

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

**Doctorand:  
Asis.ing. ION George Cătălin**

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL CONTROLULUI RADIAȚIEI  
ACUSTICE LA INSTALAȚII CU ACȚIONARE ELECTRICĂ**

**CONTRIBUTIONS TO THE STUDY OF ACOUSTIC RADIATION  
CONTROL FOR SYSTEMS WITH ELECTRIC DRIVE**

**- REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT -**

**Coordonator științific:  
Prof.dr.ing. ENESCU Nicolae**

**București  
- 2011 -**



MINISTERUL EDUCAȚIEI, CERCETĂRII, TINERETULUI ȘI  
SPORTULUI

Universitatea POLITEHNICA din București

Splaiul Independenței nr.313, 060042 București, ROMÂNIA

Telefon: +4021 402 9827

www.pub.ro

Nr. 108 / 27.04.2011

Către,

Vă facem cunoscut că în ziua de 1 iulie 2011, ora 10<sup>00</sup>, în sala BN-023, din  
Facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnice - Catedra de Mecanică  
a Universității POLITEHNICA din București, va avea loc susținerea publică a tezei de  
doctorat intitulată:

**„CONTRIBUȚII LA STUDIUL CONTROLULUI RADIAȚIEI  
ACUSTICE LA INSTALAȚII CU ACȚIONARE ELECTRICĂ”**

elaborată de : **ION GEORGE CĂTĂLIN**

în vederea acordării titlului științific de **DOCTOR**,  
în domeniul fundamental: **ȘTIINȚE INGINEREȘTI**  
domeniul: **INGINERIE MECANICĂ**  
cu următoarea comisie:

**PREȘEDINTE:** Prof.dr.ing. GIGEL PARASCHIV

**CONDUCĂTOR**

**ȘTIINȚIFIC:** Prof.dr.ing. NICOLAE ENESCU

**MEMBRI:**

Prof.dr.ing. POLIDOR BRATU

Prof.dr.ing. NICOLAE PANDREA

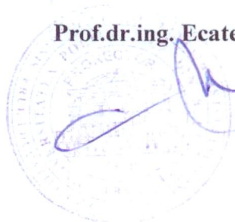
Prof.dr.ing. IOAN MAGHEȚI

În acest scop vă trimitem rezumatul tezei de doctorat și vă invităm să participați la  
susținerea publică a tezei.

În cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului  
lucrării, vă rugăm să le trimiteți în scris, în dublu exemplar, pe adresa universității noastre  
până la data de: 28 iunie 2011 la Catedra de Mecanică sala BN-01

**Rector,**

**Prof.dr.ing. Ecaterina ANDRONESCU**



**Întocmit,**

**Carmen POSTELNICU**

## CUPRINS

1. INTRODUCERE.....	6
2. STADIUL ACTUAL AL PROBLEMATICII STUDIATE .....	12
2.1. Zgomotele de bază ale sistemelor de încălzire, ventilație și condiționare a aerului (HVAC) .....	12
2.2. Criterii privind evaluarea nivelelor de zgomot și vibrații La instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului .....	15
2.3. Influența asupra elementului uman. Răspunsul uman.....	33
2.4. Studii experimentale privind unele aspecte ale tematicii tezei de doctorat.....	37
2.5. Concluzii, observații și direcții de studiu în cadrul tezei de doctorat.....	11
3. PRODUCEREA ZGOMOTULUI ȘI A VIBRAȚIILOR ÎN SISTEMELE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI (HVAC).....	52
3.1. Surse de zgomot și vibrații provenite de la echipamente .....	53
3.2. ZGOMOTUL PRODUS DE SISTEME DE DISTRIBUȚIE A AERULUI.....	77
3.3. Concluzii și observații .....	89
4. ASPECTE PRIVIND PROPAGAREA ȘI TRANSMITEREA ZGOMOTELOR LA INSTALAȚIILE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI.....	92
4.1. Zgomotul propagat în afara și în interiorul conductei.....	92
4.2. Transmiterea sonoră în spațiile interioare și exterioare.....	103
4.3. Concluzii și observații .....	113
5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND NIVELELE DE ZGOMOT ȘI VIBRAȚII LA INSTALAȚIILE CASNICE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI.....	115
5.1. Generalități privind testele experimentale .....	115
5.2. Ipoteze generale de lucru .....	116
5.3. Aparatura utilizată .....	117
5.4. Metodologia de realizare a măsurătorilor experimentale .....	119
5.5. Rezultatele numerice și grafice ale determinărilor realizate.....	128
5.6. Interpretarea cercetărilor experimentale. Concluzii și observații .....	165
6. MODELAREA EXPERIMENTALĂ A PROBLEMATICII STUDIATE ÎN CAMERA ANECOICĂ.....	173
6.1. Generalități privind modelarea experimentală.....	173
6.2. Ipoteze generale de lucru .....	174
6.3. Aparatura utilizată .....	176
6.4. Metodologia de realizare a măsurătorilor experimentale .....	179
6.5. Rezultatele numerice și grafice ale determinărilor realizate cu instalația inițială.....	182
6.6. Implementarea soluțiilor proprii privind reducerea zgomotului și vibrațiilor la instalațiile studiate.....	194
6.7. Rezultatele numerice și grafice ale determinărilor realizate cu instalația modificată...	196
7. CONCLUZII FINALE. SINTEZA CONTRIBUȚIILOR ORIGINALE. ....	213
7.1. Considerații și concluzii finale.....	213
7.2. Aspecte originale și contribuții personale.....	224
7.3. Valorificarea rezultatelor și direcții viitoare de cercetare.....	225
8. BIBLIOGRAFIE .....	227

## 1. INTRODUCERE

Acustica tehnică a devenit începând cu anii 90 o preocupare majoră a multor domenii ce intră în contact direct sau indirect cu elementele și mai ales cu efectele sale. Astfel, în literatura tehnică s-a putut constata o expansiune impresionantă a studiilor teoretice și experimentale ce abordează aspecte acustice în diverse domenii ingineresti. Importanța acestor studii este evidentă, deoarece efectele și problemele acusticii sunt întotdeauna recepționate de mediul înconjurător și automat de oameni ca receptori finali.

În aceste condiții, de actualitate și importanță deosebită, alegerea în anul 2004 a temei de doctorat „Contribuții la studiul controlului radiației acustice la instalații cu acționare electrică” a venit de la sine pentru un proaspăt inginer în domeniul ingineriei electrice. După realizarea primilor pași ai stagiului meu de doctorat am hotărât alături de conducătorul meu de doctorat prof.dr.ing. Nicolae Enescu să îmi particularizez viitorul studiu deoarece aria instalațiilor cu acționare electrică cuprindea o infinitate de aplicații practice.

Propunerea de a aborda domeniul aparatelor electrocasnice a fost practic comună, iar de aici și până la ceea ce urma să dezvolt efectiv în cadrul tezei de doctorat, și anume acustica instalațiilor de încălzire, ventilație și condiționare a aerului, a mai fost doar un pas. Având încă din timpul facultății preocupări numeroase legate de echipamentele HVAC și finalizate la momentul respectiv cu o lucrare de diplomă amplă exact în acest domeniu, mi-am dorit să explorez domeniul acusticii la aceste instalații și astfel mi-am cristalizat încă din start ceea ce urma să fie tematica efectivă a tezei de doctorat.

Lucrarea de doctorat elaborată și prezentată în cele ce urmează este structurată pe 7 capitole la care se adaugă o bibliografie amplă, cu un număr semnificativ de referințe din literatura de specialitate. Rezumând, etapele parcurse în dezvoltarea temei „Contribuții la studiul controlului radiației acustice la instalații cu acționare electrică” sunt:

➤ În capitolul 2 intitulat „Stadiul actual al problematicii studiate” am prezentat informații legate de zgomotele și vibrațiile ce sunt specifice acestor tipuri de echipamente precum și criteriile de evaluarea a nivelelor de zgomot și vibrații la instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului.

Problema influenței asupra factorului uman și răspunsul acestuia și-a găsit și ea locul în abordarea stadiului actual, pentru că, până la urmă, ea determină necesitatea cercetărilor în acest domeniu și găsirea mereu a unor soluții constructive de reducere a nivelelor de zgomot și vibrații la aceste echipamente.

➤ Capitolul 3 „Producerea zgomotului și a vibrațiilor în sistemele de încălzire, ventilație și condiționare a aerului (HVAC)” identifică și analizează sursele de zgomot și vibrații în instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului utilizate în case, spații de locuit, birouri, săli de conferință etc.

Având în vedere structura echipamentelor studiate, au fost dezvoltate pe rând problemele de zgomot și vibrații la ventilatoare, la motoarele electrice existente în componența acestor tipuri de instalații, la rulmenții utilizați precum și la compresoare.

În subcapitolul dedicat ventilatoarelor, am analizat producerea zgomotului și a vibrațiilor produse de întreaga gamă de ventilatoare folosită în acest domeniu. Pentru motoarele electrice, zgomotul și vibrațiile de natură magnetică precum și vibrațiile mecanice și zgomotul datorate neechilibrării pieselor în rotație au fost principalele două direcții de studiu.

Rulmenții și compresoarele de gaz sunt la rândul lor surse majore de producere a vibrațiilor și zgomotelor, mai ales în condițiile în care uzura lor este, în multe cazuri, semnificativă datorită condițiilor de exploatare. Variațiile mari de temperatură și umiditate conduc în perioade relativ mici de timp la modificarea și/sau deteriorarea caracteristicilor funcționale și constructive inițiale a acestora, fapt care contribuie decisiv la apariția unor vibrații ale diverselor elemente componente precum și la creșterea nivelelor de zgomot în diverse moduri de funcționare.

Sistemele de distribuție a aerului contribuie și ele la nivelele de zgomot înregistrate și percepute în final de receptorii din respectivele spații în care funcționează instalațiile studiate. În cadrul analizei teoretice realizate în acest capitol, am dezvoltat pe rând contribuția diverselor coturi, ramificații și intersecții de conductă la creșterea puterii sonore precum și modalitatea în care anumite atenuatoare de zgomot pot reduce semnificativ valorile înregistrate. Grilajele și difuzoarele, adică elementele finale ale sistemelor de distribuție a aerului în încăperi, aduc și ele un plus important la puterea sonoră dacă nu sunt proiectate adecvat.

➤ Capitolul 4 denumit „Aspecte privind propagarea și transmiterea zgomotelor la instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului” vine ca o continuare necesară a ideilor dezvoltate anterior în cadrul tezei de doctorat. Odata identificate și analizate sursele de zgomot în instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului, concluzia desprinsă a fost aceea că zona cu cele mai semnificative probleme o reprezintă acustica acestor echipamente.

Soluția problemelor de control și reducere a zgomotului la orice sistem HVAC implică examinarea surselor sonore, a căilor de transmitere și a receptorilor. O precizare extrem de importantă este aceea că există mai multe căi de transmitere de zgomot și/sau vibrații între sursă și receptor astfel încât percepția acestuia din urmă poate fi amplificată sau din contră redusă de acestea.

Când vorbim de receptorii de zgomot, se face referire evident la oamenii care ocupă spațiile, clădirile deservite de respectivele echipamente. Pentru majoritatea sistemelor HVAC, proiectanții sistemului nu pot să modifice sau să schimbe caracteristicile sursei sonore sau ale receptorilor. În acest caz, ei sunt constrânși să modifice căile de transmitere a zgomotului ca modalitate de a atinge nivelele sonore dorite în spațiile clădirii.

Prin urmare, cunoașterea fenomenului de propagare a zgomotului prin conductele de evacuare precum și a transmisibilității sonore în spațiile interioare și/sau exterioare este obligatorie pentru a putea oferi soluții de reducere a nivelelor de zgomot și atunci când modificarea căilor de transmitere a zgomotului reprezintă unica soluție și atunci când aceasta face parte dintr-un proces mai complex.

Analiza realizată în cadrul acestui capitol are o complexitate semnificativă, studiul propagării zgomotului prin conducte realizându-se pentru cele mai importante și răspândite forme de tubulatură utilizate la distribuția aerului. Din punct de vedere al transmisibilității sonore, sunt prezentate informații și modalități de calcul pentru toate categoriile de pereți, tavane și podele existente în prezent în locuințe personale, în spațiile de birouri și conferințe, adică exact în locurile unde sunt utilizate echipamentele avute în vedere în cadrul tezei de doctorat.

➤ Capitolul 5 „Cercetări experimentale privind nivelele de zgomot și vibrații la instalațiile casnice de încălzire, ventilație și condiționare a aerului” face trecerea către partea experimentală a tezei de doctorat. Studiul este realizat strict pe instalațiile cu utilizare casnică și are în vedere în prima sa etapă măsurarea nivelelor de zgomot și vibrații la aceste tipuri de echipamente, identificarea proprie a surselor ce generează valorile ridicate atât în domeniul acustic cât și în cel vibrator precum și stabilirea influenței și a importanței pe care acestea o au în nivelele generale de zgomot și vibrații măsurate la aceste echipamente.

Pentru realizarea experimentelor am ales diferite tipuri de instalații și spații de utilizare precum și o gamă largă de regimuri de funcționare a acestora. Am avut de asemenea în vedere aspecte precum condițiile atmosferice externe, zgomotul ambiental, ora de realizare a determinărilor, modalitatea de montare a aparatelor, izolarea fonică a spațiilor respective etc.

În lucrare sunt prezentate pentru ambele locații atât informații cu privire la condițiile de realizare a determinărilor experimentale, a lanțurilor de achiziție și prelucrare a datelor dar și rezultatele numerice și grafice obținute.

➤ În capitolul 6 intitulat „Modelarea experimentală a problematicii studiate în camera anecoică” am continuat studiul experimental pe aceleași instalații dar acum montate într-un stand

amenajat în camera anecoică din cadrul Laboratorului de Acustică și Vibrații din Catedra de Mecanică a Universității Politehnica București. Avantajele aduse de un astfel de spațiu special amenajat din punct de vedere acustic sunt evidente: nivelele de presiune acustică înregistrate nu sunt influențate de zgomotul ambiental; funcționarea instalațiilor nu mai este modificată de condițiile climatice variabile; parametrii gen temperatură, umiditate pot fi controlați cu exactitate.

Bazându-mă pe concluziile capitolului precedent, obiectul principal de studiu l-a reprezentat unitatea externă a instalației, unitate ce nu poate funcționa însă independent de splitul interior și restul elementelor de montaj.

Pentru obținerea unor rezultate elocvente, în interiorul camerei anecoice am separat sursele principale de zgomot prin construirea unui perete despărțitor între unitatea split interioară și cea exterioară cu rol inclusiv în analiza transmisibilității. În primă fază, studiul experimental a avut drept scop obținerea unor rezultate vibro-acustice complete în diverse regimuri de funcționare ale echipamentului, inclusiv determinarea directivității zgomotului din unitatea externă.

Partea finală a modelării experimentale cuprinde identificarea și verificarea câtorva soluții proprii originale de reducere a nivelelor de zgomot și vibrații înregistrate pe echipamentul studiat.

Astfel, pe lângă un montaj adecvat al structurii exterioare, am implementat și câteva soluții proprii cum ar fi: izolarea elementelor active față de structura de bază prin utilizarea de garnituri, burete și tălpi din cauciuc; îmbunătățirea suprafețelor interioare de contact cu folii perforate din materiale flexibile (carcasă, etc.); îmbunătățirea modalității de asamblare a carcasei prin utilizarea unor garnituri cauciucate speciale.

➤ Capitolul 7 „Concluzii finale. Sinteza contribuțiilor originale” evidențiază elementele ce se desprind din partea experimentală a tezei de doctorat, cu sublinierea mai ales a contribuțiilor originale aduse de autor pe tot parcursul studiului. În cadrul acestui capitol sunt precizate de asemenea direcțiile viitoare de cercetare ce pot fi abordate de autor ca o continuare firească a temei tezei de doctorat.

➤ Bibliografia tezei de doctorat conține un număr de 103 de referințe, în majoritatea lor lucrări de strictă specialitate în domeniul studiat. La acestea se adaugă o serie de normative românești și internaționale ce reglementează domeniul tezei de doctorat precum și 10 web-bibliografii.

Din totalul referințelor din bibliografie menționez existența unui număr de 20 de lucrări științifice în domeniul tematicii tezei de doctorat în care sunt unic autor sau coautor. Acestea au fost concretizate prin comunicări ținute la sesiuni științifice ale unor institute de învățământ superior, la manifestări științifice naționale sau naționale cu participare internațională, precum și prin publicare în reviste de strictă specialitate ori în proceedings-urile unor manifestări internaționale.

## **2. STADIUL ACTUAL AL PROBLEMATICII STUDIAȚE**

### **2.1. ZGOMOTELE DE BAZĂ ALE SISTEMELOR DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI (HVAC)**

Zgomotul și vibrația sunt caracteristici de neevitat în sistemele de încălzire, ventilație și condiționare a aerului indiferent de complexitatea instalațiilor utilizate. Curgerea turbulentă în ventilatoare, conducte și plenum, generează zgomote care pot pătrunde în spațiile învecinate. Curgerea apei prin pompe și sistemul de țevi generează de asemenea zgomote ce pot necesita control. Prin caracteristicile lor constructive, echipamentele cu mișcare de rotație sau cu mișcare alternativă ca ventilatoarele, pompele și răcitoarele, produc zgomote cu frecvențe în domeniul audio, precum și vibrații care sunt transmise prin structurile clădirii. Zgomotul unui sistem de încălzire, ventilație și condiționare a aerului ajunge la ocupanții clădirii fiind transmis prin aer sau prin structura construcției.

O bună proiectare acustică vizează ambele moduri de transmitere a zgomotului și are în vedere amenajarea și optimizarea efectivă a spațiului, proiectarea structurii, selecția echipamentului, prevederea dispozitivelor de control al zgomotului și vibrațiilor precum și alte numeroase aspecte ce vor face obiectul studiului nostru.

Zgomotul produs de un sistem de încălzire, ventilație și condiționare a aerului poate fi de tip „zgomot de bandă largă” sau de tip „zgomot tonal” [4]. Zgomotul de bandă largă conține energia sonoră pentru mai multe frecvențe în timp ce zgomotul tonal conține doar energia sonoră la frecvențe discrete. Acesta din urmă poate fi în multe din cazuri mult mai supărător decât zgomotul de bandă largă, ceea ce mă determină ca în dezvoltarea temei alese să revin cu aspecte teoretice și experimentale privind producerea, controlul și reducerea lui.

## **2.2. CRITERII PRIVIND EVALUAREA NIVELELOR DE ZGOMOT ȘI VIBRAȚII LA INSTALAȚIILE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI**

Odată cu dezvoltarea pe plan mondial a tematicii abordate, literatura de specialitate a definit din ce în ce mai bine și mai vast criteriile de evaluare a nivelelor de zgomot și vibrații pentru diversele tipuri de instalații de încălzire, ventilație și condiționare a aerului. Deoarece percepția zgomotelor de către om depinde de mulți factori (conținutul de frecvențe, nivelul, frecvența repetiției, etc.), definirea unor limite acustice de expunere acceptabile a fost și este dificilă.

Există multe sisteme de evaluare, fiecare cu propriile condiții, sisteme ce au fost dezvoltate pentru a ajuta la stabilirea limitelor acceptabile de expunere la zgomot în interior și în jurul clădirii. Sistemele de evaluare cele mai frecvent utilizate pentru a descrie sistemul HVAC sunt nivelul de zgomot ponderat A exprimat în dBA, nivelul de intensitate auditiv sonor, sistemele de evaluare a zgomotului camerei (RC) și a criteriului de zgomot (NC).

Nivelul de zgomot ponderat A este deseori utilizat pentru evaluarea zgomotului în sistemele HVAC în domeniul conservării auzului și expunerii la zgomot a comunității. Deși ușor de înregistrat, măsurarea nivelului de zgomot ponderat A pentru orice tip de sistem HVAC în clădiri comerciale și rezidențiale este deseori inefficientă deoarece acesta nu indică în mod corespunzător nivelul sonor de joasă frecvență, ca acela asociat detunăturilor conductelor. De asemenea, acesta nu poate identifica corespunzător problemele de zgomot de joasă frecvență, acolo unde ele există.

Zgomotul produs de sistemele HVAC și de echipamentele mecanice sau electrice sunt de regulă, principalele tipuri de zgomote care pătrund într-un spațiu închis (interior) și care formează zgomotul de fond. În ceea ce privește proiectarea sistemelor HVAC sau a altor sisteme mecanice sau electrice este necesar să se cuantifice și să se determine limitele de zgomot interior acceptate. Procedurile criteriului (NC) și a criteriului (RC) au fost recomandate de Societatea Americană de Ingineria Căldurii, Frigului și Aerului condiționat, pentru determinarea acceptabilității zgomotului propagat într-o clădire sau a zgomotului de fond.

### **2.2.1. Criteriul camerei (RC)**

Evaluarea RC a mediului acustic are în vedere două aspecte: o valoare numerică ce evaluează ușurința comunicării verbale și o notație literală care indică calitatea subiectivă a zgomotului. Sistemul de evaluare RC a fost la început proiectat ca o procedură de diagnoză bazată pe interpretarea spectrului sonor măsurat. De la introducerea sa, al a fost de asemenea folosit ca un instrument în proiectarea pentru scopuri predictive.

Făcând referire la spectrul sonor cu lățimea de analiză de o octavă trasat în figura 2.3 și urmărind etapele de mai jos pas cu pas, se determină evaluarea completă RC a spectrului sonor [80].

*Etapele evaluării:*

1. Se măsoară nivelul sonor într-un domeniu de frecvențe de 8 octave de la 31 la 4000 Hz.
2. Se trasează nivelele sonore măsurate pentru fiecare din cele 8 octave pe o diagramă RC cu linii de

unire a punctelor.

3. Se determină media nivelelor sonore pentru octavele cu frecvențele centrale de 500, 1000 și 2000 Hz. Rezultatul este valoarea numerică RC.

4. Se trasează o linie pe diagrama de lucru RC care trece prin coloana 1000 Hz la valoarea numerică RC și se înclină în sus stânga și în jos dreapta 5dB pe octavă. Se continuă cu înclinarea liniei pentru a stabili o valoare pentru toate cele 8 octave.

5. Dacă nivelul de zgomot măsurat în oricare din octave sub 500 Hz este deasupra liniei înclinate cu mai mult de 5 dB, se adaugă litera „R” (detunături - rumble) la valoarea numerică.

6. Dacă nivelul de zgomot măsurat în orice octavă peste 500 Hz este deasupra liniei înclinate cu mai mult de 3 dB, se adaugă litera „H” (șuierat, fâșâit - hiss).

7. Dacă nivelele de zgomot în nicio octavă nu depășesc limitele de detunături sau șuierat, atunci la valoarea numerică se adaugă litera „N” (neutru).

8. Dacă un zgomot ca vuietul unei pompe este audibil sau dacă linia trasată la punctul 2 deviază de la înclinația care duce în jos dreapta, atunci valoarea numerică are litera „T” (ton). Acest caz necesită aprecieri subiective.

9. Dacă nivelul de presiune sonoră între 31,5 și

63 Hz este într-una din zonele hașurate ale diagramei RC, la valoarea numerică se pune litera „V” care indică posibilitatea unui zgomot excesiv sau zăngănit.

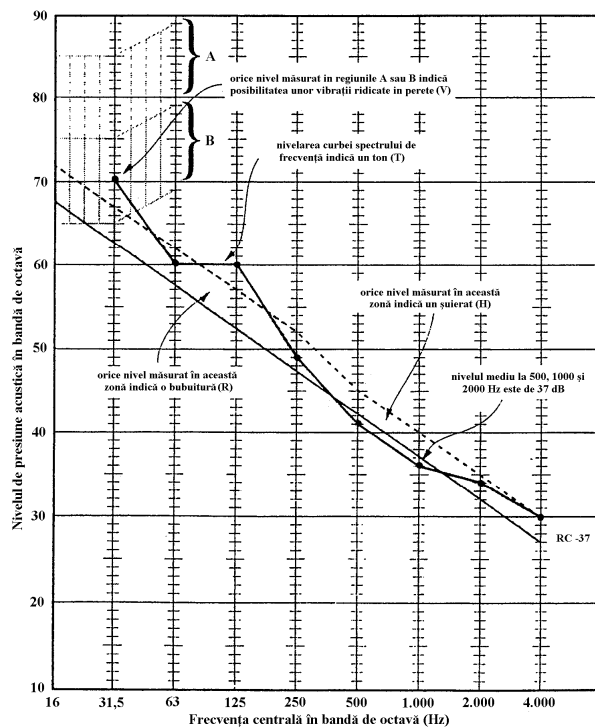


Fig. 2.3 – Aplicarea sistemului de evaluare a criteriului de cameră RC la măsurarea unui spectru

### 2.2.2. Criteriul de zgomot (NC)

Sistemul de evaluare NC, un precursor al sistemului RC, folosește curbe de evaluare similare sistemului RC. El este folosit pentru a determina evaluarea spectrului sonor după cum urmează:

1. Se determină nivelele sonore într-un domeniu de frecvență de 8 octave de bandă de la 63 la 8000 Hz.

2. Se trasează valorile pe diagramă și linia ce le unește.

3. Evaluarea NC este făcută pentru nivelul sonor determinat în banda de octavă situat pe curba cea mai înaltă. Deoarece ele sunt parte a primului sistem de evaluare în octava de bandă, larg acceptată, curbele de evaluare NC sunt încă larg utilizate de comunitatea HVAC. Totuși ele sunt utilizate cu precauții datorită unor limitări dintre care amintim:

➤ Curbele NC nu se extind la banda de 16 și 31 Hz, zone în care au loc cele mai multe probleme la aceste tipuri de instalații.

➤ Raportând un singur număr bazat pe tangenta unei curbe de evaluare la o octavă de bandă fără a da o calitate subiectivă spectrului sonor, cineva poate evalua greșit două spectre sonore mult diferite, acceptându-le ca egale.



### 2.2.3. Criterii de acceptare

Uniformitatea acestor tipuri de criterii este relativă după cum și legislația diferă de la țară la țară. Spre exemplu, în clădirile comerciale, rezidențiale și în instituții, acolo unde comunicarea prin vorbire și libertatea de a nu fi deranjat sunt factori importanți, sistemul de evaluare RC va furniza cele mai folositoare indicii de acceptabilitate. Dacă libertatea de deranjamente nu este o considerație majoră într-o clădire, dar comunicarea verbală este importantă, atunci poate fi utilizat un sistem de evaluare mai liberal NC.

În locurile industriale sau alte clădiri unde este importantă auzirea conversației, este uzual folosită evaluarea nivelului ponderat A. Calitatea comunicării verbale în mediul înconjurător poate fi determinat folosind graficul din figura 2.5, unde distanța dintre vorbitori, nivelul vocii și nivelul sonor de fond în dBA sunt cunoscute.

Concluzionând, se observă că există o serie întreagă de criterii, mai vechi sau mai noi, privind evaluarea și acceptarea nivelelor de zgomot existente. Utilizarea lor în cazul instalațiilor de ventilare și condiționare a aerului poate fi mai mult sau mai puțin eficientă, funcție de o serie întreagă de factori analizați anterior. Criterii prezentate în lucrarea de față nu sunt singurele existente și, de asemenea, trebuie precizat că indiferent de complexitatea unuia sau altuia dintre aceste criterii, ele nu pot acoperi întreaga gamă de situații întâlnite în funcționarea acestor tipuri de instalații.

### 2.2.4. Criterii privind zgomotul exterior

În foarte multe cazuri este necesară determinarea limitelor admisibile de zgomot ce se propagă într-o comunitate, zgomot produs de sistemul HVAC sau alte tipuri de echipamente mecanice sau cu acționare electrică. Anumiți factori influențează reacția comunității la zgomotul intrus; aceștia sunt: intensitatea sau nivelul zgomotului, durata și intermitența acestuia, conținutul în frecvență și expunerea la alte zgomote similare.

Procedurile de zgomot compus (CNR) pot fi utilizate la stabilirea limitelor de zgomot produs de sistemul HVAC sau de alte echipamente mecanice sau cu acționare electrică, și care se propagă într-o comunitate [63]. Evaluarea nenormalizată a zgomotului compus se realizează prin trasarea nivelelor de presiune sonoră în benzi de octavă asociate zgomotului intrus din figura 2.6.

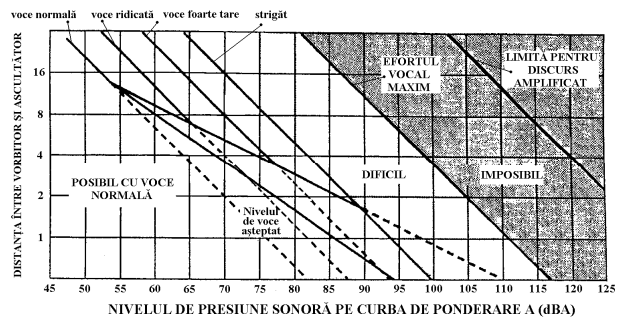


Fig. 2.5 – Aplicarea sistemului de evaluare a criteriului de cameră RC la măsurarea unui spectru

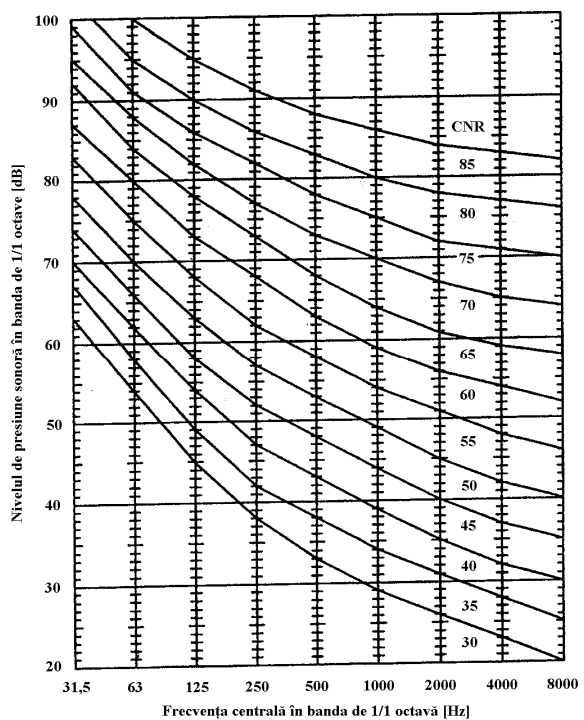


Fig. 2.6 – Curbele de evaluare, nenormalizate, ale zgomotului compus (CNR)

Evaluarea nenormalizată a zgomotului compus, reprezintă cea mai mare valoare a nivelului de presiune sonoră care intersectează curba. Dacă aceasta se situează între două curbe, valoarea CNR se obține prin interpolarea valorilor CNR ale celor două curbe. Valoarea CNR trebuie să fie corectată în primul rând în funcție de zgomotul de fond care există în absența zgomotului intrus, dar și funcție de etapele diurne de manifestare, sezon, intermitența zgomotului, caracteristicile zgomotului sau expunerea anterioară a comunității la factori similari de zgomot.

Valoarea CNR normalizată, corectată pentru nivelul de zgomot de fond, este obținută prin adăugarea factorului de corecție (se va ține seama de semnul + sau – aferent numărului) la valoare zgomotului compus obținut. Corecția finală este asociată timpului zilei, sezonului, intermitenței zgomotului și expunerii comunității la factori de zgomot similari.

Concluzionând, valoarea CNR normalizată se calculează prin adăugarea la valoarea nenormalizată a numărului total de corecție a zgomotului de fond obținut și a numărului total de corecție în funcție de perioada zilei, sezonului, intermitența zgomotului, caracteristicile acestuia și expunerea anterioară a comunității la factori de zgomot similari. Odată ce valoarea normală compusă CNR a fost calculată, pasul următor este obținerea reacției anticipate a comunității la zgomotul intrus.

Procedura de evaluare a zgomotului compus este, în general, o metodă de bază pentru determinarea reacției comunității la zgomotul exterior provenit de la echipamentele mecanice și electrice în rândul cărora se găsesc și instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului.

#### **2.2.5. Criterii de vibrații**

Vibrațiile mecanice și zgomotul indus de acestea reprezintă adesea sursa majoră a nemulțumirilor ocupanților din clădirile moderne. Nemulțumirile ocupanților privind vibrațiile clădirii se manifestă în una din următoarele trei forme:

- prima, nivelul vibrației perceput de ocupanții clădirii este suficient de mare pentru a le produce panică și a-i alarma.
- a doua, energia vibrațiilor de la echipamentul mecanic, transmisă structurii clădirii, se propagă pe diverse trasee în clădire fiind apoi radiată ca zgomot.
- a treia, vibrațiile prezente în clădire pot afecta funcționarea echipamentelor de precizie sau a instrumentelor existente în aceasta.

Nivelele de vibrații măsurate pe echipament și pe componentele acestuia pot fi afectate de neechilibrarea, nealinierea componentelor echipamentului și de interacțiunea rezonantă dintre piesa vibratoare a echipamentului și structura sistemului de podea pe care este plasat. Dacă o piesă a echipamentului este echilibrată în limite acceptabile și totuși există nivele excesive de vibrații, echipamentul și instalarea acestuia trebuie să fie verificate pentru a stabili posibila existență a condițiilor de rezonanță.

### **2.3. INFLUENȚA ASUPRA ELEMENTULUI UMAN. RĂSPUNSUL UMAN**

Problemele legate de nivelul de zgomot și vibrații la diversele tipuri de instalații de încălzire, ventilație și condiționare a aerului au de fapt ca scop major identificarea influenței acestora asupra elementului uman. În acest domeniu există numeroase normative care reglementează proiectarea, executarea, instalarea și funcționarea acestor tipuri de instalații dar pentru a începe să le înțelegi trebuie stabilită și mai ales percepută importanța acestora. Înțelegerea fundamentală a tuturor acestor reglementări are până la urma legătură cu răspunsul la întrebarea „Care este răspunsul uman la stimulii de zgomot și vibrații ai instalațiilor HVAC?”

În cazul temei abordate în cadrul tezei de doctorat, problema răspunsului uman se reduce practic doar la aspectul acustic provenit fie direct de la zgomot emis de instalațiile HVAC, fie de la vibrațiile transmise de acestea prin structura clădirii și care produc la rândul lor zgomote nedorite.

Analiza privitoare la efectele zgomotului asupra factorului uman precum și răspunsurile acestuia se poate dezvolta mult mai mult. Influența zgomotului asupra organismului uman este evidentă și depinde de o serie impresionantă de factori; durata expunerii la aceste tipuri de stimuli poate avea o influență majoră asupra efectelor dar și a răspunsurilor funcție de tipurile de instalații utilizate.

Un aspect ce trebuie avut în vedere este acela că normativele existente în legislația din țara noastră au în vedere condițiile generale de protecție a muncii și mai puțin elemente pentru reglementarea condițiilor de locuit. Acest lucru determină derapaje majore în proiectarea și montarea echipamentelor HVAC și apariția automată a unor probleme de natură acustică. Chiar dacă uneori depășirile de nivele acustice nu sunt foarte mari, durata prelungită a funcționării instalațiilor și mai ales intervalul de utilizare (inclusiv noaptea 22<sup>00</sup> - 6<sup>00</sup>) amplifică efectele resimțite de factorul uman.

Concluzionând, complexitatea problemelor ce pot apărea în urma supunerii factorului uman la stimuli acustici produși de instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului reprezintă probabil principalul argument în necesitatea reducerii nivelelor de zgomot și vibrații la aceste tipuri de aparate.

## **2.4. STUDII EXPERIMENTALE PRIVIND UNELE ASPECTE ALE TEMATICII TEZEI DE DOCTORAT**

Analiza stadiului actual al temei tezei de doctorat nu se poate încheia însă fără a prezenta câteva studii de caz experimentale realizate în ultimii ani de către diverși cercetători. Dacă pe partea utilizării industriale a instalațiilor HVAC literatura de specialitate a fost extrem de generoasă încă din anii 90, se observă că după anul 2000 cercetările experimentale s-au axat într-o bună măsură și către instalațiile cu aplicație casnică datorită utilizării acestora pe scară din ce în ce mai largă.

Este evident că exemplele de studii experimentale ce urmează a fi prezentate sunt doar câteva elemente dintr-un tablou extrem de amplu și practic imposibil de expus în totalitate. Analiza lor are ca scop doar să deschidă câteva direcții de cercetare ce urmează a fi dezvoltate în continuare în cadrul tezei de doctorat.

2.4.1. Studiu 1 - Optimizarea procesului de transmisie acustică la aparatele de aer condiționat

2.4.2. Studiu 2 – Testarea unor soluții constructive privind acoperirea locuințelor rezidențiale.

## **2.5. CONCLUZII, OBSERVAȚII ȘI DIRECȚII DE STUDIU ÎN CADRUL TEZEI DE DOCTORAT**

Analiza stadiului actual al temei abordate în cadrul tezei de doctorat a necesitat parcurgerea unui număr impresionant de lucrări teoretice și experimentale ce realizează sinteze informaționale de valoare a diverselor aspecte ale acusticii și vibrațiilor.

Parcurgând un volum vast de informații, am încercat să restrâng treptat zona de interes doar la aspectele legate de ceea ce imi propusesem încă din start să dezvolt în cadrul lucrării de doctorat. Diversitatea elementelor teoretice și experimentale abordate de diverși autori în zona vibroacustică a instalațiilor de încălzire, ventilație și condiționare a aerului m-au ajutat să imi identific în mod corect pașii pe care trebuie să îi fac în cadrul lucrării de față.

Realizarea unei sinteze corecte și relevante a tuturor elementelor ce trebuie avute în vedere atunci când discutăm despre stadiul actual al unei teme de cercetare ample a fost evident o mare provocare. Într-un număr redus de pagini este evident că nu poate fi creionată o imagine completă a tuturor elementelor importante deja existente în literatura de specialitate, dar pot fi deschise direcțiile de interes pentru o abordare eficientă și realistă a temei tezei de doctorat.

### 3. PRODUCEREA ZGOMOTULUI ȘI A VIBRAȚIILOR ÎN SISTEMELE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI (HVAC)

Dezvoltarea temei propuse precum și studiul ulterior al unor modalități de reducere a nivelului de zgomot și vibrații identificate la instalațiile de ventilație și condiționare a aerului are la bază identificarea și analiza surselor de zgomot existente în cadrul acestor tipuri de aplicații casnice sau industriale. Elaborarea și realizarea unui astfel de proiect, și mă refer aici la întreaga gamă de realizări pornită de la cele mai simple aplicații casnice și până la cele industriale extrem de complicate, are nevoie adeseori de estimarea nivelului de presiune sonoră la care ne putem aștepta să fie produs de o anumită sursă de zgomot. Inexistența inițială a unor date experimentale privind sursele de zgomot conduc la necesitatea unor relații ce pot fi anticipate.

#### 3.1. SURSE DE ZGOMOT ȘI VIBRAȚII PROVENITE DE LA ECHIPAMENTE

##### 3.1.1. Zgomotul produs de ventilatoare

În domeniul industrial și cel rezidențial al instalațiilor de ventilație și condiționare a aerului există mai multe tipuri de ventilatoare folosite. Ventilatoarele pot fi clasificate în funcție de natura debitului de aer prin ventilator și de geometria lamei [10]. În general, zgomotul produs este diferit pentru fiecare tip de ventilator. În continuare sunt prezentate diferitele tipuri de ventilatoare și utilizările lor specifice: a) Ventilator centrifugal, lame în formă de aripă de avion; b) Ventilator centrifugal, lame curbate înspre spate; c) Ventilator centrifugal, lame radiale; d) Ventilator centrifugal, lame curbate înspre față; e) Ventilator centrifugal tubular; f) Ventilator axial paletă; g) Ventilator axial tubular; h) Ventilator cu elice. Există câteva căi (figura 3.1) prin intermediul cărora zgomotul poate fi emis dintr-un ventilator:

- puterea acustică emisă direct de la ieșirea și/sau intrarea ventilatorului, dacă nu există rețea de conducte, atașată, la admisie și/sau evacuare;
- sunet emis prin carcasa ventilatorului;
- sunet indus prin vibrațiile transmise de la ventilator prin suporturile ventilatorului la structura învecinată.

$$L_W(\text{exterior}) = L_W - 3\text{dB}; \quad (3.1)$$

$$L_W(\text{interior}) = L_W - 3\text{dB}. \quad (3.2)$$

$$L_W(\text{carcasă}) = L_W - TL \quad (3.3)$$

Nivelul de putere acustică al zgomotului generat de ventilator, pentru orice bandă a unei octave, poate fi estimat din următoarea relație:

$$L_W = L_W(B) + 10\log_{10}(Q/Q_0) + 20\log_{10}(P/P_0) + B_T. \quad (3.4)$$

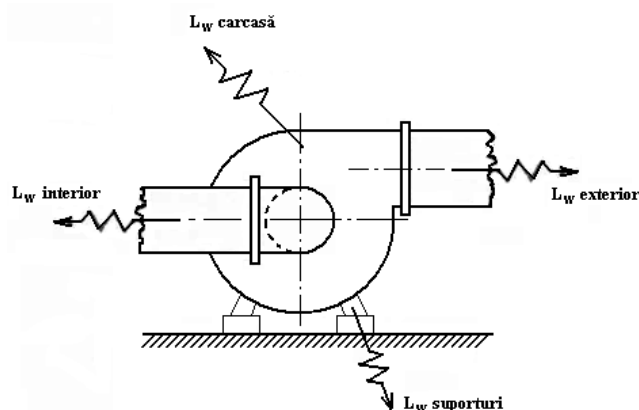


Fig. 3.1 – Căi de zgomot ale ventilatorului

##### 3.1.2. Zgomotul produs de motoarele electrice

Zgomotul generat de un motor electric este rezultatul câtorva factori fizici cum ar fi:

- Zgomotul cauzat de frecarea cu aerul, generat de ventilatorul de răcire a motorului. Ca și în cazul tuturor ventilatoarelor, așa cum s-a discutat în paragraful 3.1.1., zgomotul cauzat de frecarea cu aerul atrage după sine o componentă de modulație liniară produsă de lamele ventilatorului, pe măsură ce ele trec prin membrane staționare, și un zgomot în bandă lată produs de curenți turbionari generați de lamele ventilatorului.

- Zgomotul generat de fantele deschise în rotorul motorului. Acest zgomot este de natură

acustică având o frecvență egală cu produsul dintre turație și numărul de fante din rotor. Zgomotul generat de fanta rotorului poate deveni neglijabil prin umplerea fantelor cu material epoxidic sau alt material de umplere.

c) *Zgomot rotor - stator* generat de interacțiunile forțelor magnetomotoare ale fantei statorului și rotorului.

d) *Zgomot generat de schimbarea densității fluxului magnetic*. Schimbările dimensionale produse de fluxul magnetic variabil în timp, din motor, generează zgomot de la elementul rotor. Frecvența acestei componente a zgomotului este egală cu dublul frecvenței liniei principale de alimentare.

e) *Zgomotul dezechilibrului dinamic*. Această sursă de zgomot indică probleme la motor care pot fi corectate prin echilibrarea dinamică a motorului.

f) *Zgomotul rulmenților*.

### 3.1.3. Zgomotul și vibrațiile rulmenților

Cauzele zgomotului și vibrațiilor rulmenților sunt procese dinamice în ansamblurile cu rulmenți la funcționarea mecanismului. Prin subansamblurile cu rulmenți toate forțele de dezechilibru se transmit de la piesele în rotație la cele fixe. În afară de aceasta, rulmenții ca atare constituie surse de apariție a unui număr mare de impulsuri dinamice periodice și aperiodice [52].

În cursul funcționării, corpurile de rulare se află în diferite condiții de încărcare și de contact cu alte piese ale rulmentului. Deformațiile periodice ale bilelor și rolelor în cursul rostogolirii sunt însoțite de lovituri în inele și separator, provocând în ele oscilații amortizate. Radiația zgomotului apărut în acest fel, se produce parțial direct de pe piesele în oscilație ale rulmenților și într-o măsură considerabil mai mare de pe piesele cu suprafețe de radiație mari îmbinate cu ele. Mărirea substanțială a intensității zgomotului rulmenților este favorizată de fenomenele de rezonanță cu frecvențele proprii ale oscilațiilor elementelor de radiație din construcția mașinii [13].

Abaterile dimensiunilor și formelor elementelor rulmenților au ca urmare o deplasare permanentă a axului de rotație a arborelui în cursul funcționării, în raport cu axa geometrică. Centrul arborelui descrie în acest caz o curbă complexă. Forma ei depinde de toleranțele cu care sunt executate elementele rulmenților și de microgeometria suprafețelor lor de rulare. O importanță deosebită la formarea zgomotelor în rulmenți o au undulațiile și formarea de striuri pe suprafețele de lucru, nenormate în industria rulmenților. Neregularitatea repetabilității exacte a situației în rulment la funcționarea acestuia, adică a coincidenței diferitelor abateri constituie cauza faptului că traiectoriile, descrise de axul de rotație a arborelui pentru fiecare rotație, diferă într-o măsură mai mare sau mai mică între ele, ceea ce complică foarte mult analiza acestui fenomen [57].

O influență foarte mare asupra zgomotului rulmenților o au factorii tehnologici. Abaterile dimensiunilor și formelor pieselor condiționează apariția, mai ales a componentelor de joasă frecvență a spectrelor vibrațiilor și zgomotelor. Astfel, de exemplu, neuniformitatea grosimii inelelor interioare provoacă componenta cu frecvența egală cu frecvența turației, adică:

$$f_1 = n/60 \text{ [Hz]}. \quad (3.22)$$

Ovalitatea inelelor interioare ale rulmenților este sursa componentei de vibrație și zgomot cu frecvența dublă de turație:

$$f_2 = 2n/60 \text{ [Hz]}. \quad (3.23)$$

Dezechilibrarea separatorului și deplasarea lui cu mărirea jocului lateral provoacă componenta cu frecvența de turație a separatorului:

$$f_3 = \frac{D_0 - d_m}{2D_0} (n / 60) \text{ [Hz]}. \quad (3.24)$$

Dimensiunea diferită a corpurilor de rulare și variația periferică a rigidității rulmentului la rostogolirea bilelor și rolelor condiționează apariția componentelor de vibrație și zgomot cu

frecvența:

$$f_4 = \frac{D_0 - d_m}{2D_0} (n / 60) \cdot z \text{ [Hz]}. \quad (3.25)$$

Calculul precis al frecvenței componentelor spectrelor datorită strierii corpurilor de rulare este dificil. Orientativ, această frecvență va fi egală cu:

$$f_5 = \frac{D_0^2 - d_m^2}{2D_0 d_m} (n / 60) \cdot z \cdot K \text{ [Hz]}. \quad (3.26)$$

### 3.1.4. Zgomotul generat de compresorul de gaz

Multe compresoare de gaz nu au drept criteriu principal de proiectare emisiile scăzute de zgomot. Factori precum randamentul ridicat, durabilitatea și prețul sunt în mod uzual mai importanți decât nivelele scăzute de zgomot. Adeseori, procedurile de control privind zgomotul se aplică după ce s-a construit compresorul, nefiind implementate în cursul proiectării acestuia.

Turația compresorului are o influență puternică asupra zgomotului generat de aparat, deoarece puterea acustică emisă de un compresor este proporțională cu turația ridicată la o putere între 2 și 5, în funcție de tipul compresorului. Trebuie făcut un compromis de proiectare între un aparat mai silențios la viteză scăzută, care în general necesită o dimensiune mare pentru un debit dat, și un aparat mai zgomotos la viteză mare, care este mai mic ca dimensiune.

Literatura de specialitate [33] oferă câteva corelații pentru a estima nivelul general al puterii acustice pentru compresoare de rotație. Astfel, pentru compresoare centrifugale:

$$L_W = 20 \log_{10}(hp/hp_0) + 50 \log_{10}(U_t/U_0) + 81. \quad (3.28)$$

Termenul  $hp$  este puterea absorbită a compresorului iar  $hp_0 = 1hp = 745,7 \text{ W}$ . Valoarea  $U_t$  este viteza vârfului lamei iar  $U_0 = 800 \text{ ft/sec} = 243,8 \text{ m/s}$ .

Pentru compresoare axiale, corelația corespunzătoare este următoarea:

$$L_W = 20 \log_{10}(hp/hp_0) + 76. \quad (3.29)$$

Spectrul zgomotului pentru compresoarele centrifugale și axiale este în bandă largă, având vârful (maximul) la nivelul de putere acustică obținut la o frecvență  $f_m$  dată de expresiile:

$$f_m = 1000(U_t/U_0) \text{ (pentru compresoare centrifugale);} \quad (3.30)$$

$$f_m = 2N_b n_r \text{ (pentru compresoare axiale).} \quad (3.31)$$

Valoare  $N_b$  reprezintă numărul de lame într-o etapă a compresorului axial iar  $n_r$  este turația compresorului. Pentru un compresor, nivelul de putere acustică în fiecare bandă a unei octave poate fi calculat din expresia:

$$L_W(\text{banda unei octave}) = L_W - CF_3. \quad (3.32)$$

## 3.2.ZGOMOTUL PRODUS DE SISTEME DE DISTRIBUȚIE A AERULUI

### 3.2.1. Aspecte generale

Zgomotul generat în sisteme de distribuție a aerului reprezintă una din preocupările din cadrul proiectării sistemelor de încălzire, ventilație și de condiționare a aerului. Zgomotul este transmis de la aparatul de tratare a aerului (ventilator) în sistemul de conducte.

Sunetul poate fi generat și de curenții de aer prin coturi, garnituri și grătarul sau ajutorul difuzorului la orificiul de evacuare a conductei în cameră. Amplasarea acestor componente într-un sistem de distribuție a aerului este prezentată schematizat și simplificat în figura 3.10.

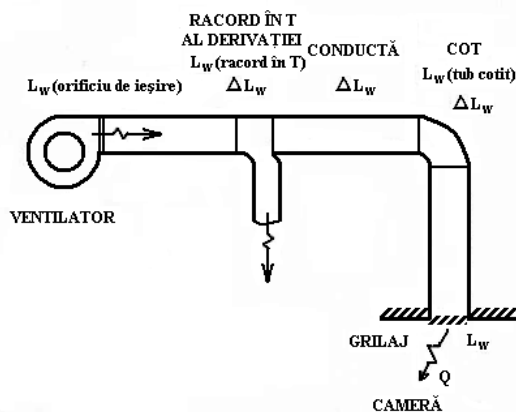


Fig. 3.10 - Sistem de distribuție a aerului

Urmărind schema prezentată în figura 3.10 mai trebuie precizat că  $\Delta L_W$  reprezintă atenuarea din element, iar  $L_W$  reprezintă generarea zgomotului în element [11].

### 3.2.2. Puterea sonoră și vibrațiile generate de elementele de conductă

Una dintre etapele obligatorii în calculul acustic al instalațiilor HVAC de tip industrial este aceea de evaluare a puterii sonore și a vibrațiilor generate de elementele de conductă. Astfel, se au în vedere aspecte precum conductele simple sau prevăzute cu amortizoare, coturile, intersecțiile, ramificațiile și difuzoarele de forme și soluții constructive din ce în ce mai diversificate.

#### 3.2.2.1. Amortizoare de zgomot (atenuatoare)

Nivelul de putere sonoră în benzi de octavă a zgomotului produs de de amortizorul cu o singură clapetă sau cu palete multiple poate fi stabilit prin relația 3.34.

$$L_W(f_0) = K_D + 10 \log_{10} \left[ \frac{f_0}{63} \right] + 50 \log_{10}[3,28U_C] + 10 \log_{10}[10,76 \cdot S] + 10 \log_{10}[3,28DH]. \quad (3.34)$$

În figura 3.12 este prezentat schematizat un amortizor de zgomot cu o singură clapetă. Nivelul de putere sonoră generat de un astfel de amortizor se calculează după cum urmează:

**Etapa 1:** Se determină coeficientul total de pierdere a presiunii,  $C$ .

$$C = 16,4 \times 10^5 \cdot \frac{\Delta P}{(Q/S)^2}. \quad (3.35)$$

**Etapa 2:** Se determină factorul de blocaj  $BF$ .

Pentru amortizorul cu o singură clapetă:

$$BF = \frac{\sqrt{C}-1}{C-1} \text{ pentru } C \leq 4; \quad (3.36,a)$$

$$BF = 0,68 \cdot C^{-0,15} - 0,22 \text{ pentru } C > 4. \quad (3.36,b)$$

Pentru amortizorul multilamelar:

$$BF = \frac{\sqrt{C}-1}{C-1}; \text{ dacă } C = 1 \text{ atunci } BF = 0,5. \quad (3.36,c)$$

**Etapa 3:** Se calculează viteza de curgere în amortizor.

$$U_C = 0,001 \cdot \frac{Q}{S \cdot BF}. \quad (3.37)$$

**Etapa 4:** Se determină numărul Strouhal  $S_t$

Numărul Strouhal ce corespunde frecvenței centrale a benzii de octavă este dat de relația:

$$S_t = \frac{f_0 \cdot DH}{U_C}. \quad (3.38)$$

**Etapa 5:** Se determină caracteristica spectrului  $K_D$

Caracteristica spectrului este aceeași pentru toate tipurile de amortizoare și dimensiunile de conductă dacă este trasată în funcție de frecvența Strouhal. Caracteristica spectrului  $K_D$  este obținută fie utilizând figura 3.11, fie relații:

$$K_D = -36,3 - 1,7 \log_{10}[S_t] \text{ pentru } S_t \leq 25; \quad (3.39,a)$$

$$K_D = -1,1 - 35,9 \log_{10}[S_t] \text{ pentru } S_t > 25. \quad (3.39,b)$$

Parcurgând toate aceste etape și calculând astfel valorile necesare, se poate obține nivelul de presiune sonoră produs de amortizor conform relației 3.34.

#### 3.2.2.2. Coturi de conductă prevăzute cu palete

Nivelul de putere sonoră în benzi de octavă generată de coturile de conductă prevăzute cu lamele sunt date de relația:

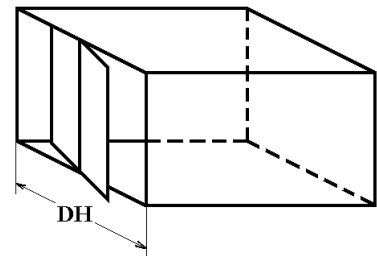


Fig. 3.12 – Amortizor de zgomot

$$L_W(f_0) = K_T + 10 \log_{10} \left[ \frac{f_0}{63} \right] + 50 \log_{10} [3,28U_C] + 10 \log_{10} [10,76 \cdot S] + 10 \log_{10} [0,039CD] + 10 \log_{10} [n]. \quad (3.40)$$

În afara parametrilor precizați anterior, mai este necesară și cunoșterea înălțimii conductei  $DH$  (m) pe tronsonul de după palete (figura 3.14). Nivelele de putere sonoră emisă de coturile prevăzute cu palete se obțin astfel [21]:

**Etapa 1:** Se determină coeficientul total de pierdere a presiunii,  $C$ .

$$C = 16,4 \times 10^5 \cdot \frac{\Delta P}{(Q/S)^2}. \quad (3.41)$$

**Etapa 2:** Se determină factorul de blocaj  $BF$ .

$$BF = \frac{\sqrt{C}-1}{C-1}. \quad (3.42)$$

**Etapa 3:** Se calculează viteza aerului în amortizor.

$$U_C = 0,001 \cdot \frac{Q}{S \cdot BF}. \quad (3.43)$$

**Etapa 4:** Se determină numărul Strouhal  $S_t$

Acest număr corespunzător frecvenței centrale a benzii de octavă este dat de relația:

$$S_t = \frac{f_0 \cdot DH}{U_C}. \quad (3.44)$$

**Etapa 5:** Se determină caracteristica spectrului  $K_T$ .

Caracteristica spectrului este aceeași pentru orice cot prevăzut cu palete dacă este trasată în funcție de numărul Strouhal. Aceasta se obține din figura 3.13 sau din relația:

$$K_T = -47,4 - 7,69[\log_{10}[S_t]]^{2,5}. \quad (3.45)$$

Obținându-se astfel toate informațiile necesare, se pot calcula nivelele de putere sonoră în benzi de octavă folosind ecuația 3.40.

### 3.2.2.3. Intersecții și ramificații

Relația 3.46 a fost dezvoltată ca mijloc de stabilire a nivelelor de putere sonoră în ramificațiile de conductă corespunzătoare curgerii aerului la schimbarea de sens a conductei și la intersecții [52]. Ea se aplică coturilor la  $90^\circ$  fără palete, intersecțiilor X, T și ramificațiilor la  $90^\circ$  (figura 3.15).

$$L_W(f_0) = L_b(f_0) + \Delta r + \Delta T, \quad (3.46)$$

unde  $L_b(f_0)$  este dat de relația:

$$L_b(f_0) = K_J + 10 \log_{10} \left[ \frac{f_0}{63} \right] + 50 \log_{10} [3,28U_B] + 10 \log_{10} [10,76 \cdot S_B] + 10 \log_{10} [3,28D_B]. \quad (3.47)$$

Dacă ramificația este circulară,  $D_B$  este diametrul conductei. Dacă aceasta este rectangulară,  $D_B$  se obține cu relația:

$$D_B = \left[ \frac{4S_B}{\pi} \right]^{0,5}. \quad (3.48)$$

Viteza de curgere a aerului în ramificație este:

$$U_B = 0,001 \frac{Q_B}{S_B}. \quad (3.49)$$

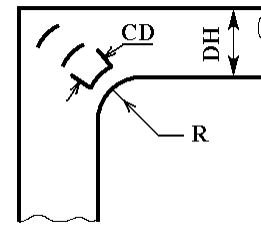


Fig. 3.14 – Cot la  $90^\circ$  prevăzut cu palete

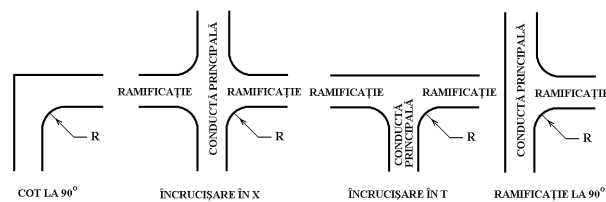


Fig. 3.15 – Coturi, intersecții, ramificații



Valorile pentru  $D_M$  și  $U_M$  pentru conducta principală se obțin prin adaptarea ecuațiilor 3.48 și 3.49 [21].  $\Delta r$  din ecuația 3.46 este factorul de corecție ce cuantifică efectul măririi razei de curbură a îndoiturii sau a cotului asociate îndoiturii conductei sau intersecției.  $\Delta r$  se obține din figura 3.17,a sau din relația:

$$\Delta r = \left[ 1,0 - \frac{RD}{0,15} \right] \times [6,793 - 1,86 \log_{10}[S_t]], \quad (3.50)$$

unde  $RD$  este parametrul de rotunjire iar  $S_t$  este numărul Strouhal pentru ramificație.  $RD$  se calculează ca:

$$RD = \frac{R}{D_B}. \quad (3.51)$$

$\Delta T$  din ecuația 3.46 este factorul de corecție pentru curgerea turbulentă. Această corecție se aplică numai atunci când există amortizoare de zgomot, coturi sau atenuatoare pe ramificații, la mai puțin de 5 diametre distanță față de punctul de schimbare a direcției sau de joncțiune.  $\Delta T$  se obține din figura 3.17,b sau din relația:

$$\Delta T = -1,667 + 1,8m - 0,1333m^2. \quad (3.53)$$

Caracteristica spectrului  $K_j$  din relația 3.47 se obține așa cum am mai precizat și anterior fie din figura 3.16 sau din relația:

$$K_j = -21,6 + 12,388 \cdot m^{0,673} - 16,482 \cdot m^{-0,303} \log_{10}[S_t] - 5,047 \cdot m^{-0,254} [\log_{10}[S_t]]^2. \quad (3.55)$$

Nivelele de presiune sonoră generate de ramificațiile conductei se obțin parcurgând următorii pași [52]:

*Pasul 1:* Se obțin sau se determină valorile  $D_B$  și  $D_M$ .

*Pasul 2:* Se determină valorile  $U_B$  și  $U_M$ .

*Pasul 3:* Se determină raportul  $D_M/D_B$  și  $m$ .

*Pasul 4:* Se determină parametrul de rotunjire  $RD$ .

*Pasul 5:* Se determină numărul Strouhal  $S_t$ .

*Pasul 6:* Se determină valoarea  $\Delta r$ .

*Pasul 7:* Dacă există turbulență se determină  $\Delta T$ .

*Pasul 8:* Se determină caracteristica spectrului  $K_j$ .

*Pasul 9:* Se determină nivelul de presiune sonoră în ramificație  $L_W(f_0)_b$ .

*Pasul 10:* Se specifică tipul de intersecție și se determină nivelul de putere sonoră în conducta principală,  $L_W(f_0)_m$  folosind una dintre relațiile 3.56 – 3.59.

Nivelele de putere sonoră în benzi de octavă corespunzătoare zgomotului generat de conducta principală sunt date de următoarele ecuații:

➤ Intersecția X

$$L_W(f_0)_m = L_W(f_0)_b + 20 \log_{10} \left[ \frac{D_M}{D_B} \right] + 3; \quad (3.56)$$

➤ Intersecția T

$$L_W(f_0)_m = L_W(f_0)_b + 3; \quad (3.57)$$

➤ Cot la 90° fără palete

$$L_W(f_0)_m = L_W(f_0)_b; \quad (3.58)$$

➤ Ramificație la 90°

$$L_W(f_0)_m = L_W(f_0)_b + 20 \log_{10} \left[ \frac{D_M}{D_B} \right]. \quad (3.59)$$

### 3.2.2.4. Producerea zgomotului în grilaje și difuzoare

Majoritatea sistemelor de ventilație, condiționare și distribuție a aerului se termină cu grilaje sau difuzoare. Aceste elemente generează și emit zgomote de înaltă frecvență în spațiul adiacent. Ori de câte ori este posibil, este de preferat să fie utilizate datele fabricantului, date ce ar trebui să fie obținute conform standardelor pentru terminalele de aer.

Nivelul global de putere sonoră  $L_{W(global)}$  generat de difuzor este dat de relația:

$$L_{W(global)} = 10 \log_{10}[10,76 \cdot S] + 30 \log_{10}[\xi] + 60 \log_{10}[3,28 \cdot U] - 31,3. \quad (3.62)$$

Nivelele de putere sonoră în benzi de octavă, corespunzătoare difuzoarelor de aer, sunt date de relația:

$$L_{W(global)} = 10 \log_{10}[0,093 \cdot S] + 30 \log_{10}[\xi] + 60 \log_{10}[0,3 \cdot U] - 31,3 + C. \quad (3.65)$$

Nivelele de putere sonoră date de ecuația anterioară redau nivelele  $NC$  care sunt în interiorul celor 5 intervale corespunzătoare, publicate de producători, atunci când se aplică o corecție de 8 sau 10 dB fiecărei benzi de octavă pentru a converti nivelele de putere sonoră în nivele de presiune sonoră [52].

Metoda pentru determinarea nivelelor de putere sonoră a difuzoarelor descrisă mai sus nu se aplică și în cazul difuzoarelor care au o cameră de liniștire (plenum) special proiectată sau care au sisteme de amortizare a zgomotului. În acest caz, nivelele de putere sonoră pot fi estimate folosind nivelele  $NC$  publicate de fabricanți pentru un anumit tip de difuzor sau o anumită cădere de presiune relativă  $\Delta P$  și o anumită viteză de curgere  $U$  corespunzătoare punctului de funcționare al difuzorului.

### 3.3. CONCLUZII ȘI OBSERVAȚII

Capitolul 3 al tezei de doctorat identifică și analizează sursele de zgomot și vibrații în instalațiile de încălzire, ventilație și condiționare a aerului utilizate în case, spații de locuit, birouri, săli de conferință etc. Având în vedere structura echipamentelor studiate, au fost dezvoltate pe rând problemele de zgomot și vibrații la ventilatoare, la motoarele electrice existente în componența acestor tipuri de instalații, la rulmenții utilizați precum și la compresoare.

În subcapitolul dedicat ventilatoarelor, am analizat producerea zgomotului și a vibrațiilor produse de întreaga gamă de ventilatoare folosită în acest domeniu. Pentru motoarele electrice, zgomotul și vibrațiile de natură magnetică precum și vibrațiile mecanice și zgomotul datorate neechilibrării pieselor în rotație au fost principalele două direcții de studiu.

Rulmenții și compresoarele de gaz sunt la rândul lor surse majore de producere a vibrațiilor și zgomotelor, mai ales în condițiile în care uzura lor este, în multe cazuri, semnificativă din cauza condițiilor de exploatare. Variațiile mari de temperatură și umiditate conduc în perioade relativ mici de timp la modificarea și/sau deteriorarea caracteristicilor funcționale și constructive inițiale a acestora, fapt care contribuie decisiv la apariția unor vibrații ale diverselor elemente componente precum și la creșterea nivelelor de zgomot în diverse moduri de funcționare.

Sistemele de distribuție a aerului contribuie și ele la nivelele de zgomot înregistrate și percepute în final de receptorii din respectivele spații în care funcționează instalațiile studiate. În cadrul analizei teoretice realizate în acest capitol, am dezvoltat pe rând contribuția diverselor caturi, ramificații și intersecții de conductă la creșterea puterii sonore precum și modalitatea în care anumite atenuatoare de zgomot pot reduce semnificativ valorile înregistrate. Grilajele și difuzoarele, adică elementele finale ale sistemelor de distribuție a aerului în încăperi, aduc și ele un plus important la puterea sonoră dacă nu sunt proiectate adecvat.

Din punct de vedere teoretic se desprinde ideea că dacă avem în vedere instalații casnice sursele principale de zgomot și vibrații se identifică în unitățile exterioare ce au în componență motorul electric, compresorul și evident un ventilator. Unitățile split interioare produc doar un zgomot aerodinamic a cărui contribuție și influență la nivelul general de presiune sonoră pare teoretic a fi mică.

În cazul aplicațiilor industriale, la sursele mai sus menționate se adaugă și sistemul de distribuție a aerului. Pornind de la structura sa cu modul de fixare aferent și terminând cu grilajele și difuzoarele de evacuare a aerului în încăperi, există numeroase elemente ce pot influența nivelul de vibrații existent și deci automat și nivelul de zgomot produs și transmis în încăperile deservite.

## 4. ASPECTE PRIVIND PROPAGAREA ȘI TRANSMITEREA ZGOMOTELOR LA INSTALAȚIILE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI

Problematika ce urmează a fi abordată în cadrul acestui capitol vine ca o continuare firească a aspectelor dezbătute anterior privind sursele de producere a zgomotului la sistemele de încălzire, ventilație și condiționare a aerului. Odată emis, zgomotul dă naștere la noi direcții ce trebuie avute în vedere atunci când se dorește reducerea sau combaterea lui. Astfel, în cele ce urmează voi încerca să dezvolt principalele două aspecte din punct de vedere al importanței și influenței, și anume propagarea zgomotului prin conductele de evacuare și transmisibilitatea sonoră în spațiile interioare și/sau exterioare.

### 4.1. ZGOMOTUL PROPAGAT ÎN AFARA ȘI ÎN INTERIORUL CONDUCTEI

#### 4.1.1. Noțiuni generale privind zgomotul propagat în afara și în interiorul conductei

Zgomotul generat în interiorul unei conducte și care apoi se propagă prin pereții acestuia în mediul înconjurător este numit în literatura de specialitate „exterior” (figura 4.1,a). Pentru acest tip de zgomot există două posibile surse:

prima este zgomotul generat în interiorul conductei de către ventilator (notat cu  $W_i$  în figura noastră) și care se transmite de-a lungul tubulaturii și apoi prin pereții conductei se propagă în spațiul înconjurător, iar cea de-a doua sursă este turbulența aerului care excită aerodinamic pereții conductei, făcându-i să vibreze [15]. Această vibrație generează o bubuitură de joasă frecvență în conductă, care apoi radiază în spațiul înconjurător.

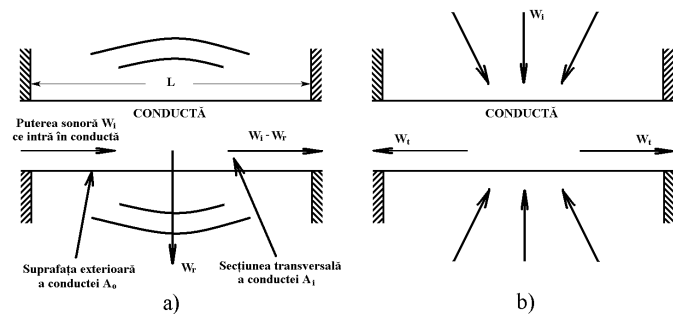


Fig. 4.1 – Zgomotul „exterior” și „interior” în conductă

Zgomotul care intră într-o conductă din exterior și care apoi se propagă de-a lungul conductei este numit „interior” (figura 4.1,b). În acest caz zgomotul din spațiul exterior incident pe pereții conductei se notează cu  $W_i$  iar zgomotul propagat în interior cu  $W_t$ . Pierderea de transmitere a zgomotului propagat spre exterior  $TL_{out}$  (dB) într-o conductă este dată de relația:

$$TL_{out} = 10 \log_{10} \left[ \frac{W_i}{W_r} \cdot \frac{A_0}{A_i} \right]. \quad (4.1)$$

Pierderea de transmisie corespunzătoare zgomotului ce intră într-o conductă este dată de relația:

$$TL_{in} = 10 \log_{10} \left[ \frac{W_i}{2W_t} \right]. \quad (4.5)$$

#### 4.1.2. Conducte rectangulare

Pentru o conductă rectangulară  $A_i$  și  $A_0$  din expresiile 4.1 și 4.2 sunt date de relațiile:

$$A_i = a \times b; \quad (4.8)$$

$$A_0 = 2L(a + b). \quad (4.9)$$

Pentru conductele rectangulare, pierderea de transmisie a zgomotului spre exterior arată ca în figura 4.2 și poate fi împărțită în două zone: zona 1 în care predomină modul de transmitere plană în interiorul conductei și zona 2 în care transmiterea multimodală este predominantă [4].

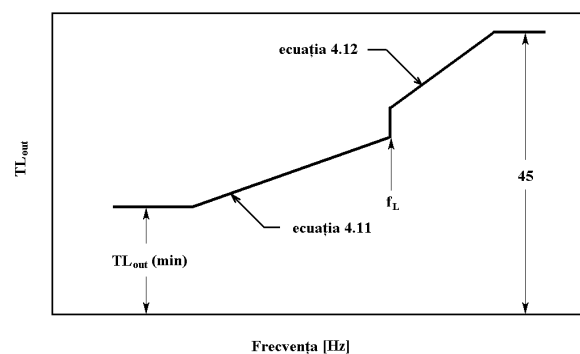


Fig. 4.2 –  $TL_{out}$  pentru conducte rectangulare

Frecvența  $f_L$  (Hz) care delimitează aceste zone este dată de relația:

$$f_L = \frac{6,13 \times 10^8}{\sqrt{a \times b}}. \quad (4.10)$$

Dacă  $f < f_L$ , va predomina modul plan iar  $TL_{out}$  (dB) este dată în acest caz de relația:

$$TL_{out} = 10 \log_{10} \left[ \frac{f \cdot q^2}{a+b} \right] + 17. \quad (4.11)$$

Dacă  $f > f_L$ , va predomina transmiterea multi-modală iar  $TL_{out}$  (dB) va fi calculată în acest caz prin relația:

$$TL_{out} = 10 \log_{10} [fq] - 45. \quad (4.12)$$

Valoarea minimă  $TL_{out}$  se obține atunci când  $W_i = W_r$  și are expresia:

$$TL_{out}(min) = 10 \log_{10} \left[ 2L \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \right]. \quad (4.13)$$

Domaniul pierderii de transmitere a zgomotului interior ce se propagă în conducta dinspre exterior poate fi și el împărțit la rândul lui în două zone care sunt separate de frecvența de tăiere  $f_t$ . Frecvența de tăiere este frecvența corespunzătoare modului acustic transversal cel mai scăzut din conductă. Ea este dată de relația [77]:

$$f_t = \frac{1,718 \times 10^5}{a}. \quad (4.14)$$

Dacă  $f \leq f_t$ ,  $TL_{in}$  este cea mai mare valoare rezultată din cele două ecuații:

$$TL_{in} = TL_{out} - 4 - 10 \log_{10} \left[ \frac{a}{b} \right] + 20 \log_{10} \left[ \frac{f}{f_t} \right]; \quad (4.15,a)$$

$$TL_{in} = 10 \log_{10} \left[ L \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \right] + 20 \log_{10} \left[ \frac{f}{f_t} \right]. \quad (4.15,b)$$

Dacă  $f > f_t$ ,

$$TL_{in} = TL_{out} - 3. \quad (4.16)$$

### 4.1.3. Conducte circulare

Dacă conducta este circulară,  $A_i$  și  $A_0$  din expresiile 4.1 și 4.2 sunt date de relațiile:

$$A_i = \frac{\pi d^2}{4}; \quad (4.17)$$

$$A_0 = L\pi d. \quad (4.18)$$

Valorile pierderii de transmitere a zgomotului radiat de conductă în exterior, în bandă îngustă sau în banda de 1/3 octavă sunt foarte greu de predicționat și nu există tehnici disponibile în acest sens [6].

Totuși, dacă analiza se limitează la benzile de frecvență de o octavă,  $TL_{out}$  corespunzător conductelor circulare poate fi aproximat de o curbă similară celei prezentate în figura 4.3.

$$TL_1 = 17,6 \log_{10}[q] - 49,8 \log_{10}[f] - 55,3 \log_{10}[d] + C_0; \quad (4.19)$$

$$TL_2 = 17,6 \log_{10}[q] - 6,6 \log_{10}[f] - 36,9 \log_{10}[d] + 137,1. \quad (4.20)$$

$TL_{out}$  este valoarea cea mai mare dintre  $TL_1$  și  $TL_2$ . Ecuațiile de mai sus dau rezultate bune pentru conducte cu diametre mari (660 mm) și frecvențe în benzi de octavă de până la 4000 Hz. Pentru cazuri speciale  $TL_{out}$  este dat de relația:

$$TL_{out} = 17,6 \log_{10}[q] - 36,9 \log_{10}[d] + 130,3. \quad (4.21)$$

Valoarea maximă admisibilă pentru  $TL_{out}$  este de 50 dB. Deci, dacă valoarea  $TL$  obținută din relațiile 4.19 – 4.20 depășește valoarea de 50 dB, aceasta se va considera egală cu 50 dB.

Pentru calculul pierderii de transmitere a zgomotului în interiorul conductei circulare, frecvența de tăiere pentru cel mai coborât mod acustic transversal este dată de relația:

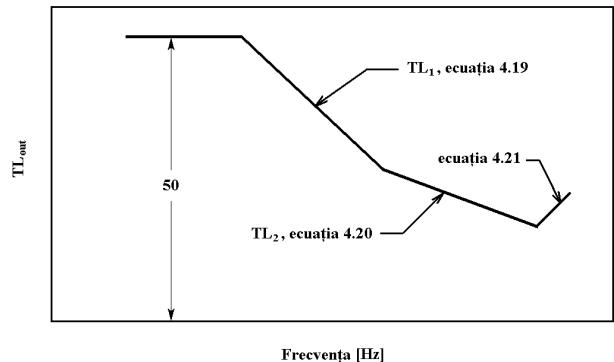


Fig. 4.3 –  $TL_{out}$  pentru conducte circulare

$$f_1 = \frac{2,014 \times 10^5}{d}. \quad (4.22)$$

Dacă  $f \leq f_1$ ,  $TL_{in}$  este valoarea cea mai mare rezultată din următoarele două ecuații:

$$TL_{in} = TL_{out} - 4 + 20 \log_{10} \left[ \frac{f}{f_1} \right]; \quad (4.23,a)$$

$$TL_{in} = 10 \log_{10} \left[ \frac{2L}{d} \right]. \quad (4.23,b)$$

Dacă  $f > f_1$ , pierderea de transmitere spre interiorul conductei este dată de relația:

$$TL_{in} = TL_{out} - 3. \quad (4.24)$$

#### 4.1.4. Conducte ovalizate

Dacă instalațiile de climatizare și condiționare a aerului au conducte ovalizate,  $A_i$  și  $A_0$  din ecuațiile 4.1 și 4.2 sunt:

$$A_i = b(a - b) + \frac{\pi \cdot b^2}{4}; \quad (4.25)$$

$$A_0 = L[2(a - b) + \pi b]. \quad (4.26)$$

Caracteristica perimetrală a tronsoanelor ovalizate  $\sigma$  este dată de relația:

$$\sigma = \frac{1}{1 + \frac{\pi b}{2(a-b)}}. \quad (4.28)$$

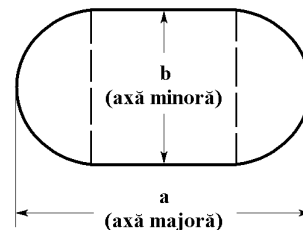


Fig. 4.4 – Conducta ovalizată

Pierderea minimă a transmiterii „exterioare”  $TL_{out}(min)$  (dB) pentru conducte ovalizate este:

$$TL_{out}(min) = 10 \log_{10} \left[ \frac{A_0}{A_i} \right]. \quad (4.29)$$

Pierderea de transmitere la frecvențe joase și medii,  $TL_{out}$  (dB), corespunzătoare conductelor ovalizate este dată de relația:

$$TL_{out} = 10 \log_{10} \left[ \frac{q^2 f}{\sigma^2 P} \right] + 20. \quad (4.30)$$

Limita superioară de frecvență pentru care se poate utiliza ecuația 4.30 este:

$$f_l(Hz) = \frac{2,061 \cdot 10^5}{b}. \quad (4.31)$$

Ca și în cazul conductelor rectangulare și circulare,  $TL_{in}$  poate fi scris și pentru conductele ovalizate în termenii  $TL_{out}$ . Deoarece nu există soluții exacte de determinare a frecvenței de tăiere pentru cel mai coborât mod acustic transversal în conductele ovalizate, relația 4.32 oferă o soluție aproximativă:

$$f_1 = \frac{1,718 \cdot 10^5}{(a-b) \sqrt{1 + \frac{\pi b}{2(a-b)}}}. \quad (4.32)$$

Relația anterioară este valabilă doar în cazul în care  $a/b \geq 2$ . Atunci când  $a/b < 2$  acuratețea oferită de ecuația 4.32 se deteriorează progresiv pe măsură ce acest raport se apropie de valoarea 1. În cazul în care  $f \leq f_1$ ,  $TL_{in}$  este valoarea cea mai mare dată de următoarele două relații:

$$TL_{in} = TL_{out} + 10 \log_{10} [f^2 \cdot A_i] - 109; \quad (4.33,a)$$

$$TL_{in} = 10 \log_{10} \left[ \frac{6PL}{A_i} \right]. \quad (4.33,b)$$

## 4.2. TRANSMITEREA SONORĂ ÎN SPAȚIILE INTERIOARE ȘI EXTERIOARE

### 4.2.1. Transmiterea sonoră prin tavane (plafoane)

În cazul în care echipamentul mecanic este amplasat în spațiul dintre planșeu și plafonul decorativ al unei camere cu destinația de birou sau locuință, transmiterea zgomotului prin plafon poate fi destul de mare, determinând un nivel de zgomot excesiv în acea încăpere.

Valorile pierderii de transmitere pe o singură cale de propagare sunt valabile pentru plafoanele în care nu există străpungeri sau pereți laterali acustice [26]. Integritatea acustică a

plafonului poate fi sever compromisă de acești factori. Ecuația 4.34 existentă în literatura de specialitate prezintă pierderea de transmitere a unui plafon compozit,  $TL_c(dB)$ , luând în considerare transmiterea prin flancuri și scăpările acustice prin spațiile străpungerilor [12]

$$TL_c = -10 \log_{10}[(1 - \tau) \cdot 10^{(-TL/10)} + \tau]. \quad (4.34)$$

#### 4.2.2. Corecțiile de zgomot pentru cameră (zgomot interior)

Există două tipuri de surse de zgomot asociate sistemelor HVAC pentru o încăpere: o sursă punctiformă și o sursă liniară. Sursa punctiformă este, de regulă, asociată sunetului radiat de difuzoarele de aer proaspăt sau de recirculare, de diferite echipamente, precum și de unitățile terminale de ventilare amplasate în plafon, sau alte asemenea surse. Sursa liniară este asociată zgomotului radiat de conductă. Literatura de specialitate propune 2 ecuații pentru sursele punctiforme de zgomot: o ecuație dezvoltată de către Schultz și o ecuație de Reynolds și Zeng [26].

Schultz a dezvoltat studiile sale pe camere cu un volum cuprins între 9 m<sup>3</sup> și 1133 m<sup>3</sup> din gama spațiilor utilizate pentru locuit, birouri, conferințe, educație etc. Majoritatea rezultatelor obținute se referă însă la încăperile cu volum cuprins între 31 m<sup>3</sup> și 85 m<sup>3</sup>, tipice camerelor dintr-o clădire de locuit. Au fost luate în considerare caracteristicile geometrice ale camerelor la stabilirea volumului dar nu și caracteristicile acustice ale acestora [81].

Cercetările lui Schultz indică faptul că descreșterea nivelelor de presiune sonoră a fost de 3 dB la fiecare dublare a distanței față de sursă. Ecuația stabilită de acesta pentru convertirea nivelului de putere sonoră  $L_W(dB)$  a unei surse sonore în nivel de presiune sonoră  $L_p(dB)$  într-un anumit punct al camerei este o ecuație de regresie bazată pe date experimentale [81]. Pentru surse sonore individuale, nivelul de presiune sonoră în interior este dat de relația:

$$L_p = L_W - 10 \log_{10}[r] - 5 \log_{10}[V] - 3 \log_{10}[f] + 10 \log_{10}[N] + 12. \quad (4.35)$$

Pentru o rețea de difuzoare distribuite în plafon unde se presupune că puterea sonoră asociată fiecăruia este aceeași, ecuația 4.35 poate fi exprimată astfel [82]:

$$L_{p(1,53m)} = L_{W(s)} - 28 \log_{10}[h] - 5 \log_{10}[X] - 3 \log_{10}[f] + 1,3 \log_{10}[N] + 17. \quad (4.36)$$

Făcând trecerea la aspectele prezentate în diversele studii de către Reynolds și Zeng, trebuie precizat că spre deosebire de Schultz aceștia au examinat camere cu un volum mai mare, cuprins între 163 m<sup>3</sup> și 4220 m<sup>3</sup>, și de caracteristici acustice în gama dintre „mediul acustic viu” și „mediul acustic mort”[75].

Apar dezvoltate două ecuații de regresie pentru transformarea nivelelor de putere sonoră în nivele de presiune sonoră corespunzătoare camerei: una pentru camere cu un volum mai mic de 566 m<sup>3</sup> și una pentru camere cu un volum mai mare de 566 m<sup>3</sup>. Astfel, pentru camerele cu volum mai mic de 566 m<sup>3</sup> și cu surse sonore individuale, nivelul de presiune sonoră interior este dat de relația:

$$L_p = L_W - 10 \log_{10}[(3,3r)^b] + 10 \log_{10}[N] - 3,6. \quad (4.37)$$

Pentru camerele cu un volum mai mare de 566 m<sup>3</sup> și surse sonore individuale, nivelul de presiune sonoră în cameră este dat de relația [76]:

$$L_p = L_W + 10 \log_{10} \left[ \frac{(35,3V)^{2,24}}{(10,8S)^{3,79} \cdot (3,3r)^b} + \frac{0,14 \cdot T^{2,24}}{(35,3V)^{1,2}} \right] + 10 \log_{10}[N] + 40. \quad (4.39)$$

Timpul de reverberație și caracteristica dimensională a camerei rezultă din relațiile [74]:

$$T = 1,61 \cdot \frac{V}{S \cdot \ln(1-\bar{\alpha})^{-1} + 4mV}, \quad (4.41)$$

$$mfp = \frac{4V}{S}. \quad (4.42)$$

#### 4.2.3. Transmiterea zgomotului prin pereții camerei, podea sau planșeu

În marea majoritate a cazurilor în care sunt utilizate instalațiile HVAC, camerele de amplasare a echipamentului mecanic sau pereții pe care sunt montate se află lângă un spațiu ocupat,

utilizat de factorul uman în diverse scopuri. Din această cauză este necesar să se determine nivelele de presiune sonoră în acesta corespunzătoare zgomotului radiat de echipament. Relația folosită pentru aceasta este [26]:

$$NR = TL - 10 \log_{10} \left[ \frac{S_W}{a} \right]. \quad (4.43)$$

Relația 4.43 prezintă limitări severe [86]. Cu excepția vecinătății sursei sonore, se presupune că în spațiul de funcționare al echipamentelor precum și în camerele adiacente câmpurile sonore sunt total difuze. Acest lucru poate avea loc doar atunci când camera echipamentelor este un spațiu închis cu suprafețe puternic reflectante. Dacă însă echipamentele se află într-un spațiu deschis, semideschis sau încăperea respectivă are materiale fonoabsorbante pe pereți  $L_{p(m)}$  nu va fi același în tot spațiul respectiv [86].

Pentru dezvoltarea problematicii, este necesară determinarea intensității acustice și a puterii sonore incidente pe perețele comun a celor două spații avute în vedere. Există două tipuri de putere acustică incidentă pe perete: reverberantă și directă. Câmpul direct de putere sonoră este puterea sonoră radiată direct de sursă fără a suferi prima sa reflexie, în timp ce câmpul de putere sonoră reverberant este puterea sonoră ce există după ce undele sonore au suferit prima lor reflexie. Puterea incidentă pe un perete este dată de relația [30]:

$$L_{W(wall)} = L_W + 10 \log_{10} \left[ S_W \cdot \left( \frac{1-\bar{\alpha}}{S_M \cdot \bar{\alpha}} + \frac{1}{4S_W + 2\pi l^2} \right) \right]. \quad (4.45)$$

Relația 4.45 presupune că sursa sonoră radiază în jumătate de spațiu și egal în toate direcțiile, ceea ce în realitate se întâmplă destul de rar.

Atunci când nivelele de putere sonoră  $L_{W(wall)}$  corespunzătoare intensității acustice incidente pe perețele comun a celor două încăperi precum și pierderea compusă de transmitere  $TL_C$  a peretelui au fost determinate, nivelele de putere sonoră  $L_{W(room)}$  corespunzătoare energiei acustice radiată în camera adiacentă sunt obținute prin scăderea valorilor compuse de pierdere de transmitere a peretelui din nivelele de putere sonoră incidente pe perețele  $L_{W(wall)}$ , adică [20]:

$$L_{W(room)} = L_{W(wall)} - TL_C. \quad (4.47)$$

Pasul final este cel de a converti nivelele de putere sonoră  $L_{W(room)}$  ale energiei sonore radiate în cameră în nivele de presiune sonoră corespunzătoare  $L_{p(room)}$ . În vecinătatea peretelui, nivelele de presiune sonoră vor rămâne aproximativ constante pe măsură ce distanța față de perete crește. Pentru acest caz, nivelele de presiune sonoră sunt date de relația:

$$L_{p(room)} = L_{W(room)} + 10 \log_{10} \left[ \frac{1}{S_W} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_T)}{S_R \cdot \bar{\alpha}_T} \right]. \quad (4.48)$$

### 4.3. CONCLUZII ȘI OBSERVAȚII

Soluția problemelor de control și reducere a zgomotului la orice sistem HVAC implică examinarea surselor sonore, a căilor de transmitere și a receptorilor. Pentru majoritatea echipamentelor de acest tip sursele sonore sunt asociate cu echipamentul mecanic și electric din clădire. Există mai multe căi de transmitere de zgomot și/sau vibrații între sursă și receptor astfel încât percepția acestuia din urmă poate fi amplificată sau din contră redusă de acestea.

Când vorbim de receptorii de zgomot, se face referire la oamenii care ocupă spațiile, clădirile deservite de respectivele echipamente. Pentru majoritatea sistemelor HVAC, proiectanții sistemului nu pot să modifice sau să schimbe caracteristicile sursei sonore sau ale receptorilor. În acest caz, ei sunt constrânși să modifice căile de transmitere a zgomotului ca modalitate de a atinge nivelele sonore dorite în spațiile clădirii. Prin urmare, cunoașterea fenomenului de propagare a zgomotului prin conductele de evacuare precum și a transmisibilității sonore în spațiile interioare și/sau exterioare este obligatorie pentru a putea oferi soluții de reducere a nivelelor de zgomot și atunci când modificarea căilor de transmitere a zgomotului reprezintă unica soluție și atunci când aceasta face parte dintr-un proces mai complex.

## **5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND NIVELELE DE ZGOMOT ȘI VIBRAȚII LA INSTALAȚIILE CASNICE DE ÎNCĂLZIRE, VENTILAȚIE ȘI CONDIȚIONARE A AERULUI**

### **5.1. GENERALITĂȚI PRIVIND TESTELE EXPERIMENTALE**

Varietatea și multitudinea aspectelor teoretice prezentate până acum în dezvoltarea problematicii studiate au condus la necesitatea existenței unor informații experimentale proprii care să certifice sau nu unele concluzii desprinse până în momentul de față. Reducerea nivelelor de zgomot și vibrații la instalațiile de ventilație și condiționare a aerului presupune mai întâi înțelegerea exactă a cauzelor și modalităților de producere a acestora, și abia apoi modelarea unor soluții noi și viabile pentru atingerea scopului propus.

Ceea ce mi-am propus la începutul acestui studiu experimental a fost, să identific eu însămi cauzele de producere a zgomotului și vibrațiilor la unele instalații casnice de condiționare a aerului, pentru ca mai apoi să pot să certific influența și importanța pe care o au diversele surse găsite în nivelele generale de zgomot și vibrații măsurate la aceste echipamente.

Pentru realizarea experimentelor am ales tipuri de instalații diferite, spații de utilizare diferite și o gamă largă de regimuri de funcționare a acestora. Am avut de asemenea în vedere aspecte precum condițiile atmosferice externe, zgomotul ambiental, ora de realizare a determinărilor, modalitatea de montare a aparatelor, izolarea fonică a spațiilor respective etc.

În cele ce urmează voi prezenta detaliat informații cu privire la condițiile de realizare ale determinărilor experimentale, a lanțurilor de achiziție și prelucrare a datelor precum și rezultatele numerice și grafice obținute.

### **5.2. IPOTEZE GENERALE DE LUCRU**

Pentru realizarea determinărilor experimentale s-au avut în vedere două locații prevăzute cu instalații de condiționare a aerului. Astfel, au putut fi formulate încă de la început câteva ipoteze de lucru:

1) Prima instalație de condiționare a aerului are o capacitate de răcire de 17400 BTU și o capacitate de încălzire de 18000 BTU). Ea este amplasată într-o sală de cursuri (conferințe) cu o suprafață de 70m<sup>2</sup>, prevăzută cu ferestre tip normal îndreptate spre est. Unitatea exterioară este montată pe un perete exterior realizat din caramidă, îndreptată de asemenea spre est.

2) Cea de a doua instalație este compusă din 2 aparate distincte, fiecare cu o capacitate de racire de 9000 BTU. Ele sunt montate într-un spațiu locuibil (apartament) cu o suprafață totală aproximativă de 65m<sup>2</sup>. Unitățile split interioare sunt montate pe o aceeași grindă la 180° una față de cealaltă în timp ce unitățile exterioare sunt plasate pe perețele exterior vestic al locației. Pentru locația 2 trebuie precizat că ferestrele aferente sunt de tip termopan PVC.

3) Conform cărților tehnice, instalațiile folosite în ambele locații sunt prevăzute cu 4 moduri distincte de funcționare: răcire (COOL), încălzire (HEAT), ventilare (FAN) și deumidificare (DRY).

4) Determinările experimentale în cele două locații au avut loc în perioade de timp diferite ale zilei, aspect ce a vrut să ia în considerare pe de o parte influența variației nivelelor zgomotului de fond pe parcursul unei zile iar pe de altă parte influența temperaturii exterioare / interioare asupra modului de funcționare a unor astfel de instalații. Modificarea regimului funcțional datorită diverselor condiții ambientale presupune automat și oscilații în nivelele de zgomot și vibrații înregistrate.

### **5.3. APARATURA UTILIZATĂ**

În figura 5.1 este prezentată schema bloc a lanțului de măsură utilizat pe de o parte la determinările experimentale de vibrații, iar pe de altă parte la cele de zgomot.



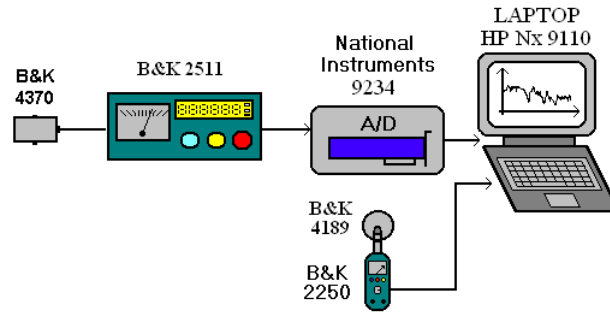


Fig. 5.1 – Schema bloc a lanțului de măsură utilizat la determinările experimentale ale nivelului de zgomot și vibrații

#### 5.4. METODOLOGIA DE REALIZARE A MĂSURĂTORILOR EXPERIMENTALE

Măsurătorile de zgomot și vibrații realizate în cadrul cercetărilor experimentale s-au realizat în ambele locații după cum urmează:

a) *Locația nr.1 – instalație de condiționare a aerului, 18000 BTU, amplasată într-o sală de cursuri (conferințe) cu o suprafață deschisă de 70m<sup>2</sup>*

Din punct de vedere acustic, au fost efectuate un număr de 8 seturi de înregistrări corespunzătoare celor două unități, interioară și exterioară, în diverse regimuri de funcționare. Din punct de vedere al vibrațiilor, au fost efectuate un număr de 12 măsurători corespunzătoare celor două unități, interioară și exterioară, în diverse regimuri de funcționare. Amplasarea punctelor de măsurare (figurile 5.2, 5.3 și 5.4) a fost stabilită funcție de normativele în vigoare privind măsurarea nivelului de zgomot și vibrații la aceste tipuri de instalații. S-au înregistrat semnale de deplasări pe toate cele 3 direcții: vertical, longitudinal și transversal.

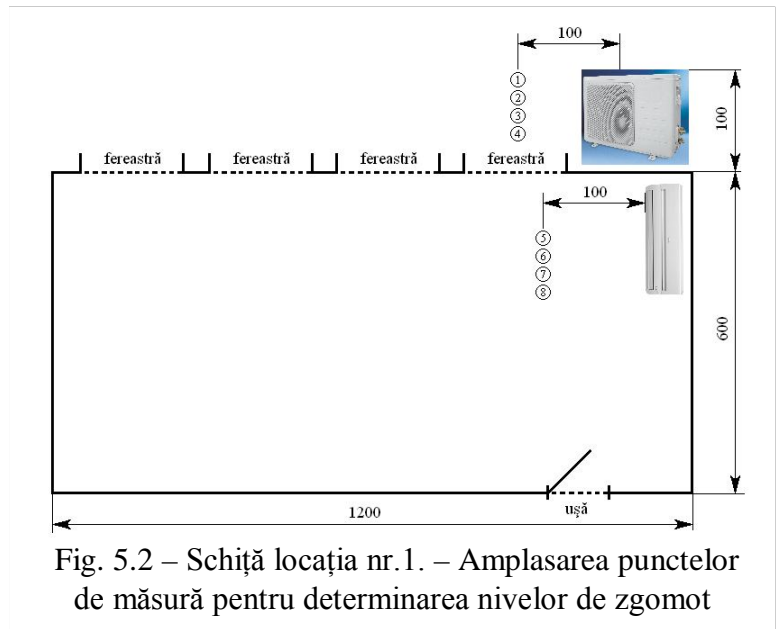


Fig. 5.2 – Schiță locația nr.1. – Amplasarea punctelor de măsură pentru determinarea nivelului de zgomot

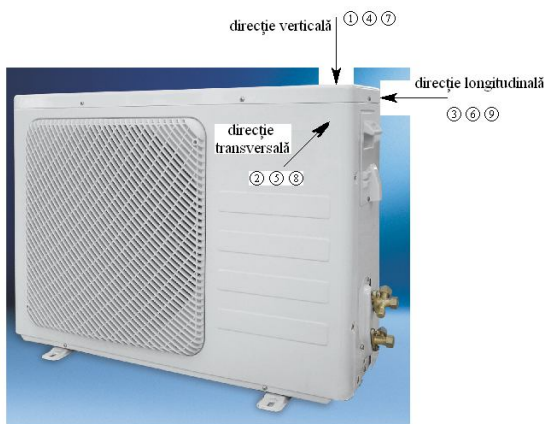


Fig. 5.3 – Locația nr.1. Amplasarea punctelor de măsură pentru înregistrarea vibrațiilor pe unitatea exterioară

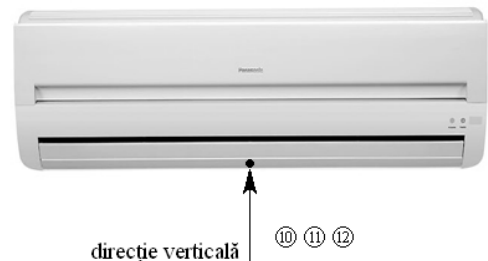


Fig. 5.4 – Locația nr.1. Amplasarea punctelor de măsură pentru înregistrarea vibrațiilor pe unitatea interioară

b) Locația nr.2 – instalație de condiționare a aerului formată din 2 aparate monosplit (2 x 9000 BTU), amplasată într-un spațiu locuibil (apartament).

Acustic, au fost efectuate un număr de 11 seturi de înregistrări corespunzătoare celor două unități, interioară și exterioară, în diverse regimuri de funcționare precum și în câteva situații reprezentative pentru calculul transmisibilității.

Instalația supusă testărilor în acest caz este formată așa cum am mai precizat din 2 aparate monosplit independente de capacitate 9000 BTU. Atât acum, în cazul acustic, cât și mai târziu la determinările de vibrații, montajul celor 2 aparate are un rol important (cele 2 unități monosplit interioare sunt montate pe o aceeași grindă la 180° una față de cealaltă în timp ce unitățile exterioare sunt plasate pe peretele exterior vestic al locației).

Pentru vibrații, în locația nr.2 au fost efectuate un număr de 12 măsurători corespunzătoare celor patru unități, 2 interioare și 2 exterioare, în diverse regimuri de funcționare. S-au înregistrat și de această dată semnale de deplasări pe toate cele 3 direcții: vertical, longitudinal și transversal. Amplasarea punctelor de măsurare (figurile 5.5, 5.6 și 5.7) a fost stabilită funcție de normativele în vigoare privind măsurarea vibrațiilor la aceste tipuri de instalații.

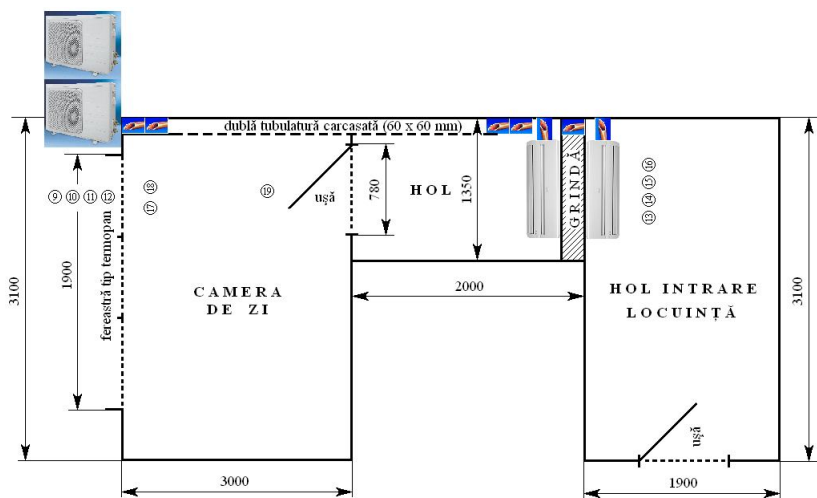


Fig. 5.5. – Schiță locația nr.2. – Amplasarea punctelor de măsură pentru determinarea nivelor de zgomot



Fig. 5.7 – Locația nr.2. Amplasarea punctelor de măsură pentru înregistrarea vibrațiilor pe cele 2 unități exterioare



Fig. 5.6 – Locația nr.2. Amplasarea punctelor de măsură pentru înregistrarea vibrațiilor pe unitatea interioară

## 5.5. REZULTATELE NUMERICE ȘI GRAFICE ALE DETERMINĂRIILOR REALIZATE

### 5.5.1. Locația numărul 1 – sală de cursuri (conferințe)

#### 5.5.1.1. Rezultatele determinărilor de zgomot

La prima locație au fost efectuate un număr de 8 seturi de înregistrări, atât pentru unitatea exterioară cât și pentru cea interioară în diverse regimuri de funcționare ale instalației de condiționare a aerului.

Valorile parametrilor măsurați și a spectrelor de frecvență obținute în benzi de 1/3 octavă, pentru toate punctele de măsurare sunt prezentate în figurile 5.8 ÷ 5.15. Dintre mărimile distingem:

- $LA_{eq}$  - nivel de zgomot echivalent, reprezintă nivelul de presiune acustică ponderat A, mediat pe o durată de timp;
- $LC_{peak}$  - valoarea de vârf pe curba de ponderare C în timpul măsurat determinat de diferența (*Stop Time – Start Time*).
- $LAF_{min}$  - nivelul de presiune acustică minim pe curba de ponderare A, constanta de timp F(fast);
- $LAF_{max}$  - nivelul de presiune acustică maxim pe curba de ponderare A, constanta de timp F(fast);
- $LAF_{90.0}$  - nivelul de presiune acustică a zgomotului de fond, ponderat A.

Spectrul de frecvență reprezentat în spectrogramele fiecărei măsurări reprezintă un spectru în benzi de 1/3 octavă, în domeniul de frecvențe cuprins în domeniul audio (12,5Hz-20kHz).

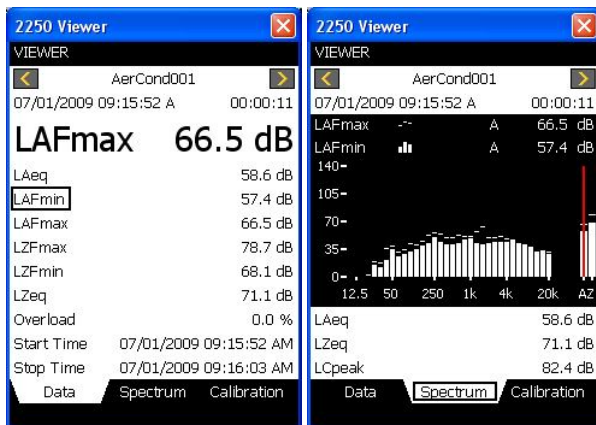


Fig. 5.9 – Punct de măsură 2 - afară, 1m lateral față de unitatea exterioară; Regim de funcționare: răcire (COOL)

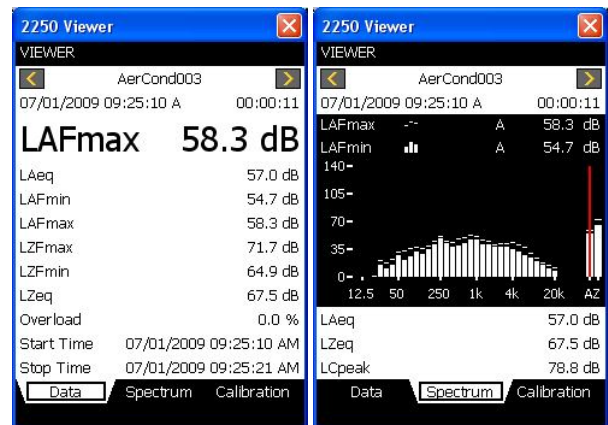


Fig. 5.10 – Punct de măsură 3 - afară, 1m lateral față de unitatea exterioară; Regim de funcționare: încălzire (HEAT)

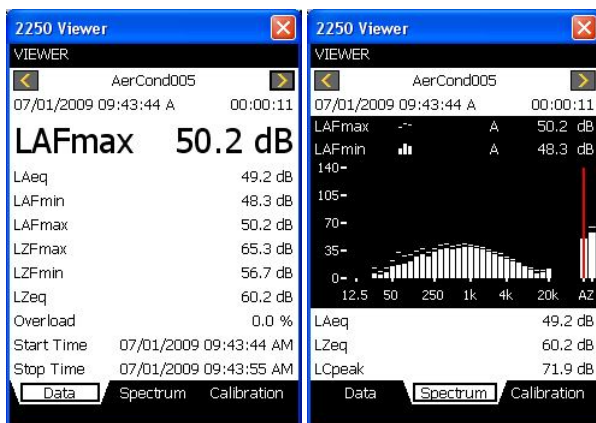


Fig. 5.13 – Punct de măsură 6 - în interiorul sălii, 1m frontal în fața unității interioare; Regim de funcționare: răcire (COOL)

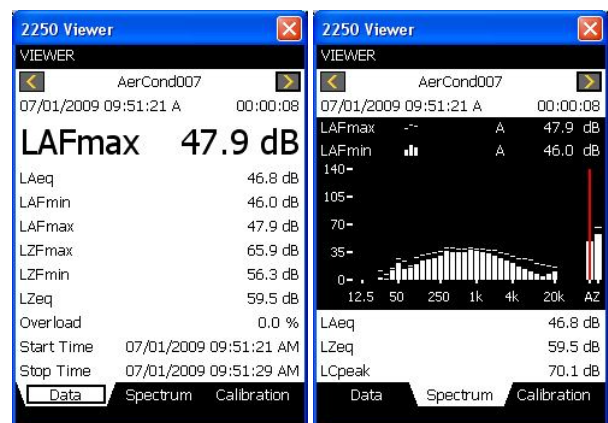


Fig. 5.14 – Punct de măsură 7 - în interiorul sălii, 1m frontal în fața unității interioare; Regim de funcționare: încălzire (HEAT)

### 5.5.1.2. Rezultatele determinărilor de vibrații

În cazul vibrațiilor, în prima locație au fost efectuate un număr de 12 măsurători atât pe unitatea interioară cât și pe cea exterioară, în toate regimurile de funcționare ale instalației de condiționare a aerului. S-au înregistrat semnale de deplasări pe toate cele 3 direcții: verticală, longitudinală și transversală. În figurile 5.16 – 5.27 sunt prezentate rezultatele grafice ale determinărilor pentru fiecare punct de măsurare în parte. Reprezentarea grafică a amplitudinii semnalului măsurat funcție de frecvență a fost separată în 3 părți distincte pentru o mai corectă și bună vizualizare a nivelelor obținute pe întreg spectrul de frecvență.

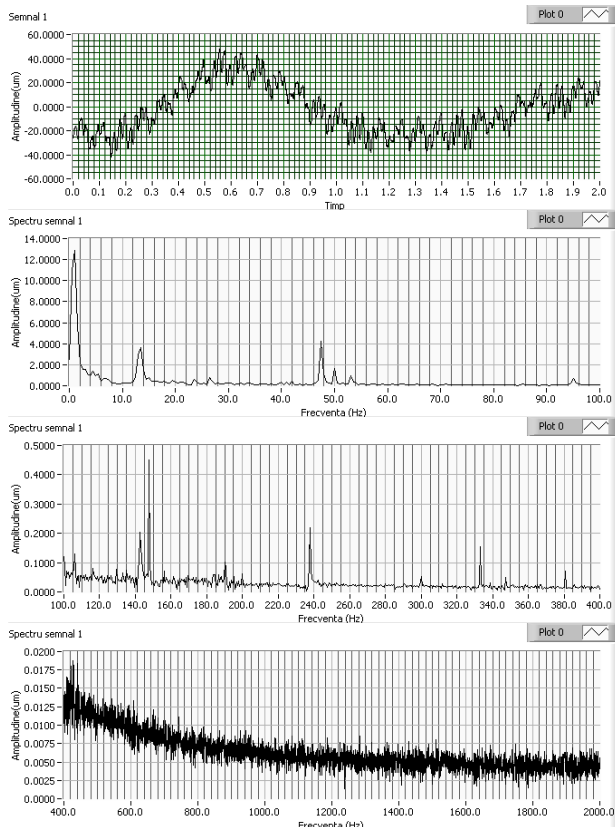


Fig. 5.16 – Amplitudinea deplasărilor în timp și frecvență – Punct de măsură 1, direcția de măsurare: verticală, Regim de funcționare: răcire (COOL)

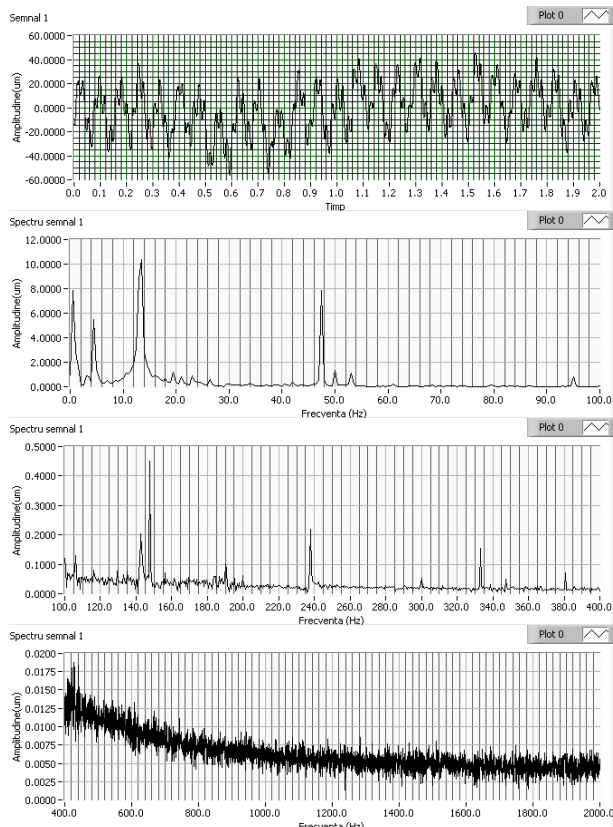


Fig. 5.17 – Amplitudinea deplasărilor în timp și frecvență – Punct de măsură 2, direcția de măsurare: transversală, Regim de funcționare: răcire (COOL)

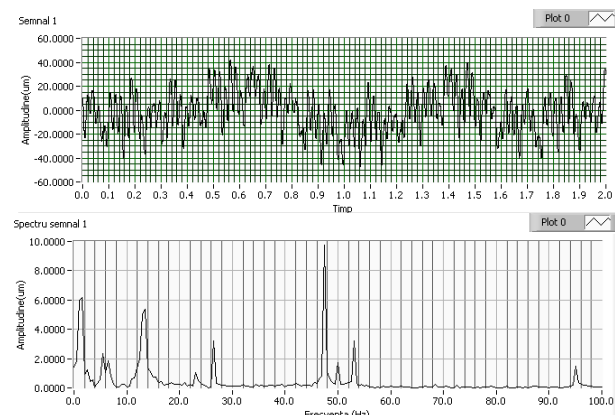
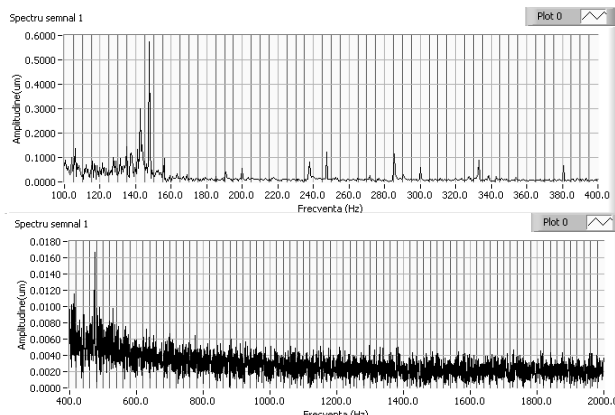


Fig. 5.18 – Amplitudinea deplasărilor în timp și frecvență – Punct de măsură 3, direcția de măsurare: longitudinală, Regim de funcționare: răcire (COOL)



## 5.5.2. Locația numărul 2 – spațiu locuibil (apartament)

### 5.5.2.1. Rezultatele determinărilor de zgomot

În cea de a doua locație au fost efectuate un număr de 11 seturi de înregistrări, atât pentru

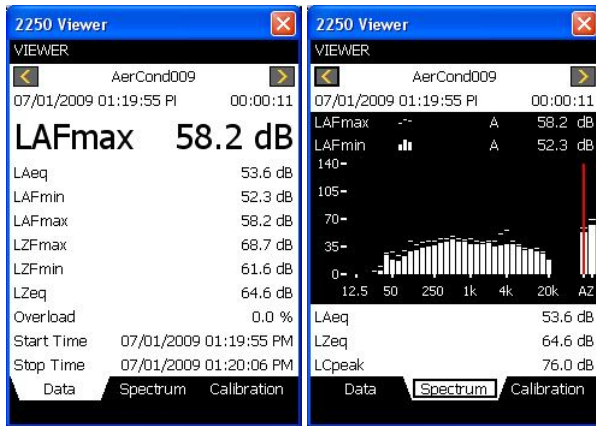


Fig. 5.29 – Punct de măsură 10 - afară, 1m lateral față de unitatea exterioară; Regim de funcționare: răcire, funcționează ambele aparate

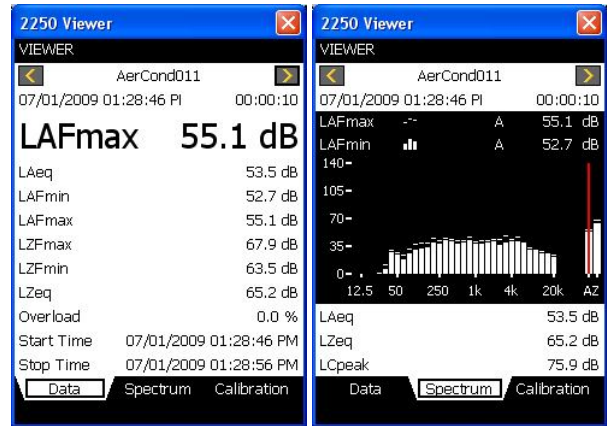


Fig. 5.30 – Punct de măsură 11 - afară, 1m lateral față de unitatea exterioară; Regim de funcționare: încălzire (HEAT)

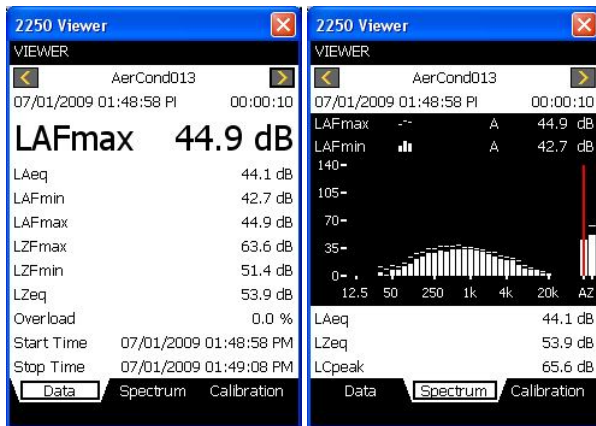


Fig. 5.33 – Punct de măsură 14 - în interiorul ap., 1m frontal în fața unității interioare; Regim de funcț.: răcire, funcționează ambele aparate

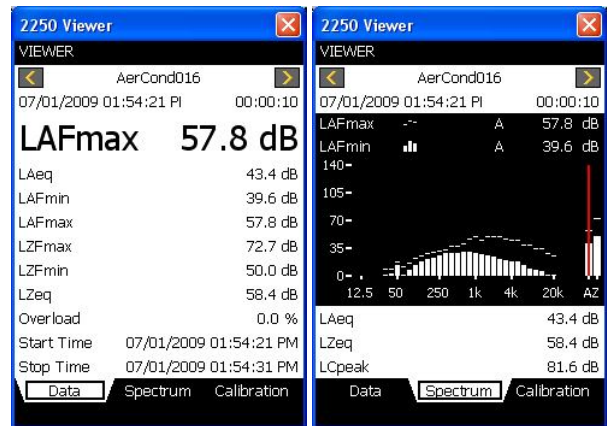


Fig. 5.34 – Punct de măsură 15 - în interiorul ap., 1m frontal în fața unității interioare; Regim de funcționare: încălzire (HEAT)

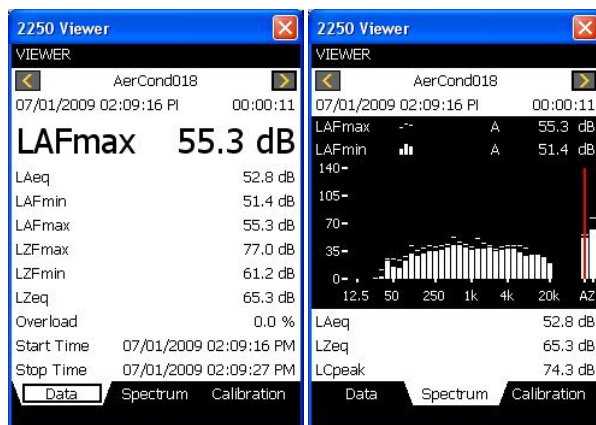


Fig. 5.36 – Punct de măsură 17 - în interiorul ap., 1m frontal în fața ferestrei deschise; Regim de funcț.: răcire, funcționează ambele aparate

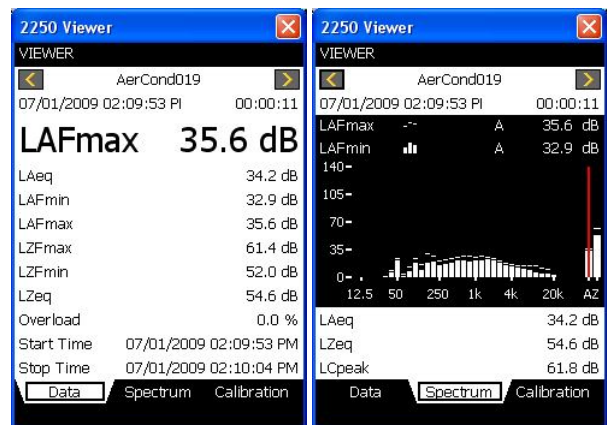


Fig. 5.37 – Punct de măsură 18 - în interiorul ap., 1m frontal în fața ferestrei închise; Regim de funcț.: răcire, funcționează ambele aparate

unitățile exterioare cât și pentru cele interioare în diverse regimuri de funcționare precum și în câteva situații reprezentative pentru calculul transmisibilității.

### 5.5.2.2. Rezultatele determinărilor de vibrații

În cazul vibrațiilor, la cea de a doua locație au fost efectuate tot un număr de 12 măsurători atât pe unitățile interioare cât și pe cele exterioare ale celor 2 aparate, în toate regimurile de funcționare ale instalației de condiționare a aerului. S-au înregistrat semnale de deplasări pe toate cele 3 direcții: verticală, longitudinală și transversală.

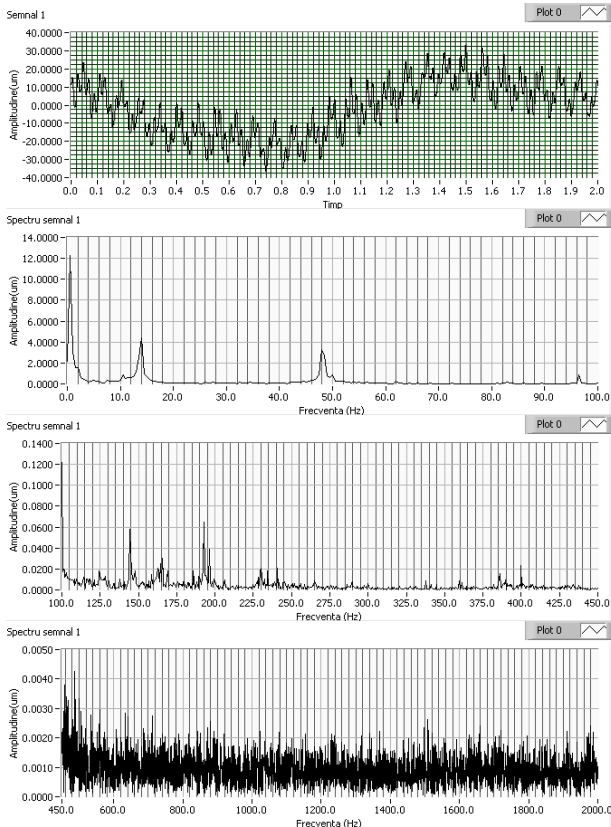


Fig. 5.39 – Amplitudinea deplasărilor în timp și frecvență – Punct de măsură 13, direcția de măsurare: verticală, Regim de funcționare: răcire (COOL), funcționează ambele aparate

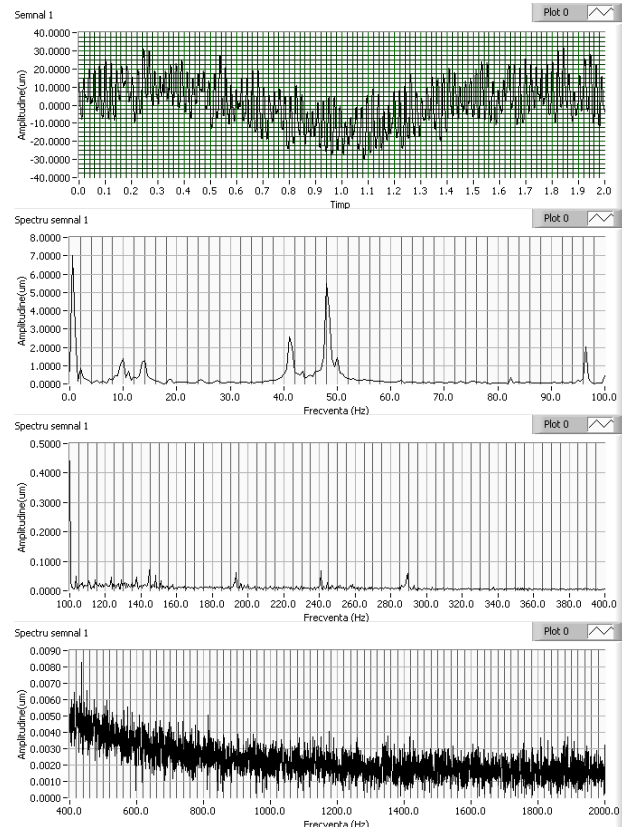


Fig. 5.40 – Amplitudinea deplasărilor în timp și frecvență – Punct de măsură 14, direcția de măsurare: transversală, Regim de funcționare: răcire (COOL), funcționează ambele aparate

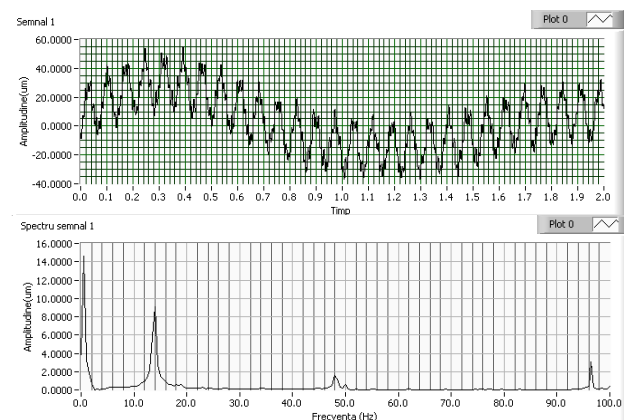


Fig. 5.41 – Amplitudinea deplasărilor în timp și frecvență – Punct de măsură 15, direcția de măsurare: longitudinală, Regim de funcționare: răcire (COOL), funcționează ambele aparate

## 5.6. INTERPRETAREA CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE. CONCLUZII ȘI OBSERVAȚII

Nivelul zgomotului de fond la exterior înregistrat prezintă în primul caz o valoare ușor mai ridicată în raport cu cel de al doilea caz (47,5 dBA față de 41,9 dBA - acest fapt se datorează poziționării celor 2 locații: în primul caz peretele exterior este situat spre o zonă deschisă, cu un trafic mediu; în cel de-al doilea unitățile exterioare sunt montate pe un perete situat într-o zonă verde, cu vegetație bogată și înaltă, fără trafic uman sau de vehicule). Aceste diferențe vor influența nivelele de presiune acustică înregistrate pentru unitățile exterioare. În cazul nivelului zgomotului de fond la interior cele 2 valori sunt sensibil egale (33 dBA față de 33,2A dB).

În tabelul de mai jos sunt prezentate valorile numerice ale nivelului de zgomot echivalent pe curba de ponderare A ( $LA_{eq}$ ), măsurate în diverse regimuri de funcționare în cele două locații amintite. Din valorile obținute și prezentate mai sus se pot extrage câteva concluzii:

	Regim de funcționare	Nivelul de zgomot echivalent $LA_{eq}$ (dBA)	
		Locația 1	Locația 2
INTERIOR	COOL	49,2	44,1
	HEAT	46,8	43,4
	DRY	52,1	39,8
EXTERIOR	COOL	58,6	53,6
	HEAT	57,0	53,5
	DRY	58,1	53,4

*Tabelul 5.7. – Nivelele de zgomot echiv. pe curba de ponderare A, în toate punctele de măsurare considerate în cele două locații*

✓ Se constată o slabă concordanță a valorilor nivelelor de zgomot măsurate pe curba de ponderare (dBA) cu valorile menționate în manualul tehnic al aparatului.

✓ Pentru unitățile exterioare, depășirea este mai mică și se încadrează în intervalul 3 ÷ 4 dBA pentru fiecare dintre situațiile analizate.

✓ Pentru unitățile interioare, depășirea nivelelor de zgomot este semnificativă cu valori cuprinse între 4 ÷ 7 dBA în prima locație și chiar de 10 ÷ 11 dBA pentru cea de-a doua.

✓ Pentru instalația din locația 1 cu o capacitate de răcire/încălzire de 18000 BTU

fluxul maxim de aer condiționat este de 972 – 984 m<sup>3</sup>/h; pentru cele 2 aparate din locația 2 cu o capacitate de răcire/încălzire de 9000 BTU fiecare, fluxul maxim de aer condiționat nu depășește 420 m<sup>3</sup>/h. Concluzia ce se desprinde din aceste informații este aceea că influența zgomotului aerodinamic produs de unitățile interioare este preponderentă în nivelul de zgomot măsurat aici.

✓ O diferență importantă o reprezintă pentru unitatea interioară funcționarea în regim de deumidificare. Astfel, instalația din locația 1 prezintă în cartea tehnică o capacitate de deumidificare de 2,9 l/h, în timp ce aparatele din locația 2 au o capacitate de deumidificare de doar 0,9 l/h. Se observă că pentru o capacitate dublă nivelul de deumidificare crește de 3,22 ori, fapt ce conduce și la o creștere a nivelului de zgomot.

✓ Comparând datele obținute cu nivelele de zgomot admisibile se pot concluziona următoarele: zgomotul produs de instalațiile supuse cercetărilor experimentale se încadrează cu mici excepții între limitele admisibile pentru funcționarea diurnă (48dBA). Pentru funcționarea pe timp de noapte, nivelul admis teoretic este mult mai redus (35dBA) ceea ce înseamnă o depășire în cazul nostru cu valori cuprinse între 4 și 15dBA [89].

Din punct de vedere al datelor și informațiilor ce au rezultat în urma măsurătorilor pe cealaltă direcție, și anume cea a vibrațiilor, se desprind și de aici alte observații și concluzii importante. Analizând datele, putem afirma că nivelele semnificative ale vibrațiilor apar în determinările experimentale realizate pe unitățile exterioare. Pe unitățile split interne valorile sunt sensibil mai mici, principala cauză a apariției lor fiind mișcarea lamelelor duble pe unghi de 90°.

Pentru aparatele din locația 2, valorile cele mai mari ale vibrațiilor se înregistrează la răcire atunci când ambele funcționează. Comparând valorile obținute pe aceeași instalație și în același regim de funcționare se constată că vibrațiile pe direcție verticală sunt apreciabil mai mari în raport cu vibrațiile pe celălalte 2 direcții, longitudinală și transversală. Modul de prindere al elementelor în carcasă precum și structura carcasei în sine pot amplifica sau reduce nivelul vibrațiilor.

## 6. MODELAREA EXPERIMENTALĂ A PROBLEMATICII STUDIATE ÎN CAMERA ANECOICĂ

### 6.1. GENERALITĂȚI PRIVIND MODELAREA EXPERIMENTALĂ

Astfel, având evidențiate principalele aspecte ce conduc la obținerea unor nivele ridicate ale zgomotului și vibrațiilor, mi-am propus în ceea ce a doua parte a cercetărilor experimentale să modelez rezultatele obținute pentru a putea găsi modalitățile optime de reducere a valorilor înregistrate în domeniul acustic și vibrator. Pentru aceasta, a fost nevoie ca analiza experimentală asupra instalațiilor avute la dispoziție în cadrul studiului să continue într-un laborator acustic tip cameră anecoică. Avantajele aduse de un astfel de spațiu special amenajat din punct de vedere acustic sunt evidente: nivelele de presiune acustică înregistrate nu sunt influențate de zgomotul ambiental; funcționarea instalațiilor nu mai este modificată de condițiile climaterice variabile; diverși parametrii gen temperatură, umiditate pot fi controlați cu exactitate; etc.

În cele ce urmează voi prezenta detaliat informații cu privire la condițiile de realizare ale determinărilor experimentale, a lanțurilor de achiziție și prelucrare a datelor precum și rezultatele numerice și grafice obținute.

### 6.2. IPOTEZE GENERALE DE LUCRU

Etapa a 2-a a măsurătorilor experimentale din cadrul tezei de doctorat a avut loc în camera anecoică a laboratorului de acustică și vibrații din cadrul Catedrei de Mecanică a Universității Politehnica din București.



Fig. 6.1 – Standul amenajat în camera anecoică pentru realizarea măsurătorilor

Pentru realizarea determinărilor experimentale din camera anecoică s-au utilizat instalațiile de ventilație și condiționare a aerului avute în atenție și în capitolul anterior al tezei de doctorat în locația nr.2. Acestea au fost demontate din locul respectiv și remontate special în cadrul laboratorului.

Pentru obținerea unor rezultate elocvente în interiorul camerei anecoice a fost realizat un stand de măsură în care au fost montate și utilizate respectivele echipamente (fig. 6.1). Separarea surselor principale de zgomot a fost realizată prin construirea unui perete despărțitor între unitatea split interioară și cea exterioară cu rol inclusiv în analiza transmisibilității

(3,3m x 2,2m). Pentru o transpunere cât mai exactă a condițiilor de utilizare obișnuite în camera anecoică am formulat din start câteva ipoteze de lucru:

- 1) Instalația a fost montată la distanța standard de perete.
- 2) Montajul a fost similar cu cel obișnuit dar fără a avea contact direct cu zidul iar zona de trecere a conductelor de la splitul interior la unitatea exterioară a fost izolată fonic cu material special tip burete de densitate mare cu grosimea de 20mm (fig. 6.2).
- 3) Peretele a fost finisat similar cu pereții exteriori ai unor clădiri de locuințe clasice.
- 4) Structura de montaj a echipamentului a fost izolată de grilajul prevăzut pe podeaua camerei anecoice cu material vibro-izolator tip burete de densitate mare cu grosimea de 50mm (fig. 6.3).
- 5) Unitatea exterioară ce reprezintă sursa principală de zgomot a fost montată la o înălțime de 1,2 m față de grilajul – podea al camerei anecoice.





Fig. 6.2 – Izolarea fonică cu material special tip burete (grosime 20mm) a zonei de trecere a conductelor de la unitatea interioară la cea exterioară



Fig. 6.3 – Izolarea structurii de montaj de grilajul existent pe podeaua camerei anecoice cu material vibro-izolator tip burete de grosime 50mm

### 6.3. APARATURA UTILIZATĂ

Experimentele vibro-acustice au fost efectuate cu sprijinul Laboratorului de Acustică și Vibrații din cadrul Institutului Național de Cercetare Dezvoltare Turbomotoare COMOTI București în camera anecoică a Catedrei de Mecanică din Universitatea Politehnică din București.

Aparatura utilizată în lanțurile de măsură și pusă la dispoziție de același Institut Național de Cercetare Dezvoltare Turbomotoare COMOTI București este prezentată în figura 6.4.

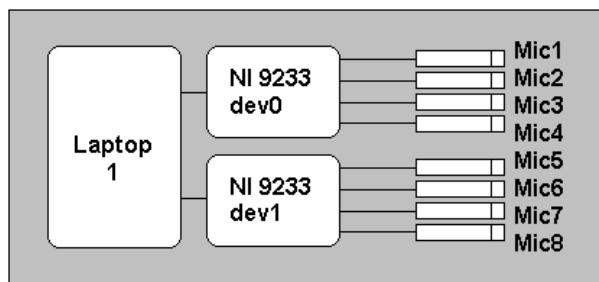


Fig. 6.4 – Schema bloc a lanțului de măsură utilizat la determinările experimentale ale semnalelor de zgomot

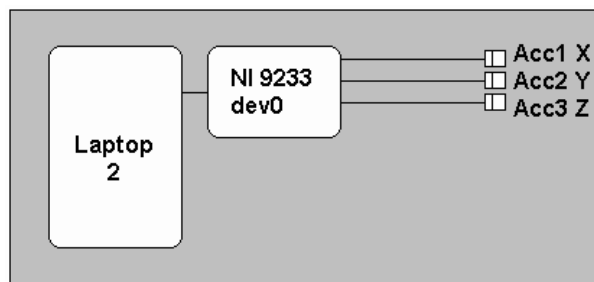


Fig. 6.5 – Schema bloc a lanțului de măsură utilizat la determinările experimentale ale semnalelor de vibrații

### 6.4. METODOLOGIA DE REALIZARE A MĂSURĂTORILOR EXPERIMENTALE

Obiectul principal al măsurătorilor efectuate l-a reprezentat unitatea externă situată în fața peretelui despărțitor construit. Din punct de vedere acustic, au fost efectuate un număr de 5 seturi de înregistrări în 8 puncte de măsură simultan.

Scopul acestor analize comparative la diferitele regimuri de funcționare ale unui aparat de aer condiționat, a fost acela de a studia directivitatea zgomotului în respectivele 8 puncte amplasate la o rază de 1,5 m față de sursă, cu un unghi despărțitor de 22,5° și o înălțime de 1,2 m față de suportul metalic din camera anecoica.

În fotografiile din figura 6.6 este prezentat propriu-zis lanțul de măsură acustic montat pe standul de încercări situat în camera anecoică. Cele 8 microfoane sunt montate fiecare pe un trepied independent conform datelor geometrice prezentate mai sus.

Din punct de vedere al vibrațiilor, au fost efectuate tot un număr de 5 măsurători în diverse regimuri de funcționare; s-au înregistrat semnale pe toate cele 3 direcții: verticală, longitudinală și transversală.

Amplasarea punctelor de măsurare (figura 6.8) atât în cazul determinărilor de zgomot cât și a celor de vibrații a fost stabilită atât funcție de normativele în vigoare privind aceste tipuri de instalații cât mai ales funcție de necesitățile științifice apărute pe parcursul cercetărilor teoretice și experimentale desfășurate în cadrul temei tezei de doctorat.



Fig. 6.6 – Imagini ale lanțului de măsură înainte de înregistrări cu cele 8 puncte pentru zgomot



Fig. 6.7 – Imagini ale lanțului de măsură efectuate înainte de măsurători cu cele 3 puncte pentru vibrații

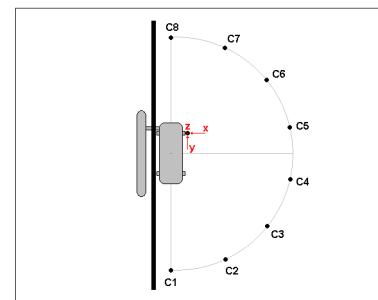


Fig. 6.8 – Amplasarea punctelor de măsurare

## 6.5. REZULTATELE NUMERICE ȘI GRAFICE ALE DETERMINĂRILOR REALIZATE CU INSTALAȚIA INIȚIALĂ

### 6.5.1. Rezultatele determinărilor de zgomot

Pentru problematica zgomotului am realizat 5 seturi de măsurători corespunzătoare zgomotului de fond din camera anecoică și fiecărui regim de funcționare al aparatului în parte (răcire, încălzire, deumidificare, ventilație). Nivelele globale de zgomot s-au măsurat în toate cele 8 puncte amplasate conform figurii 6.8 iar valorile obținute sunt prezentate grafic în figura 6.9. În figurile 6.10 – 6.14 sunt prezentate grafic analizele în frecvență a zgomotului pentru fiecare regim de funcționare a echipamentului precum și pentru prima măsurătoare ce a avut în vedere zgomotul de fond al camerei anecoice. Rezultatele grafice sunt prezentate simultan pentru fiecare din cele 8 puncte considerate.

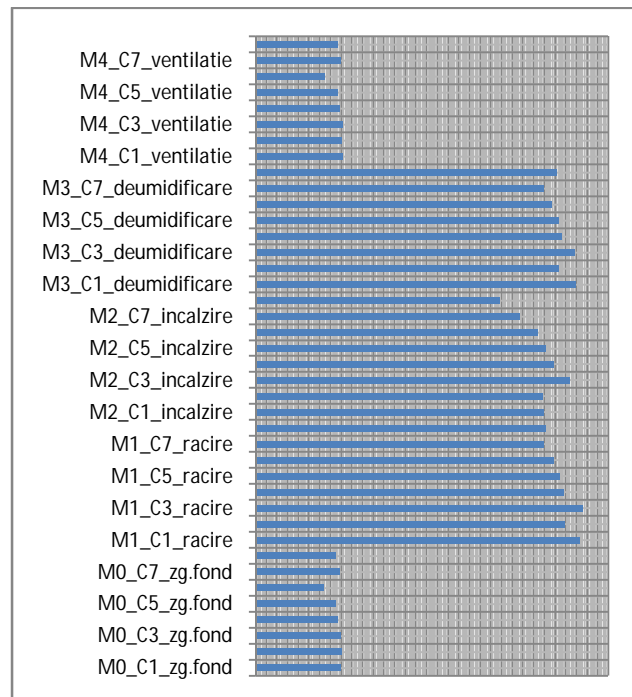


Fig. 6.9 – Nivelurile globale de zgomot măsurate

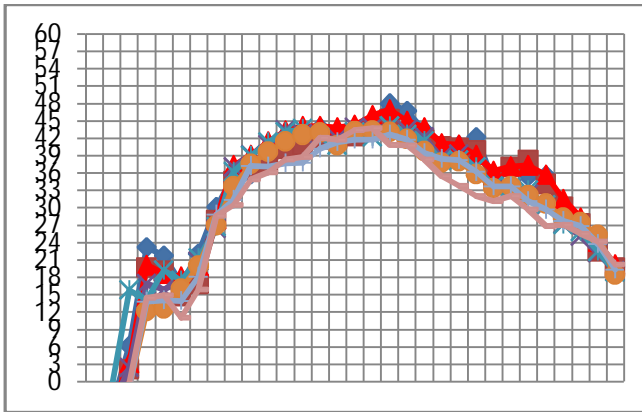


Fig. 6.11 – Analiza în frecvență a zgomotului la regimul de „răcire” în cele 8 puncte

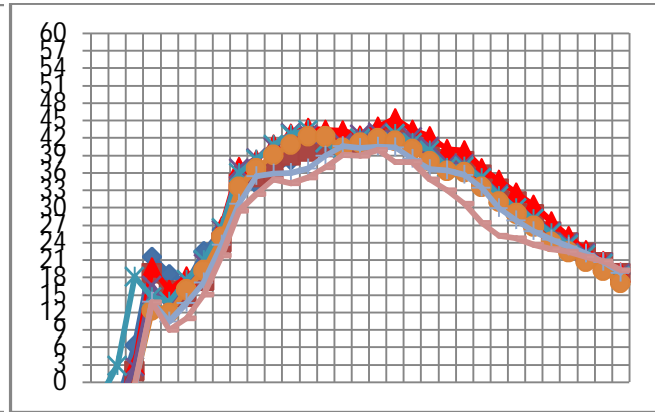


Fig. 6.12 – Analiza în frecvență a zgomotului la regimul de „încălzire” în cele 8 puncte

Una dintre țintele principale ale analizei acustice realizate în camera anecoică a fost studiul directivității zgomotului în diversele regimuri de funcționare. În figurile 6.15 sunt prezentate rezultatele grafice obținute, odată încluzând zgomotul de fond și regimul de ventilație, iar a doua oară doar cele 3 regimuri semnificative (răcire, încălzire, deumidificare).

În condițiile în care la ventilație unitatea exterioră nu funcționează iar singura sursă activă de zgomot rămâne split-ul interior, compararea rezultatelor din acest caz cu zgomotul de fond scoate în evidență influența zgomotului aerodinamic emis de split asupra valorilor măsurate pe unitatea exterioră. Informațiile astfel obținute arată o directivitate aproximativ identică, cu valorile măsurate extrem de apropiate. Toate aceste elemente conduc la concluzia că influența zgomotului emis de split în camera anecoică asupra unității exterioare este minimă și neglijabilă în interpretarea ulterioară a datelor înregistrate. În condiții obișnuite de utilizare, problematica transmisibilității atât la vibrații cât și la zgomot este mult mai complexă și are rareori rezultatul aproape ideal obținut de mine în acest caz.

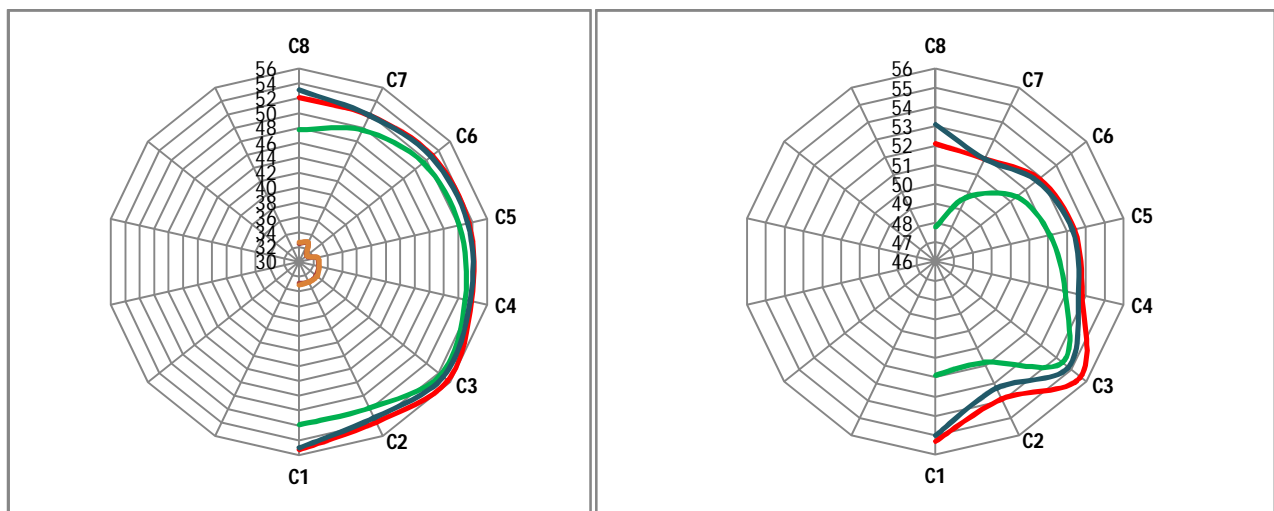


Fig. 6.15 – Directivitatea zgomotului la regimuri diferite de funcționare

### 6.5.2. Rezultatele determinărilor de vibrații

Din punct de vedere al vibrațiilor, au fost realizate în paralel cu determinările de zgomot tot 5 seturi de măsurători, înregistrându-se semnale pe toate cele 3 direcții: verticală, longitudinală și transversală. În figurile 6.17 – 6.22 sunt prezentate analizele vibrațiilor pe întreg spectrul de frecvență în regimurile de funcționare „răcire”, „încălzire” și „deumidificare”.

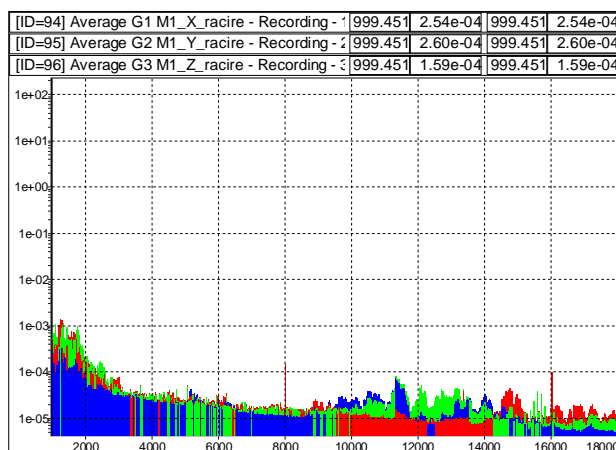
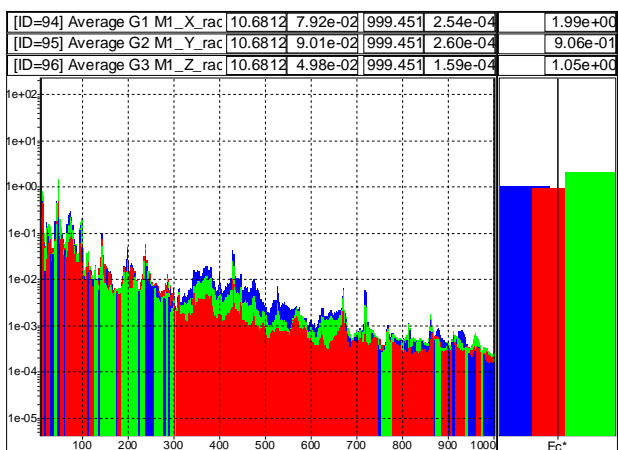


Fig. 6.17 - 6.18 – Analiza vibrațiilor la regimul de funcționare „răcire” (domeniul de frecvențe 10 – 1000 Hz, respectiv 1000 Hz – 18000 Hz) [mm/s]

## 6.6.IMPLEMENTAREA SOLUȚIILOR PROPRII PRIVIND REDUCEREA ZGOMOTULUI ȘI VIBRAȚIILOR LA INSTALAȚIILE STUDIAȚE

Am avut astfel în vedere izolarea elementelor active față de structura de bază a instalației prin utilizarea de garnituri, burete sau tălpi de cauciuc precum și îmbunătățirea suprafețelor interioare de contact cu folii perforate din materiale flexibile. Materialele utilizate pe instalațiile studiate au fost: folie „burete – cauciuc” cu perforații circulare dispuse simetric (grosime 5 mm) și burete izolator vibro-acustic (grosime 20 mm). Asamblarea carcasei unității exterioare a fost de asemenea îmbunătățită prin atașarea la șuruburile de prindere a unor garnituri cauciucate.

În figurile 6.23 – 6.26 sunt prezentate câteva din implementările efective ale soluțiilor mai sus aminte pe unitatea exterioară a instalației din standul realizat în camera anecoică.

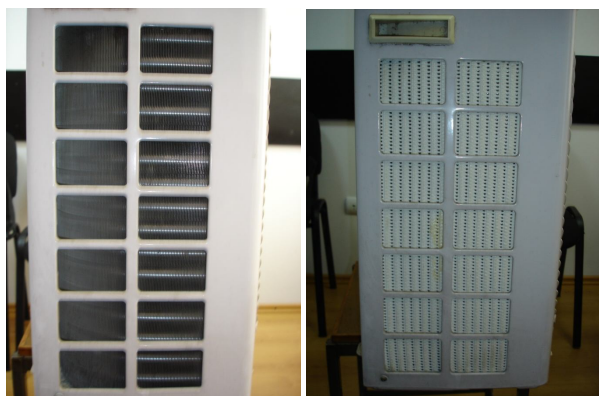


Fig. 6.23 – Implementarea foliei „burete – cauciuc” cu perforații circulare dispuse simetric pe peretele lateral al carcasei unității exterioare



Fig. 6.24 – Implementarea buretelui izolator vibro-acustic pe partea superioară a carcasei

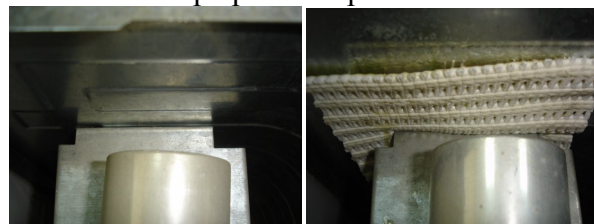


Fig. 6.26 – Izolarea unor elemente active de structura de bază a instalației

## 6.7.REZULTATELE NUMERICE ȘI GRAFICE ALE DETERMINĂRILOR REALIZATE CU INSTALAȚIA MODIFICĂȚĂ

### 6.6.1. Rezultatele determinărilor de zgomot

Odată implementate soluțiile proprii și originale de reducere a nivelelor vibro-acustice la echipamentul analizat, am trecut la verificarea eficienței acestora păstrând condițiile inițiale de funcționare, montaj și ambientale. Astfel, pentru problematica zgomotului am realizat aceleași 5

seturi de măsurători corespunzătoare zgomotului de fond din camera anecoică și fiecărui regim de funcționare al aparatului în parte dar cu instalația modificată de această dată.

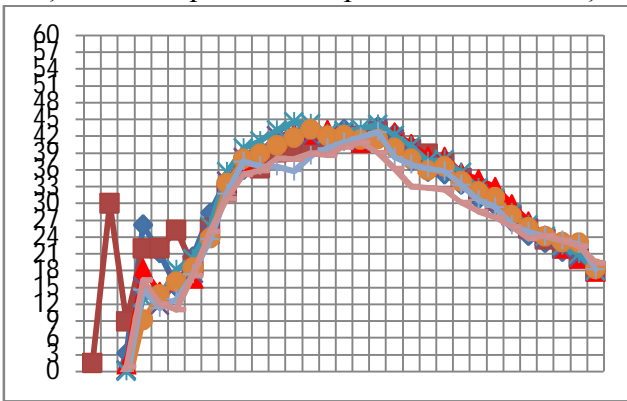


Fig. 6.29 – Analiza în frecvență pe instalația modificată a zgomotului la regimul de funcționare modificată a zgomotului la regimul de funcționare „răcire” în cele 8 puncte

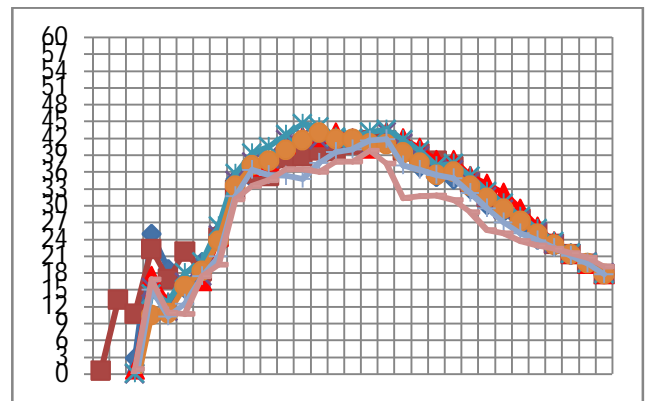


Fig. 6.30 – Analiza în frecvență pe instalația modificată a zgomotului la regimul de funcționare modificată a zgomotului la regimul de funcționare „încălzire” în cele 8 puncte

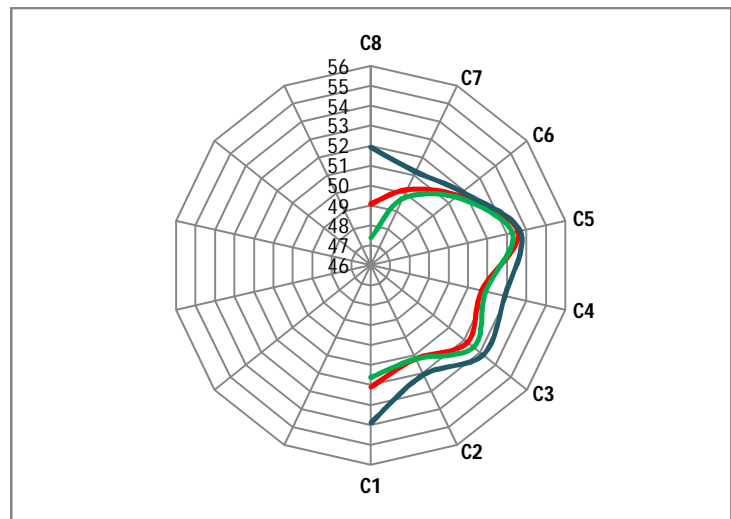
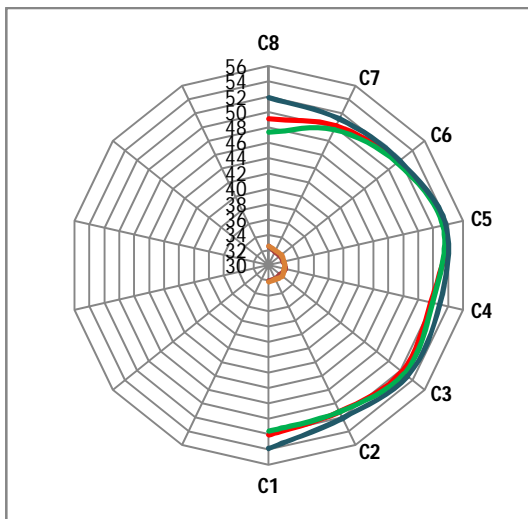


Fig. 6.33 – Directivitatea zgomotului la regimuri diferite de funcționare pe instalația modificată

### 6.6.2. Rezultatele determinărilor de vibrații

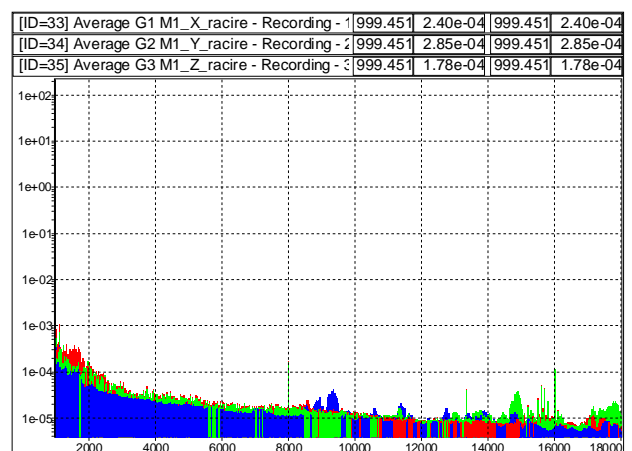
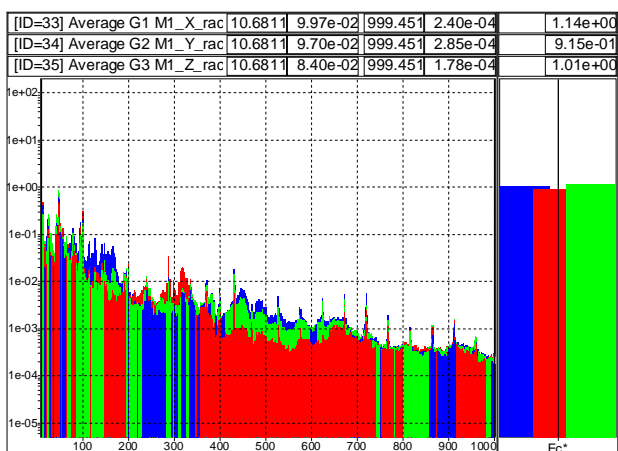


Fig. 6.35 - 6.36 – Analiza vibrațiilor pe instalația modificată la regimul de funcționare „răcire” (domeniul de frecvențe 10 – 1000 Hz, respectiv 1000 Hz – 18000 Hz) [mm/s]

## 7. CONCLUZII FINALE. SINTEZA CONTRIBUȚILOR ORIGINALE.

### 7.1. CONSIDERAȚII ȘI CONCLUZII FINALE

În urma primelor determinări experimentale realizate pe standul amenajat în camera anecoică și a interpretărilor ulterioare a datelor înregistrate, au rezultat o serie de concluzii legate de modul de producere al zgomotului și vibrațiilor la principală sursă din echipamentele de ventilație și condiționare a aerului casnice și anume unitatea externă. Astfel, s-au putut constata următoarele:

- Din figura 6.9 ce prezintă nivelele globale de zgomot măsurate la toate regimurile în cele 8 puncte alese, se remarcă cele mai ridicate valori la regimul de funcționare „răcire”. Regimul de „deumidificare” prezintă și el valori apropiate cu unele depășiri chiar pe direcția de înregistrare C8.
- Pe regimul de funcționare cel mai problematic („răcirea”) valoarea cea mai ridicată apare în punctul C3. Analizând diagrama directivității zgomotului la regimuri diferite de funcționare realizată în figura 6.15 se observă că direcția punctului de măsură C3 prezintă valori de vârf pe toate cele 3 moduri semnificative de funcționare (răcire, încălzire, deumidificare).
- Direcția punctul C3 corespunde zonei „dreapta” a unității exterioare în care este situat ventilatorul echipamentului. Acesta evacuează în exteriorul carcasei aerul ce asigură răcirea tubulaturii radiatorului existent în unitatea externă.
- La regimul de ventilație, unitatea externă nu funcționează iar valorile înregistrate sunt apropiate de cele de la zgomotul de fond. Micile diferențe existente și în diagrama directivității apar de la influența pe care o manifestă zgomotul produs de splitul interior asupra valorilor înregistrate la unitatea externă. Transmisibilitatea are în acest caz o influență minimă deoarece standul este situat într-o cameră anecoică, transmisibilitatea vibrațiilor produse de unitatea exterioară este controlată iar sursele de zgomot „split interior” – „unitate exterioară” sunt separate de peretele construit special pentru o cât mai bună izolare fonică și vibratorie.
- În analizele zgomotului în frecvență realizate pentru fiecare regim în parte (figurile 6.10 – 6.14) se constată corelații bune între cele 8 puncte de măsură alese. În regimurile de funcționare răcire, încălzire și deumidificare se observă valori ridicate în spectru începând cu 100 Hz și continuând până la 15kHz. Vârfurile înregistrate corespund frecvenței de 1000 Hz.
- Pentru punctul identificat ca fiind cel mai defavorabil (C3) am realizat în figura 6.16 analiza zgomotului la regimuri diferite de funcționare [dBA]. Constatăm din nou aceleași vârfuri corespunzătoare frecvenței de 1kHz în toate regimurile de funcționare precum și un vârf secundar propriu doar regimului de răcire și situat undeva în jurul frecvenței de 5-6 kHz.
- Analizând spectral figura 6.16, se evidențiază frecvențele centrale începând de la 5 kHz până la 16 kHz.
- Din punct de vedere al vibrațiilor, valorile înregistrate pe cele 3 direcții prezintă un maxim la regimul de funcționare răcire. Acestea coincid cu vibrațiile carcasei sesizate fizic în timpul determinărilor și apărute probabil datorită contactului direct din aceasta și unele componente ale unității exterioare.
- Analizând spectrul de frecvență al vibrațiilor pe regimul răcire (6.17 – 6.18) se constată următoarele valori ale nivelelor globale pe domeniul 10 Hz – 1000 Hz: 1,9 mm/s pe direcția X, 0,9 mm/s pe direcția Y și 1 mm/s pe direcția Z.
- Valoarea cea mai mare de pe direcția X se datorează poziționării în acea parte a carcasei a compresorului. El este fixat de carcasă în poziție verticală, ceea ce face ca vibrațiile semnificative introduse de acesta să apară exact pe direcția X considerată de autor.
- În figurile 6.18, 6.20 și 6.22 se observă de asemenea vibrații la frecvențe înalte între 6 kHz și 16 kHz. Aceste componente chiar dacă vibrează cu amplitudini mici în sistem, se transmit direct în carcasa unității construită dintr-o tablă subțire ce facilitează generarea zgomotului în regimurile de răcire, încălzire și deumidificare.
- În timpul determinărilor s-au constatat vibrații semnificative la pornirea compresorului, dar

durata scurtă a procesului a făcut imposibilă analiza sa experimentală.

➤ Efectele uzurii ce apare în timp la funcționarea acestor echipamente trebuie avută în vedere în momentul implementării soluțiilor propuse. S-a constatat în timp o creștere evidentă a disconfortului produs de aceste instalații, iar una dintre cauze a fost identificată și în cadrul prezentelor cercetări: odată cu uzura, elementele rotative și nu numai aflate în componența unității exterioare suferă deplasări, intră în contact direct cu carcasa, iar tabla subțire din care aceasta este realizată de cele mai multe ori produce o creștere semnificativă a valorilor de zgomot și vibrații înregistrate.

Corelând informațiile obținute în regim normal de funcționare cu cele din camera anecoică, am finalizat studiul experimental al tezei de doctorat cu identificarea, implementarea și verificarea câtorva soluții proprii originale de reducere a nivelelor de zgomot și vibrații înregistrate pe echipamentele studiate.

Odată cu refacerea măsurătorilor experimentale pe instalația modificată și reînaltată în camera anecoică, am putut evalua eficiența soluțiilor alese și de asemenea am enunțat câteva concluzii finale ale studiului experimental al tezei de doctorat. Astfel, din rezultatele obținute constatăm că:

➤ Comparând valorile din figurile 6.9, respectiv 6.27, ce prezintă nivelurile globale de zgomot măsurate la toate regimurile în cele 8 puncte alese, se remarcă pe cele 3 regimuri semnificative de funcționare reduceri cuprinse în intervalul 1 ÷ 5 dB.

➤ Pentru evidențierea reducerilor obținute prin implementarea soluțiilor proprii și originale, în figurile 6.41 – 6.43 am realizat o comparație a directivității zgomotului înainte și după implementare pentru fiecare din cele 3 regimuri semnificative de funcționare (răcire, încălzire și deumidificare).

➤ În noile condiții, regimul cel mai defavorabil devine cel de deumidificare; pentru cel de răcire reducerile obținute sunt cele mai semnificative și sunt cuprinse în intervalul 2 ÷ 4 dB.

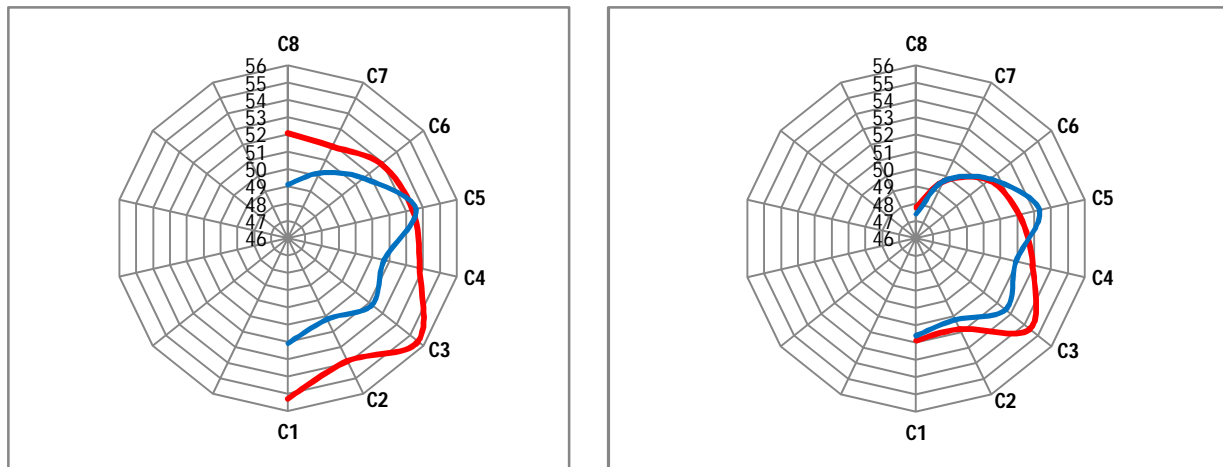


Fig. 6.41 - 6.42 – Comparație între directivitatea zgomotului la regimurile de funcționare „răcire” și „încălzire” înainte și după implementarea soluțiilor de reducere vibro-acustică

➤ În analizele zgomotului în frecvență realizate pentru fiecare regim în parte (figurile 6.28 – 6.32) se constată corelații bune între cele 8 puncte de măsură alese cu o singură excepție: punctul de măsurare C2, în zona de joasă frecvență 10 ÷ 80 Hz pe fiecare din cele 3 regimuri semnificative de funcționare.

➤ Pentru punctul C3 stabilit inițial ca fiind cel mai critic, se observă o scădere a nivelului de zgomot de 4 dB la regimul de răcire și de 2 dB la regimurile de încălzire și deumidificare. Pentru a înțelege mai bine cum s-a realizat această reducere, în figurile 6.44 – 6.46 am comparat nivelele de zgomot pe întreg spectrul de frecvență înainte și după implementarea soluțiilor propuse.

- Diferența între valorile inițiale și cele obținute după implementarea soluțiilor propuse sunt evidențiate pe întreg spectrul de frecvență, indiferent de regimul de funcționare a echipamentului.
- Analizând comparațiile directivității zgomotului pe toate regimurile de funcționare ale instalației se observă reduceri în aproape toate punctele considerate, cu o singură excepție C5. Pe direcția aferentă acestui punct se înregistrează mici creșteri ale nivelelor de zgomot cuprinse în intervalul 0,2 dB (regimul de funcționare „răcire”) și 1 dB (regimul de funcționare „încălzire”).
- Pentru justificarea creșterii înregistrate pe direcția punctului de măsurare C5 am realizat în figurile 6.47 - 6.49 o comparație a nivelelor de zgomot măsurate înainte și după implementarea soluțiilor de reducere vibro-acustică pe întreg spectrul de frecvență. Se constată că mărirea nivelului global își are cauza în zona de frecvență 300 ÷ 1000 Hz indiferent de regimul de funcționare.

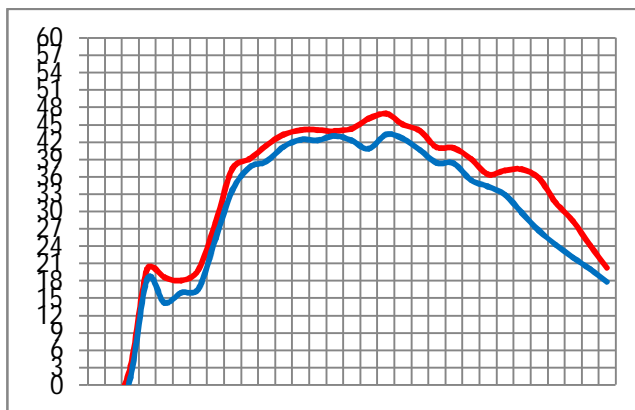


Fig. 6.44 – Comparație între nivelul de zgomot la regimul de funcționare „răcire” înainte și după implementarea soluțiilor de reducere vibro-acustică

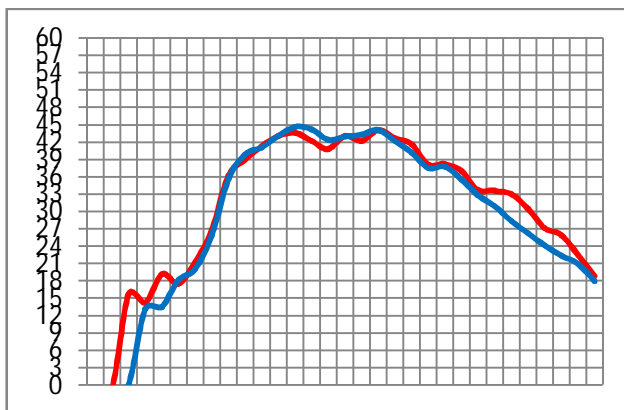


Fig. 6.47 – Comparație între nivelul de zgomot la regimul de funcționare „răcire” înainte și după implementarea soluțiilor de reducere vibro-acustică

- Din punct de vedere al vibrațiilor, valorile înregistrate pe cele 3 direcții după implementarea soluțiilor propuse prezintă un maxim la regimurile de funcționare răcire și deumidificare. Astfel, la regimul „răcire” se constată noile valori ale nivelelor globale pe domeniul 10 Hz – 1000 Hz 1,14 mm/s pe direcția X, 0,9 mm/s pe direcția Y și 1,01 mm/s pe direcția Z, respectiv la regimul „deumidificare” 1,22 mm/s pe direcția X, 0,9 mm/s pe direcția Y și 1,03 mm/s pe direcția.
- Comparând valorile înregistrate cu cele existente inițial se constată o reducere semnificativă pe întreg spectrul de frecvență, cu un plus în zona de înaltă frecvență. Izolarea vibratorie a carcasei a condus la diminuarea frecvențelor înalte ce au un impact major asupra receptorilor umani.
- Analizând spectrele de frecvență realizate înainte și după implementare, se constată o aplatizare a acestora pe toate regimurile de funcționare.
- Comparând nivelele globale pe cele 3 direcții X, Y, Z la fiecare din regimurile semnificative de funcționare se observă reduceri cuprinse în intervalul 0,2 ÷ 1,4 mm/s.
- Se constată în domeniul de frecvențe 10 – 1000 Hz că nivelele globale de vibrații înregistrează cele mai semnificative scăderi pe direcția X. Acest fapt se datorează izolării elementelor de prindere cu material vibroabsorbant, aspect ce a diminuat semnificativ transmiterea vibrațiilor în structura carcasei. Așa cum am precizat anterior, compresorul este fixat în carcasă în poziție verticală, vibrațiile induse de acesta fiind radiale. Această direcție radială compresorului coincide cu direcția X considerată de autor, astfel justificându-se valorile mari inițiale ale vibrațiilor pe această direcție. Având toate aceste informații, am implementat soluțiile adecvate și în acest fel am obținut reduceri preponderent pe direcția X.

## 7.2. ASPECTE ORIGINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Pe lângă volumul informațional semnificativ și complet în ansamblu, abordarea temei tezei



de doctorat se evidențiază printr-o serie de aspecte originale și contribuții personale. Dintre acestea e momentul să amintesc aici:

- realizarea unui studiu experimental complet ce a pornit de la măsurarea nivelelor de zgomot și vibrații ale instalațiilor analizate, a continuat cu identificarea surselor vibro-acustice principale din componența respectivelor echipamente și s-a finalizat cu găsirea și implementarea unor soluții proprii și originale de reducere a respectivelor valori vibro-acustice.
- realizarea unui stand experimental propriu în camera anecoică din Laboratorul de Acustică și Vibrații a Catedrei de Mecanică din Universitatea Politehnică din București, aspect neregăsit în literatura de specialitate avută la dispoziție de autor.
- separarea surselor „split interior” – „unitate exterioră” în camera anecoică prin construirea unui perete separator ce păstrează condițiile obișnuite de funcționare a unei astfel de instalații.
- studiul directivității zgomotului la unitatea externă a echipamentului în camera anecoică.
- analiza vibro-acustică în frecvență a unității exterioare montată în stand-ul experimental din camera anecoică pentru diferite regimuri de funcționare.
- evaluarea influenței zgomotului aerodinamic în nivelele de zgomot atât la unitatea exterioară cât și la cea interioară utilizând standul din camera anecoică.
- propunerea unor soluții proprii și originale de reducere a nivelelor de zgomot și vibrații la unitatea externă a instalației.
- verificarea soluțiilor originale propuse după implementarea propriu-zisă pe echipamentul studiat.

### **7.3. VALORIFICAREA REZULTATELOR ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE**

Studiile și cercetările mele au fost valorificate până în prezent prin elaborarea unui număr de 20 de lucrări științifice în domeniul tematicii tezei de doctorat ca unic autor sau coautor. Acestea au fost concretizate prin comunicări ținute la sesiuni științifice ale unor institute de învățământ superior, la manifestări științifice naționale sau naționale cu participare internațională, precum și prin publicare în reviste de strictă specialitate ori în proceedings-urile unor manifestări internaționale.

Dintre toate acestea aș aminti aici în mod special cele 2 lucrări publicate în „Scientific Bulletin University Politehnica of Bucharest - Series D Mechanical Engineering”: „Contributions to the study of the passing through the resonance of the linear systems having a finite number of degrees of freedom”[46] și „Experimental researches on correlation source-noise level generated at ventilating and air conditioning installations” [50].

Pentru viitor, rezultatele obținute în urma implementării soluțiilor proprii originale pe instalația studiată încurajează folosirea acestora de către producători datorită costurilor reduse și a eficienței semnificative. De asemenea, datele numerice și grafice obținute atât în funcționarea în condiții obișnuite cât și în camera anecoică pot sta la baza unor studii și soluții viitoare legate de problematica analizată.

Lucrarea de doctorat are evident un final, dar ea lasă deschise câteva direcții viitoare de cercetare extrem de importante:

- extinderea soluțiilor de reducere a nivelelor de zgomot și vibrații și în zona de joasă frecvență;
- diversificarea soluțiilor originale de reducere a nivelelor vibro-acustice și verificarea lor prin implementarea pe stand-ul experimental din camera anecoică (o soluție posibilă o reprezintă utilizarea unui absorbitor dinamic dedicat instalației respective);
- reducerea zgomotului aerodinamic produs atât de „splitul interior” cât și de „unitatea externă”;
- verificarea fiabilității în timp a soluțiilor propuse prin funcționarea instalației modificate în condiții normale de temperatură, umiditate etc.
- dezvoltarea studiului experimental pe instalațiile industriale prevăzute cu sisteme de distribuție și evacuare a aerului.

## 8. BIBLIOGRAFIA SELECTIVĂ

4. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), „ASHRAE Handbook. HVAC Applications.”, Atlanta, GA, 1991.
7. ASHRAE, „HVAC Applications Handbook”, 2005.
11. Barron Randall, „Industrial Noise Control and Acoustics”, Louisiana Tech University Ruston, Louisiana, U.S.A., 2001.
12. Berabek, L.L. and Ver, I.L. 1992. Noise and Vibration Control Engineering, p.546. John Wiley and Sons, New York.
13. Boiangiu Mihai, Alecu Aurel, Suport curs Master - Zgomotul rulmenților, Master Controlul Zgomotelor și Vibrațiilor, Catedra de Mecanică, U.P.B., 2006.
14. Bratu Polidor, „Vibrațiile sistemelor elastice”, editura Tehnică, București, 2000.
15. Bratu Polidor, „Acustica interioară pentru construcții de mașini”, editura Impuls, 2002.
16. Bratu Polidor, „Nivelul de performanță al sistemelor antivibrațiilor pentru echipamentele de ventilare-condiționare din dotarea clădirilor publice”, Conferință de Dinamica Mașinilor, Universitatea “Transilvania” Brașov, 26 – 28 mai, 2005.
17. Bratu Polidor, „Mecanică teoretică”, editura Impuls, 2006.
20. Cremer L., Muller H.A., Schultz T.J., „Principles and applications of room acoustics”, Applied Science Publishers, New York, 1992.
21. Crocker Malcolm J., „Handbook of Acoustics”, Auburn University, 1998.
22. Cummings A., „Acoustic noise transmission through the walls of air-conditioning ducts. Final Report”, Departament of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Missouri, 1983.
23. Cummings A., „Acoustic noise transmission through duct walls”, ASHRAE 1985.
26. Enescu N., Magheți I., Sârbu M.A., „Acustică Tehnică”, Editura ICPE, 1998.
27. Enescu N., Frățilă M., „Mecanică”, Lito U.P.B., 1993.
34. Himmel, P.E., JEAcoustics Engineered Vibration Acoustic&Noise Solutions, „Improvement of through-wall air conditioner transmission loss”, Fan Noise 2003.
35. Hotărârea 321/2005 – Hotărârea privind evaluarea și gestionarea zgomotului ambiental. Hotărâri ale Guvernului României.
36. **Ion Cătălin**, Ion E.E., Magheți I., „Contributions to the experimental researches on the noise levels of some home appliances”, Zilele Academice Timișene VIII-th Symposium Acustica și Vibrațiile Structurilor Mecanice, pag. 89-96, Timișoara, mai 2005, ISBN 973-625-238-8.
37. **Ion Cătălin**, ș.a., „Experimental studies on some aspects regarding noise and vibrations levels of electrical household appliances parts”, The Ninth IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms (SYROM 2005), vol II, pag. 511-516, București, septembrie 2005, ISBN 973-718-289-8.
38. **Ion Cătălin**, ș.a., „Contributions to the study of the vibrations of rotating shafts”, Al II-lea Simpozion Internațional de Mecanică Teoretică și Aplicată “Dimitrie Mangeron”, Tomul LI (LIV), Section 1 Machine Manufacturing, Mechanics of vibrations, pag. 65-72, Iași, octombrie 2005.
39. **Ion Cătălin**, ș.a., „Studies concerning physical and mathematical modeling of specific phenomena for some vibratory machines”, Al II-lea Simpozion Internațional de Mecanică Teoretică și Aplicată “Dimitrie Mangeron”, Tomul LI (LIV), Section 1 Machine Manufacturing, Mechanics of vibrations, pag. 57-64, Iași, octombrie 2005.
40. **Ion Cătălin**, „Stadiul cercetărilor și realizărilor din domeniul atenuatoarelor acustice”, referatul nr.1 al tezei de doctorat, U.P.B., București, 2006.
41. **Ion Cătălin**, „Modelarea atenuatoarelor acustice pentru mașini și aparate electrice”, referatul nr.2 al tezei de doctorat, U.P.B., București, 2006.
42. **Ion Cătălin**, ș.a., „Experimental researches regarding the levels of noise inside the halls of metallic processing”, Lucrări Științifice cu tema: Zgomotul – o problemă majoră în mediul urban și rural în România, INMA, pag. 106-113, București, februarie 2007, ISSN 1583-1019.

43. Pană, Ionel, **Ion Cătălin**, „Modelarea fenomenelor vibratorii la sistemele de tip arbore-tambur”, Sesiunea de comunicări științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2007, Universitatea Tehnică de Construcții București, pag. 196-203, MATRIX ROM București, martie 2007, ISSN 1842-8045.
44. **Ion Cătălin**, ș.a., „Studiu experimental privind propagarea vibrațiilor în zonele locuibile din vecinătatea unei hale de prelucrări metalice”, Sesiunea de comunicări științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2007, Universitatea Tehnică de Construcții București, pag. 109-117, MATRIX ROM București, martie 2007, ISSN 1842-8045.
45. **Ion Cătălin**, ș.a., „Experimental analysis about correlation of acoustical and vibrating phenomena in some industrial fields”, Proceedings of the IX-th Symposium, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures AVMS-2007, pag. 77-84, Editura Politehnica, Timișoara, 24-25 mai 2007, ISSN 1843-0902.
46. **Ion Cătălin**, ș.a., „Contributions to the study of the passing through the resonance of the linear systems having a finite number of degrees of freedom”, Scientific Bulletin University Politehnica of Bucharest, Series D Mechanical Engineering, Volume 69, Number 1, 2007, ISSN 1454-2358.
47. **Ion Cătălin**, Pană Ionel, „Studiul rotorului dezechilibrat”, Sesiunea de comunicări științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2008, Universitatea Tehnică de Construcții București, pag. 108-115, MATRIX ROM București, martie 2008, ISSN 1842-8045.
48. **Ion Cătălin**, „Contribuții privind modelarea fizică și matematică a atenuatoarelor cu destinație specială”, referatul nr.3 al tezei de doctorat, U.P.B., București, 2009.
49. **Ion Cătălin**, „Studiul experimental privind nivelul vibrațiilor la instalațiile de condiționare a aerului”, Sesiunea de comunicări științifice a Catedrei de Mecanică Tehnică și Mecanisme SIMEC 2010 sub egida Academiei de Științe Tehnice din România, Universitatea Tehnică de Construcții București, pag. 43-50, MATRIX ROM București, martie 2010, ISSN 1842-8045.
50. **Ion Cătălin**, „Experimental researches on correlation source-noise level generated at ventilating and air conditioning installations”, Scientific Bulletin University Politehnica of Bucharest, Series D Mechanical Engineering, Volume 72, Number 3, 2010, ISSN 1454-2358.
51. **Ion Cătălin**, „Theoretical aspects on noise sources of ventilating and air conditioning installations”, Proceedings of the XI-th Symposium „Acoustics & Vibration of Mechanical Structures AVMS-2011”, Editura Politehnica, Timișoara, 26-27 mai 2011, ISSN 1843-0902.
52. Iudin E. Ia., „Izolarea împotriva zgomotelor”, traducere din limba rusă, Editura Tehnică, București, 1968.
53. Jeric Kristina M., „An Experimental Evaluation of the Application of Smart Damping Materials for Reducing Structural Noise and Vibrations - Transmission Loss Tests”, Master of Science In Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1999.
58. Magheți Ioan, Savu Mariana, „Vibrații mecanice. Teorie și practică”, editura Bren, București, 2004.
59. Magheți I., **Ion Cătălin**, Enescu N., „Acoustic modelling of a muffler using acoustic-electric analogy”, Proceedings of the Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics, Editura Academiei Române, pag. 109-112, București, mai 2005, ISBN (10) 973-27-1353-4, ISBN (13) 978-973-27-1353-2 .
60. Magheti Ioan, **Ion Cătălin**, Savu Mariana, Ionescu L., „Measurement of the acoustic impedance and the absorption constant using correlation techniques”, Proceedings of the Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics and Homagial Session of the Commission of Acoustics XVIIIth SISOM 2007, pag 210 – 213, Mediamira, București, mai 2007.
61. Magheți Ioan, Hossu Luminița, **Ion Cătălin**, „The active noise control”, Research Trends in Mechanics vol.3, Ed. Academiei Române, pag. 200 – 227, 2009.
62. Morega Mihaela, Machedon Alina, „Mașini electrice”, Editura MATRIX ROM, 2000.
63. National Enviromental Balancing Bureau „Zgomot și vibrații. Proiectare și analize”, 1994.

67. Pană Toma, „Absorbitori dinamici de vibrații”, editura Tehnică, București 1984.
68. Pandrea Nicolae, „Elemente de mecanica solidului în coordonate plückeriene”, Editura Academiei Române, București, 2000.
69. Pandrea Nicolae, Stănescu N., „Mecanica”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2002.
70. Pandrea Nicolae, ș.a., „Sisteme dinamice. Teorie și aplicații”, editura Academiei Române, 2007.
71. Parker, Danny S., Sonne, Jeffrey K., Sherwin, John R., „Flexible Roofing Facility: 2004 Summer Test Results”, Florida Solar Energy Center.
72. Predoi M.V., Craifaleanu Andrei, David Mihaela, **Ion Cătălin**, Petre C.C., „New techniques used for structural life time estimation using probabilistic techniques”, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Volume III, number 2, pag 59 – 63, 2006, ISSN 1584-7284.
74. Reynolds D.D., „Sound transmission through mechanical equipment room walls, floor or ceiling”, ASHRAE Transactions, 1989.
75. Reynolds Douglas, Bledsoe Jeffrey, „Algorithms for HVAC Acoustics”, Refrigeration and Air Conditioning Enginn American Societz of Heating, 1991.
76. Reynolds D.D., W.P. Zeng, „New relationship between sound power level and sound pressure level in rooms”, Ventilation & Acoustic Systems Technology Laboratory, University of Nevada, Las Vegas, 1994.
77. Reynolds D.D., Bledsoe J.M., „Sound attenuation of unlined and acoustically lined rectangular ducts”, ASHRAE Transactions 1995.
78. Reynolds Douglas, „Engineering Principles of Acoustics Noise and Vibration Control”, edition Hardcover, publisher by Allyn & Bacon Incorporated, 2000.
79. Savu Mariana, **Ion Cătălin**, Ionescu L., „Use of reciprocity method in noise control”, Conferința Internațională - Acustică. Vibrații. Acțiuni seismice - Resița, Universitatea "Eftimie Murgu", 21 - 24 octombrie 2009.
80. Schaffer Mark E., traducere „Ghid practic pentru Controlul zgomotului și vibrațiilor în sistemele HVAC”, Societatea Americană de Căldură, Refrigerare și Ingineria Aerului Condiționat, Inc. Atlanta.
81. Schultz T.J., „Relationship between sound power level and sound pressure level in dwellings and offices”, ASHRAE Transactions 1985.
82. Schultz T.J., „Community Noise Rating”, Elsevier, New York, 1992.
85. Stan A., Negrea A., „Acustica mediului înconjurător”, editura PRINTECH, 2002.
86. Stan M., „Acustica instalațiilor din clădiri”, editura Fundației România de Măine, 2004.
87. Stan M., „Acustica pentru arhitecți”, editura Fundației România de Măine, 2007.
88. STAS 6156 – 86 “Acustica în construcții. Protecția împotriva zgomotului în construcții civile și social-culturale. Limite admisibile și parametri de izolare acustică”.
89. STAS 10009 – 88 „Acustica în construcții. Acustica urbană. Limite admisibile ale nivelului de zgomot”.
90. STAS 9783 / 0 – 84 „Acustica în construcții. Parametrii pentru proiectarea și verificarea acustică a sălilor de audiție publică”.
91. Voinea R., „Mecanică teoretică”, Tip. Înv., București, 1955-1956.
93. Warnock A., „Sound pressure level vs Distance from sources in rooms”, ASHRAE Transactions 1998.
98. Web address: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/208792>
99. Web address: <http://www.gras.dk/00012/00045/00092/00093/>
100. Web address: <http://www.gras.dk/00012/00013/00028/00040/>
101. Web address: <http://www.gras.dk/00012/00057/00151/00154/>
102. [http://www.pcb.com/spec\\_sheet.asp?model=352C03&item\\_id=9040](http://www.pcb.com/spec_sheet.asp?model=352C03&item_id=9040)
103. Web address: <http://www.gracey.com/descriptions/bk-4294-d1.htm>