$$\frac{l_n f_n}{c_n} = \frac{l_m f_m}{c_m} \quad (2.8)$$

În special, dacă mediul la model și în natură este identic (de exemplu, aerul la temperatura camerei), adică $c_n = c_m = c$, atunci din această condiție decurge că frecvența este invers proporțională cu dimensiunile modelului. De exemplu, dacă modelul se execută la scara 1:10, atunci la frecvența sunetului în natură de 500 Hz, modelul trebuie încercat la frecvența de 5000 Hz;

3) atât pe model cât și în natură la frecvențe asemănătoare, adică la frecvențe determinate de egalitatea (2.8), impedanțele adimensionale Z^* ale tuturor suprafețelor limită asemănătoare (inclusiv suprafețele surselor de sunet) trebuie să se păstreze identice:

$$Z_m^* = Z_n^* \text{ dacă } f_m = \frac{l_n c_m}{l_m c_n} f_n \quad (2.9)$$

2.1.2. Modelarea proceselor de propagare a sunetului

Avantajul studiilor pe modele analoge cu elementele naturale constă în aceea că este posibil să se studieze amănunțite câmpul acustic (distribuția nivelurilor presiunii acustice în diferitele puncte ale amortizorului). Pentru modelare, trebuie să avem în vedere unele recomandări privind regulile de modelare a amortizoarelor și proprietățile necesare sursei sonore [45].

2.2. Atenuatoare de zgomot. Generalități

Un amortizor de zgomot poate fi descris ca o porțiune dintr-o conductă sau țevă care are o deformare sau prelucrare cu intenția de a se reduce transmiterea sunetului, care în același timp permite curgerea liberă a gazului. Un amortizor de zgomot este un filtru acustic, și asemănător cu filtrul electric, performanțele lui variază cu frecvența.

Scopul care trebuie realizat la proiectarea atenuatorului constă în aceea că în anumite puncte zgomotul să fie admisibil pentru oameni și să nu împiedice desfășurarea normală a procesului tehnologic.

2.2.1 Clasificarea atenuatoarelor de zgomot. Caracteristici.

Atenuatoarele se împart în *disipative* și *reactive*. În *atenuatoarele disipative* rolul principal în reducerea zgomotului îl joacă materialul fonoabsorbant; în această calitate se folosește orice material poros. Prin propagarea undelor acustice în materialul absorbant apar pierderile care sunt condiționate prin frecarea vâscoasă la circulația aerului prin pori, de frecare internă la deformarea structurii, precum și de schimbul de căldură dintre aerul din pori și structura materialului.

Atenuatoarele de tip reactiv se folosesc pe larg pentru reducerea zgomotului de eșapare a motoarelor cu ardere internă cu piston și a altor instalații care creează zgomot cu componente discontinue bine pronunțate. Pentru reducerea zgomotului, al cărui spectru este continuu, se folosesc atenuatoare de tip disipativ.

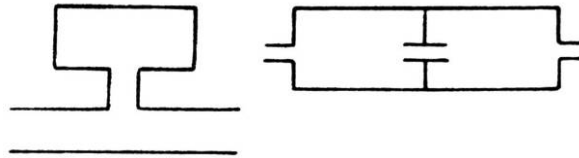


Figura 2.2 Atenuatoare reactive

Atenuatoarele de tip **reactiv** (figura 2.2) se execută sub formă de camere de destindere și de îngustare, prevăzute adesea cu despărțituri, ecrane, derivații rezonatoare, acordate la o anumită frecvență și comunicând printr-o fantă cu spațiul interior al conductei de aer etc. Adesea atenuatoarele reactive se căptușesc la interior cu material fonoabsorbant, ceea ce duce la creșterea eficacității lor acustice.

Atenuatoarele de tip **disipativ** (figura 2.3) reprezintă de obicei un canal căptușit cu material fonoabsorbant. Din considerente constructive atenuatoarele se execută sub forma unor canale dreptunghiulare sau rotunde, paralele (atenuatoare în fagure) sau o serie de panouri paralele, introduse în canal (atenuatorul lamelar). Pentru mărirea atenuării, canalele din atenuatoare sunt adesea realizate cu o formă încovoiată.

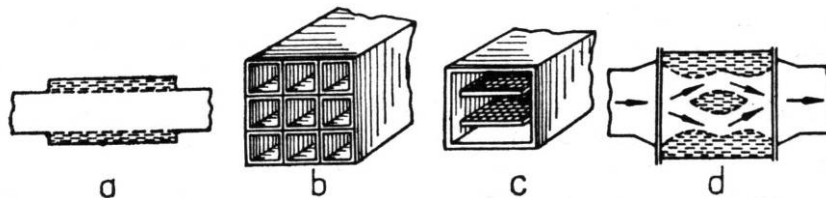


Figura 2.3 Atenuatoare disipative

a – canal direct; b – în fagure; c – lamelar; d – atenuator cu canale curbilinii

2.2.2 Terminologii și definiții ale performanței

Sunt prezentate terminologii generale privind: atenuatoare de zgomot disipative, atenuatoare de zgomot reactive, pierderea de inserție L_{IL} , pierderea prin transmisie L_{TL} , reducerea zgomotului L_{NR} , atenuarea L_A , lungimea de undă λ .

Este important de remarcat că, *atenuarea de inserție, pierderea prin transmisie și reducerea zgomotului* nu sunt singurele proprietăți fizice relatate ale atenuatoarelor de zgomot. Fiecare depinde de altfel de sursă sau de impedanța de ieșire sau de amândouă, care creează pierderi sau reflexii ale energiei, cunoscute sub numele de *efecte de capăt*. Astfel, fiecare este o mărime diferită a interacțiunii dintre atenuatorul de zgomot și mediul acustic ambiant.

► Performanțele acustice ale atenuatoarelor de zgomot

Diagrama bloc a unui atenuator de zgomot tipic este prezentat în Fig. 2.3. O sursă sonoră de presiune sonoră p , cu impedanța internă Z_{int} , este conectată cu o conductă ℓ_1 la atenuatorul de zgomot, al cărui capăt este conectat cu o conductă ℓ_2 către mediul ambiant. Radiația (emisia) de la ℓ_2 către mediul ambiant este caracterizată de o impedanță de radieră Z_{rad} [38].

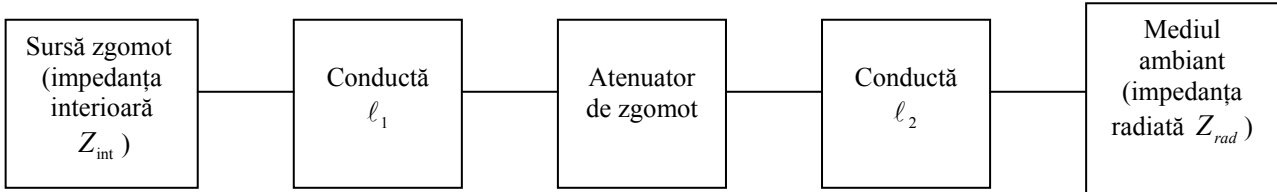


Fig. 2.3 Diagrama bloc a unui sistem pentru atenuatorul de zgomot, indicând sursa de zgomot, conductele conectoare ℓ_1 și ℓ_2 , atenuatorul de zgomot și mediul ambiant în care sunetul este radiat.

2.2.3. Lărgirea secțiunii transversale a atenuatorului de zgomot

Expresia generală a pierderii prin transmisie, pentru un atenuator cu o simplă cameră de expansiune [7,12,13,36,44,45,99].

CAPITOLUL 3 METODA MATRICELOR DE TRANSFER

În acest capitol se prezintă metoda analitică de calcul a pierderii prin transmisie a sunetului la trecerea printr-un atenuator, așa numita metodă a matricelor de transfer (TMM - *Transfer Matrix Method*). Este prezentat cazul unui atenuator simplu cu o singură cameră de expansiune, iar în continuare este dezvoltată această metodă pentru un atenuator cu două, trei camere de expansiune precum și pentru un atenuator cu trei camere și o conductă intermediară cu perforații.

Pe baza acestor metode au fost implementate mai multe programe de calcul numeric cu ajutorul software-ului MATLAB, astfel fiind posibil modelarea numerică a diverselor configurații de atenuatoare de zgomot. Secțiunile de program sunt cuprinse în Anexa 1 a acestei lucrări, și cuprind patru părți (Anexa 1.1 ÷ 1.4) corespunzătoare configurațiilor analizate în acest capitol.

3.1. Aplicarea metodei matricelor de transfer pentru un atenuator cu o singură cameră de expansiune

Pentru exemplificare am luat în considerare un atenuator tubular cu o cameră (vezi Fig. 3.1 a, unde s-au notat dimensiunile diametrelor d_i , d_e , D și lungimea fiecărei secțiuni: l_1, \dots, l_5).

Acest atenuator de zgomot poate fi împărțit în cinci secțiuni 1-5, Fig. 3.1. b, fiecare din aceste secțiuni fiind reprezentată de o matrice de transfer caracteristică $M^{(i)}$, $i=1\dots 5$. Elementele 1,

3 și 5 sunt conducte simple de secțiune constantă. Elementul 2 este o secțiune de expansiune de la o conductă de diametru d_i la o conductă de diametru D , iar elementul 4 reprezintă o secțiune de contracție (îngustare) a secțiunii de la conducta de diametru D la o conductă de diametru d_e . La elementele 2 și 4 sunt luate în considerare și extensiile conductelor de intrare-ieșire, de lungime l_2 respectiv l_4 (vezi Fig. 3.1 a).

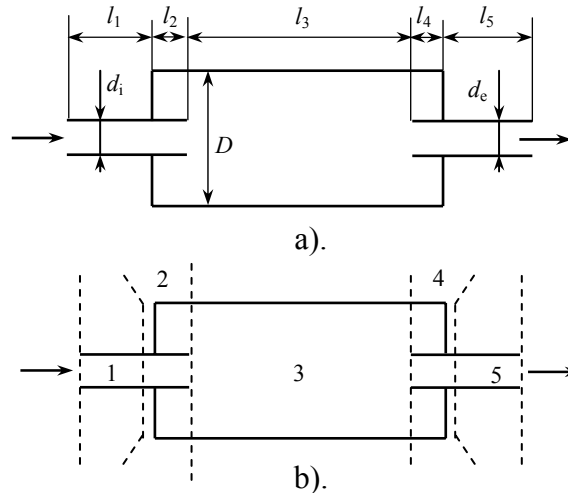


Fig. 3.1. Atenuator de zgomot tubular cu o cameră de expansiune

Pentru predicția performanțelor acustice ale întregului atenuator de zgomot cu o cameră se vor utiliza elementele matricei $M_I^{(S)}$ care se obține prin înmulțirea matricelor de transfer $M^{(1)}$ până la $M^{(5)}$, astfel [7,11,12,13,14,41,63,80,99]:

$$M_I^{(S)} = M^{(1)} \cdot M^{(2)} \cdot M^{(3)} \cdot M^{(4)} \cdot M^{(5)} \quad (3.1)$$

Matricele de transfer ale fiecărui element ale atenuatorului de zgomot cu o cameră sunt definite în principal funcție de geometria secțiunii, condițiile de mediu și debitul de aer. În continuare, se consideră că există o propagare liniară a undelor plane în prezența unui debit de aer impus. În diverse cazuri, matricele de transfer pot fi influențate de efectele neliniarităților, modurile de ordin înalt și variațiile de temperatură, dar acestea nu sunt luate în considerare.

3.2. Dezvoltarea metodei pentru atenuatorul de zgomot cu două camere de expansiune

Se consideră un atenuator tubular cu două camere ca în Fig. 3.3 a, unde s-au notat dimensiunile diametrelor d_i, d, d_e, D și lungimea fiecărei secțiuni: l_1, \dots, l_9 .

Pentru predicția performanțelor acustice ale întregului atenuator de zgomot cu două camere de expansiune se vor utiliza elementele matricei $M_{II}^{(S)}$, care se obține prin înmulțirea matricelor de transfer $M^{(1)}$ până la $M^{(9)}$, astfel:

$$M_{II}^{(S)} = M^{(1)} \cdot M^{(2)} \cdot M^{(3)} \cdot M^{(4)} \cdot M^{(5)} \cdot M^{(6)} \cdot M^{(7)} \cdot M^{(8)} \cdot M^{(9)} \quad (3.17)$$

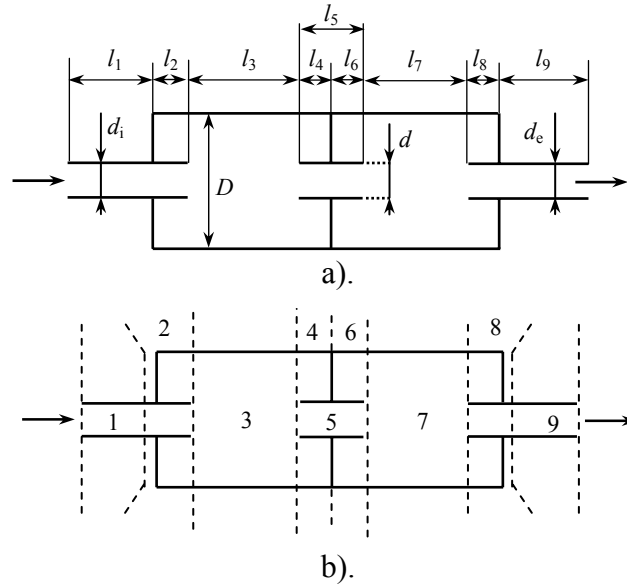


Fig. 3.3. Atenuator de zgomot tubular cu două camere de expansiune

3.2.1. Efectul partiției și al diametrului găurii deflectorului

Sunt prezentate corecțiile aproximative de capăt $\delta_{intrare}$ și δ_{iesire} pentru un deflector așezat axial în centrul camerei [88].

3.3. Dezvoltarea metodei pentru atenuatorul de zgomot cu trei camere de expansiune

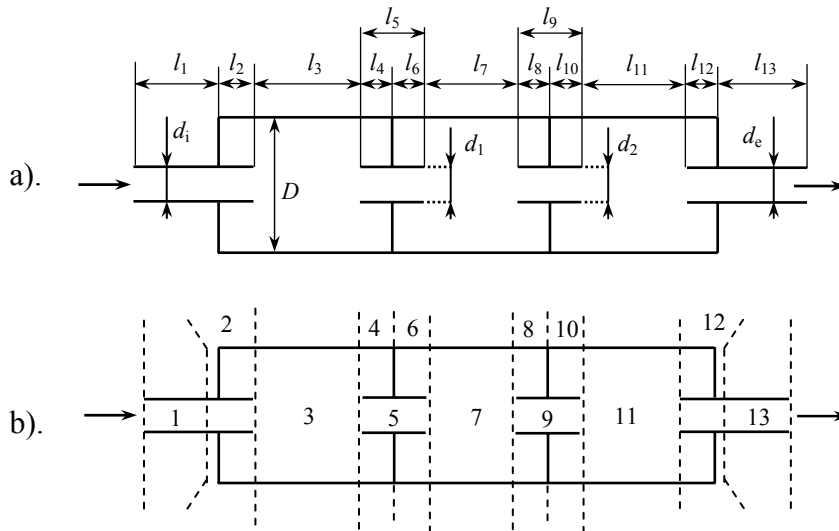


Fig. 3.5. Atenuator de zgomot tubular cu trei camere de expansiune

Se consideră un atenuator tubular cu trei camere ca în Fig. 3.5 a, unde s-au notat dimensiunile diametrelor de intrare/ieșire d_i , d_e ; diametrul deflectorilor d_1 , d_2 ; diametrul interior al camerelor de expansiune D și lungimea fiecărei secțiuni: l_1, \dots, l_{13} .

Pentru predicția performanțelor acustice ale întregului atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune se vor utiliza elementele matricei $M_{III}^{(S)}$ care se obține prin înmulțirea matricelor de transfer $M^{(1)}$ până la $M^{(13)}$, astfel:

$$M_{III}^{(S)} = M^{(1)} \cdot M^{(2)} \cdot M^{(3)} \cdot M^{(4)} \cdot M^{(5)} \cdot M^{(6)} \cdot M^{(7)} \cdot M^{(8)} \cdot M^{(9)} \cdot M^{(10)} \cdot M^{(11)} \cdot M^{(12)} \cdot M^{(13)} \quad (3.34)$$

3.4. Dezvoltarea metodei pentru atenuatorul de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă intermediară cu perforații

Se consideră un atenuator tubular cu trei camere ca în Fig. 3.6 a, unde s-au notat dimensiunile diametrelor de intrare/ieșire d_i , d_e ; cu diametrele defletoarelor egale cu d . Între cele două defletoare se află o conductă intermediară cu diametrul d egal cu diametrul celor două defletoare. De asemenea, diametrul interior al camerelor de expansiune D și lungimea fiecărei secțiuni: l_1, \dots, l_{11} . La secțiunea 6 care conține conducta intermediară cu perforații, l_{6i} și l_{6e} reprezintă distanțele la care se află perforațiile față de cele două defletoare.

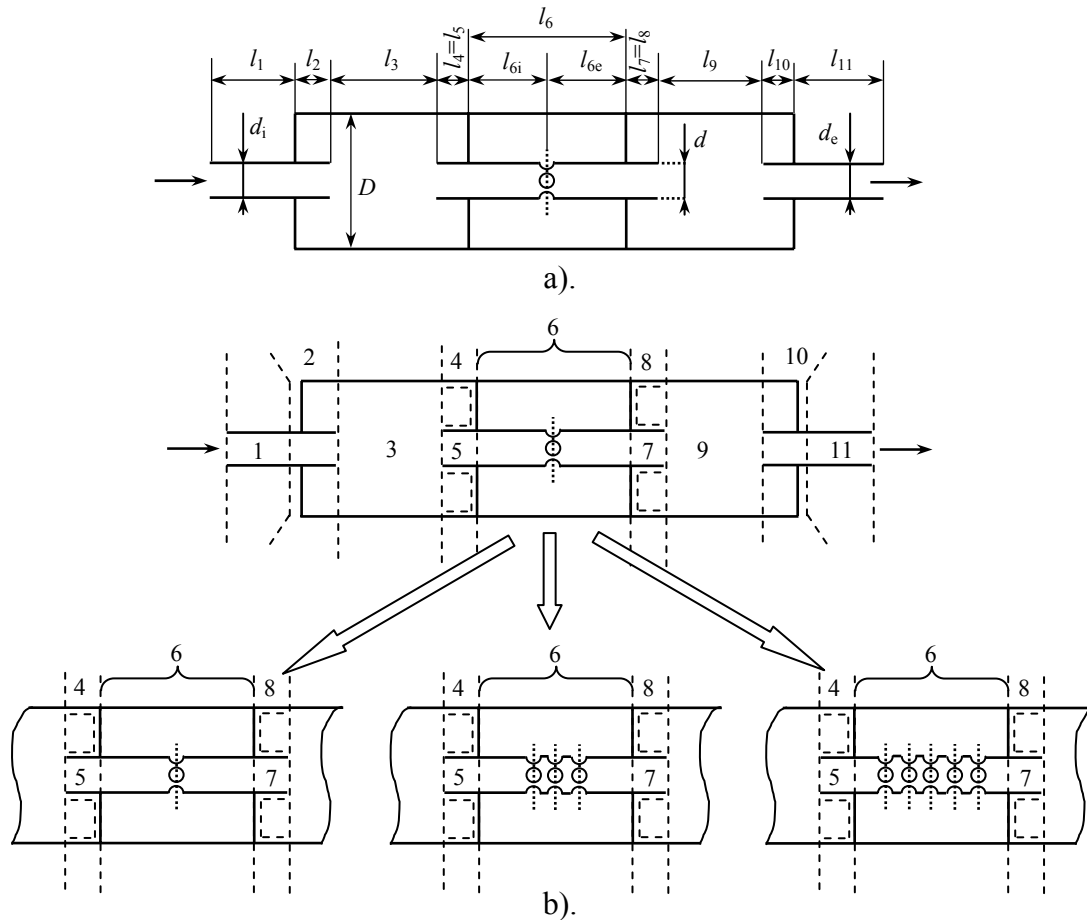


Fig. 3.6. Atenuator de zgomot tubular cu trei camere de expansiune și o conductă intermediară cu perforații

Pentru predicția performanțelor acustice ale întregului atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă intermediară cu perforații se vor utiliza elementele matricei $M_{G1}^{(S)}$ care se obține prin înmulțirea matricelor de transfer $M^{(1)}$ până la $M^{(11)}$, astfel:

$$M_{G1}^{(S)} = M^{(1)} \cdot M^{(2)} \cdot M^{(3)} \cdot M^{(4)} \cdot M^{(5)} \cdot M^{(6)} \cdot M^{(7)} \cdot M^{(8)} \cdot M^{(9)} \cdot M^{(10)} \cdot M^{(11)} \quad (3.51)$$

- pentru secțiunea cu perforații 6, matricea de transfer este dată de [7,63,80]:

$$M^{(6)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_r} & 1 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

unde Z_r este impedanța rezonatorului $Z_r = Z_t + Z_c$ și Z_c este impedanța cavității.

CAPITOLUL 4 METODA ELEMENTELOR DE FRONTIERĂ

4.1. Generalități

Presupunem că nu avem fenomene aerodinamice (turbulențe). Structura este excitată armonic și generează în toate punctele M_s ale suprafeței S un câmp de viteze vibrator normal v_n , presupus cunoscut pentru toate frecvențele de excitație. La fiecare moment t , presiunea acustică radiată într-un punct M exterior este notată cu $P(M, t)$. În regim armonic de pulsație, $\omega = 2\pi f$, presupunem o dependență de timp de forma $p(M, t) = p(M) \cdot e^{i\omega t}$. Ipoteza liniară clasică ne permite să definim presiunea acustică radiată ca o soluție a sistemului diferențial de tip Neumann exterior neomogen, definit de următoarele trei ecuații:

- Ecuația lui Helmholtz în toate punctele M exterioare structurii [138,139]:

$$\Delta p(M) + k^2 p(M) = 0 \quad (4.1)$$

unde: k este numărul de undă asociat mediului fluid ($k = \omega/c$); c – viteza de propagare a sunetului prin fluid;

- Condițiile la limită pentru toate punctele M_s care aparțin structurii [139]:

$$\frac{\partial P(M_s)}{\partial n_s} = -j\omega\rho_0 v_n(M_s) \quad \forall M_s \in S, \quad (4.2)$$

unde n_s este normala exterioară la structură în punctul M_s , ρ_0 fiind densitatea fluidului;

- Condiția de radiație a lui Sommerfeld la infinit:

$$\lim_{r=\|\vec{OM}\| \rightarrow +\infty} r \left(\frac{\partial p(M)}{\partial r} + jkp(M) \right) = 0 \quad (4.3)$$

Din punct de vedere matematic acest sistem admite o soluție unică pentru toate frecvențele.

4.2. Metoda analitică

Sistemul diferențial se poate rezolva printr-o metodă analitică care constă în căutarea soluțiilor sub forma unei serii de funcții. În cazul nostru avem funcțiile de undă constituite din vectorii proprii ai operatorului lui d'Alembert $\Delta + k^2$ care verifică condiția de radiație a lui Sommerfeld.

4.3. Metode numerice

În cazul unei structuri oarecare nu putem exprima modurile de radiație acustică sub formă analitică. Abordările clasice ingineresti, care constituie baza pentru o problemă de zgomot, sunt

folosite în majoritatea cazurilor, însă apare mereu și mereu necesitatea completării lor cu alte abordări mult mai complexe, care să permită obținerea unor rezultate mai exacte. Prin urmare, abordarea caracteristică este de a apela la ecuațiile de bază care descriu fenomenul propus pentru analiză și de-a rezolva aceste ecuații numeric.

Soluția analitică a sistemului format din ecuațiile diferențiale care descriu fenomenul și condițiile la limită, este accesibilă numai pentru câteva cazuri particulare, de aceea pentru probleme de interes practic ecuațiile trebuie rezolvate numeric. La ora actuală există două familii mari de metode numerice pentru soluția numerică a ecuațiilor diferențiale: metodele câmpului, metodele frontierei.

4.4. Metoda elementului de frontieră

Câmpul acustic radiat nu depinde neapărat de valorile presiunii și vitezei suprafeței structurii cât de alegerea unei funcții de propagare care respectă condiția de radiație a lui Sommerfeld (funcția Green în câmp liber G) [139]

$$4\pi\bar{p}(x) = \int_S \frac{\partial G(x,y)}{\partial n} \bar{p}(y) dS(y) + \int_S G(x,y) \frac{\partial \bar{p}(y)}{\partial n} dS(y) \quad (4.10)$$

unde funcția $G(x,y) = \frac{e^{-ikr}}{r}$ este numită funcția Green și reprezintă soluția fundamentală a ecuației

Helmholtz. Funcția lui Green reprezintă o sursă monopolară unitară plasată în punctul y ce satisface ecuația lui Helmholtz. Putem spune că presiunea într-un punct x se obține dacă plasăm pe suprafața S o distribuție de surse monopolare de intensități unitare și o distribuție de surse bipolare de intensitate egală cu presiunea însăși.

Toate condițiile la frontieră sunt exprimate în general ca o funcție între derivata presiunii normale $\partial \bar{p} / \partial n$ și presiunea însăși \bar{p} .

4.5. Calculul pierderii prin transmisie folosind metoda elementelor de frontieră - BEM

Pentru modelarea cu element finit a atenuatoarelor de zgomot se poate folosi metoda elementelor de frontieră **BEM (Boundary Element Method)** prin care se poate determina pierderea prin transmisie (TL) și pierderea prin inserție (IL) pentru un atenuator cu o cameră simplă sau chiar mai complexă.

În cazul secțiunii de ieșire este o situație similară și presiunea totală p_2 este formată din două componente care au sensuri contrare p_2^+ și p_2^- . Viteza la secțiunea de intrare și la secțiunea de ieșire se poate exprima în funcție de cele două componente ale undelor.

$$p_1 = p_1^+ + p_1^-, \quad V_1 = (1/\rho \cdot c) \cdot (p_1^+ - p_1^-) \quad (4.41)$$

$$p_2 = p_2^+ + p_2^-, V_2 = (1/\rho \cdot c) \cdot (p_2^+ - p_2^-) \quad (4.42)$$

unde ρ (ρ) este densitatea gazului din interiorul atenuatorului (pentru aer $\rho=1,2 \text{ Kg/m}^3$)

Pierdere prin transmisie TL (Transmission Loss) se definește ca fiind raportul dintre puterea sonoră care de fapt intră în atenuatorul de zgomot și puterea sonoră transmisă. Cu alte cuvinte, pierdere prin transmisie TL este raportul $(p_1^+)^2/(p_2^+)^2$.

4.5.1 Evaluarea parametrilor TL și IL [100,103,136, 138]

Procedura standard pentru evaluarea parametrilor TL și IL este în funcție de evaluarea așa-numiților *parametri ai celor patru poli (A, B, C, D)* prin care este caracterizat un atenuator de zgomot. Este necesar să efectuăm două seturi de calcule care diferă numai pentru condițiile la limită în secțiunea de ieșire. Calculele efectuate trebuie să respecte indicațiile din tabelul următor:

Tabel 4.1. Condițiile la limită

Set	Condițiile la frontieră pentru secțiunea de intrare	Condițiile la frontieră pentru secțiunea de ieșire
1	Viteza impusă $v=1$	Viteză impusă $v=0$
2	Viteza impusă $v=1$	Presiune impusă $p=0$

4.5.2. Condițiile la frontieră (limită) [103,136]

Pentru o evaluare corectă a parametrilor TL și IL este necesar aplicarea corectă a condițiilor la frontieră BC (Boundary Conditions), mai ales în regiunile unde acestea se schimbă (salturi de diametre, deflectoare și gulere interioare).

4.6. Aplicație VNoise pentru un atenuator de zgomot cu o singură cameră de expansiune

Ca exemplu practic am luat în considerare un atenuator de zgomot simplu cu o cameră de expansiune. Utilizând versiunea demonstrativă de soft VNoise v.3.22 am determinat pierdere prin transmisie TL, precum și distribuția de viteze și de presiuni pe suprafața atenuatorului.

Tabel 4.2. Coordonatele nodurilor

	N_1	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6	N_7	N_8
x	-0,40	-0,40	-0,30	-0,30	0,30	0,30	0,40	0,40
y	0	0,05	0,05	0,20	0,20	0,05	0,05	0
z	0	0	0	0	0	0	0	0

Modelul este construit prin introducerea nodurilor care definesc conturul în secțiune al unui atenuator de zgomot, după aceea prin rotirea acestui contur se generează suprafața modelului. Coordonatele nodurilor sunt prezentate în Tabelul 4.2. Conectând nodurile între ele cu muchii, se obține modelul reprezentat în Fig. 4.20.

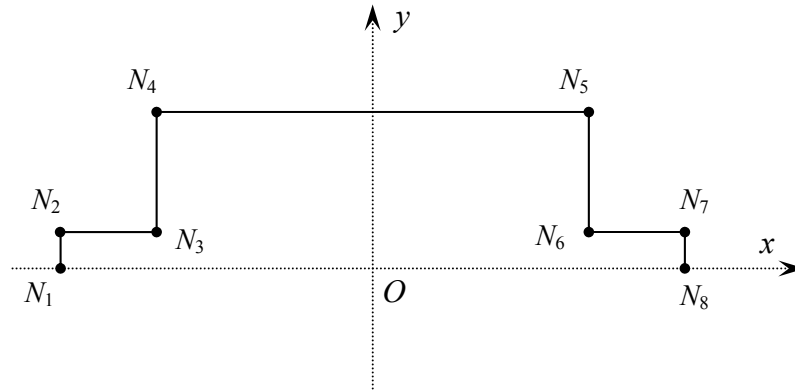


Fig. 4.20. Reprezentarea conturului nodurilor în funcție de coordonatele impuse

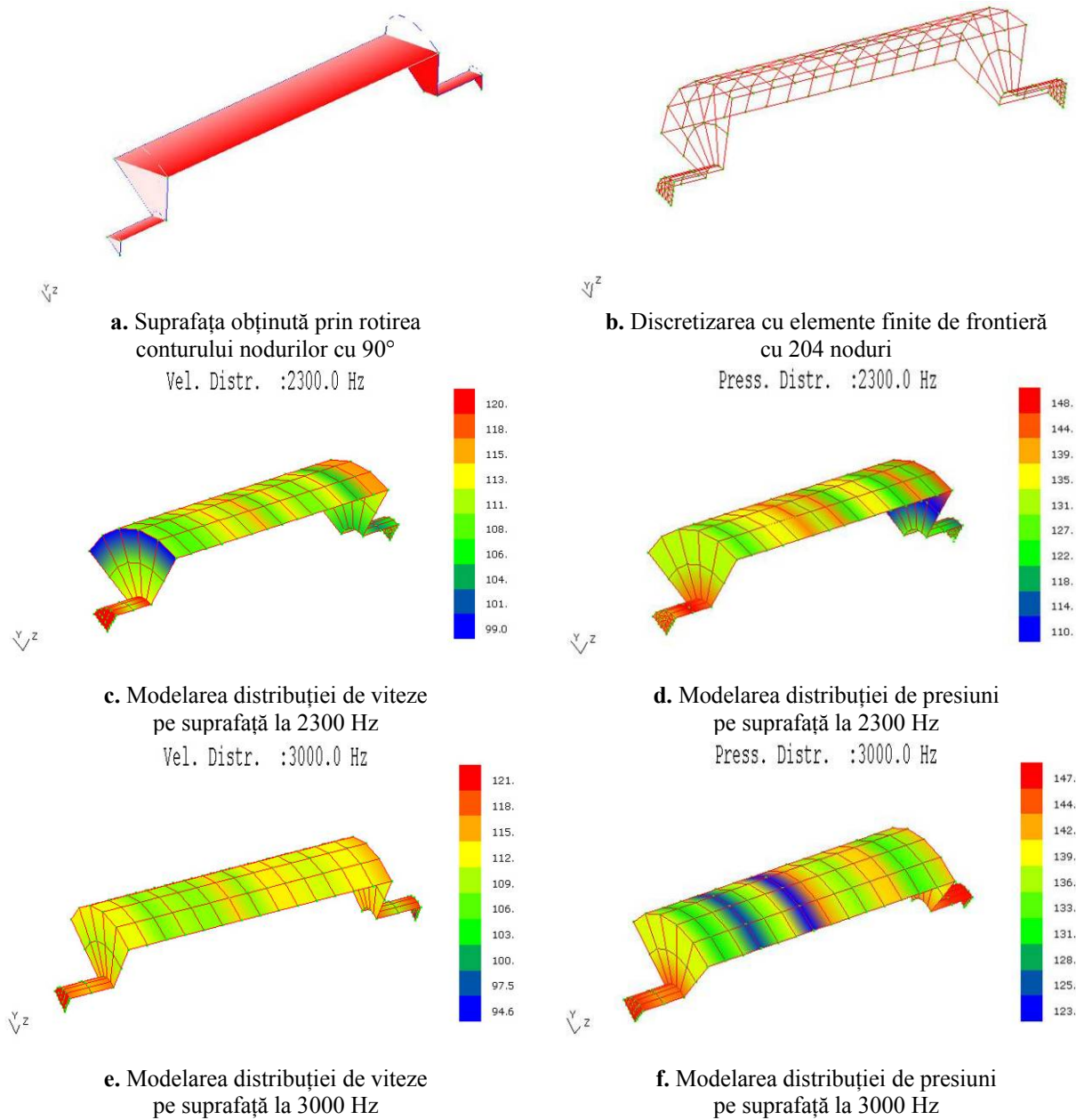


Fig. 4.21. Modelarea atenuatorului cu o cameră de expansiune utilizând metoda elementelor de frontieră

În continuare este prezentată suprafața care se obține prin rotirea conturului nodurilor cu 90° (vezi Fig. 4.21 a) pentru o vizualizare mai clară, precum și discretizarea cu elemente finite de frontieră a modelului cu o cameră (vezi Fig. 4.21 b).

După discretizarea cu 204×4 noduri, au fost fixate condițiile la frontieră pentru secțiunea de intrare, secțiunea de ieșire precum și pentru pereții atenuatorului. Programul permite stabilirea domeniului de frecvențe pentru analiză, densitatea gazului ce trece prin atenuator, pasul *Delta Freq.* - pentru frecvență, precum și generarea unei suprafețe complete a atenuatorului de zgomot pentru o analiză corectă.

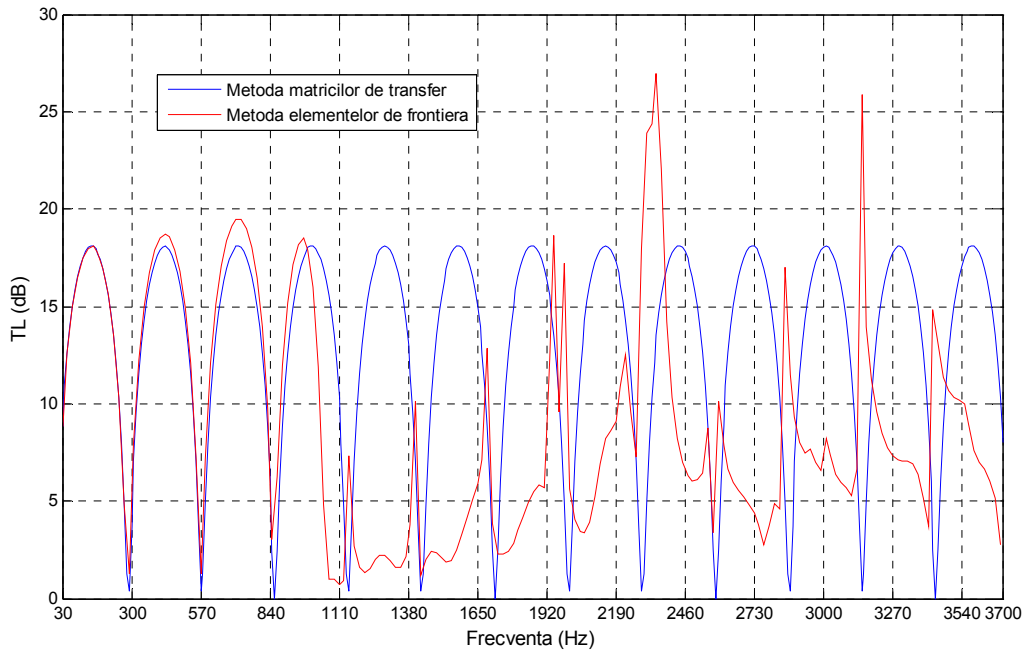


Fig. 4.22. Pierdere prin transmisie cu metoda elementelor de frontieră și metoda matricilor de transfer pentru atenuatorul de zgomot cu o singură cameră de expansiune

În final a fost posibilă reprezentarea în decibeli a distribuției de viteze și de presiuni pe suprafața atenuatorului, pentru diverse frecvențe, dintre care în figurile Fig. 4.21 c-f, am ales ca exemple 2300Hz și 3000 Hz.

4.7. Aplicație VNoise pentru un atenuator de zgomot cu două camere de expansiune

Ca exemplu practic am luat în considerare un atenuator de zgomot cu două camere de expansiune. Folosind versiunea demonstrativă a soft-ului VNoise v.3.22 am determinat pierderea prin transmisie TL, precum și distribuția de viteze și de presiuni pe suprafața atenuatorului cu două camere de expansiune.

Tabel 4.3. Coordonatele nodurilor

	N_1	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6	N_7	N_8	N_9	N_{10}
x	-0,40	-0,40	-0,30	-0,30	0	0	0,30	0,30	0,40	0,40
y	0	0,05	0,05	0,20	0,20	0,05	0,20	0,05	0,05	0
z	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Modelul se construiește prin introducerea nodurilor care definesc conturul în secțiune al unui atenuator de zgomot, după aceea, prin rotirea acestui contur, se generează suprafața modelului.

Coordonatele nodurilor sunt prezentate în Tabelul 4.3. Conectând nodurile între ele cu muchii, se obține modelul reprezentat în Fig. 4.23.

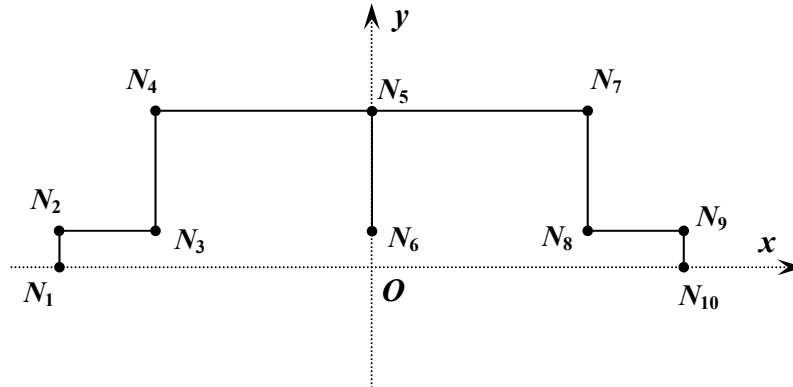
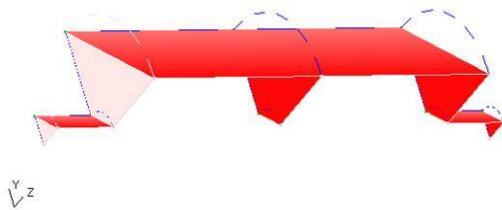
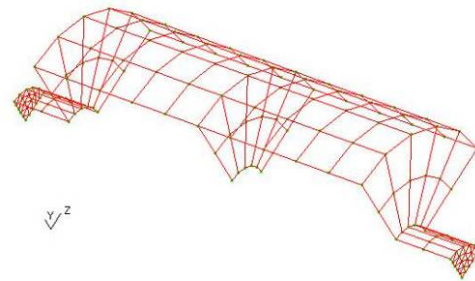


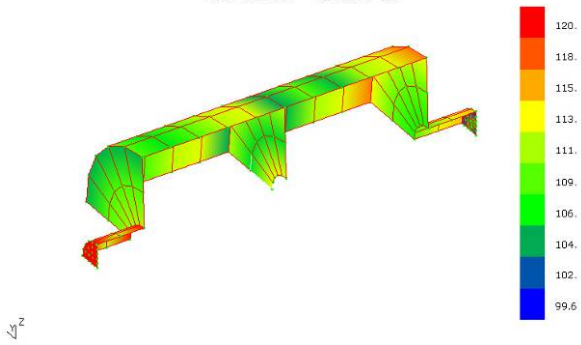
Fig. 4.23. Reprezentarea conturului nodurilor în funcție de coordonatele impuse



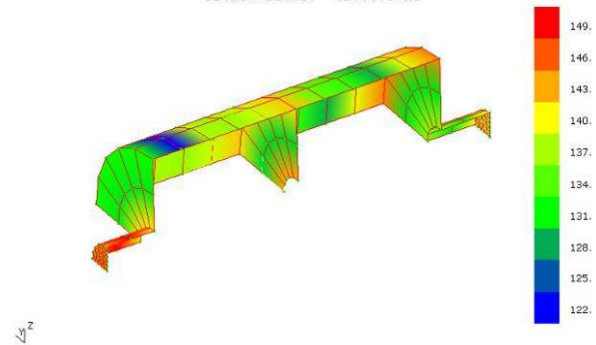
a. Suprafața obținută prin rotirea conturului nodurilor cu 90°
Vel. Distr. :2300.0 Hz



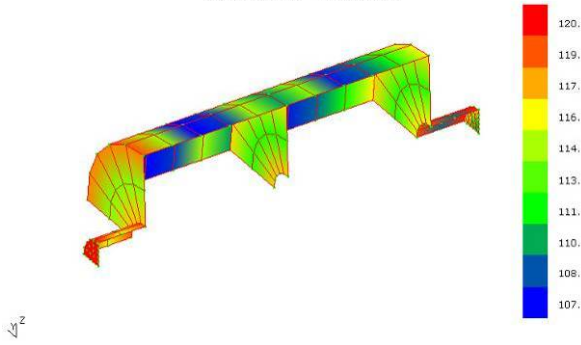
b. Discretizarea cu elemente finite de frontieră cu 216 noduri
Press. Distr. :2300.0 Hz



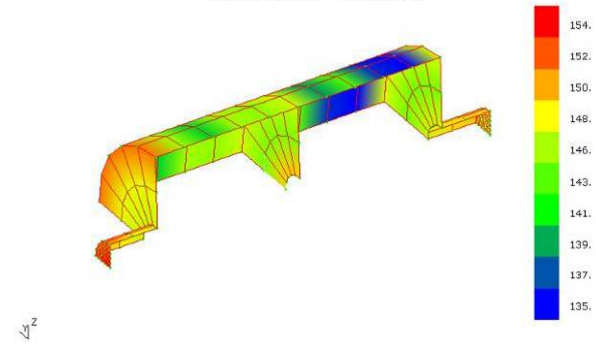
c. Modelarea distribuției de viteze pe suprafață la 2300 Hz
Vel. Distr. :3000.0 Hz



d. Modelarea distribuției de presiuni pe suprafață la 2300 Hz
Press. Distr. :3000.0 Hz



e. Modelarea distribuției de viteze pe suprafață la 3000 Hz



f. Modelarea distribuției de presiuni pe suprafață la 3000 Hz

Fig. 4.24. Modelarea atenuatorului cu o două camere de expansiune utilizând metoda elementelor de frontieră

În continuare este prezentată suprafața care se obține prin rotirea conturului nodurilor cu 90° (vezi Fig. 4.24 a) pentru o vizualizare mai clară precum și discretizarea cu elemente finite de frontieră a modelului cu două camere de expansiune (vezi Fig. 4.24 b).

După discretizarea cu 216×4 noduri, au fost fixate condițiile la frontieră pentru secțiunea de intrare, secțiunea de ieșire, precum și pentru pereții atenuatorului.

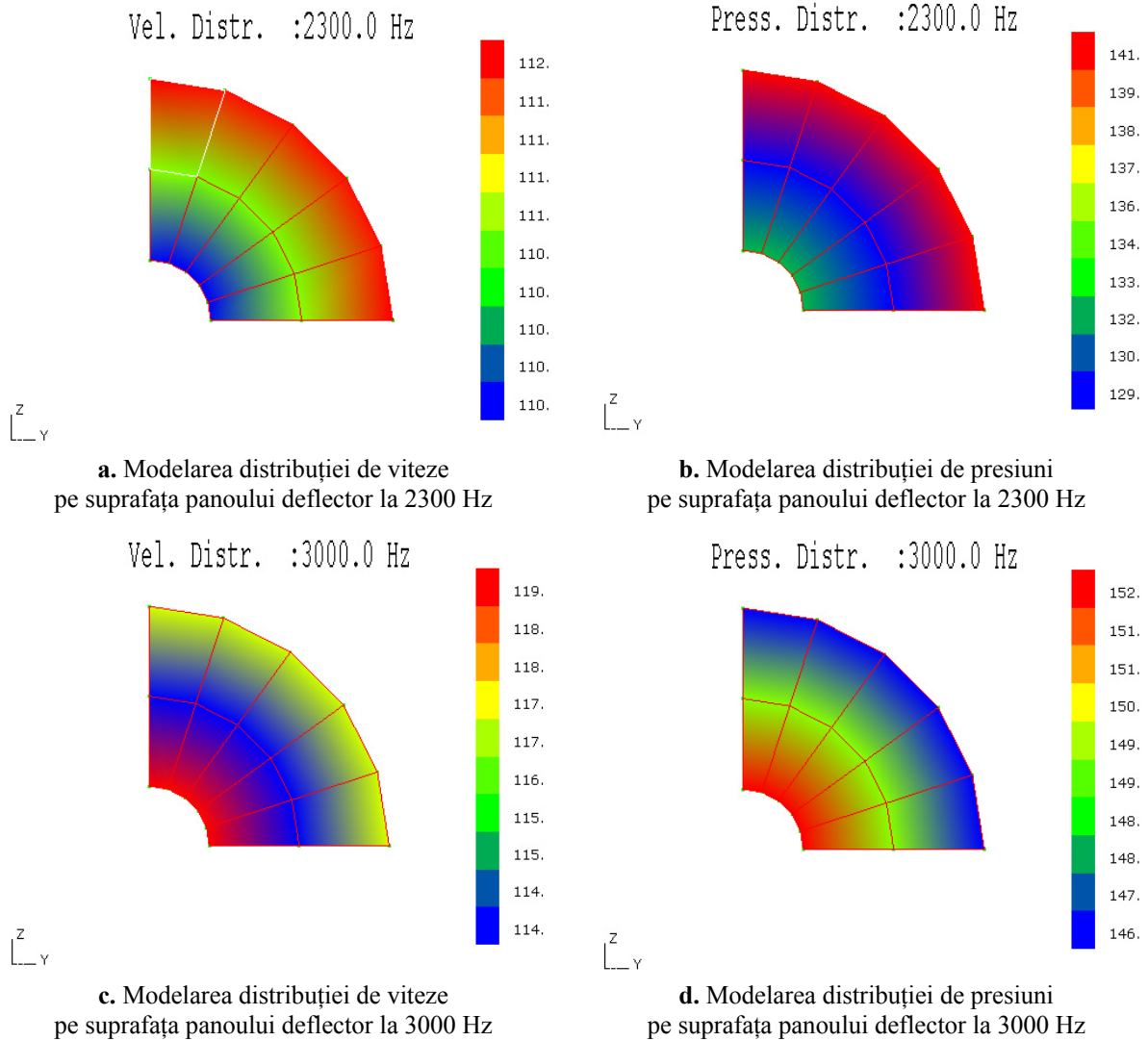


Fig. 4.26. Distribuția de viteze și de presiuni pe suprafața panoului deflector

În final a fost posibilă reprezentarea în decibeli a distribuției de viteze și de presiuni pe suprafața atenuatorului, pentru diverse frecvențe, dintre care în figurile Fig. 4.24 c-f, am ales ca exemple 2300Hz și 3000 Hz.

În aceeași manieră în Fig. 4.26 a-d, sunt reprezentate distribuțiile de viteze și de presiuni pe suprafața panoului deflector situat la jumătatea atenuatorului.

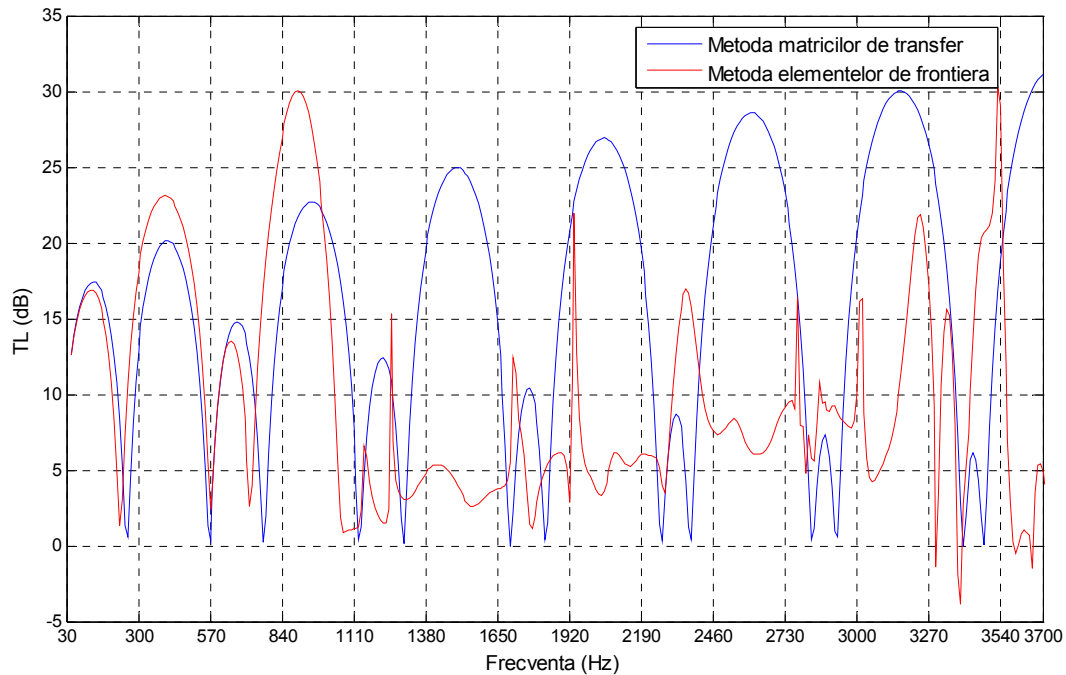


Fig. 4.27. Pierderea prin transmisie cu metoda elementelor de frontieră și metoda matricilor de transfer pentru atenuatorul de zgomot cu două camere de expansiune

CAPITOLUL 5

ANALIZA EXPERIMENTALĂ A ATENUATOARELOR DE ZGOMOT MODULARE

Pornind de la diverse modelele teoretice dezvoltate în capitolele anterioare, prin cele două metode: metoda matricilor de transfer și metoda elementelor de frontieră, a fost posibil alegerea într-un mod convenabil a unor dimensiuni generale (lungimea totală, diametru) ale unui atenuator de zgomot.

Înainte de proiectarea și construcția unui atenuator de zgomot a fost necesară o analiză atentă a diverselor resurse de informare: articole, cărți și diverse alte publicații și nu în ultimul rând a unor standarde internaționale care fac referire la atenuatoarele de zgomot. Din păcate, o foarte mică parte din această documentație este a cercetătorilor și specialiștilor în acustică și vibrații din țara noastră. Astfel a fost aleasă metoda de măsurare pentru un atenuator de zgomot și după aceea a fost pusă problema construirii (inventării) a unui atenuator de zgomot modular, astfel încât să se respecte standardele de încercare în vigoare.

5.1. Elementele componente ale atenuatorului de zgomot modular studiat

Pentru construcția atenuatorului de zgomot, au fost construite mai multe elemente tubulare, deflectoare circulare plane, flanșe de legătură, etc din tablă cu grosime de 2 mm. Aceste elemente modulare se pot monta în configurații diferite, rezultând astfel diverse posibilități de experimentare pentru atenuatoarele cu o cameră, cu două și trei camere de expansiune la care putem varia

lungimea totală a atenuatorului, poziția deflectorului, prezența unui tub interior cu un număr diferit de perforații, gulere sau extensii ale conductelor de intrare-ieșire. Folosind aceste elemente constructive (vezi Anexa 2), putem avea o multitudine de montaje corespunzătoare unei configurații diferite de atenuator de zgomot, dintre care, pentru acest capitol, am analizat 22 de situații.



a.

b.

Fig. 5.1. Elementele demontabile ale atenuatorului

5.2. Aparatura necesară pentru încercare

Pentru încercarea atenuatoarelor de zgomot au fost utilizate următoarele aparate:

- a) Sistemul multianalizor PULSE [133]
- b) Microfoane, accelerometru triaxial și cablurile de conexiune [131,132]

Pentru încercările efectuate la atenuatorul de zgomot au fost utilizate:

- două microfoane tip 4188-A-021 Brüel & Kjær
 - accelerometrul triaxial tip 4506 - B003 Brüel & Kjær
- c) Sistemul PC (laptop) cu interfață LAN
 - d) Software de analiză pentru sistemul multianalizor PULSE [133]
 - e) Sonometrul 2260, sursa sonoră Omni Power 4292 [134]

5.3. Măsurarea pierderii prin transmisie. Standul de măsurare

Testele au fost efectuate în cadrul Institutului de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții – ICECON SA, Laboratorul de Acustică și Vibrații, care are în dotare aparatura de măsurare prezentată anterior, în capitolul 5.2, necesară efectuării testelor pentru măsurarea pierderii prin transmisie a atenuatoarelor de zgomot.

Conform schemei generale (fig. 5.14) a sistemului de măsurare a pierderii prin transmisie și utilizând elementele componente ale atenuatorului de zgomot prezentate în capitolul 5.1, a fost realizat standul de încercare pentru atenuatorul de zgomot din figura 5.15 a,b.

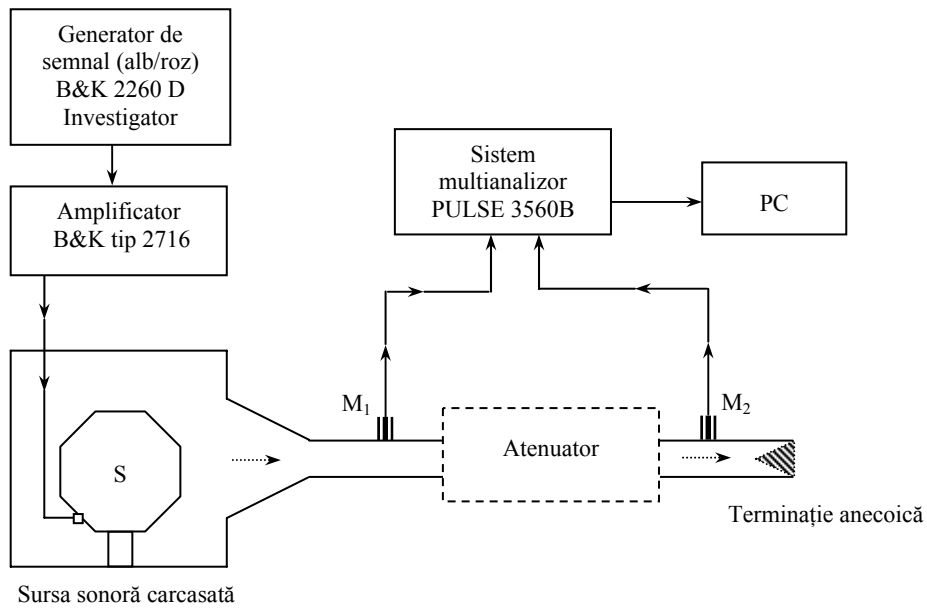


Fig. 5.14. Schema generală a sistemului de măsurare a pierderii prin transmisie fără curent (debit) de aer

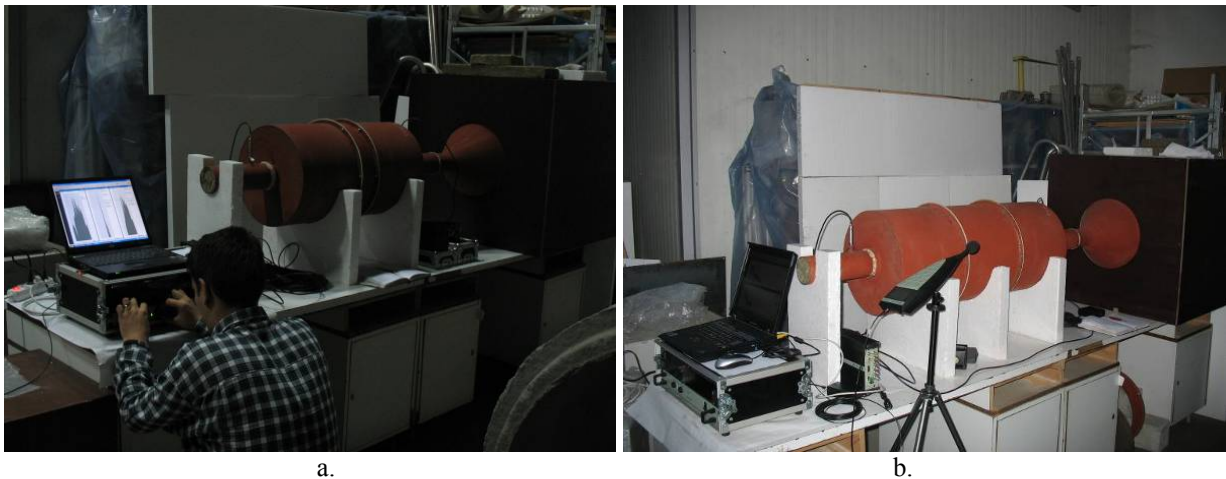


Fig.5.15. Standul de încercare pentru atenuatoare de zgomot
a,b - două situații de montaj pe standul de încercare

5.4. Prezentarea rezultatelor experimentale

5.4.1. Organizarea proiectelor PULSE

Prin intermediul programului personalizat al sistemului PULSE de analiză CPB și FFT, *Analiza de sunete si vibrații-7700* [133], au fost stabiliți de la bun început parametrii corespunzători pentru efectuarea măsurărilor pe standul atenuatorului de zgomot modular.

În scopul analizării pierderii prin transmisie a sunetului și transmiterea vibrațiilor în funcție de nivelul de zgomot produs de sursa sonoră, au fost realizate patru proiecte PULSE:

- *proiect 1* – analiza CPB a pierderii prin transmisie a sunetului în banda de 1/3 octavă la un atenuator de zgomot;

- *proiect 2* – analiza CPB a pierderii prin transmisie a sunetului în banda de 1/12 octavă la un atenuator de zgomot;
- *proiect 3* - analiza FFT a pierderii prin transmisie a sunetului la un atenuator de zgomot;
- *proiect 4* – analiza vibro-acustică; analiza CPB pentru pierderea prin transmisie a sunetului în banda de 1/3 octavă și analiza simultană FFT pentru evidențierea vibrațiilor transmise în funcție de nivelul sursei sonore.

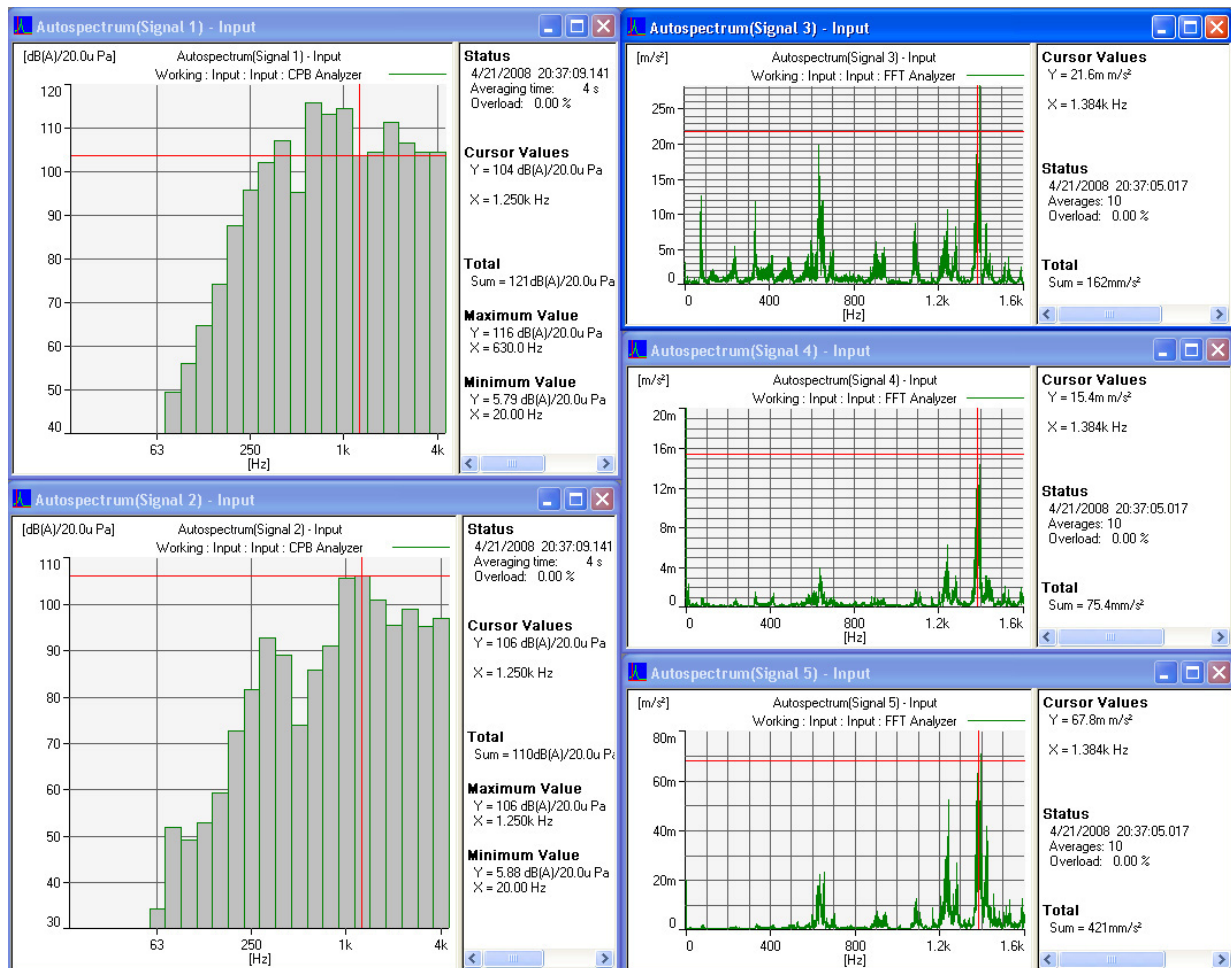


Fig.5.29. Afișarea valorilor măsurate. Analiza CPB a două microfoane (stânga) și analiza FFT a trei semnale de la accelerometrul triaxial (dreapta)

Pentru analiza vibro-acustică, efectuată în *proiectul 4*, a fost utilizat panoul de afișare din Fig. 5.29, unde au fost afișate nivelele de zgomot de la cele două microfoane simultan cu nivelul de vibrații transmis pe cele trei direcții, ale unui accelerometru triaxial fixat central deasupra atenuatorului de zgomot, așa cum este prezentat în următorul capitol.

5.4.2. Rezultatele experimentale în situațiile considerate

Pentru o vedere structurată a situațiilor de montaj considerate în prezenta lucrare, le-am împărțit în cinci categorii, acestea fiind analizate în funcție de curbele FFT ale rezultatelor experimentale, după cum urmează:

a) Atenuatoare de zgomot cu o cameră de expansiune

a₁) *Situațiile de montaj (1, 3, 7, 11) - în cazul modificarea lungimii totale a atenuatorului de zgomot cu o cameră de expansiune*

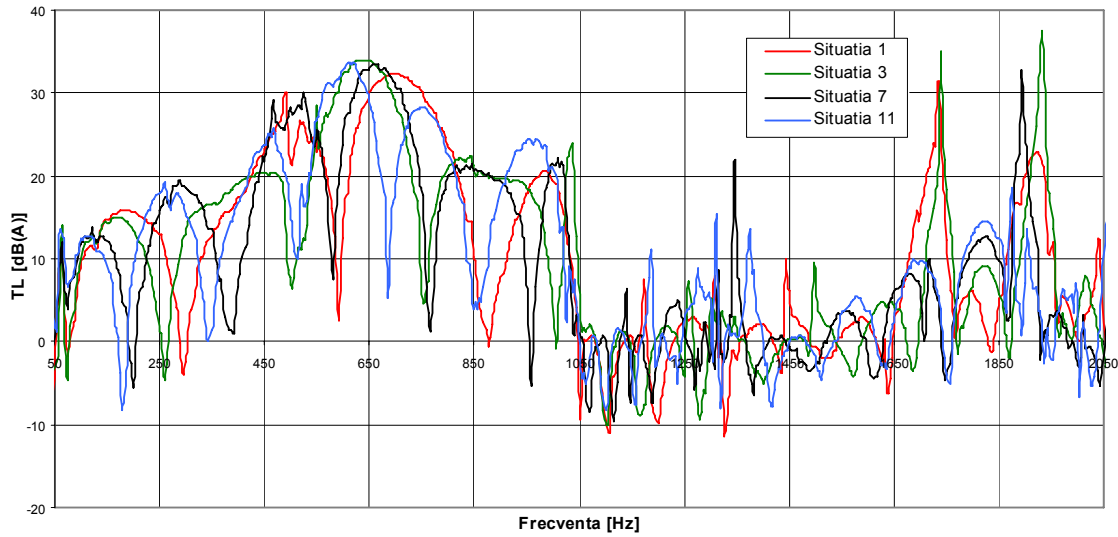


Fig.5.31. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu o cameră în situațiile 1, 3, 7, 11

a₂) *Situațiile de montaj (1, 21) - în cazul introducerii extensiilor la conductele de intrare și ieșire la atenuatorul de zgomot cu o cameră de expansiune*

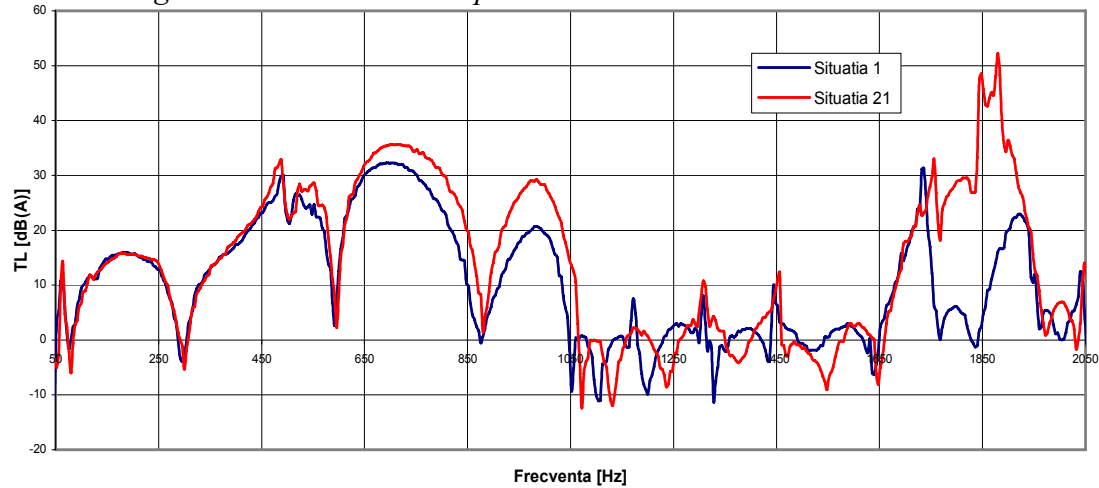


Fig.5.33. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu o cameră în situațiile 1, 21

b) Atenuatoare de zgomot cu două camere de expansiune

b₁) *Situațiile de montaj (2, 6, 10) - în cazul măririi lungimii primei camere de expansiune la un atenuator de zgomot cu două camere*

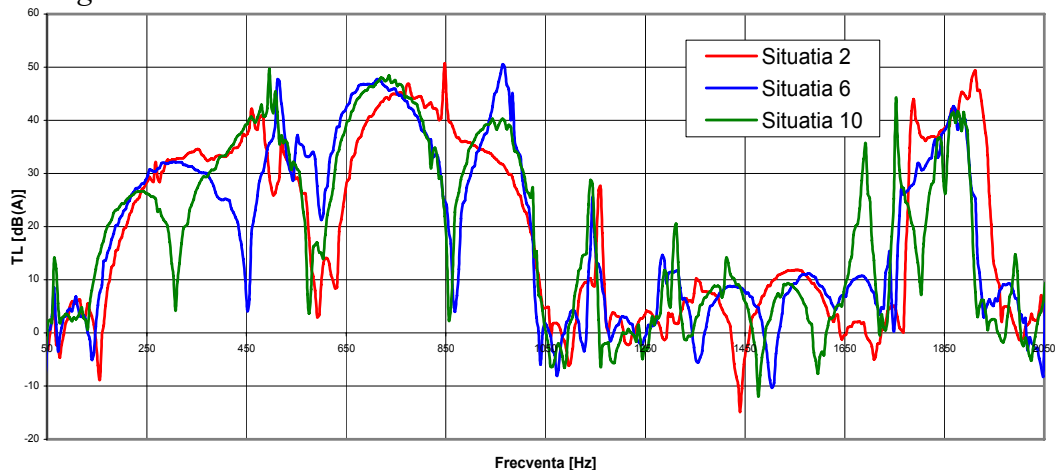


Fig.5.35. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu două camere în situațiile 2, 6, 10

b₂) Situațiile de montaj (2, 4, 8, 12) - în cazul măririi lungimii celei de a doua camere de expansiune la un atenuator de zgomot cu două camere

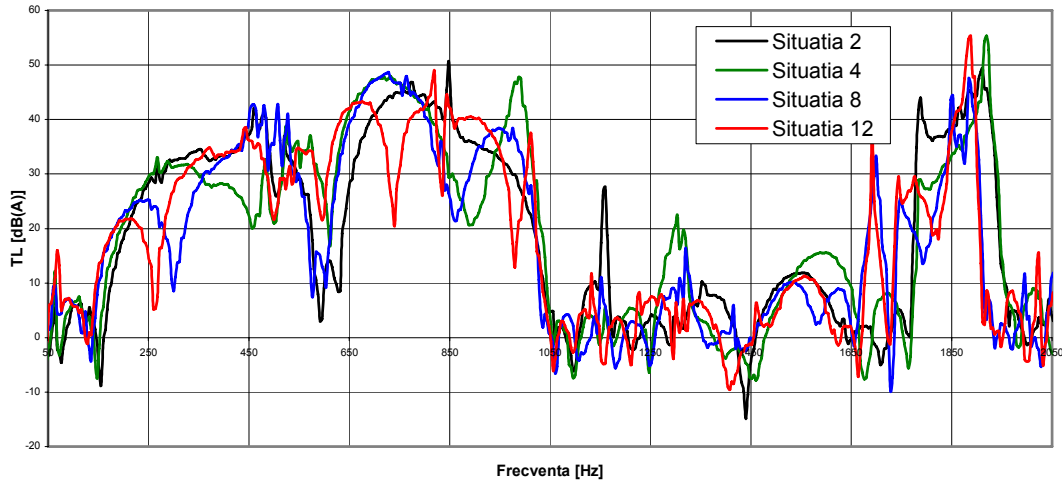


Fig.5.37. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu două camere în situațiile 2, 4, 8, 12

b₃) Situațiile de montaj (2, 20) - în cazul introducerii unui guler montat pe panoul deflector central al unui atenuator de zgomot cu două camere

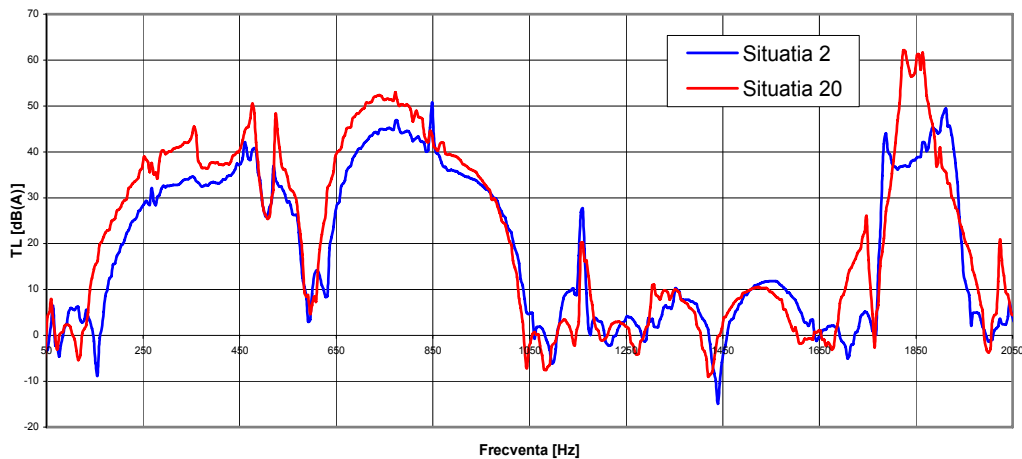


Fig.5.39. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu două camere în situațiile 2, 20

c) Atenuatoare de zgomot cu trei camere de expansiune

c₁) Situațiile de montaj (5, 9, 13) - în cazul măririi lungimii camerei intermediare la un atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune

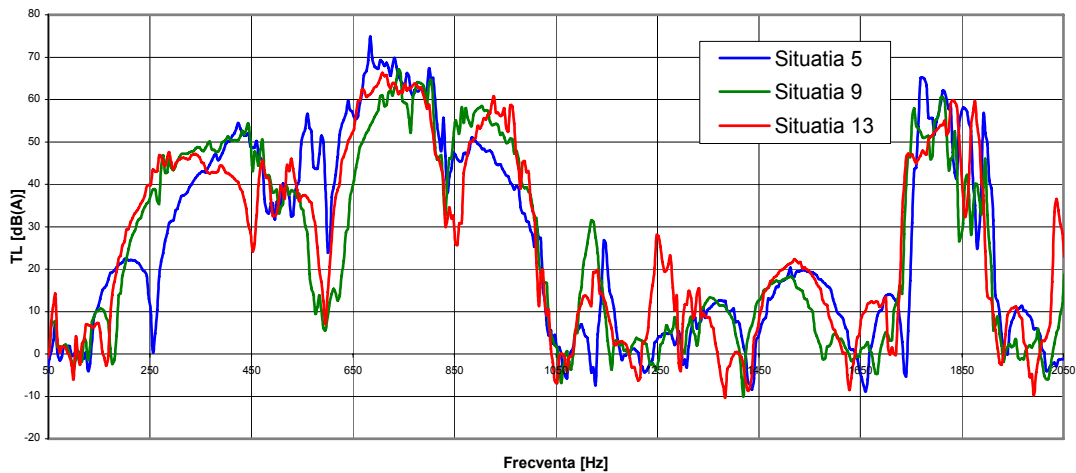


Fig. 5.41. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu trei camere în situațiile 5, 9 și 13

c₂) Situațiile de montaj (13, 19) - în cazul introducerii unor gulere montate central pe panourile deflectoare ale unui atenuator de zgomot cu trei camere

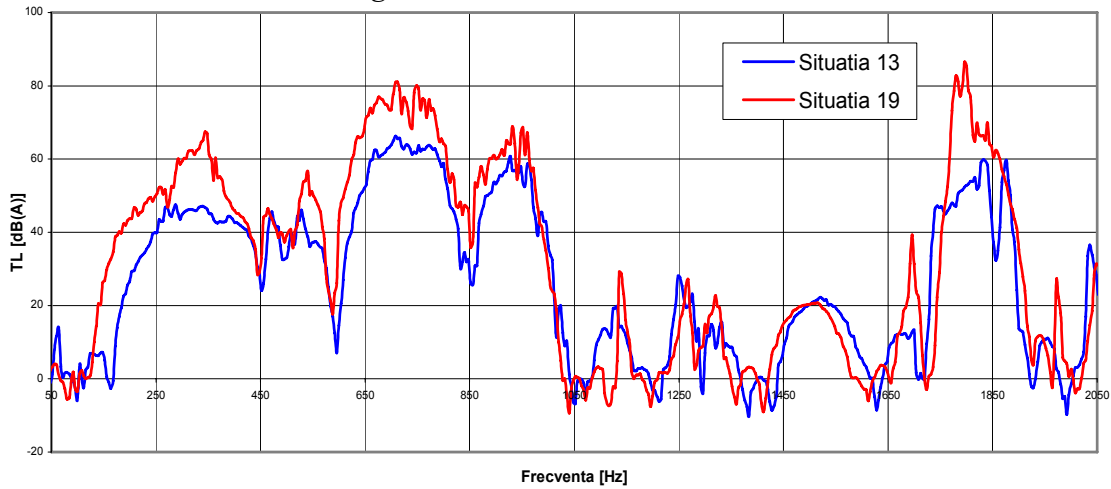


Fig. 5.43. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu trei camere în situațiile 13 și 19

d) Atenuatoare de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă centrală cu perforații

d₁) Situațiile de montaj (14, 15, 16) - în cazul introducerii a trei tipuri de conducte centrale cu perforații la un atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune

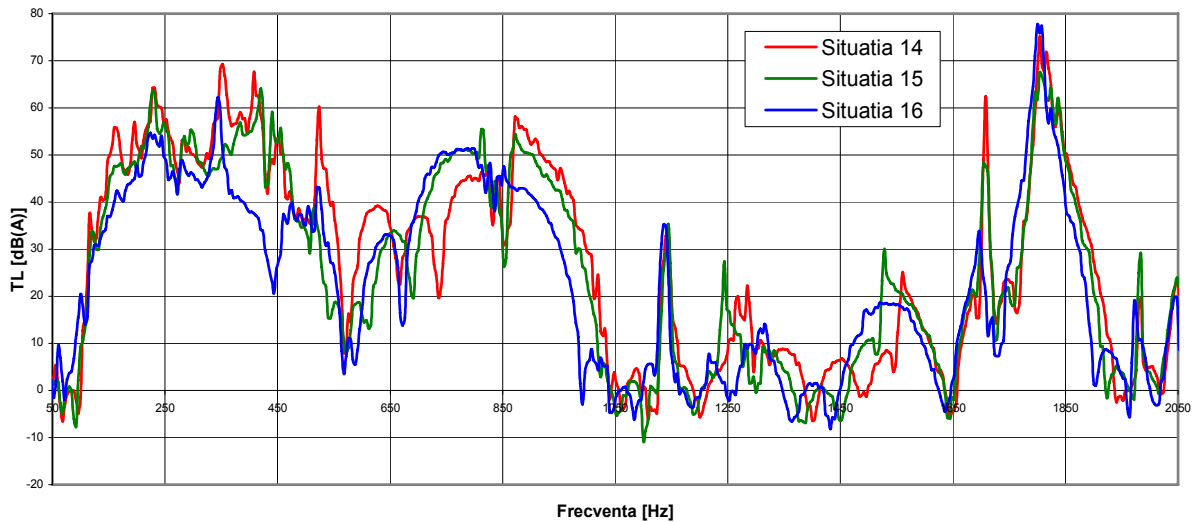


Fig. 5.45. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu trei camere

d₂) Situațiile de montaj (17, 18) - în cazul modificării lungimii primei și ultimei camere ale unui atenuator de zgomot cu trei camere și o conductă intermediară cu un rând de perforații

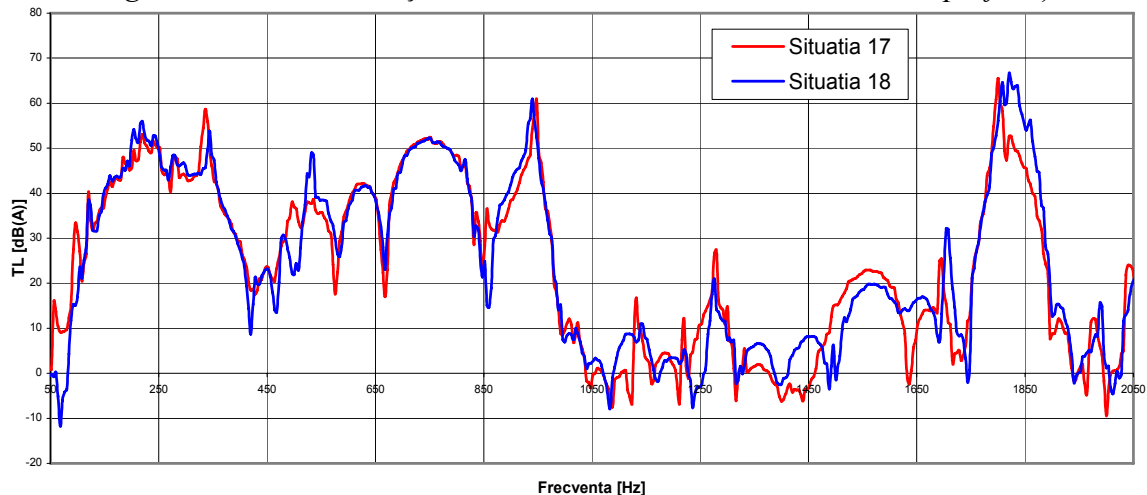
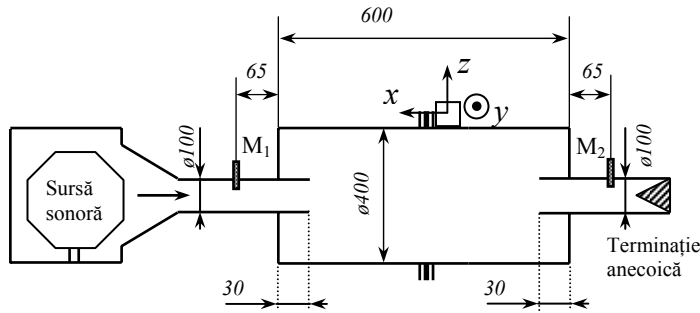


Fig. 5.47. Pierderea prin transmisie pentru atenuatoarele de zgomot cu trei camere și o conductă centrală cu perforații

e) Determinarea vibrațiilor transmise și a pierderii prin transmisie la un atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune



Situația 22

Fig. 5.48. Schița de montaj a unui atenuator de zgomot cu o cameră și poziționarea accelerometrului triaxial

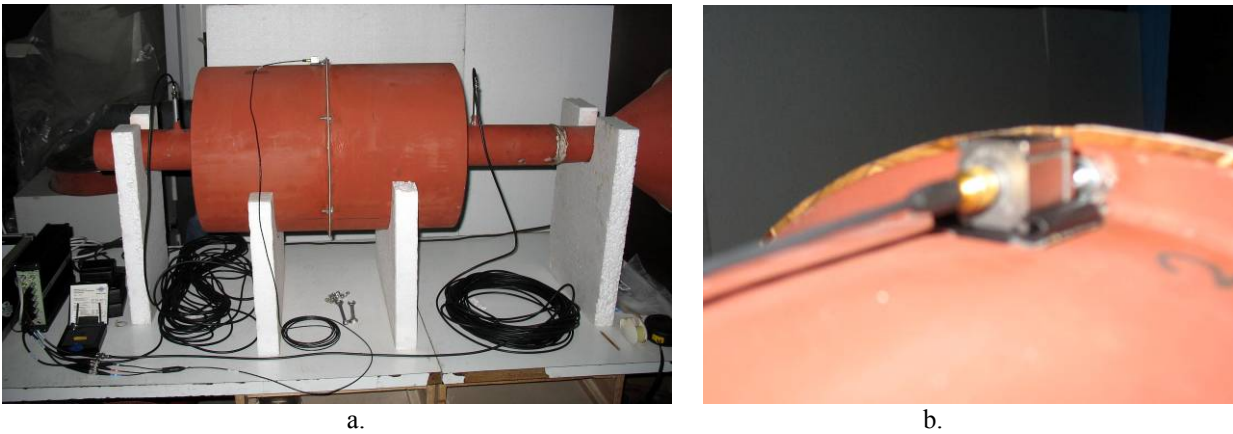


Fig. 5.49. Poziția accelerometrului triaxial (a, b), pe un atenuator de zgomot cu o cameră

Din Fig. 5.50, se observă că în *Cazul 1*, nivelul măsurat al sunetului echivalent (L_{eq}) scade de la 107 dB(A) măsurat la *Microfon 1* la 96,4 dB(A) măsurat la *Microfon 2*. De asemenea, în *Cazul 2*, nivelul măsurat al sunetului echivalent (L_{eq}) scade de la 121 dB(A) măsurat la *Microfon 1* la 110 dB(A) măsurat la *Microfon 2*.

Sunt prezentate vibrațiile transmise atenuatorului de zgomot în funcție de nivelul sunetului măsurat la intrare și ieșire în cele două cazuri: *Cazul 1* și *Cazul 2*.

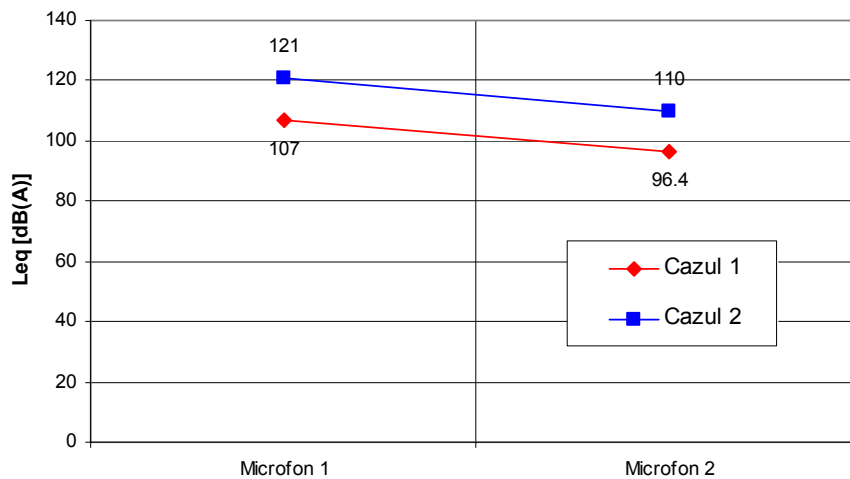
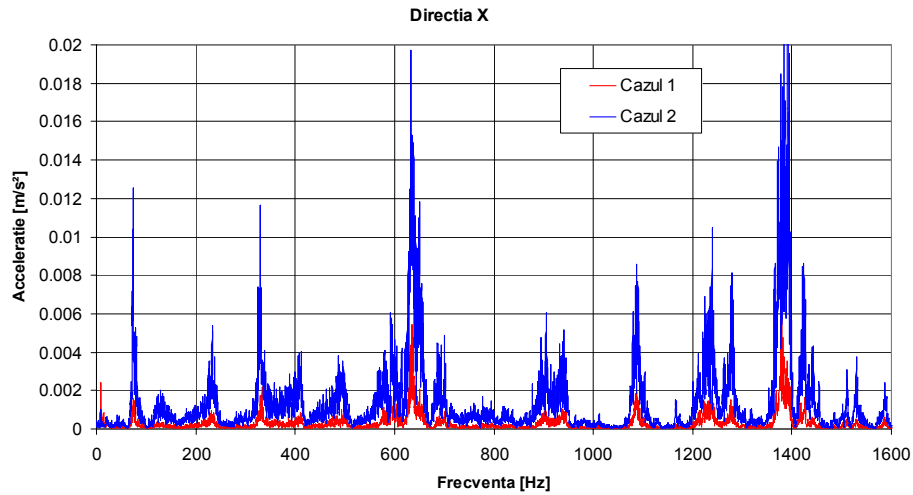
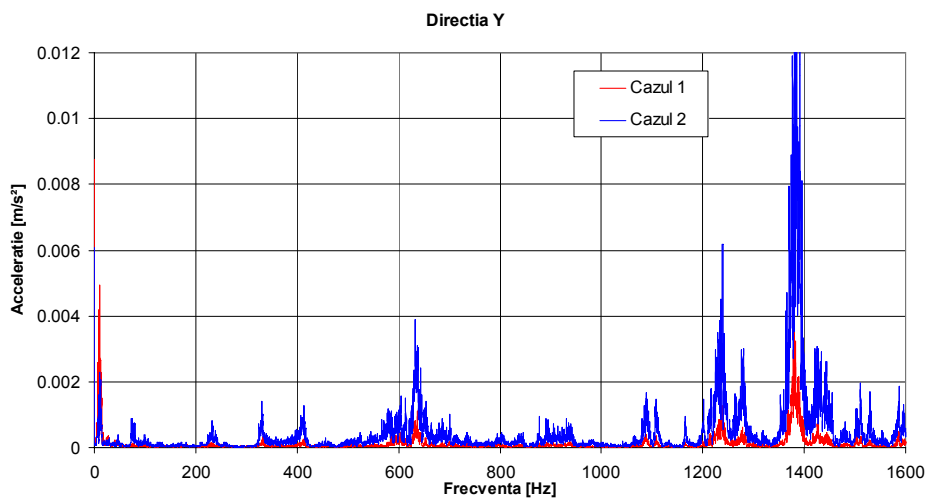


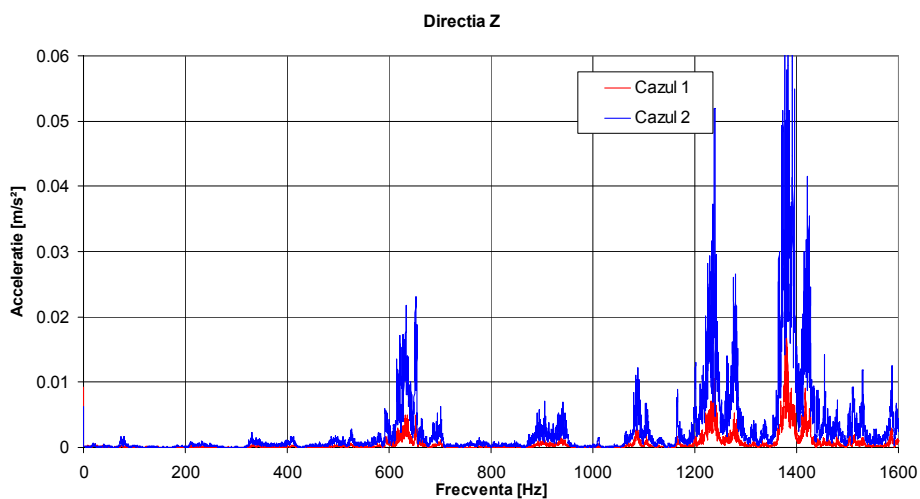
Fig. 5.50. Nivelul echivalent al sunetului măsurat la *Microfon 1* și *2* în *Cazul 1* și *2*.



a)



b)



c)

Fig. 5.54. Nivelul comparativ al accelerațiilor în *Cazul 1* și *Cazul 2* pentru:
a) Direcția X; b) Direcția Y; c) Direcția Z;

Pentru o comparație ușoară a celor două cazuri, în Fig. 5.54, sunt prezentate în mod comparativ, separat pe direcțiile X, Y și Z (Fig. 5.54 a, b și c), nivelul accelerației (m/s^2) pentru *Cazul 1* și *Cazul 2*. (ordinea culorilor este aceeași ca în Fig. 5.50 și Fig. 5.51).

5.4.3. Câteva comparații între rezultatele experimentale și modelele teoretice

A. Comparații între rezultatele experimentale și Metoda Matricelor de Transfer (TMM)

A1. Primul exemplu ales este analiza comparativă, între modelul analitic al metodei matricelor de transfer și rezultatele experimentale ale unui atenuator de zgomot cu o singură cameră de expansiune - Situația 1 – din Anexa 3.

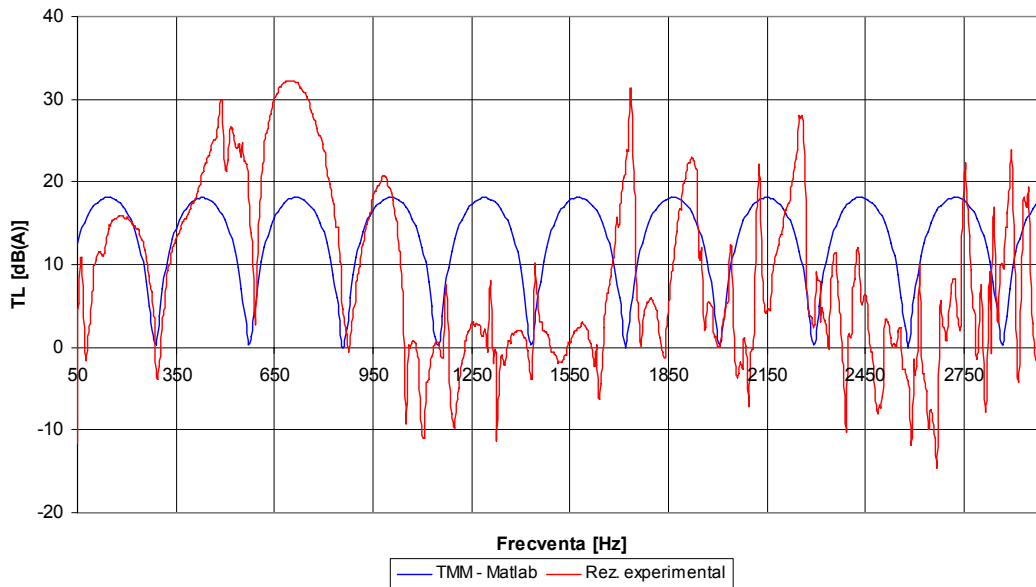
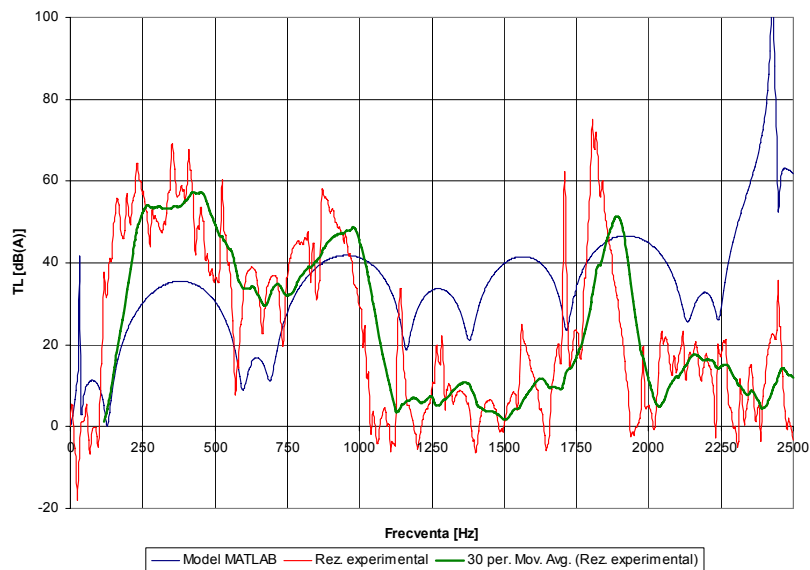


Fig. 5.56. Pierderea prin transmisie pentru atenuatorul de zgomot tubular cu o cameră de expansiune (TMM)

A2. Pentru al doilea exemplu, se prezintă studiul comparativ al unui atenuator cu trei camere și o conductă centrală cu perforații, în trei situații de montaj, respectiv Situația 14, 15 și 16– din Anexa 3. (pentru $n_{caz\ a} = 10$, $n_{caz\ b} = 30$ și $n_{caz\ c} = 50$)



c)

Fig. 5.58. Pierderea prin transmisie pentru atenuatorul de zgomot tubular cu trei camere de expansiune și o conductă intermediară cu: c) 50 perforații (TMM)

B. Comparații între rezultatele experimentale și Metoda Elementelor de Frontieră (BEM)

B1. Analiza comparativă între modelul VNoise și rezultatele experimentale ale unui atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune - Situația 1 – din Anexa 3.

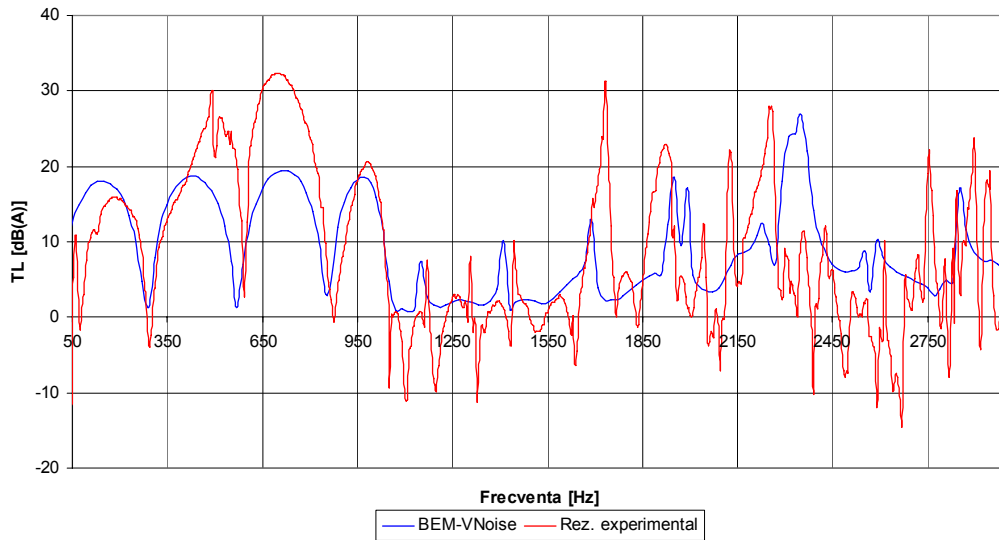


Fig. 5.60. Pierderea prin transmisie pentru atenuatorul de zgomot tubular cu o cameră de expansiune (BEM)

B2. Analiza comparativă între modelul VNoise și rezultatele experimentale ale unui atenuator de zgomot cu două camere de expansiune - Situația 2 – din Anexa 3.

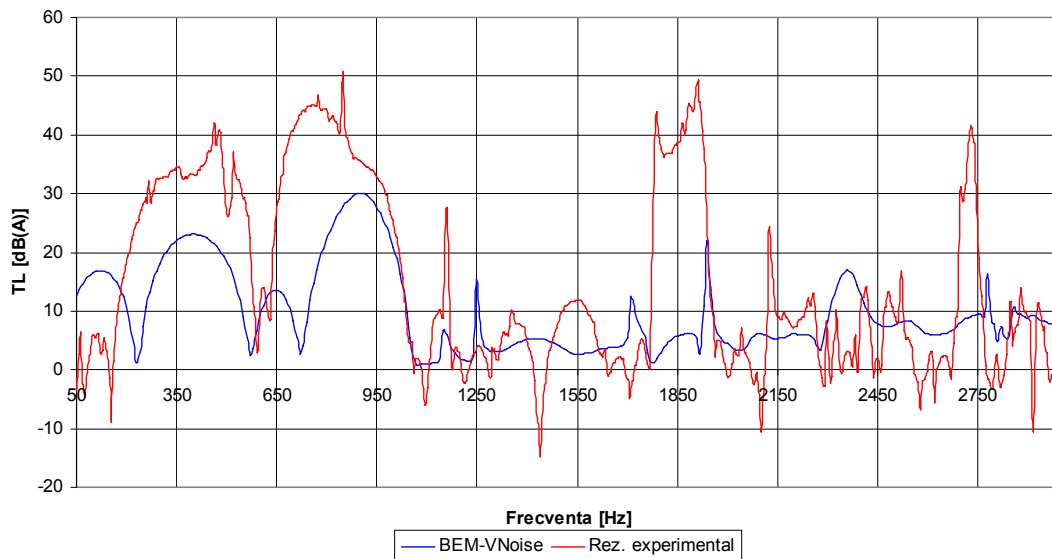


Fig. 5.62. Pierderea prin transmisie pentru atenuatorul de zgomot tubular cu două camere de expansiune (BEM)

În acest capitol autorul a dorit să evidențieze posibilitățile de comparație între metodele teoretice predictive studiate în capitolele anterioare (capitولul 3 și 4) și rezultatele experimentale.

Este important de amintit că atât metoda matricelor de transfer cât și metoda elementelor de frontieră au la bază diverse ipoteze teoretice, care, în funcție de complexitatea atenuatorului studiat, pot influența într-o mai mare măsură pierderea de transmisie predictivă. Scopul acestor modele teoretice studiate au însă un fond comun, după cum a fost observat în comparațiile efectuate în capitolele 4.6 și 4.7 (comparația între metoda matricelor de transfer și metoda elementelor de frontieră) pe domeniul de frecvențe 30-1000 Hz.

CAPITOLUL 6

CONCLUZII. CONTRIBUȚII ORIGINALE. PERSPECTIVE

6.1. Concluzii finale

Sintetizând studiile teoretice predictive prin intermediul celor două metode de calcul precum și rezultatele experimentale analizate se prezintă următoarele concluzii:

- ✓ Pe plan național, problematica modelării atenuatoarelor de zgomot și predicția pierderii prin transmisie (capitolul 1), nu este încă dezvoltată suficient de bine, aceasta fiind necesară proiectării a noi tipuri de atenuatoare de zgomot (pentru: autoturisme, motociclete, basculante, excavatoare, tractoare, vase sub presiune etc);
- ✓ În cazul atenuatoarelor de zgomot cu o cameră de expansiune, curbele rezultatelor predictive ale pierderii prin transmisie prin *metoda elementelor de frontieră* (capitolul 4.6) și prin *metoda matricelor de transfer* (capitolul 3.1), se suprapun pe domeniul 30-1000Hz;
- ✓ În cazul atenuatoarelor de zgomot cu două camere de expansiune curbele rezultatelor predictive ale pierderii prin transmisie prin *metoda elementelor de frontieră* (capitolul 4.7) și prin *metoda matricelor de transfer* (capitolul 3.2), se suprapun pe domeniul 30-1000Hz;
- ✓ În domeniul 50-1000 Hz, în cazul atenuatoarelor cu o singură cameră de expansiune (capitolul 5.4.2 - a_1) benzile de frecvență, pe care pierderea de transmisie este bună, sunt mai largi pentru lungimi mai mici ale camerei de expansiune;
- ✓ Pentru un atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune, în domeniul de frecvențe 50-2050 Hz, prin introducerea extensiilor conductelor de intrare-ieșire (capitolul 5.4.2 – a_2), există o creștere în medie de aproximativ 3-4 dB a pierderii prin transmisie și pe alocuri, la frecvențe mai înalte, creșteri deosebit de mari;
- ✓ În general, în domeniul 50-2050 Hz, în cazul atenuatoarelor cu două camere de expansiune (capitolul 5.4.2 – b_1), pentru a obține o pierdere de transmisie cât mai ridicată și pe benzi de frecvență mai largi, nu trebuie mărită lungimea primei camere de expansiune (mai aproape de sursă). Pierderea de transmisie la atenuatoarele cu două camere este relativ mai mare cu o medie aproximativă de 10-12 dB în plus față de atenuatoarele cu o singură cameră de expansiune;
- ✓ În general, în domeniul 50-2050 Hz, pentru a obține o pierdere de transmisie cât mai ridicată și pe benzi de frecvență mai largi, sunt unele mici avantaje la mărirea lungimii celei de-a doua camere de expansiune pentru un atenuator cu două camere de expansiune (capitolul 5.4.2 – b_2). Se constată că pierderea de transmisie în acest caz se menține aproximativ la același nivel cu cel analizat anterior la criteriul b_1);
- ✓ Pentru un atenuator de zgomot cu două camere de expansiune, în domeniul de frecvențe 50-2050 Hz, prin introducerea unui guler la panoul deflector (capitolul 5.4.2 – b_3) există în medie o

creștere semnificativă a pierderii prin transmisie, de aproximativ 3-4 dB;

- ✓ Prin creșterea lungimii camerei intermediare a unui atenuator cu trei camere (capitolul 5.4.2 – c_1), crește relativ puțin pierderea prin transmisie printr-un atenuator cu trei camere de expansiune. La o analiză globală pe domeniul 50-2050 Hz, pierderea de transmisie în aceste situații este clar mai mare decât analizele făcute anterior la atenuatoarele cu o cameră și cu două camere de expansiune, ajungându-se până la valori maxime de aproximativ 60-70 dB;
- ✓ Pentru un atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune, în domeniul de frecvențe 50-2050 Hz, prin introducerea la panourile defletoare a gulerelor centrate pe fiecare panou deflector (capitolul 5.4.2 – c_2) există o creștere evidentă a pierderii prin transmisie, în medie cu aproximativ 3-4 dB;
- ✓ Prin creșterea numărului de perforații ale conductei centrale, montate axial în camera intermediară (capitolul 5.4.2 – d_1), crește relativ puțin pierderea prin transmisie printr-un atenuator cu trei camere de expansiune. La o analiză generală a tuturor situațiilor de montaj pe domeniul 50-2050 Hz, pierderea de transmisie este maximă în situațiile de montaj 14 și 19 (vezi Anexa 3), ce corespund atenuatorului cu trei camere, cu gulere pe panourile defletoare, respectiv atenuatorului cu trei camere și cu conducta centrală cu 50 de perforații. În aceste două situații se întâlnesc deseori pierderi de transmisie maxime (vârfuri) între 60-85 dB cu o medie generală a pierderii de transmisie, mai ales în domeniul 50-1000Hz, de peste 40 dB;
- ✓ Prin modificarea lungimii doar a primei camere și modificarea lungimii ultimei camere pentru un atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune (capitolul 5.4.2 – d_2), de la 300 mm la 400 mm, în ambele situații, se observă că nu este influențată, decât în foarte mică măsură, pierderea prin transmisie în intervalul 50-2050Hz;
- ✓ Pentru un atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune și cu extensii ale conductelor de intrare-ieșire (capitolul 5.4.2 – e), la creșterea nivelului sunetului la intrarea în atenuator peste o anumită valoare (în acest caz înregistrând o creștere de la 107 dB(A) la 121 dB(A)), pierderea prin transmisie (TL) rămâne neschimbată în domeniul 100-4000 Hz;
- ✓ Pentru un atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune și cu extensii ale conductelor de intrare-ieșire (capitolul 5.4.2 – e), la creșterea nivelului sunetului la intrare, respectiv la ieșirea din atenuator, crește nivelul accelerațiilor pe cele trei direcții X, Y și Z. Nivelul accelerațiilor măsurate pe direcțiile X și Z sunt comparativ mult mai mari decât cele de pe direcția Y;
- ✓ Pentru determinarea pierderii prin transmisie, în cazul atenuatorului de zgomot tubular cu o cameră de expansiune (capitolul 5.4.3 – $A1$), rezultatele predictive utilizând metoda matricelor de transfer și rezultatele experimentale sunt acceptabile în domeniul 80-1000 Hz, în rest existând diferențe considerabile;

- ✓ În cazul atenuatoarelor de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă centrală cu perforații (capitolul 5.4.3 – A2), rezultatele predictive utilizând metoda matricelor de transfer și rezultatele experimentale sunt acceptabile în domeniul 100-1000 Hz și 1750-1900 Hz; în rest sunt diferențe considerabile;
- ✓ Pentru determinarea pierderii prin transmisie, în cazul atenuatorului de zgomot tubular cu o cameră de expansiune (capitolul 5.4.3 – B1), rezultatele predictive ale modelului matematic din VNoise, în comparație cu rezultatele experimentale, sunt acceptabile în domeniul 80-1000 Hz, în rest existând mici asemănări ne semnificative;
- ✓ Pentru determinarea pierderii prin transmisie, în cazul atenuatorului de zgomot tubular cu două camere de expansiune (capitolul 5.4.3 – B2), rezultatele predictive ale modelului matematic din VNoise, în comparație cu rezultatele experimentale, sunt aproximativ acceptabile pe domenii înguste (benzi mici). Pe domeniul 100-900 Hz, curbele sunt de formă asemănătoare însă cu o decalare de aproximativ 8-9 dB, un rezultat satisfăcător fiind pe domeniul 900-1350 Hz;
- ✓ Predicția pierderii prin transmisie, utilizând cele două metode de calcul (TMM și BEM) este bună în domeniul 100 – 1000 Hz, corespunzătoare dimensiunilor $d_i = d = d_e = 100$ mm și $D = 400$ mm ($d/D = 1/4$), diametre ce se întâlnesc în toate situațiile de montaj studiate.

6.2. Contribuții originale

Contribuțiile originale privind studiul atenuatoarelor de zgomot pot fi grupate pe mai multe direcții principale:

- ⇒ Sinteza privind legislația și stadiul actual privind reducerea zgomotului folosind atenuatoarele de zgomot;
- ⇒ Sinteza privind modelarea și performanțele acustice ale atenuatoarelor de zgomot;
- ⇒ Dezvoltarea metodei analitice de calcul utilizând metoda matricelor de transfer, pentru calculul pierderii de transmisie în cazul atenuatoarelor de zgomot cu două și trei camere precum și cazurile cu trei camere și o conductă centrală cu perforații;
- ⇒ Implementarea metodei matricelor de transfer (TMM) în diverse situații cu ajutorul softului MATLAB 6 (pentru atenuatoare de zgomot cu una, două și trei camere de expansiune precum și pentru atenuatoare de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă centrală cu perforații);
- ⇒ Simularea numerică, utilizând metoda elementelor de frontieră (BEM), a două cazuri reale de atenuator de zgomot, la scară naturală și implementarea acestei metode cu ajutorul softului VNoise (pentru un atenuator cu una și două camere). Realizarea comparațiilor între curbele pierderii prin transmisie prin metoda matricelor de transfer și prin metoda elementelor de frontieră;

- ⇒ Realizarea unui proiect de atenuator de zgomot în AutoCAD, cu reprezentarea fiecărui element component în parte, inclusiv carcasarea sursei sonore (Anexa 2);
- ⇒ Construirea după o idee originală a unui stand de încercare pentru atenuatoare de zgomot din module demontabile.
- ⇒ Realizarea a trei proiecte PULSE pentru analiza pierderii prin transmisie a sunetului pentru 1/3, 1/12 și analiză FFT a semnalelor acustice.
- ⇒ Realizarea unui proiect PULSE combinat (analiza vibroacustică) pentru zgomot (două microfoane) și vibrații triaxiale (accelerometru triaxial), transmise prin atenuatorul de zgomot.
- ⇒ Realizarea a 22 de teste experimentale pe standul de încercare pentru măsurarea pierderii prin transmisie a atenuatoarelor de zgomot (încă mai sunt posibile și alte combinații diverse).

Pe baza direcțiilor principale ce au stat la baza contribuțiilor originale menționate anterior privind experimentările pe standul de încercare, au rezultat și câteva direcții secundare, care de asemenea, prezintă un caracter de originalitate:

- Determinarea experimentală a pierderii prin transmisie pe standul de încercare pentru un *atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune* în funcție de lungimea camerei de expansiune și prezența extremităților conductelor de intrare-ieșire;
- Determinarea experimentală a pierderii prin transmisie pe standul de încercare pentru un *atenuator de zgomot cu două camere de expansiune* în funcție de prezența extensiilor conductelor de intrare-ieșire, de poziția deflectorului etc;
- Determinarea experimentală a pierderii prin transmisie pe standul de încercare pentru un *atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune* în funcție de prezența extensiilor conductelor de intrare-ieșire, lungimea primei camere (mai aproape de sursă), camerei centrale și lungimea ultimei camere (cea mai depărtată de sursă);
- Determinarea experimentală a pierderii prin transmisie pe standul de încercare pentru un *atenuator de zgomot cu trei camere de expansiune și o conductă centrală cu perforații*, în funcție de numărul de perforații al conductei centrale;
- Determinarea experimentală a vibrațiilor transmise pe trei direcții (triaxiale) pentru un atenuator de zgomot cu o cameră de expansiune, în funcție de nivelul de zgomot produs de sursa sonoră utilizată;

6.3. Perspective

Domeniul complex și de actualitate al reducerii (controlului) poluării sonore precum și al vibrațiilor, în cazul de față cu ajutorul atenuatoarelor de zgomot, necesită cercetări aprofundate în continuare, care se exprimă prin următoarele perspective:

- a. Realizarea unor studii și experimente modificând structura atenuatorului de zgomot prin adăugarea în interiorul acestuia a unor materiale cu caracteristici considerabile de absorbție (căptușire), evident transformând ideea prezentată în această lucrare de atenuatoare reactive în atenuatoare disipative de zgomot;
- b. Dezvoltarea modelelor teoretice și experimentale pentru determinarea pierderii prin transmisie pentru atenuatoare de zgomot cu debit controlat de aer;
- c. Brevetarea standului pentru încercarea atenuatoarelor de zgomot modular și a metodei de încercare pentru determinarea pierderii prin transmisie;
- d. Achiziționarea unei licențe software VNoise și COMSOL Multiphysics, astfel fiind posibilă modelarea unor atenuatoare de zgomot cu o configurație mai complexă prin metoda elementelor finite de frontieră (BEM) cu un număr de noduri suficient de mare;
- e. Analiza vibrațiilor transmise unui atenuator de zgomot în diverse alte situații de montaj, schimbând modul de fixare pe stand al atenuatorului;
- f. Analiza vibrațiilor triaxiale transmise atenuatoarelor de zgomot în minim 10 puncte de măsurare, combinat cu determinarea pierderii de transmisie în funcție de tipul și nivelul sursei de zgomot precum și de debitul controlat de aer.
- g. Aplicarea metodei de încercare și verificarea modelelor teoretice pentru determinarea pierderii prin transmisie la alte configurații de atenuatoare de zgomot utilizate în realitate la diverse mașini și utilaje.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

4. Bell, L. H., *Noise and Vibration Control. Fundamentals and Applications*, Marcel Dekker, Inc. 1982
5. Bell, L.H., Bell, D.H., *Industrial noise control. Fundamentals and applications. Second edition, revised and expanded*, Ed. Marcel Dekker, Inc., 1994, ISBN 0-8247-9028-6.
7. Beranek, L.L., Vér, I.L., *Noise and Vibration Control. Principles and Applications*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1992, ISBN 0-471-61751-2.
11. Bugaru M., Enescu N., *An overview of muffler modeling by transfer matrix method*, Proceedings of The 11th International Conference on Vibration Engineering, VibEng2005, Timisoara, Romania, 6 pg., 2005.
12. Bugaru M., **Vasile O.**, *The Computation of Muffler Transmission Loss by Transfer Matrix Method*, WSEAS Transactions on Mathematics, Issue 7, Vol. 6, pp. 763-770, ISSN 1109-2769, July 2007, CSA (Cambridge Scientific Abstracts) Index refereed.
13. Bugaru M., **Vasile O.**, *The Mufflers Modeling by Transfer Matrix Method*, Proceedings of the 10th WSEAS International Conference on APPLIED MATHEMATICS, 1-3 November, 2006, Dallas, Texas, USA, pp. 476-483, ISBN 960-8457-55-6, ISSN 1790-5117.
14. Bugaru M., **Vasile O.**, *Transfer Matrix Method For a Dual-Chamber Mufflers*, Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on APPLIED MATHEMATICS, 22-24 March, 2007, Dallas, Texas, USA, pp. 51-54, ISBN 978-960-8457-60-7, ISSN 1790-5117, ISI Index refereed.
29. Dokumaci, E., *Effect of shared grazing mean flow on acoustic transmission in perforated pipe mufflers*, Journal of Sound and Vibration, 283 (2005), 645-663.
30. Dokumaci, E., *Sound Transmission in Mufflers with Multiple Perforated Co-Axial Pipes*, Jurnal of Sound and Vibration, (2001) Academic Press, 247(3), 379-387.

34. Enescu N., Bugaru M., *Acoustical mufflers*, Simpozionul International DISIPAREA ENERGIEI, Bucharest, November 2005, pg. 27-32, ISBN973-8132- 53-3.
35. Enescu, N., Magheti I., Predoi M.V., Bugaru, M., Motomancea, A., *Silencers with military applications*, Journal of POLITEHNICA University of Timisoara, Tom 47(61), Vol. 2, Transactions on MECHANICAL ENGINEER, pg. 35-40, ISSN1224-6077, 2002.
36. Enescu, N., Magheti, I., Sârbu, M. A., *Acustică tehnică*, Ed. ICPE, București, '98, ISBN 973-98801-2-6.
39. Gerges, S.N.Y, Jordan, R., Thime, F.A., Bento Coelho, J.L., Arenas, J.P., *Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification*, J. Braz. Soc. Mech. Sci.& Eng., vol. 27, no.2, Rio de Janeiro, Apr./June 2005, ISSN 1678-5878.
41. Grumăzescu, M., Stan, A., Wegener, N., Marinescu, V., *Combaterea zgomotului și vibrațiilor*, Ed.Tehnică, București, 1964
45. Iudin, E.Ia., *Izolarea împotriva zgomotelor*, Traducere din limba rusă, Ed. Tehnică, București, 1968.
63. Munjal, M.L., *Acoustics of Ducts and Mufflers With Application to Exhaust and Ventilation System Design.*, John Wiley & Sons, Inc., 1987, ISBN 0-471-84738-0.
64. Munjal, M.L., *Analysis and design of mufflers – An overview of research at the indian institute of science*, Journal of Sound and Vibration (1998), 211(3), 425-433
66. Munjal, M.L., Behera, B.K., Thawani, P.T., *Transfer Matrix Model for the Reverse-flow, Three-duct, Open End Perforated Element Muffler*, Applied Acoustics, Vol. 54, No. 3, pp. 229-238, 1998.
70. Enescu, N., Ceausu, V., **Vasile, O.**, *"Mufflers in rapid gas flow"*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. III, Number 2, December 2006, pp.55-58, ISSN 1584-7284.
73. Panigrahi, S.N., Munjal, M.L., *Comparison of various methods for analyzing lined circular ducts*, Journal of Sound and Vibration, 2005, Journal of Sound And Vibration 285(4-5), 905-923.
84. Sastry, J.S., Munjal, M.L., *Response of Multi-Layered Infinite Cylinder to a Plane Wave Excitation by Means of Transfer Matrices*, Jurnal of Sound and Vibration (1998) 209(1), 99-121.
86. Selamat, A., Denia, F.D., Besa, A.J., *Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers*, Journal of Sound and Vibration 265 (2003), 967-985.
95. Tao, Z., Herrin, D.W., Seybert, A.F., *A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss*, 03NVC-38, 2001, Society of Automotive Engineers, Inc.
98. **Vasile, O.**, Kolumban, V., *"Reactive Silencer Modelling by Transfer Matrix Method and Experimental Study "*, Proceedings of the 9th WSEAS International Conference on ACOUSTIC&MUSIC: THEORY & APPLICATIONS (AMTA '08), Bucharest, Romania, June 24-26, 2008, pp. 94-99, ISBN: 978-960-6766-74-9, ISSN 1790-5095.
99. **Vasile, O.**, Bugaru, M., *Muffler modeling by transfer matrix method, Part I: Transmission loss for a single-chamber mufflers*, Advanced researches in computational mechanics and virtual engineering, 18-20 October 2006, Brasov, ISBN 973-635-823-2.
100. **Vasile, O.**, *Reactive Silencer Modelling With Boundary Element Method and Experimental Study*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, vol. V, no 2/2008, ISSN 1584-7284.
101. **Vasile, O.**, Bugaru, M., *Muffler modeling by transfer matrix method, Part II: Transmission loss for dual-chamber mufflers*, Advanced researches in computational mechanics and virtual engineering, 18-20 October 2006, Brasov, ISBN 973-635-823-2.
102. **Vasile, O.**, *Choosing a volume – resonator muffler*, Simpozionul International DISIPAREA ENERGIEI, November 2005, Bucharest, Romania, pg. 38-43, ISBN 973-8132-53-3.
103. **Vasile, O.**, Enescu, N., *Application of the Boundary Element Method to Muffler Analysis with a Simple expansion Chamber*, Simpozionul Internațional – Probleme actuale privind analiza comportării materialelor și structurilor – *Procese dinamice, acustice și termomecanice*, 15 dec. 2006, Bucharest, Romania.
114. ** ISO 7235/2003, *Acoustics – Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units – Insertion loss, flow noise and total pressure loss.*
119. ** SR EN ISO 11820/2003 – *Acustică – Măsurarea atenuatoarelor în situ.*
139. *** *VNoise. Theoretical Manual. An Introduction to Boundary Elements Methods for Acoustics*, September, 2003.