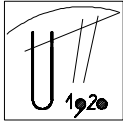
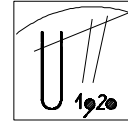


UNIVERSITATEA “POLITEHNICA”



DIN TIMIȘOARA,
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE MECANICĂ ȘI
VIBRAȚII



TEZA DE DOCTORAT

ING. FÂNTÂNĂ NICOLAE EUGEN

**CONTRIBUȚII PRIVIND ANALIZA ȘI REDUCEREA
ZGOMOTELOR ȘI VIBRAȚIILOR PRODUSE DE
MOTOARELE AUTOVEHICULELOR**

CONDUCĂTORI ȘTIINȚIFICI:

PROF. UNIV. DR. ING. BRÎNDEU LIVIU †

PROF. UNIV. DR. ING. CIOARĂ TITUS †

PROF. UNIV. DR. ING. BERETEU LIVIU

2011

CONTRIBUȚII PRIVIND ANALIZA ȘI REDUCEREA ZGOMOTELOR ȘI VIBRAȚIILOR PRODUSE DE MOTOARELE AUTOVEHICULELOR

APLICAȚII LA UN MOTOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE DE 1600 cm³
P_{max}=88 [KW] la turația n_p=5400 [rot/min] ce echipaaza autoturismul
ALFA ROMEO 147 1.6I TWIN SPARK

*TEZĂ DESTINATĂ OBȚINERII TITLULUI ȘTIINȚIFIC DE DOCTOR LA
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” DIN TIMIȘOARA ÎN DOMENIUL
INGINERIE MECANICĂ
DE CĂTRE*

Ing. Fântână Nicolae Eugen

Conducători științifici:

PROF. DR. ING. LIVIU BRÎNDEU †
PROF. DR. ING. TITUS CIOARĂ †

PROF. DR. ING. LIVIU BERETEU

Referenți științifici:

CONF.DR.ING. TIBERIU VESSELENYI
PROF.DR.FIZ. IOAN BICA
PROF.DR.ING. DRAGANESCU GHEORGHE

susținerea tezei: 08/07/.2011

Timișoara, România, 2011

Cuvânt înainte

Teza de doctorat cu tema, „CONTRIBUȚII PRIVIND ANALIZA ȘI REDUCEREA ZGOMOTELOR ȘI VIBRAȚIILOR PRODUSE DE MOTOARELE AUTOVEHICULELOR”, a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Facultății de Mecanică, catedra de Mecanică și Vibrații, a Universității „Politehnica” din Timișoara.

Lucrarea a pus accentul pe realizarea metodologiei complexe de analiză a zgomotelor și vibrațiilor produse de motoarele cu ardere internă, stabilirea caracteristicilor surselor de vibrații prin modelarea numerică a funcționării, analiza transmiterii sunetelor în incinta motorului.

Am încercat să găsec soluții originale, dar simple și viabile, pentru efectuarea de experimente, începând cu standul experimental.

Utilizarea metodei în identificarea defectelor, propusă în acesta teză de doctorat, reprezintă o nouă abordare a rezolvării problemelor de diagnoză a motoarelor autovehiculelor. Pentru implementarea metodei, se vor face studii mai ample pe diferite tipuri de motoare, ce pot fi obiectul unor viitoare cercetări.

Sper că acest demers va fi util celor care sunt interesați de acest domeniu.

Controlul vibrațiilor este un domeniu cu numeroase aplicații remarcabile.

~~~

*În încheiere, aș dori și pe această cale, să aduc cele mai calde mulțumiri conducătorului științific Prof.dr.ing. Liviu Bereteu, pentru că m-a susținut în finalizarea tezei.*

*Totodată, vreau să-mi exprim recunoștința față de regretații profesori, DR.ING. LIVIU BRÎNDEU cu care am început elaborarea acestei teze și DR.ING.TITUS CIOARĂ, pentru sprijinul substanțial, de un înalt profesionalism, pentru încurajări și interesul constant manifestat în timpul pregătirii mele.*

*De asemenea, mulțumesc distinșilor profesori, colegilor și personalului auxiliar din cadrul Facultății de Inginerie Managerială și Tehnologică din Oradea, în special D-lui Conf.dr.ing. TIBERIU VESSELENYI, care m-au ajutat și susținut pe parcursul activității mele, cu răbdare și altruism și de la care am învățat multe lucruri privitoare la abordarea actuala a vibrațiilor și zgomotelor.*

*Mulțumesc sincer tuturor prietenilor și familiei pentru încrederea și sprijinul moral acordat, pentru ducerea la bun sfârșit a acestei lucrări.*

**Ing. Nicolae Eugen Fântână**

**CUPRINS:**

|                                                                                                                             |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>CAP.1 INTRODUCERE .....</b>                                                                                              | <b>6</b>  |
| <b>CAP.2 STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR IN DOMENIUL ZGOMOTELOR SI VIBRATIILOR.....</b>                                      | <b>9</b>  |
| 2.1. Considerații generale.....                                                                                             | 9         |
| 2.2. Standarde în domeniul caracterizării și măsurării vibrațiilor și zgomotelor.....                                       | 10        |
| 2.3. Direcții de cercetare.....                                                                                             | 12        |
| 2.4. Metode de analiză a fenomenelor vibratorii și acustice.....                                                            | 14        |
| 2.5. Metode experimentale.....                                                                                              | 23        |
| 2.6. Evaluarea subiectivă a zgomotelor și efectul lor asupra șoferului.....                                                 | 24        |
| 2.7. Zgomotele generate de rularea autovehiculelor pe șosea.....                                                            | 24        |
| 2.8. Metode de reducere a zgomotelor.....                                                                                   | 25        |
| 2.9. Aplicații ale metodelor de analiză acustică la cabine de autovehicule.....                                             | 30        |
| <b>CAP.3 STUDII PRIVIND ZGOMOTE SI VIBRATII.....</b>                                                                        | <b>32</b> |
| 3.1. Considerații generale.....                                                                                             | 32        |
| 3.2. Studiul zgomotelor la motoarele cu ardere internă.....                                                                 | 32        |
| 3.3. Metode de reducere a zgomotelor la motoarele cu ardere internă.....                                                    | 35        |
| 3.4. Principii de bază și terminologie.....                                                                                 | 35        |
| 3.5. Metodă complexă de analiză a zgomotelor și vibrațiilor produse de motoarele autovehiculelor .....                      | 47        |
| <b>CAP.4 MODELAREA SI SIMULAREA FUNCTIONARII MOTORULUI SI A TRANSMITERII SUNETELOR.....</b>                                 | <b>49</b> |
| 4.1. Modelarea funcțională a motorului M.A.S. ( $1600 \text{ cm}^3, P_{e_{\max}}=88 \text{ kw}$ la $n_p=5400$ rot/min)..... | 49        |
| 4.1.1. Modelarea funcțională utilizând mediul de programare SimMechanics.....                                               | 50        |
| 4.1.2. Timpii de funcționare ai motorului.....                                                                              | 52        |
| 4.1.3. Modelul termodinamic.....                                                                                            | 53        |
| 4.1.4. Modelul mecanic.....                                                                                                 | 57        |
| 4.1.5. Rezultatele simulării.....                                                                                           | 61        |
| 4.2. Modelarea propagării sunetelor în incinta motorului utilizând metoda elementelor finite.....                           | 70        |
| 4.2.1. Modelarea acustică utilizând mediul de programare COMSOL MultiPhysics..                                              | 70        |
| 4.2.2. Alegerea parametrilor metodei de modelare.....                                                                       | 71        |
| 4.2.2.1. Dezvoltarea modelului cu elemente finite în cazul incintei Motorului.....                                          | 72        |
| 4.2.2.2. Rezultatele simulării în cazul incintei motorului.....                                                             | 76        |
| 4.3. Modelarea cu elemente finite a propagării sunetelor în interiorul cabinei autovehiculului.....                         | 84        |
| 4.3.1. Dezvoltarea modelului cu elemente finite în cazul interiorului cabinei.....                                          | 85        |
| 4.3.2. Rezultatele simulării în cazul interiorului cabinei.....                                                             | 88        |

|                                                                                                            |            |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>CAP.5 REDUCEREA ZGOMOTELOR PRIN UTILIZAREA UNOR MATERIALE FONOABSORBANTE .....</b>                      | <b>94</b>  |
| 5.1. Considerații generale.....                                                                            | 94         |
| 5.2. Caracterizarea materialelor fonoabsorbante.....                                                       | 94         |
| 5.3. Metode de măsurare a proprietăților de fonoabsorbție [BONFIGLIO].....                                 | 97         |
| 5.4. Sistem de determinare a caracteristicilor materialelor fonoabsorbante.....                            | 98         |
| 5.4.1. Descrierea sistemului de măsurare realizat.....                                                     | 98         |
| 5.4.2. Stabilirea caracteristicilor sistemului cu mediu omogen.....                                        | 101        |
| 5.4.3. Stabilirea caracteristicilor sistemului cu mediu absorbant.....                                     | 104        |
| <br>                                                                                                       |            |
| <b>CAP.6 MASURAREA VIBRATIILOR MOTORULUI.....</b>                                                          | <b>110</b> |
| 6.1. Introducere.....                                                                                      | 110        |
| 6.2. Prezentarea sistemului de măsurare și prelucrare a datelor.....                                       | 110        |
| 6.3. Rezultate experimentale.....                                                                          | 112        |
| <br>                                                                                                       |            |
| <b>CAP.7 REALIZAREA UNUI ECHIPAMENT ROBOTIZAT PENTRU MASURAREA SI ANALIZA ZGOMOTELOR .....</b>             | <b>122</b> |
| 7.1. Introducere.....                                                                                      | 122        |
| 7.2. Realizarea echipamentului robotizat pentru măsurarea zgomotelor.....                                  | 123        |
| 7.2.1. Prezentarea echipamentului experimental.....                                                        | 123        |
| 7.3. Analiza rezultatelor măsurărilor.....                                                                 | 128        |
| <br>                                                                                                       |            |
| <b>CAP.8 CONCLUZII GENERALE,CONTRIBUȚII PERSONALE SI POSIBILE DEZVOLTARI VIITOARE .....</b>                | <b>133</b> |
| 8.1 Concluzii generale.....                                                                                | 133        |
| 8.2. Contributii personale.....                                                                            | 137        |
| 8.3 Perspective de dezvoltare a cercetarilor.....                                                          | 138        |
| <br>                                                                                                       |            |
| <b>BIBLIOGRAFIE.....</b>                                                                                   | <b>139</b> |
| <br>                                                                                                       |            |
| <b>ANEXE: .....</b>                                                                                        | <b>157</b> |
| <b>ANEXE 3.1</b> Rezolvarea ecuației diferențiale a sistemelor oscilante cu amortizare..                   | 157        |
| <b>ANEXE 4.1</b> Program pentru trasarea diagramelor rezultate în urma rulării modelului funcțional.....   | 159        |
| <b>ANEXE 4.2</b> Programul de modelare cu elemente finite a propagării sunetelor în incinta motorului..... | 161        |
| <b>ANEXE 5.1</b> Programe MATLAB.....                                                                      | 190        |
| <b>ANEXE 5.2</b> Diagrame de variație a nivelului de presiune sonora pentru mediu omogen.....              | 195        |
| <b>ANEXE 5.3</b> Diagrame de variație a nivelului de presiune sonora pentru mediu absorbant.....           | 201        |
| <b>ANEXE 6.1</b> Tabele.....                                                                               | 220        |
| <b>ANEXA 6.1.1.</b> Caracteristicile plăcii de achiziție a datelor National Instruments NI-USB 6251.....   | 220        |

|                                                                                                                                                       |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>ANEXA 6.1.2.</b> Caracteristicile accelerometrului MetraMess KD42.....                                                                             | 220 |
| <b>ANEXA 6.1.3.</b> Caracteristicile convertorului de sarcină MetraMess M32.....                                                                      | 221 |
| <b>ANEXE 6.2</b> Program pentru transferul datelor din fisierul ASCII generat de echipamentul de achiziție de date în fișiere compatibile MATLAB..... | 222 |
| <b>ANEXE 6.3</b> Diagrame.....                                                                                                                        | 228 |
| <b>ANEXE 7.1</b> Programul de comanda al robotului pentru măsurarea zgomotelor.....                                                                   | 231 |
| <b>ANEXE 7.2</b> Lista coordonatelor punctelor caracteristice program robot.....                                                                      | 245 |
| <b>ANEXE 7.3</b> Program de procesare a datelor achiziționate cu ajutorul sistemului robotizat.....                                                   | 246 |

## CAPITOLUL 1

### 1. INTRODUCERE

În cadrul tezei de doctorat autorul are ca obiectiv, dezvoltarea unei metodologii complexe în analiza și reducerea zgomotelor și vibrațiilor produse de motoarele autovehiculelor (Aplicatie : motor M.A.S. de 1600 cm<sup>3</sup>, avind  $P_{e_{max}}=88$  kw la  $n_p=5400$ rot/min).

Actualitatea lucrării este întărită, de pași relativ marșanți care s-au făcut în industria autovehiculelor, în ceea ce privește diminuarea zgomotelor produse de propulsoarele mijloacelor de transport, cu toate că numeroasele lucrări științifice din țară și străinătate care analizează aceste fenomene, demonstrează o preocupare asidua a cercetătorilor.

Analiza evoluției din punctul de vedere al zgomotelor la bordul autovehiculelor, scoate cu surprindere în evidență o stagnare în unele cazuri chiar regres la autovehiculele produse astăzi situație întărită și de studiul următor:

Marca și model, zgomotele din habitacul în dB la 80,78 MPH (aprox 130 km/h).

| An fabricatie | Marca              | dB |
|---------------|--------------------|----|
| 1995          | BMW 728i           | 66 |
| 1995          | BMW 523i           | 66 |
| 2003          | BMW 730i           | 66 |
| 2009          | BMW 330d           | 68 |
| 2009          | Mercedes C350 CGI  | 68 |
| 2009          | Renault Megane dCI | 69 |
| 1996          | Mercedes C280      | 69 |
| 2008          | Mercedes C250 CDI  | 69 |
| 1996          | Citroen XM V6      | 69 |
| 1995          | Audi A6 2,8        | 69 |

|      |                            |    |
|------|----------------------------|----|
| 2006 | Mercedes E220 CDI          | 69 |
| 2006 | BMW 520d                   | 69 |
| 2000 | Ford Mondeo 2.016V         | 69 |
| 2009 | Ford Mondeo 2,5 Titanium S | 70 |
| 2006 | Audi A6 2,7 TDI            | 70 |
| 1996 | Mercedes E230 T            | 71 |
| 2003 | Toyota Camry 2,2           | 71 |
| 2009 | Toyota Auris 2,0 D-4D      | 71 |
| 1995 | Honda Civic 1,5i VTEC-E    | 72 |
| 2009 | Honda Civic 2,2i-CTDi      | 72 |
| 2002 | VW Golf 1,9 TDI            | 72 |
| 2009 | Vw Golf 2,0 TDI            | 72 |
| 2009 | Opel Astra 1,9 CDTi        | 72 |
| 1996 | Opel Astra 1,6 16V         | 73 |
| 2003 | Toyota Corolla Compact 1,4 | 73 |
| 2009 | Porche Carrera             | 73 |
| 1995 | VW Golf Cabrio 1,9 TDI     | 73 |
| 1996 | Ford Mondeo 1,8 GT         | 73 |
| 1995 | VW Golf CL 1,6             | 74 |
| 1995 | Mercedes E230              | 74 |
| 2000 | Toyota Corolla 1,6         | 76 |
| 2009 | Ford Ka                    | 76 |
| 1996 | Renault Megane 2,0 16V     | 76 |



În concluzie în ceea ce privește zgomotele din habitacul autovehiculelor față de firma RR care în prospectul de prezentare al modelelor comercializate specifică, ca poluatorul fonic cel mai pregnant în habitacul autoturismelor produse este bataia ceasului analogic de pe bord, ceilalți producători neglijând aceste aspecte sau chiar dând soluții hilare (introducerea în dotarea autovehiculelor de interfoane) care să permită o comunicare acceptabilă între pasagerii din habitacul autovehicolului.

Comunicatul de presă a firmei VW pentru cel mai nou Golf îl numește "cel mai silențios Volkswagen Golf, dintre cele trei modele produse în 13 ani", caracterizat prin "proprietăți de primă clasă acustice."

Practic, noul Golf oferă o îmbunătățire cu 2 dB în mașină la producția a trei generații de VW Golf în treisprezece ani. Firme cu renume în producția de autovehicule nu au făcut aproape nimic la modelele scoase pe piață din acest punct de vedere. Zgomotele și vibrațiile produse de autovehicule pe lângă disconfort sunt un factor important în siguranța circulației datorită efectelor nocive la expunere îndelungată a conducătorilor de autovehicule. Totodată punerea la punct a metodologiei de analiză și reducerea zgomotelor și vibrațiilor permite dezvoltarea metodei pasive de reducere a zgomotelor în interiorul autovehiculelor respectiv, dezvoltarea diagnosticării motoarelor cu ajutorul zgomotelor atipice produse în funcționare.

Contribuțiile autorului tezei de doctorat sunt sintetizate prin realizarea unei metodologii complexe de analiză ce cuprinde:

- A. Stabilirea caracteristicilor surselor de vibrații prin modelarea numerică a funcționării:
  - vibrațiile blocului motor
  - vibrațiile mecanismului de distribuție
  - vibrațiile zonelor cap cilindru.
- B. Transmiterea sunetelor în incinta motorului analizată prin modelare cu elemente finite:
  - nivelul de zgomot în zona capotei incintei motorului
  - nivelul de zgomot la interfața cu cabina autovehicolului
  - determinarea caracteristicilor de reflexie a undelor sonore a unor configurații geometrice
  - transmiterea sunetelor în cabina motorului
- C. Determinări experimentale:
  - măsurarea vibrațiilor motorului
  - măsurarea robotizată a nivelului de zgomot
  - măsurarea experimentală a caracteristicilor fonoabsorbante a unor materiale

## CAPITOLUL 2

### 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL ZGOMOTELOR ȘI VIBRAȚIILOR.

#### 2.1. Considerații generale.

În Uniunea Europeană aproximativ 40% din populație este expusă zgomotului traficului rutier la un nivel de presiune sonoră depășind 55 dBA în timpul zilei iar 20% din populație la nivele care depășesc 65 dBA. Nivelul de zgomot ridicat poate cauza probleme de sănătate, interferență cu comunicarea, efecte asupra somnului, sistemelor cardiovasculare și psihofiziologice, efecte asupra performanței, productivității, comportamentului social și îndeosebi afectarea auzului. Zgomotul produs de motoarele cu ardere internă reprezintă o parte importantă din zgomotul traficului rutier și de asemenea a zgomotului produs de utilajele industriale și de lucru (compresoare, mașini și echipamente de construcții). Zgomotul și vibrațiile produse de motoare au efecte negative și asupra conducătorilor auto și a operatorilor mașinilor de lucru, pe termen scurt producând efecte de scădere a atenției (puterii de concentrare) iar pe termen lung efectele fiind similare cu cele menționate anterior.

Noul cadru pentru politica zgomotului în Uniunea Europeană se bazează pe responsabilitatea împărțită între instituțiile europene, autoritățile naționale și administrația locală și include, printre altele, măsuri de realizare a unor mașini de lucru și de transport cu zgomot redus.

„Cartea Verde” 1996 a Comisiei Europene urmată de poziția adoptată la Copenhaga în 1998 a condus la un set cuprinzător de măsuri, dintre care unele se referă în mod direct la autovehicule: dezvoltarea legislației comunitare privind sursele de zgomot, cum este cea pentru autovehicule, avioane, materialul rulant și asigurarea unui sprijin financiar diferitelor studii și cercetări de perspectivă în domeniul zgomotului.

Directive referitoare la sursele de zgomot, în domeniul traficului rutier sunt:

1. autovehicule - 70/157/EEC
2. motociclete - 97/24/EC
3. anvelope pentru autovehicule - 2001/43/EC.

Legislația comunitară relevantă în domeniul protecției mediului este „Directiva 2000/14/EC privind emisia de zgomot în mediu a echipamentului utilizat în exterior” Această directivă urmărește reducerea nivelelor de zgomot pentru a proteja sănătatea și bunăstarea cetățenilor, mediul și de asemenea informarea publicului asupra zgomotului emis de echipamente. Scopul directivei este reducerea emisiilor de zgomot pentru toate tipurile de echipament utilizat în exterior la nivelul celor mai buni performeri de pe piață, în două stadii, pentru a permite producătorilor neconformați de a adapta echipamentul la noile valori limită. Directiva prevede și verificarea conformității în ce privește emisiile de zgomot în faza proiectării și producției.

Monitorizarea poluării sonore urbane desfășurată de Institutul de Sănătate Publică din București în strânsă cooperare cu filialele teritoriale a evidențiat o evoluție

ascendentă a nivelelor de zgomot de la valori medii de 50 dBA la începutul anilor 80 la valori medii de 70 dBA în 1999 pentru locuințe din apropierea traficului intens și mediu și de 55-60 dBA pentru locuințele rezidențiale. Ponderea orașelor afectate, unde limitele poluării sonore au crescut continuu, a sporit de la 13% în 1991 la 78% în 1999. Un trend ascendent a valorilor zgomotului s-a înregistrat în toate punctele monitorizate, ceea ce înseamnă o generalizare a poluării sonore în zonele urbane și de asemenea o lipsă a legislației eficiente și a implementării sale în acest domeniu. Nivelele medii anuale ale zgomotului din timpul zilei la limitele locuințelor plasate pe drumurile cu trafic intens depășesc adesea 70 dBA, nivelele maxime fiind înregistrate constant în București și alte mari orașe. În zonele rezidențiale din districtele urbane climatul sonor atinge nivele între 60-70 dBA, care arată o expunere periculoasă la zgomot. Indicatorii psihofiziologici, indicele de deranj „R” și indicele zgomotului traficului au înregistrat un trend ascendent de la valori moderate la valori ridicate de zgomot, ceea ce are un impact negativ asupra populației.

În România poluarea sonoră este o parte importantă a poluării generale și de asemenea o amenințare majoră pentru calitatea mediului comunității împreună cu alți factori poluanți. În cadrul poluării sonore, principalul factor de deranj este traficul rutier. Conform legislației în vigoare, există multe modele posibile cu diferite stadii în procesul de dezvoltare și implementare a unor politici eficiente de management al zgomotului. Printre măsurile eficiente de îmbunătățire a calității și eficienței managementului de zgomot sunt menționate măsurile tehnice, ca de exemplu: reducerea emisiilor prin modificarea serviciului, dezvoltarea de noi tehnologii la motoarele cu ardere internă și reducerea transiterii zgomotelor.

## **2.2. Standarde în domeniul caracterizării și măsurării vibrațiilor și zgomotelor.**

Standardele existente la ora actuală reglementează unele aspecte ale caracterizării și măsurării zgomotelor și vibrațiilor, majoritatea acestora fiind în concordanță cu legislația europeană prezentată în paragraful anterior. Standardele ce se referă la domeniul abordat în cadrul tezei de doctorat pot fi clasificate în cele care reglementează vibrațiile mecanice și cele care reglementează emisiile acustice. În domeniul vibrațiilor mecanice. Efectele vibrațiilor asupra sănătății corpului uman sunt prezentate în SR CR 12349:2000 [SRISO2]. Unele standarde reglementează metodele și echipamentele de măsurarea a vibrațiilor, ca de exemplu SR ISO 5347-0:1999 [SRISO18] în domeniul etalonării traductoarelor și SR ISO 5348:1994 [SRISO19] pentru metode de fixare a accelerometrelor. Standardele specifice care se referă și la autovehicule, în domeniul vibrațiilor, reglementează metodele de prezentare a rezultatelor la măsurarea vibrațiilor SR ISO 8002:1994[SRISO20], descriu metode pentru evaluarea vibrațiilor scaunului de vehicul SR EN 30326-1:2003[SRISO3], sau performanțele motoarelor cu ardere internă cu mișcare alternativă, în ce privește generarea vibrațiilor SR ISO 3046-(5) :2003 [SRISO17].

În domeniul emisiei de zgomote cadrul general este dat de SR ISO 1996-1:1995

[SRISO1], în ce privește caracterizarea și măsurarea zgomotului din mediul înconjurător. Determinarea nivelelor de putere acustică emise de sursele de zgomot se recomandă să fie făcute conform SR EN ISO 3743-1:1997 [SRISO9] pentru metoda comparației în camere de încercare cu pereți duri. Există și alte metode standardizate echivalente, reglementate de standarde care se pot aplica alternativ. Estimarea zgomotului aerian emis de mașini prin măsurarea vibrațiilor este recomandat să se realizeze conform SR ISO/TR 7849:1996 [SRISO16]. Alte standarde fac recomandări pentru echipamentele utilizate la măsurări (ca de exemplu pentru etalonarea în presiune a microfoanelor de lucru etalon prin comparație se recomandă utilizarea metodei prezentate în SR EN 61094-5:2003 [SRISO4].

În ceea ce privește determinarea nivelelor de putere acustică a surselor de zgomot utilizând intensitatea acustică se pot aplica metode de măsurare prin baleiere SR EN ISO 9614-2:2000 [SRISO10] sau metode de măsurare în puncte discrete SR ISO 9614-1:1996 [SRISO15].

Reglementările din domeniile legate de emisiile de zgomot ce implică autovehicule se împart în două categorii mari și anume reglementări în ce privește măsurarea zgomotului și reglementări pentru tehnici și metode de izolare fonică. În prima categorie se încadrează:

- măsurarea influenței suprafețelor rutiere asupra zgomotului emis în trafic SR EN ISO 11819-1:2002 [SRISO6].
- măsurarea zgomotului emis de vehiculele rutiere în staționare, SR ISO 5130:1997 [SRISO12].
- măsurarea zgomotului emis de autoturisme în condiții reprezentative pentru conducerea urbană SR ISO 7188:1996 [SRISO13].
- clacul atenuării sunetului propagat în aer liber, SR ISO 9613-2:2006 [SRISO14].
- măsurarea zgomotului în interiorul autovehiculelor, SR ISO 5128:1997 [SRISO11].

Din cea de a doua categorie fac parte standardele cu următoarele tematici:

- determinarea performanței de izolare acustică a cabinelor, SR EN ISO 11957:2000 [SRISO7];
- recomandări practice pentru proiectarea mașinilor și echipamentelor cu zgomot redus, SR EN ISO 11688-2:2002 [SRISO5].
- Indicații pentru reducerea zgomotului cu ajutorul atenuatoarelor, SR EN ISO 14163:2002 [SRISO8].

Standardele prezentate acoperă doar o parte din domeniul foarte larg al caracterizării și măsurării zgomotului legate de domeniul autovehiculelor, deoarece în acest domeniu au loc numeroase cercetări care aduc noi abordări. Pe măsura dezvoltării echipamentelor de măsurare, a metodelor de evaluare a rezultatelor, actualele standarde se vor modifica. De exemplu în lucrarea [NOORALAHYANA] este prezentată o nouă metodă ce utilizează rețele neuronale TDNN (Time Delay Neural Network) pentru clasificarea autovehiculelor pe baza semnăturii lor acustice înregistrate în traficul urban, independent de viteza de rulare. Precizia de identificare a autovehiculelor pe baza semnăturii lor acustice a fost de 82,4%.

### 2.3. Direcții de cercetare.

Scopul final al cercetărilor în domeniul emisiilor de zgomote este reducerea poluării sonore în cazul în care aceasta afectează populația dintr-o anumită zonă (zgomote generate de traficul rutier) cât și reducerea zgomotului ce afectează conducătorul auto și pasagerii vehiculului. În ambele cazuri există aceleași surse de zgomot dar soluțiile de atenuare sunt parțial diferite (de exemplu pentru atenuarea zgomotului ce afectează pasagerii autovehiculului pot fi adoptate soluții de izolare a cabinei, dar acestea nu reduc zgomotul ce afectează mediul). Conform literaturii de specialitate zgomotul generat de autovehicule are, în esență două surse majore:

- zgomotul generat de anvelope în timp ce acestea rulează pe șosea;
- zgomotul generat de motor și transmisia mecanică.

Eforturile de cercetare în domeniu se concentrează pe de o parte pe descoperirea unor soluții constructive a elementelor amintite (anvelope, motoare, transmisie) care să genereze zgomote de intensitate redusă în timpul funcționării iar pe de altă parte pe realizarea absorbției undelor sonore emise.

Proiectarea unor elemente de autovehicule cu emisie redusă de zgomot, este un deziderat mai greu realizabil datorită multitudinii de cerințe pe care trebuie să le satisfacă aceste componente, cerințe care de regulă sunt impuse de funcționarea eficientă și siguranța în trafic, și care au fost până nu demult, considerate mai importante decât cele legate de reducerea emisiilor sonore. După cum se poate observa însă, din documentele prezentate în paragraful anterior, cerințele legate de reducerea zgomotelor capătă în ultimul timp o importanță din ce în ce mai mare. Un alt aspect al necesității reducerii zgomotelor îl constituie faptul că emisia de zgomot reprezintă practic o pierdere de energie ce influențează în mod negativ randamentul total al autovehiculului. Emisiile de zgomot se datorează unor vibrații ale componentelor mecanice iar vibrațiile apar în urma unor dezechilibre, fenomene de impact, accelerații excesive. Astfel proiectarea unor componente cu zgomot redus duce totodată și la îmbunătățirea funcționării autovehiculului și la o fiabilitate mai ridicată a componentelor acestuia.

În anumite situații și pentru anumite componente ale autovehiculelor, găsirea unor soluții cu zgomot redus este dificilă, deoarece însăși principiul de funcționare al componentei respective (mișcarea alternantă a pistoanelor, impactul produs de explozie la motoare), implică crearea unor surse de zgomote.

Din aceste cauze multe dintre cercetările actuale se axează pe găsirea unor soluții de izolare fonică. După cum se va arată în paragrafele următoare, soluțiile prezentate în lucrările și articolele din acest domeniu pot fi clasificate după cum urmează:

- utilizarea unor noi materiale fonoabsorbante, în care caz energia acustică este disipată în materialul fonoabsorbant;
- utilizarea unor elemente de reflexie repetată sau difuzie a undelor sonore, a căror energie se disipă în urma reflexiilor.

- elemente de control pasiv sau adaptiv, prin care se generează unde sonore capabile să anuleze zgomotele produse de mașini.

Realizarea unei reduceri eficiente a zgomotului implică o bună cunoaștere a fenomenelor acustice și a vibrațiilor, o analiză atentă și precisă și, nu de puține ori, efectuarea unor experimente complexe.

Problemele legate de corelația dintre vibrația unor surse acustice complexe și zgomotul produs de această vibrație pot fi împărțite în două categorii [SEYBERT]:

- problema directă, în care se cunosc caracteristicile vibrației suprafeței complexe și se calculează câmpul de presiune acustică din jurul suprafeței (problema predicției răspunsului acustic);
- problema indirectă, în care se cunoaște câmpul de presiune acustică și se dorește găsirea caracteristicilor de vibrație a sursei complexe (problema identificării sau reconstruirii sursei complexe).

Expresia matematică a propagării undelor acustice în regim tranzitoriu [LI], este dată de relația:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.1)$$

în care  $p$  este presiunea iar  $c$  este viteza de propagare a undei.

În majoritatea metodelor de modelare [KOPUZ1] se consideră că presiunea sursei variază armonic cu timpul sub forma  $p(t) = p_0 e^{i\omega t}$ , iar ecuația (2.1) se reduce la ecuația lui Helmholtz:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0, k = \frac{\omega}{c} \quad (2.2)$$

în care  $p$  este presiunea acustică,  $k$  este numărul de undă exprimat prin raportul dintre pulsația  $\omega$  și viteza sunetului  $c$  în mediul de propagare. Condițiile de frontieră (pe suprafața vibratoare) pentru ecuația (2.1) sunt:

- condiții Dirichlet – presiune cunoscută;
- condiții Neumann – viteză cunoscută;
- condiții mixte – impedanță cunoscută.

Soluția ecuației Helmholtz poate fi obținută prin separarea variabilelor dar această metodă implică dezvoltarea în serie și se poate aplica doar utilizând sisteme de coordonate speciale și pentru anumite condiții de frontieră. Pentru problemele în care domeniile de analiză sunt reprezentate prin suprafețe complexe și în care condițiile de frontieră sunt arbitrare soluțiile pot fi obținute, în majoritatea cazurilor, numai prin metode numerice ca de exemplu metoda elementelor finite sau metoda elementelor de frontieră.

Stadiul actual al cercetărilor în domeniu se poate defini prin tematica lucrărilor și articolelor prezentate în paragrafele următoare. Tematica studiilor și cercetărilor

analizate se poate grupa în următoarele categorii:

- metode de analiză a fenomenelor vibratorii și acustice, dintre care cele mai importante sunt:

- metoda elementelor finite;
- metoda elementelor de frontieră;
- metode combinate: elemente finite cu elemente de frontieră;
- metoda volumelor finite;
- metoda elementelor infinite;
- metoda funcției de undă.
- cercetări ale unor fenomene acustice complexe, reflexii multiple, difracție;
- metode experimentale de măsurare a caracteristicilor acustice;
- evaluarea subiectivă a zgomotelor și efectul asupra conducătorului auto;
- zgomote generate de rularea autovehiculelor pe șosea;

## 2.4. Metode de analiză a fenomenelor vibratorii și acustice.

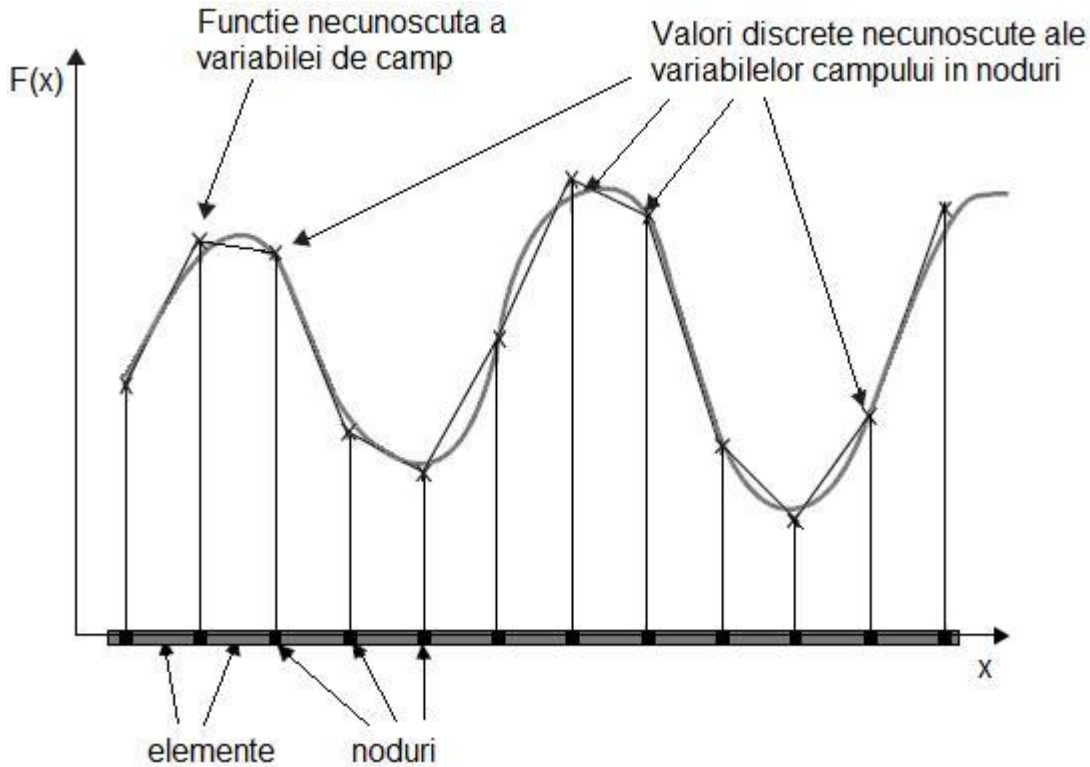
### *Metoda elementelor finite (FEM – Finite Element Method).*

Metoda elementului finit este o metodă de analiză larg utilizată în toate domeniile fizicii și ingineriei. În esență metoda FEM de calcul numeric (vibrații - [LIU2], acustica - [SEGERLIND],[HARARI1]), constă în determinarea distribuției unei variabile ce descrie un câmp ca de exemplu al deplasărilor, al tensiunilor sau al presiunilor acustice. Metoda furnizează o soluție aproximativă a problemei, soluția analitică fiind dificil de obținut. De obicei pot fi obținute soluții analitice pentru domenii geometrice foarte simple. Dar dacă domeniul geometric este modelul unui motor cu ardere internă, soluția analitică este deosebit de laborioasă. Domeniul de analiză complex se descompune în elemente finite de forme geometrice simple (triunghiulare, dreptunghiulare în cazul unui domeniu 2D sau tetraedre, paralelipipe în cazul domeniilor 3D). Pentru fiecare element cu geometrie simplă, sunt aplicate legile fizice cunoscute valabile pentru câmpul de analiză (câmp de deplasări, tensiuni sau de presiune acustică), aproximându-se o funcție necunoscută a variabilei de câmp cu funcții liniare sau polinomiale, numite „funcții de formă”, având ca limite valorile necunoscute în nodurile elementelor, a variabilei de câmp (figura 2.1.). În cazul unui câmp de presiune acustic, în regim staționar, funcția necunoscută este soluție a ecuației lui Helmholtz, relația (2.2). Se stabilesc astfel, ecuații pentru fiecare element, după care se assemblează elementele prin formarea unor sisteme de ecuații.

Reprezentarea internă a sistemului de ecuații se realizează printr-un set de matrici iar soluțiile se obțin rezolvând ecuația matricială. În cazul analizelor din domeniul acusticii, forma finală a ecuației matriciale în care  $p$  (presiunea) este necunoscută, este dată de relația:

$$[K]\{p\} + [M]\{\dot{p}\} = -\rho[C]\{\ddot{v}\} \quad (2.3)$$

în care  $[K]$  este matricea de elasticitate,  $[M]$  este matricea maselor,  $[C]$  este matricea amortizărilor iar  $v$  este viteza normală la suprafața sursei ce generează unda.



**Fig.2.1.** Aproximarea funcției de câmp prin valorile discrete în nodurile elementelor finite pentru cazul 1D.

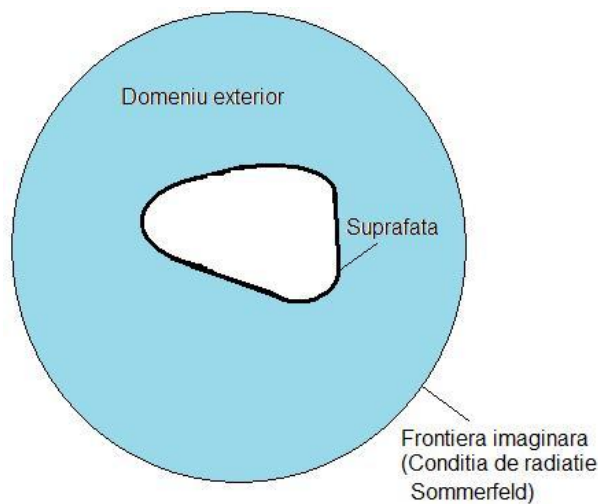
Deși principiile metodei sunt aceleași pentru orice tipuri de câmpuri, elementele și implicit funcțiile ce descriu fenomenele fizice aferente, trebuie definite pentru fiecare tip de câmp în parte. În general programele complexe de calcul cu elemente finite ([ANSYS1], [ANSYS2], [ABAQUS], [COMSOL MULTIPHYSICS]), conțin seturi de elemente de diferite geometrii, specializate pentru fiecare tip de câmp (există elemente specifice pentru probleme de electromagnetism, mecanica solidelor, mecanica fluidelor). Datorită acestui fapt rezolvarea unor probleme de câmpuri cuplate (coupled field), adică analiza unor fenomene ce implică mai multe tipuri de câmpuri, implică adoptarea unor strategii de calcul numeric foarte complexe. Un exemplu în acest sens este cazul vibrației unei plăci (câmpuri de deplasări și tensiuni) care generează unde acustice (câmp de presiune acustică). Alte aspecte sunt legate de luarea în considerare a naturii staționare sau tranzitorii a fenomenelor studiate, de comportamentul liniar sau neliniar al materialelor sau mediilor modelate. De exemplu în cazul unei analize structurale deformațiile pot fi considerate elastice, elasto-plastice sau plastice, iar în cazul analizei fenomenelor vibratorii materialele sau mediile pot fi



considerate cu sau fără amortizare.

În ce privește problemele de propagare a undelor, sunt considerate două cazuri distincte de abordare a domeniului de propagare (figura 2.2.):

- problema acustică exterioară – domeniul de propagare a undei este considerat între suprafața de studiu și o frontieră imaginară aleasă convenabil în așa fel încât să nu perturbe propagarea undelor (din punctul de vedere al modelării frontiera exterioară modelează elemente aflate la infinit);
- problema acustică interioară – domeniul de propagare al undei este o cavitate interioară, mărginită de suprafața de studiu.



**Fig.2.2.** Domeniile de analiză a propagării undelor, în cazul modelării numerice.

Deși metoda elementelor finite este cunoscută și aplicată de câteva decenii, această metodă este în continuare obiectul unor cercetări ce vin să completeze performanțele metodei. De exemplu în lucrarea [NABER], metoda elementului finit este utilizată pentru estimarea funcției Green ce poate exprima analitic deplasările produse de undele acustice. Funcția Green estimată poate fi apoi utilizată pentru rezolvarea unor probleme, cu aceeași geometrie dar cu parametri de încărcare diferiți (surse cu caracteristici diferite), nefiind necesară rularea repetată a simulării cu elemente finite, aceasta fiind un proces cu un consum de timp ridicat.

O problemă importantă a oricărui algoritm numeric este legată de precizia rezultatelor obținute. Pentru controlul preciziei soluției obținute s-au dezvoltat o serie de strategii bazate pe convergența algoritmilor sau pe metode de estimare a erorilor [BOUILLARD], în care se studiază posibilitatea estimării erorilor în cazul existenței unor singularități. Erorile prezente în soluțiile analizei se datorează erorilor de aproximare și erorilor de caucul. În principiu cu cât rezoluția divizării în elemente finite este mai ridicată, cu atât erorile de aproximare scad. Un alt indicator important în evoluția erorilor este raportul dintre cel mai mare și cel mai mic element. Cercetări recente în domeniul „funcțiilor de formă” pentru elemente spectrale, utilizate în

simularea iterativă a problemelor acustice interioare sunt prezentate în [PETERSEN] iar un studiu al condițiilor de frontieră nereflectante bazat pe ecuațiile integrale de suprafață este prezentată în lucrarea [MUAN]. Această metodă poate fi aplicată analizelor în spații deschise (problema acustică exterioară) aplicând condițiile de frontieră Neumann și Dirichlet. Într-o altă lucrare [SAFJAN] se prezintă soluții pentru aceeași problemă a condițiilor de frontieră dar utilizând operatori de frontieră cu emisie locală.

Aplicații ale metodei elementelor finite în cazul dispersiei undelor acustice sferice și cilindrice sunt prezentate în [HARARI2], iar în [GROSH] este prezentată aplicarea metodei Galerkin generalizată pentru rezolvarea problemelor structural-acustice armonice în cazul cuplării unor medii fluide cu medii solide.

### ***Metoda elementelor de frontieră (BEM – Boundary element method).***

Metoda elementelor de frontieră se bazează, ca și metoda elementelor finite, pe discretizarea domeniului de analiză. Această metodă este utilă în probleme de propagare a undelor (acustică), deoarece nu este discretizat întregul volum în care se propagă unda ci doar suprafețele ce mărginesc acest volum (frontierele domeniului de propagare). Avantajul metodei constă în utilizarea unui număr mai mic de elemente (numărul de ecuații ale sistemului este mai mic) și implicit timpul necesar efectuării calculului este mai mic. O prezentare amănunțită a metodei este dată în lucrarea [VISSER].

În cadrul metodei elementelor de frontieră se pornește de la soluția ecuației lui Helmholtz, obținută prin aplicarea teoremei lui Green, ce conduce la următoarele ecuații integrale:

$$A(x) = \int_s [p(y) \frac{\partial G(x, y)}{\partial n_y} - \frac{\partial p(y)}{\partial n_y} G(x, y)] dS(y) \quad (2.4)$$

în care funcția Green ( $G$ ), are următoarea expresie:

$$G(x, y) = \frac{e^{-jkr(x, y)}}{r(x, y)} \quad (2.5)$$

unde  $x$  este un punct oarecare din domeniul studiat iar  $y$  este locația sursei iar  $A(x)$  în ecuația (2.4) poate lua diferite forme în funcție de cazul problemei (problema exterioară sau interioară). Similar cu metoda elementelor finite, problemele exterioare sunt abordate distinct față de problemele interioare [AMINI].

Metoda elementelor de frontieră se poate aplica cu succes în studiul reflexiilor multiple și a difracției. Estimarea erorilor are la bază o descompunere pe mai multe nivele ale domeniului analizat [MAISCHAK]. În lucrarea [ZHANG], se prezintă un

studiu al sensibilității la impedanța acustică al unui domeniu, utilizând metoda indirectă a elementelor de frontieră. Formularea sensibilității la impedanță este bazată pe diferențierea analitică a sistemului de ecuații format printr-o metodă variațională, luând în considerare condițiile de frontieră de impedanță acustică. Pentru mărirea vitezei de rulare a algoritmilor în domeniul acustic, în lucrarea [ESTORFF] se prezintă o nouă metodă care combină metoda indirectă a elementelor de frontieră cu formularea unor funcții de transfer acustice, dependente de frecvență. Cu ajutorul funcțiilor de transfer determinate se pot realiza apoi modelări mai simple ale fenomenelor studiate, păstrându-se corectitudinea soluțiilor.

Acuratețea soluțiilor analizei cu metoda elementelor de frontieră pentru radiațiile sonore (al căror model matematic este exprimat prin ecuația lui Helmholtz), este studiată în lucrarea [PROVATIDIS]. Această analiză este realizată pentru a compara cazul plasării unor surse de sunet în interiorul unei suprafețe cu cazul în care vibrează întreaga suprafață. În [MARTIN] se studiază reflexiile multiple și reflexia difuză utilizând ecuațiile integrale de frontieră și ecuații de câmp și se arată că utilizând metoda elementelor de frontieră, matricile sistem pot fi mai ușor construite decât utilizând metoda funcțiilor de câmp. Dezvoltări ale algoritmului metodei elementelor de frontieră sunt date în [CHEN2], [CHEN3] (metoda elementelor de frontieră duală, din care s-au dezvoltat patru algoritmi). Algoritmii obținuți se pot utiliza cu succes în rezolvarea problemelor cu frontiere degenerate. Rezultatele au fost comparate cu cele ale analizei cu elemente finite obținându-se diferențe nesemnificative, ceea ce demonstrează corectitudinea soluțiilor. Aceeași autori au studiat metode cu elemente de frontieră adaptive pentru probleme acustice exterioare în regimuri armonice, pe domenii 2D, bazate pe ecuația lui Helmholtz. Prin adaptarea diferențiată a dimensiunii elementelor de frontieră se optimizează rețeaua de elemente în așa fel încât timpul de rulare a simulării să fie redus. Alte metode [LIU4], vizează îmbunătățirea metodei elementelor de frontieră în cazuri speciale (descrise de ecuații hipersingulare) utilizate pentru probleme pe domenii 3D. O altă îmbunătățire a performanțelor metodei elementelor de frontieră este prezentată în [GAUL], în care pentru a mări eficiența algoritmului de rezolvare și ușurința cuplării modelului cu un model cu elemente finite s-a realizat simetrizarea matricilor sistemului, prin utilizarea principiului lui Hamilton ce permite o formulare variațională a problemei având ca variabilă de câmp potențialul vitezelor. Astfel, variabilele de stare sunt separate în variabile de frontieră (aproximate pe porțiuni cu funcții polinomiale) și în variabile de domeniu approximate prin superpoziția soluțiilor fundamentale ponderate. Avantajul metodei constă în faptul că în cadrul ambelor aproximări, dependențele de timp și spațiu sunt separate, ceea ce duce la o formă simetrică a matricilor sistem.

### ***Metode combinate FEM-BEM.***

În lucrarea [KOPUZ1], este prezentată o metodă care integrează algoritmi specifici elementelor finite cu metoda elementelor de frontieră, pentru a rezolva

problema acustică interioară pentru o cavitate paralelipipedică, cu o suprafață deschisă. Răspunsul dinamic al structurii este obținut cu ajutorul metodei elementelor finite, considerând forțe de excitație sinusoidale, aplicate în puncte discrete. Rezultatele simulate obținute, concretizate prin răspunsul în domeniul frecvențial al structurii au fost verificat cu ajutorul unui model experimental, după care au fost utilizate pentru stabilirea condițiilor de frontieră pentru calculul câmpului acustic interior cu ajutorul metodei elementelor de frontieră. Astfel au fost calculate nivelele de presiune sonoră din interiorul structurii, iar rezultatele au fost din nou comparate cu rezultatele experimentale.

Interacțiunea dintre vibrațiile unei structuri elastice și câmpul sonor în fluidul din vecinătatea structurii a fost studiată și în lucrarea [CHEN1]. În această lucrare s-a considerat cuplarea formulării Galerkin simetrice a metodei elementelor de frontieră pentru analiza radiației acustice și a fenomenelor de reflexie cu formularea comportamentului dinamic a structurii în domeniul elastic.

Un studiu aplicativ, privind compararea metodei elementelor de frontieră cu metoda elementelor finite este prezentat în [KOPUZ2]. În lucrare se analizează răspunsul acustic interior pentru o cavitate paralelipipedică la vibrația pereților cavității, atât cu metoda elementelor finite cât și cu metoda elementelor de frontieră. Studiul a fost realizat considerându-se că această cavitate reprezintă compartimentul pasagerilor unui autovehicul. S-a constatat că ambele metode produc rezultate aproape identice, cu o bună precizie. S-a studiat de asemenea și cazul în care se adaugă la compartimentul principal un compartiment de bagaje, schimbând astfel caracteristicile cavității.

### *Metoda volumelor finite.*

O descriere pe larg a metodei poate fi găsită în [LEVEQUE], în care sunt date și detalii asupra aplicării metodei în domeniul acusticii. În acustică, după cum s-a specificat, propagarea undelor este exprimată cu ajutorul ecuației lui Helmholtz, relația (2.2), care în esență este o ecuație cu derivate parțiale de tip hiperbolic. Metoda volumelor finite se bazează pe formularea integrală a ecuațiilor hiperbolice, ce se pot scrie sub forma:

$$\frac{d}{dt} \int_{x_1}^{x_2} q(x,t) dx = f(q(x_1,t)) - f(q(x_2,t)) \quad (2.6)$$

pentru oricare două puncte  $x_1$  și  $x_2$  ale domeniului de analiză, iar  $q$  reprezintă densitatea unei mărimi.

Această ecuație poate să descrie o largă varietate de fenomene de propagare a undelor sau de transport, din multe domenii științifice sau ingineresti. Pentru creșterea rezoluției și acurateții calculelor se utilizează variante ale metodei Godunov în care

problemele de tip Riemann sunt rezolvate pentru a determina structura locală a undelor, și sunt introduse limite pentru eliminarea oscilațiilor numerice. Metoda a fost dezvoltată inițial pentru o modelare precisă a undelor de șoc dar este de asemenea utilă în studiul problemelor liniare de propagare a undelor, în special în cazul propagării în materiale eterogene.

### *Metoda elementelor infinite.*

În cazul problemei acustice exterioare analizate cu ajutorul metodei elementelor finite domeniul de analiză nu poate să fie infinit. Din această cauză, la frontiera exterioară a domeniului trebuie formulate condiții speciale (frontiera imaginară, figura 2.2). În cazul metodei elementelor finite clasice, se utilizează pentru această frontieră condiția de radiație Sommerfeld, formulată prin:

$$\sqrt{r} \left( \frac{\partial p}{\partial r} + ikp \right) \rightarrow 0, r \rightarrow \infty \quad (2.7)$$

în care  $p$  este presiunea iar  $r$  este distanța de la sursă. În urma aplicării acestei condiții, frontiera exterioară permite trecerea undelor fără reflexie. Chiar aplicând această condiție, soluția rezultată în urma analizei, în aplicații mai complexe, nu are precizia dorită. În formulări mai noi s-au dezvoltat elemente specifice domeniului „la infinit” denumite elemente infinite [HARARI3], [AUTRIQUE], iar alte studii vizează reformularea algoritmilor FEM [LI]. Metoda prezentată în [LI] a fost dezvoltată pentru a rezolva problema acustică exterioară în regim tranzitoriu cu o precizie ridicată și o formulare mai simplă a condiției de radiație Sommerfeld decât în cazul clasic. Un alt studiu ce abordează utilizarea elementelor infinite este prezentat în [BURNET]. În studii anterioare, pentru modelarea problemelor acustice exterioare nelimitate, se utilizează domenii sferoidale. În [BURNET] s-au dezvoltat elemente infinite capabile să modeleze domenii elipsoidale, ca o extensie (generalizare) a domeniilor sferice. Lucrarea dă o descriere a formării matricilor de rigiditate, amortizare și matricilor maselor, ușor de implementat în orice program de analiză. Domeniul elipsoidal astfel definit poate modela mai ușor volume de analiză mai complexe utilizând mai puține resurse de calcul decât cele sferoidale.

### *Metoda funcției de undă.*

Numărul mare de aplicații în care se utilizează metoda elementelor finite și metoda elementelor de frontieră atestă faptul că acestea sunt cele mai populare metode de analiză la ora actuală, în rezolvarea problemelor staționare definite în domeniul structural și acustic. Totodată în unele lucrări printre care și în [DESMET], se arată că aceste metode necesită rețele de mari dimensiuni, ceea ce restrânge

aplicabilitatea lor în domeniul frecvențelor joase, implicând un consum de memorie și timp de calcul foarte ridicat. Pentru problemele cuplate, vibro-acustice, două modalități de rezolvare. Prima modalitate este aplicarea strategiei de cuplare secvențială (sequential coupling) în care soluțiile simulării fenomenelor vibratorii (deplasările suprafețelor surselor) reprezintă date de intrare pentru calculele acustice iar soluțiile simulării acustice (presiunile acustice), sunt reîncărcate pe domeniul structural realizându-se o buclă ce execută succesiv cele două simulări până la atingerea regimului staționar. A doua modalitate este strategia multi-câmp (multi-field coupling) [ANSYS 1], [ANSYS3] care implică integrarea funcțiilor de formă pentru ambele tipuri de câmpuri (sau chiar mai mult decât două) în cadrul aceluiași element. Pentru probleme cuplate vibro-acustice se poate utiliza strategia cuplării secvențiale. În cazul ambelor strategii consumul de resurse de calcul este mare, mai ales dacă se dorește obținerea unei precizii mari a soluțiilor.

Pentru a reduce consumul de resurse de calcul, s-au realizat cercetări în scopul rezolvării problemei cuplate vibro-acustice, definind seturi de funcții de undă atât pentru domeniul structural cât și pentru domeniul acustic (metoda Trefftz indirectă). Aceste funcții de undă sunt soluțiile exacte ale părții omogene ale ecuațiilor cu derivate parțiale combinate cu soluții particulare ale părții neomogene. În [DESMET] s-a utilizat o clasă de funcții de undă T-complete, care permite utilizarea metodei Trefftz indirecte pentru rezolvarea problemei cuplate vibro-acustice.

### ***Tehnici de tratare a fenomenelor acustice complexe.***

Pe lângă eforturile depuse pentru îmbunătățirea metodelor de modelare a generării și propagării undelor sonore, prezintă interes noile modalități de definire a condițiilor de frontieră, printre care se pot aminti sursele iar fenomenele acustice complexe cele mai des abordate sunt reflexiile multiple și reflexiile difuze (wave scattering).

Un model cvasi-optimal al surselor acustice este definit în lucrarea [BRASKI1], bazat pe metoda elementelor de frontieră. În general în cadrul acestei metode, un model optimal al unei surse se poate defini prin utilizarea nodurilor de tip Cebîșev. Problema acestor tipuri de noduri este poziția lor ne-echidistantă, făcând dificilă distribuția lor pe o suprafață complexă. Pentru eliminarea acestei probleme, în lucrare se prezintă o metodă în care nodurile rețelei se pot plasa echidistant, în cadrul unui model ce se apropie de cazul optimal (cvasi-optimal). În lucrare este dată și o aplicație legată de o sursă de tip membrană circulară, demonstrându-se validarea noii metode.

[BRASKI2] A. Braski, Smooth model of an acoustic source, Engineering Analysis with Boundary Elements, vol. 22, Issue 4, December 1998, pag. 333-340 The paper deals with a new smooth model of the baffled axisymmetric membrane. This model is worked out based on interpolating splines, i.e. a smooth piecewise polynomial function. Furthermore, an optimal smooth model is derived. The efficiency of new smooth models is shown by comparison with other models built

based on: (1) a higher degree polynomial, (2) a piecewise polynomial function (shape functions). For this purpose interpolating error (error of the model), directivity and acoustic pressure near the model surface are compared with exact solutions. By this means the models are compared to one another. Some numerical results confirm the better quality of smooth models in relation to the quality of known models. The penalty for the increased precision in modelling is a somewhat higher computation cost.

În lucrarea [ANTOINE] se studiază problema condițiilor de radiație a suprafețelor pentru reflexii acustice de înaltă frecvență iar noi metode de definire a condițiilor de frontieră sunt prezentate în [BOAG]. În [FARHAT] se prezintă metode de descompunere a domeniilor, bazate pe multiplicatori Lagrange, aplicate soluționării sistemelor de ecuații rezultate în urma discretizării cu elemente finite a problemelor Helmholtz exterioare la frecvențe înalte. Metoda a fost testată pe un calculator paralel echipat cu 24 de procesoare (Origin 2000), pentru determinarea reflexiilor unui obstacol de forma unui submarin și s-a constatat eficiența ridicată a acesteia. Studiul reflexiilor undelor acustice emise de surse tridimensionale pe o barieră rigidă de lungime infinită în vecinătatea unor clădiri înalte, sunt prezentate în [GODINHO]. Studiul a fost realizat utilizând metoda elementelor de frontieră în domeniul frecvențial, iar răspunsul în domeniul temporal este obținut prin transformarea inversă Fourier.

În lucrarea [PERREY] se arată că metodele elementelor finite și a elementelor de frontieră utilizate în soluționarea problemei Helmholtz sunt limitate în domeniul frecvențelor înalte. Pentru extinderea valabilității soluțiilor și în domeniul frecvențelor înalte s-au dezvoltat elemente de frontieră de tip undă (wave boundary elements), ce conduc la rezultate de precizie ridicată. Pentru aceeași problemă, în [OCHMANN] se propune o rezolvare bazată pe metoda reziduurilor minime generalizate. Această metodă a fost aplicată la soluționarea reflexiei unei unde plane pe o suprafață cilindrică, obținându-se o convergență rapidă a soluțiilor. Metoda elementelor de frontieră aplicată în domeniul frecvențial este aplicată și în [TADEU1], [TADEU2] la studiul comportamentului unor panouri elastice de diferite geometrii și dimensiuni, supuse acțiunii unor unde sonore. Lucrarea [FERNANDEZ], abordează o procedură neliniară iterativă pentru estimarea parametrilor poziției interfeței într-un mediu acustic unidimensional. Fenomenele acustice de reflexie multiplă a undelor pot fi abordate cu succes și utilizând elemente infinite [SHIRRON]. În lucrare sunt prezentate aplicațiile unor noi tipuri de elemente infinite ce reduc sau chiar elimină necesitatea utilizării în plus a elementelor finite pentru problema exterior. Pentru realizarea modelelor s-a utilizat o schemă numerică rapidă pentru calculul integralelor bazată pe aproximări de tip Cebășev. Metoda prezentată este mai rapidă și mai precisă, pentru aplicațiile descrise, decât metodele anterioare ce rezolvă problema prin cuplarea elementelor finite cu cele infinite. În lucrarea [DECOUVREUR] este tratat efectul erorii de dispersie a undelor în cazul modificării parametrilor modelelor acustice iar în [ARAUJO] este descrisă rezolvarea problemelor acustice 3D dependente de timp prin

utilizarea unor algoritmi iterativi în cadrul metodei elementelor de frontieră. Metoda a fost utilizată cu succes pentru studiul barierelor fonice. Un caz mai complex de modelare matematică a propagării și reflexiei undelor sonore este prezentat în [MFOUMOU], în care modelul elaborat ajută la fundamentarea teoretică a detecției defectelor de structură provocate de vibrații, în plăci metalice prin utilizarea unei excitații acustice. În lucrarea [JIN] este prezentată rezolvarea unei probleme a difracției undelor sonore pe o barieră înclinată, utilizând o metodă analitică comparată apoi cu rezultatele obținute prin metoda elementelor de frontieră.

## 2.5. Metode experimentale.

Cercetările experimentale se realizează pentru completarea și validarea studiilor teoretice sau pentru punerea în evidență a unor fenomene pentru care nu s-au elaborat încă modele matematice.

O problemă importantă o constituie identificarea caracteristicilor sursei de vibrație ce generează emisii sonore, în condițiile în care sursa are o configurație complexă. În lucrarea [MONTGOMERY] este prezentată o aplicație a modelării spațiale experimentale a unei carcase de compresor realizată pentru predicția emisiei de zgomote bazată pe măsurarea experimentală a vitezei de oscilație a sursei. Măsurările au fost realizate cu ajutorul unui vibrometru laser cu efect Doppler, cu ajutorul căruia s-au înregistrat vitezele de vibrație a suprafețelor carcasei compresorului. Datele obținute experimental au fost utilizate pentru formularea condițiilor de frontieră în cadrul unui model bazat pe metoda elementelor finite și a elementelor de frontieră, cu ajutorul căruia s-a calculat câmpul de presiune sonoră. Valorile obținute prin calcul au fost apoi comparate cu valori măsurate experimental, demonstrându-se corectitudinea soluțiilor. Metoda poate fi utilizată pentru validarea experimentală a algoritmilor de predicție. În lucrarea [BARTHOD] se studiază zgomotele emise de angrenajele unei cutii de viteze în urma aplicării unor turații fluctuante (excitație aciclică). Turația fluctuantă a arborelui de intrare dă naștere la o serie de ciocniri între dinții roților în angrenare, fenomen care la rândul său generează zgomote. În scopul realizării studiului s-a construit un stand experimental ce are posibilitate generării unei turații variabile multi-ramonice la arborele de intrare al angrenajului. Angrenajul are o construcție modulară pentru testarea mai multor configurații. În urma experimentelor s-a realizat un model (bazat pe un model Kelvin-Voigt utilizat de obicei pentru studiul influenței jocului la dantura roților dințate), ce poate simula fenomenele de vibrații și zgomote. Cu ajutorul modelului realizat se poate studia influența parametrilor constructivi și funcționali asupra zgomotului generat de cutia de viteze. O altă abordare reprezentativă pentru combinarea metodelor teoretice și experimentale utilizate în domeniul analizei vibrațiilor și zgomotelor la mașini este prezentată în lucrarea [TROMPETTE]. Lucrarea prezintă estimarea comportamentului vibro-acustic în cazul unei structuri de formă paralelipipedică utilizând o metodă simplificată, ce constă în subîmpărțirea



domeniului pentru calculul răspunsului dinamic al structurii și o distribuție de tip monopolar pentru undele sonore. Metoda este mai rapidă dar mai puțin precisă decât FEM sau BEM. Metoda a fost validată experimental arătându-se că este utilă pentru rezolvarea problemei la domenii joase de frecvență.

## 2.6. Evaluarea subiectivă a zgomotelor și efectul lor asupra șoferului.

Performanța de accelerație a unui autovehicul, controlabilitatea pedalei de accelerație etc. au o influență majoră în evaluarea zgomotelor produse de motoarele cu ardere internă. În [FUKUHARA] au fost realizate evaluări ale zgomotului produs de motor într-un simulator de conducere. Ca rezultat, au fost măsurate efectele performanței vehiculului și ale controlabilității pedalei de accelerație pentru evaluarea zgomotelor emise de motor și a efectelor acestora asupra conducătorului auto și a pasagerilor.

Unele studii vizează reacțiile conducătorului auto la diferite semnale acustice emise de senzori ce monitorizează pericole de coliziune [CHENG] starea de atenție a conducătorului auto [HIRATA]. În acest caz semnalele acustice de avertizare trebuie să satisfacă printre altele și condiția de a nu fi influențate de zgomotele motorului. S-a studiat de asemenea efectul zgomotului traficului rutier asupra stării de atenție a conducătorului auto [ISHIYAMA]. S-a observat că zgomotele de înaltă frecvență a traficului urban, au o influență majoră asupra puterii de concentrare a conducătorului auto.

## 2.7. Zgomotele generate de rularea autovehiculelor pe șosea.

Lucrarea [KOIZUMI] prezintă un studiu asupra zgomotului produs de anvelope netede care rulează pe șosea. Din cauza dificultăților măsurării forțelor care acționează asupra anvelopelor, se efectuează o analiză operațională pentru a examina comportamentul vibrației anvelopelor în timpul rulării. Pe lângă această analiză, s-a măsurat intensitatea sunetului pentru a investiga relația dintre vibrație și zgomot. Radiația sonoră a anvelopelor care rulează este estimată apoi prin utilizarea rezultatelor analizei operaționale în cadrul unui algoritm ce are la bază metoda elementelor de frontieră.

În [YAMAUCHI] se prezintă un studiu al zgomotului rutier cauzat de rezonanța cavității acustice în interiorul asamblului cauciuc-roată în timpul rulării pe șosea. În primul rând, s-au studiat câteva caracteristici ale rezonanței cavității acustice în interiorul asamblului după care s-a dedus ecuația mișcării sistemului cavității acustice, și s-au explicat teoretic caracteristicile obținute. În următoarea etapă a studiului s-au adus unele modificări ale cavității în scopul reducerii zgomotelor iar varianta îmbunătățită a fost testată experimental, confirmând rezultatele teoretice.

## 2.8. Metode de reducere a zgomotelor.

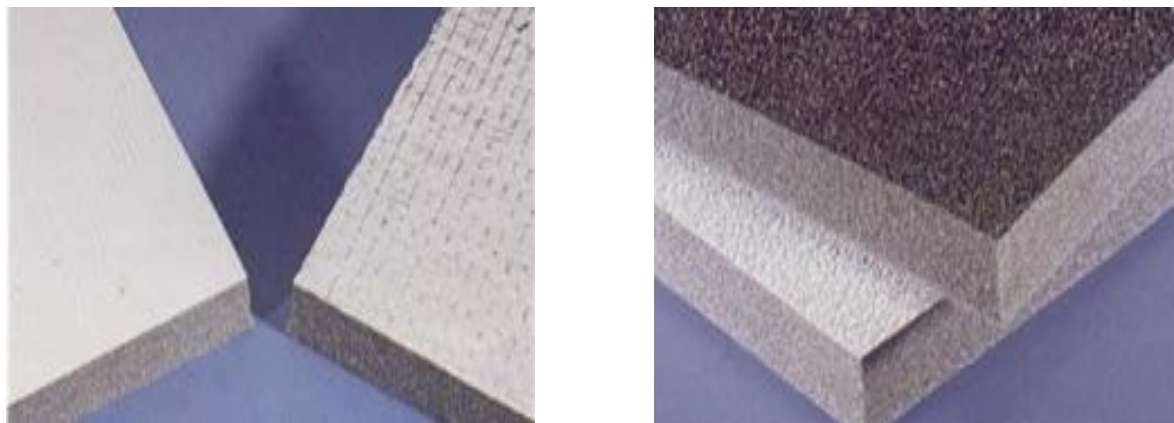
După cum s-a arătat în paragraful 2.3. există mai multe metode de reducere a zgomotelor ce realizează fie absorbția energiei undelor fie disiparea prin reflexii multiple a acestora. În ambele cazuri mare parte din energie se transformă în căldură disipându-se apoi în mediul înconjurător.

### *Reducerea zgomotelor prin utilizarea materialelor fonoabsorbante.*

În cazul absorbției energia undelor produce deplasări defazate ale structurii materialului consumându-se în frecări interne. Există la ora actuală o mare varietate de materiale fonoabsorbante produse de diverse companii, marea lor majoritate fiind livrate sub forma unor panouri (figura 2.3, 2.4). În cazul în care panourile sunt supuse unor solicitări, pentru o mai bună rezistență mecanică și la uzură spumele poliuretane utilizate ca absorbanți sunt placate cu diverse materiale, care nu slăbesc proprietățile de fonoabsorbție.

Performanțele materialelor fonoabsorbante sunt în continuă creștere datorită numărului mare de cercetări și studii efectuate în domeniu. Utilizarea materialelor fonoabsorbante este limitată în cazul motoarelor și a mașinilor de lucru de necesitatea impunerii și altor caracteristici cum ar fi coeficientul de transmitere a căldurii, în scopul asigurării unei răcirii cât mai bune a incintei izolate fonic.

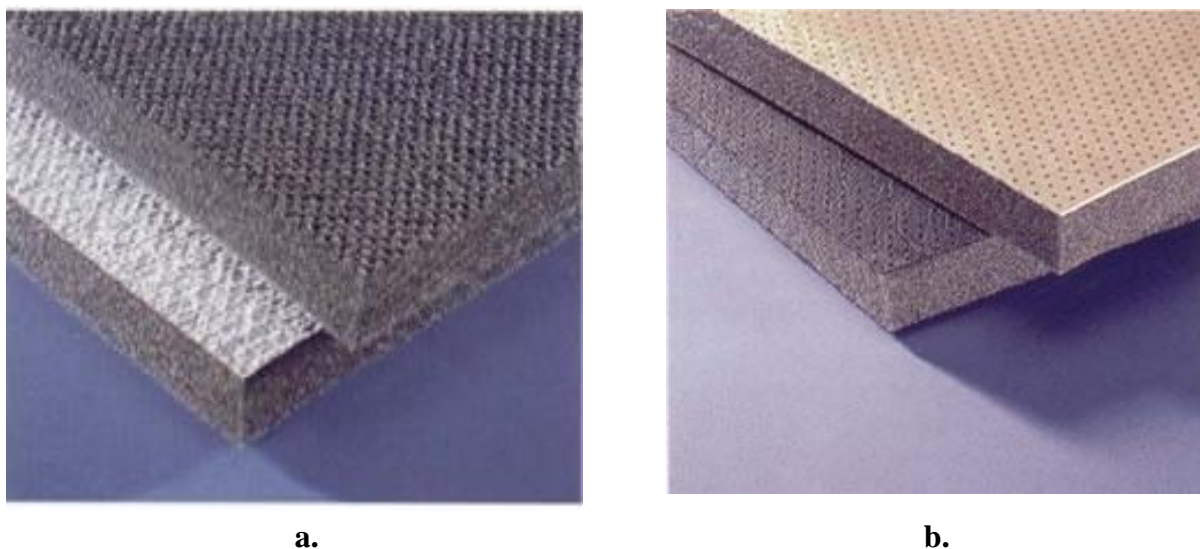
Zgomotele ce au ca sursă motorul sunt unul dintre cele mai importante componente în poluarea sonoră generată de autovehicule. Plasarea unui strat fonoabsorbant sub capota motorului este una dintre măsurile eficiente de reducere a zgomotului de motor [IWAO]. Totuși, grosimea sub-capotei este limitată de necesitatea de asigurare a răcirii corespunzătoare a motorului. Pentru a rezolva această problemă, a fost dezvoltat și aplicat un nou tip de panou de izolare fonică, cu găuri de ventilare.



a.

b.

**Fig.2.3.** Panouri din materiale fonoabsorbante: a. poliuretan placat cu poliester aluminizat; b. poliuretan placat cu uretan.



**Fig.2.4.** Panouri din materiale fonoabsorbante: a. poliuretan densificat b. poliuretan placat cu vinil.

Panoul realizează izolarea sonoră, controlând anti-rezonanța acustică a undelor sonore transmise prin găurile de ventilație. Tot pentru realizarea unor panouri izolatoare s-au realizat studii ce implică utilizarea unor materiale multistrat [COYETTE]. Comportamentul vibro-acustic al acestor materiale este testat prin realizarea unor modele ce utilizează metoda elementului finit și a elementului de frontieră. Aceste metode au fost definite în paragrafele precedente.

În [WATANABE] sunt prezentate două materiale fonoabsorbante de tip poliester. Unul dintre materiale este constituit în mare parte din material poliester modificat, sub formă de plăci cu ranforsări transversale. Al doilea tip de material are la bază un poliester special, recirculat. Ele asigură o performanță considerabil mai ridicată față de materialele tradiționale, ca de exemplu spuma de calitate inferioară sau poliuretanul, în ceea ce privește capacitatea de fonoabsorbție. Capacitatea mai mare de fonoabsorbție rezultă din faptul că materialele noi au suprafețe active mai mari decât cele vechi, la aceeași greutate. O altă particularitate a noilor materiale este ușurința de recirculare (reutilizare). Aplicarea noilor materiale la amortizorul de ciocnire și la carpa de podea a dus la îmbunătățirea semnificativă a izolării fonice, pe lângă economia de greutate.

Alte cercetări s-au concentrat pe reducerea cauzelor primare ale zgomotelor produse de motoare cu ardere internă, ca de exemplu studiul publicat în [NAKASHIMA], în care se consideră că forța de impact a pistonului la capătul cursei acestuia este sursa preponderentă a vibrațiilor mecanice care apoi generează zgomote la motoarele Diesel. Lucrarea analizează fenomenul de impact amintit, utilizând metode de simulare numerică și încercând să minimizeze atât prin proiectare constructivă (optimizând centrul de masă al pistonului) cât și prin diverse reglaje, forța de impact, reducând astfel zgomotele generate de motor în diverse stări de funcționare (pentru o gamă largă de turații ale motorului).

O tehnică bazată pe principiul reciprocității acustice a fost dezvoltată pentru măsurarea funcțiilor de transfer acustic a radiației sonore de la suprafețele vibratoare al motorului, transmisiei, sistemul de evacuare și anvelope [MARUYAMA]. În multe cazuri realiste al radiației sonore, măsurătorile reciprocale a funcțiilor de transfer sunt de obicei mai conveniente și în mare parte mai precise ca măsurătorile directe corespondente. Această lucrare explică reciprocitate acustică fundamentală și montajul provizoriu, și ilustrează beneficiile lui prin aplicație la măsurătorile funcțiilor de transfer a radiației sonore de la motorul unui vehicul în bună stare.

Odată cu creșterea importanței problemelor mediului înconjurător, controlul asupra zgomotului traficului urban generat de autovehicule, a devenit mai strict. În lucrarea [NISHIMURA], sunt investigate caracteristicile de radiație acustică a compartimentului motorului de autovehicul pentru a reduce, în mod eficient, zgomotul radiat de motor. În cadrul studiului, s-a stabilit că aceste caracteristici variază odată cu poziția relativă a sursei de zgomot pe suprafața motorului și cu pozițiile panourilor compartimentului motor. Metoda de simulare și evaluare a fost îmbunătățită prin luarea în considerare a rezultatelor măsurărilor efectuate pe un stand de încercare, ceea ce a făcut posibilă predicția precisă a intensității zgomotului pentru diferite configurații spațiale ale motorului și a panourilor compartimentului motor.

În lucrarea [DAVIDSSON] se propune o metodă de reducere pentru analiza problemelor structural-acustice și poroelastic-acustice, în cadrul unei analize cu elemente finite. Sistemul modelat cuprinde subsisteme compuse dintr-un domeniu de fluid acustic, cuplat cu domeniul structural elastic și un domeniu poros de material fonoabsorbant. Problema studiată este redusă prin împărțirea sistemului într-un număr de subdomenii fizice. Pentru fiecare din aceste subdomenii se deduce un set de vectori de bază, cuprinzând atât modurile normale, cât și cele dependente de interfață, care țin cont de influența conectării subdomeniilor. Metoda a fost verificată pe două exemple numerice, folosind metoda propusă pentru rezolvarea problemei valorilor proprii ale domeniului structural-acustic, dar și pentru executarea unei analize a răspunsului în frecvență într-o cavitate acustică cu un zid acoperit de material poros.

Materialele fonoabsorbante, sunt studiate utilizând diverse metode de simulare. În cadrul analizei cu elemente finite și cu elemente de frontieră, elementele de fonoabsorbție sunt modelate prin definirea unor caracteristici specifice ce sunt cuprinse în noțiunea de admitanță (inversul impedanței acustice). Condițiile de admitanță ale unei frontiere întrunesc caracteristici de elasticitate, masă și amortizare [MARBURG1]. Analiza armonică (echivalentă unui regim staționar) a unor domenii interioare de mici dimensiuni (ca de exemplu cabina unui automobil), este realizată de obicei utilizând frontiere rigide din punct de vedere acustic, deoarece în cele mai multe cazuri nu se cunosc în mod cert admitanțele reale. Măsurările realizate cu ajutorul tuburilor de impedanță (tuburi Kundt), nu iau în considerare câmpul acustic real. Calculele realizate prin măsurarea timpului de reverberație dau ca rezultat o admitanță medie (fără informație de fază) a întregii frontiere. Pornind de la definiția admitanței complexe a frontierelor unui domeniu acustic, în lucrare este descrisă

metodologia de calcul a admitanței cu ajutorul unui program cu elemente de frontieră, în care se utilizează câmpuri de presiune sonoră de valori cunoscute. În plus față de metodele cunoscute, admitanța în noduri este exprimată sub forma unui raport dintre viteza și presiunea nodală. Viteza nodală se calculează pe baza valorilor câmpului de presiune acustică prin rezolvarea problemei Dirichlet. Validitatea metodei de calcul prezentate este demonstrată printr-o serie de aplicații de teatru, ce produc rezultate conforme cu rezultate experimentale cunoscute din literatura de specialitate.

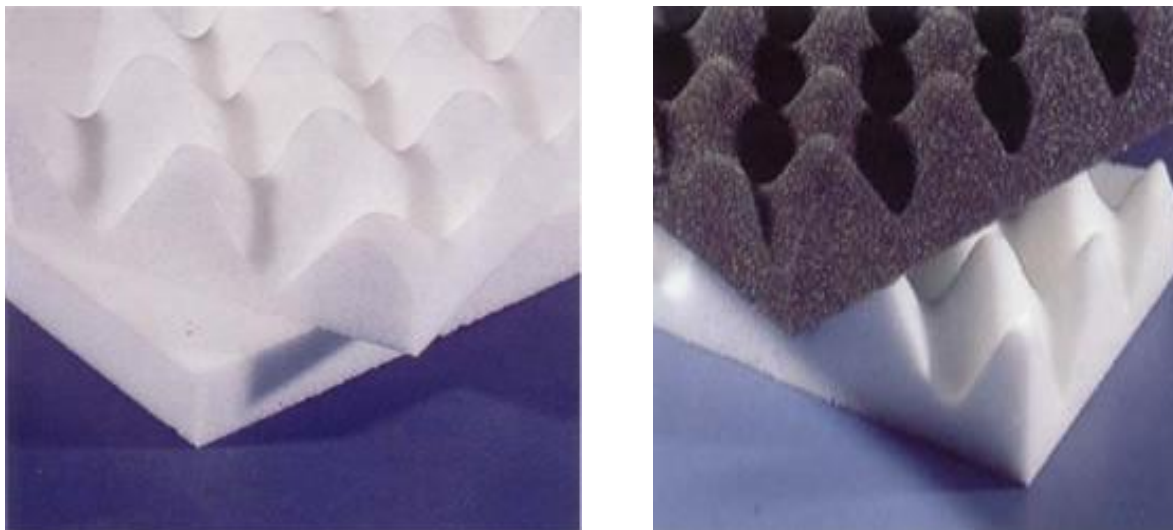
În lucrarea [SANDBERG] este studiată corelația structural-acustică prin utilizarea unor metode de descompunere în domenii acustice și structural-acustice. Modul de abordare al problemei frontierelor fonoabsorbante, în algoritmi de modelare sunt tratate în [REINER] iar în [BERMUDEZ] este descris modelul realizat cu ajutorul metodei elementelor finite pentru analiza fenomenelor acustice în materiale poroelastice. În lucrarea [ALKHALEEF] se arată că recent au fost definite elemente finite pentru frontiere absorbante în cazul problemelor acustice modale și tranzitorii. Aceste elemente pot fi atașate ușor pe suprafața exterioară a domeniilor discretizate cu elemente finite clasice. În lucrarea [WANG] se prezintă o metodă simplificată de studiu, cu ajutorul metodei elementelor de frontieră, a performanțelor materialelor poroase în absorbția undelor sonore. Pentru a simplifica problema, materialului poros este înlocuit de un fluid echivalent. Se arată că există o bună corelare între rezultatele simulate și cele experimentale. În cadrul studierii materialelor fonoabsorbante un loc important îl ocupă procedurile de calcul a transmiterii undelor prin diverse materiale [PAPADOPOULOS1], [PAPADOPOULOS2]. Caracteristicile materialelor fonoabsorbante, la frecvențe mici sunt necesare pentru a reduce zgomotul emise de surse ce emit pe aceste frecvențe. Autorii propun utilizarea termenului de „pierderi prin transmisie” (Transmission Loss – TL), pentru a defini caracteristica unui material sau a unei structuri fonoabsorbante și de asemenea definesc o metodă de calcul a acestei mărimi. Cu ajutorul mărimii TL sunt studiate propagarea și interacțiunea structură-sunet în diverse aranjamente complexe, ca de exemplu propagarea energiei sonore prin straturi succesive de aer și material fonoabsorbant, pentru diferite materiale des utilizate în acest scop. Compararea rezultatelor obținute duce la concluzia că metoda va trebui dezvoltată în continuare pentru a asigura precizia dorită.

### ***Reducerea zgomotelor prin utilizarea dispersiei pe suprafețe structurate.***

O alternativă la utilizarea unor materiale fonoabsorbante constă în realizarea pe suprafața panourilor fonoizolatoare a unor configurații geometrice care să ducă la dispersia undelor sonore incidente în loc să reflecte undele respective. În acest sens companiile din domeniu produc de asemenea o serie întregă de panouri ca cele prezentate în figura 2.5.

În lucrarea [PIACENTINI] se prezintă un studiu al difracției undelor acustice sferice pe bariere de diferite forme, pentru care s-a utilizat simularea numerică ce se

bazează pe metoda elementelor de frontieră modificată, în spațiul tridimensional. Pe lângă testarea unor forme clasice ale structurilor suprafețelor de dispersie, o modalitate mai eficientă este realizarea unui algoritm care să caute în mod automat noi forme de structuri și să le testeze apoi prin aplicarea unui criteriu de optimizare. O astfel de metodă este descrisă în [DIVO] în care optimizarea se realizează cu ajutorul algoritmilor genetici cuplați cu metoda elementelor de frontieră pentru problema acustică exterioară.



**Fig.2.5.** Panouri din materiale fonoabsorbante (poliuretan) cu suprafețe dispersive.

Algoritmii genetici sunt frecvent utilizați și în optimizarea structurilor analizate cu ajutorul metodei elementelor finite. Formularea elementelor de frontieră utilizată se bazează pe un algoritm Burton–Miller modificat pentru problema exterioară, asociat ecuației integrale Helmholtz pentru căutarea valorilor proprii pentru problema interioară. Domeniul de interes în această abordare îl constituie o undă incidentă unui corp axisimetric. Obiectivul metodei este de a găsi o configurație geometrică ce minimizează intensitatea acustică recepționată la o anumită distanță de suprafață de către un senzor virtual. Aici intensitatea acustică este definită ca fiind o mărime proporțională cu integrala produsului potențialului acustic cu conjugata sa complexă, pe volumul spațiului ocupat de traductorul virtual.

Un alt tip de material prezentat în [SGARD], este un material poros perforat. Aceste materiale se mai numesc materiale cu dublă porozitate deoarece prezintă o rețea interconectată de pori cu două dimensiuni caracteristice distincte. Lucrarea prezintă două modele complementare utilizate la studiul acestor materiale: un model analitic bazat pe conceptul tehnicilor de omogenizare și un model numeric cu elemente finite.

În afară de panouri, materialele fonoabsorbante se utilizează și sub forme cilindrice, ca acoperire pentru conducte. În [TSAY] s-a realizat un studiu cu element finit în domeniul acustic tridimensional pentru a determina modurile proprii ale unui

corp cilindric fonoabsorbant, plasat în interiorul unui tub de impedanță, supus unei presiuni sonore impulsive. Soluțiile obținute au fost validate cu ajutorul unor date experimentale.

### ***Controlul activ al zgomotelor.***

Primele cercetări în domeniul modelării computerizate a transmiterii undelor sonore utilizate la analiza zgomotelor generate în tobe de eșapament [OCONNOR] au fost realizate în anii 1990 odată cu dezvoltarea tehnicii de calcul. Lucrarea are la bază metoda TLM (Transmission line matrix), dezvoltată inițial pentru studiul transmiterii undelor electromagnetice. Această metodă a fost înlocuită apoi, treptat de metoda elementului finit și de metoda elementului de frontieră, pe măsură ce s-a dezvoltat capacitatea de calcul a calculatoarelor. Lucrarea amintită descrie și o metodă de control activ a zgomotului, prin măsurarea cu ajutorul unui microfon, a zgomotului la intrarea în incintă și generarea unor unde sonore de interferență reductivă (cu ajutorul unui echipament de comandă adaptivă și a unui difuzor), la ieșirea din incintă. Autorii susțin că prin această metodă au reușit o reducere a zgomotelor la ieșirea din incintă cu 40 dB. Rezultatele analizei TLM au stat la baza identificării parametrilor algoritmului de comandă adaptivă.

Rezultate mai noi în domeniul controlului activ al zgomotelor sunt publicate în [AZERPAYVAND], în care se studiază efectele prezenței unui perete fonoizolant asupra unui sistem activ de reducere a zgomotelor, când în domeniul de analiză este introdusă o sursă cu dimensiuni semnificative. Prezența peretelui este modelată utilizând metoda imaginii, iar reflexiile multiple sunt implementate prin teorema superpoziției armonice sferice. Soluțiile analitice sunt obținute prin metoda separării variabilelor. În timp ce sursa primară emite sunete la diferite moduri de excitație, reprezentând zgomotele inițiale, sursa secundară (modelată sub forma unui emițător radial), emite unde sonore ce anihilează zgomotele sursei primare. Problema studiată presupune și cazul prezenței unui perete reflectant ce perturbă eficiența atenuării, și își propune să găsească în ce condiții, impuse sursei secundare de control, această perturbație poate fi eliminată. Diferite soluții de control activ se utilizează și pentru reducerea efectului reverberațiilor în auditorii, [LISSEK].

## **2.9. Aplicații ale metodelor de analiză acustică la cabine de autovehicule.**

Unul din scopurile principale ale analizei acustice la autovehicule este mărirea confortului pasagerilor și a conducătorilor auto. Acest deziderat se poate obține prin reducerea zgomotelor generate de autovehicul sau prin izolarea fonică a sursei (motorului sau transmisiei) sau a cabinei. În cadrul tezei de doctorat se vor aborda cu precădere metode de analiză a izolării surselor de zgomote.

În ce privește studiul izolării cabinei, în [SARIGUL] s-a analizat acustica interioară a cabinei unui camion cu ajutorul metodei elementelor de frontieră. Câmpul

acustic este generat de vibrațiile armonice ale panoului podelei cabinei și este exprimat prin ecuațiile integrale Helmholtz. Rezultatele numerice au fost obținute prin rularea unui program realizat special în acest scop. Prezintă-se comparații între două condiții inițiale: situația în care pereții sunt considerați perfect elastici și cu o anumită impedanță acustică. O altă metodă utilizată în [MARBURG2] este bazată pe conceptul coeficienților de influență acustică. În această lucrare se calculează efectul vibrației structurii autovehiculului și a aerului (în cadrul unei analize armonice) la nivelul urechii conducătorului auto. Avantajul metodei coeficienților de influență este că acești coeficienți se calculează prin analiză armonică o singură dată, pentru a determina presiunea sonoră la nivelul urechii, după care este necesară doar rezolvarea unui set de ecuații algebrice în locul iterării secvențiale a analizei armonice complete. Condiția este ca modificările geometrice ale structurii să fie relativ mici în comparație cu lungimea de undă. În lucrare se prezintă de asemenea un exemplu de optimizare a acoperișului cabinei bazat pe această metodă de calcul, pentru diferite valori ale forțelor de excitație.

Alte studii ce prezintă controlul activ sau pasiv al zgomotelor în interiorul unor structuri ce pot fi asimilate cu cabinele vehiculelor sunt prezentate în lucrările [LIU3], în [LIM1] în care se studiază contribuția vibrației panourilor carcasei autovehiculului, în [MOHANTY], în care se utilizează metode CAE (computer-aided-engineering) pentru reducerea zgomotelor în interiorul cabinelor de camioane și în [DEWANGAN] pentru studiul propagării undelor sonore la nivelul urechii operatorului, în timpul utilizării mașinilor de lucru agricole.



## CAPITOLUL 3

### 3. STUDII PRIVIND ZGOMOTE ȘI VIBRAȚII.

#### 3.1. Considerații generale.

Pentru studiul zgomotelor și vibrațiilor s-a dezvoltat un aparat matematic complex ce înglobează ecuații diferențiale, ecuații cu derivate parțiale, ecuații integrale și reprezentări în spațiul complex iar în cazul tridimensional reprezentări matriciale ale acestora. Fenomenele de vibrații mecanice sunt prezentate în [SILAȘ], [CIOARĂ1], [BRÎNDEU1], [BUZDUGAN], iar aspecte legate de șocuri și percuții sunt prezentate în [BRÎNDEU2] și în [DARABONT]. Descrieri detaliate ale abordării matematice a mișcărilor oscilatorii sunt prezentate și în [COULSON] (capitolul 1 - ecuația undei și capitolul 6 - unde sonore). Un studiu mai aprofundat al fenomenelor fizice legate de vibrații și unde este prezentat în [PAIN] (capitolul 1 - Mișcări oscilatorii armonice, capitolul 2 - Mișcări oscilatorii armonice amortizate, capitolul 3 - Oscilații forțate, capitolul 4 - Oscilații cuplate) . În alte lucrări sunt tratate fenomene complexe particulare ale undelor sonore ca de exemplu în [CIOARĂ1], în [MASON1] (capitolul 2 - observarea experimentală a radiației acustice generate de suprafețe plane și suprafețe curbe), [MASON2] (capitolul 3 - absorbția undelor sonore în atmosferă) sau în [BILLINGHAM] (capitolul 3 - unde sonore; probleme avansate – capitolul 11.1. - difracția undelor sonore în cazul unei bariere semi-infinite; capitolul 5 - transmiterea undelor în solidul elastic). Aspectele practice ale studiului undelor sonore, aspecte legate de măsurări experimentale de izolare fonică și reducerea zgomotelor sunt prezentate în lucrări ca [BERANEK] și [EVEREST]. O categorie importantă a cercetărilor se referă la studiul aplicat al efectelor dinamice [BRÎNDEU3] și [BRÎNDEU4] și la metode moderne de amortizare și izolare [BERETE1] și [BERETE2].

Aceste documentații au fost utilizate pentru susținerea studiilor, analizelor și măsurărilor experimentale realizate prin contribuții proprii în cadrul tezei de doctorat.

În capitolul 2 au fost prezentate lucrări și articole științifice ce abordează teme de actualitate în domeniul vibrațiilor și acusticii cât și metode de analiză consacrate în domeniu. În paragrafele următoare sunt descrise subiecte ale unor articole științifice de actualitate, strâns legate de tematica tezei de doctorat și anume analiza și reducerea zgomotelor și vibrațiilor la motoarele autovehiculelor.

#### 3.2. Studiul zgomotelor la motoarele cu ardere internă.

Optimizarea constructivă a carcaselor cutiilor de viteză se realizează prin analiza vibrațiilor cu ajutorul metodei elementelor finite în lucrarea [LEMOYNE], iar în [BOS] parametrul de optimizare variabil este distribuția grosimii pereților carcasei. Obiectivele optimizării includ: minimizarea nivelului vibrațiilor, minimizarea masei carcasei, maximizarea frecvențelor fundamentale. Cauzele primare ale vibrațiilor

induse pereților carcaselor de cutii de viteze sunt prezentate în [LEE1], în care sunt studiate semnalele sonore și vibratorii impulsive generate de impactul pieselor în mișcare (cu precădere a roților dințate). Aceste semnale impulsive sunt asociate cu defecte ale pieselor sau jocuri mecanice excesive. În lucrare se prezintă o schemă dezvoltată pentru punerea în evidență a zgomotelor de tip impulsiv ce poate fi aplicată cu precădere la diagnoza prin vibrații și zgomote atât pentru cutiile de viteze cât și pentru motoarele cu ardere internă.

În lucrarea [LIM2] se studiază caracteristicile de zgomot și vibrații ale arborilor cotiți cu dezechilibre dinamice sau alte defecte semnificative care apar la motoarelor cu ardere internă cu patru cilindrii. Experimentele s-au efectuat pe două motoare identice din punct de vedere constructiv dar unul dintre ele având un dezechilibru dinamic semnificativ. Măsurările s-au efectuat pentru mai multe regimuri semnificative de funcționare ale motoarelor. Diagramele în timp-frecvență rezultate arată o corelație directă între modulația în frecvență și un ordin fundamental al turației arborelui cotit, ceea ce demonstrează prezența defectelor estimate.

Caracteristicile de vibrații ale arborelui cotit la un motor cu ardere internă sunt studiate și în lucrarea [GEVECI] din punctul de vedere al diagnozei stării cilindrilor. În lucrare sunt prezentate rezultatele experimentale pentru un motor diesel industrial cu șase cilindrii pentru a demonstra modul în care se realizează prelucrarea semnalelor și diagnoza defectelor. Influența jocurilor mecanice la motoarele cu ardere internă asupra generării vibrațiilor este studiată și în lucrarea [CROWTHER]. În [ZHENG] și [LEE2] sunt studiate fenomene de generare a zgomotelor datorate forțelor transversale ce acționează pe piston și jocurilor dintre piston și cilindru (fenomenul de basculare – *piston slap*) și datorate vibrațiilor pistonului. În [JOHANSSON] se pleacă de la observația că o sursă importantă de zgomot la unele motoare diesel este localizată în partea inferioară a ansamblului motor. Bazat pe această observație și pe măsurări experimentale urmate de o serie de metode frecvențiale de prelucrare a datelor, s-au analizat subansamblele ce pot fi considerate ca surse de zgomot și s-a constatat că o contribuție dominantă este dată de apărătorile curelei de transmisie care intră în rezonanță la anumite frecvențe.

O parte importantă a studiilor din domeniul zgomotelor și vibrațiilor este concentrată pe sistemele de admisie și eșapament și procesul de combustie. În [PAIRY1] și [DESMONS] se demonstrează că teoriile acusticii liniare pot modela cu o precizie satisfăcătoare fenomenele de curgere și atenuare din sistemele de eșapare, și pot fi utilizate în scopul proiectării acestor sisteme. În [PAIRY2] se studiază teoriile curgerii neliniare și modul în care acestea pot fi utilizate la analiza acusticii sistemelor de admisie și eșapament iar în [PEAT] caracteristicile tranzitorii ale surselor variabile în timp ce corespund acestor sisteme (admisie și eșapament). Pentru studiul aceluiași sisteme din componența generatoarelor diesel și a motoarelor de camioane performante, în [DAVIES] sunt utilizate metode de analiză timp-frecvență

Fenomenele de combustie în motoarele cu ardere internă și legătura acestor fenomene cu emisia de zgomote este de asemenea abordată de mai mulți cercetători

după cum rezultă dintr-o serie de articole: [WENDEKER] creșterea nivelului de zgomot la motoarele cu aprindere prin scânteie datorită dinamicii neliniare a combustiei, diagnoza fenomenului de rateuri (*misfire*) [OSBURN], fenomenul de detonație (*combustion knock*) [SZWAJA] și [VINOKUROV] la motoarele cu aprindere prin scânteie, reconstrucția pulsațiilor de presiune din interiorul cilindrului utilizând rețele neuronale RBF (*radial basis function*) [JOHNSSON].

Alți cercetători și-au concentrat atenția asupra modelării funcționale a motoarelor cu combustie internă utilizând un set de ecuații diferențiale [MA], metode de proiectare și inginerie asistată de calculator CAE (computer aided engineering) [JUNHONG], modele numerice dinamice neliniare [BOYSAL] și au investigat posibilitatea utilizării metodelor de inteligență artificială (algoritmi genetici, rețele neuronale, mulțimi fuzzy) în modelarea și evaluarea performanțelor motoarelor cu combustie internă [KALOGIROU]. Toate aceste metode de modelare au în vedere posibilitatea optimizării structural-acustice a motoarelor și totodată dezvoltarea unor noi motoare cu emisie redusă de zgomot.

Metodele de proiectare amintite sunt completate prin dezvoltarea unor tehnici de măsurare experimentală și de prelucrarea datelor. Majoritatea cercetărilor în acest domeniu sunt axate pe identificarea surselor generatoare de zgomote în scopul re-proiectării și modificării constructive a componentelor sau în scopul dezvoltării unor metode de diagnoză a defectelor.

În lucrarea [NIVESRANGSAN] câmpul acustic din apropierea unui motor cu ardere internă este măsurat cu o matrice de senzori fiecare dintre aceștia recepționând semnale de la mai multe surse localizate pe motor. Prin descompunerea semnalelor achiziționate utilizând tehnici de localizare a sursei se realizează reconstituirea semnalelor aferente fiecărei surse. Identificarea surselor în scopul diagnozei defectelor la motoare este tratată în [WU1], [WU2] și [WU3], utilizând diverse metode numerice de prelucrare a datelor: o tehnică de vizualizare a semnalelor bazată pe afișarea *dot pattern* similară cu o reprezentare polară, un sistem expert ce utilizează rețele neuronale probabilistice și o metoda de diagnoză bazată pe transformarea *wavelet* continuă. Alte exemple de studii ce au ca obiectiv identificarea surselor și diagnoza defectelor sunt [LIU1] și [FRENNE]. Volumul mare de date ce se înregistrează în cazul măsurărilor acustice și a vibrațiilor la motoare, impune minimizarea fluxului de informații prin selectarea datelor semnificative [DOBROLYUBOV]. Pe lângă senzorii consacrați (accelerometre în cazul vibrațiilor și microfoane în cazul măsurărilor acustice), în unele cercetări sunt utilizate instrumente de măsurare speciale ca de exemplu interferometre electronice și vitezometre laser doppler cu ajutoru cărora poate fi studiat relieful, faza și amplitudinea vibrațiilor suprafețelor motoarelor [FARRANTA].

Vibrațiile motoarelor se transmit și în alte componente ale autovehiculului generând modulații de joasă frecvență în amplitudine care sunt studiate cu ajutorul analizei spectrale [LECLERE] iar în alte cercetări [SEBA] se încearcă reducerea transmiterii acestor vibrații prin utilizarea unui regulator robust cu reacție negativă care comandă un actuator electromecanic (vibrator industrial) ce acționează în sensul

reducerii vibrațiilor transmise la șasiu.

### 3.3. Metode de reducere a zgomotelor la motoarele cu ardere internă.

Studiile și cercetările prezentate în paragraful anterior susțin elaborarea unor metode de reducere a vibrațiilor și zgomotelor. Există de asemenea cercetări aplicative care vizează realizarea concretă a reducerii zgomotelor la motoare. În acest sens în [TANDON1] se prezintă măsuri ce pot fi adoptate în scopul reducerii zgomotelor datorate fenomenului de basculare a pistonului (*piston slap* - care induce rezonanța aripilor de răcire amplasate pe capul cilindrului), prin reducerea jocului dintre piston și cilindru. În [TANDON2] sunt adoptate de asemenea soluții constructive la diferite componente ale unui motor portabil cu ardere internă. Pe lângă modificările constructive, ca măsură de reducere a zgomotelor se utilizează și materiale neconvenționale. În acest sens în [LU] se prezintă studiul proprietăților vâsco-elastice ale unor elastomeri utilizați ca materiale de etanșare la diferite componente ale motoarelor. Până în prezent se luau în considerare doar proprietățile de etanșare și proprietățile termice ale acestor materiale. Utilizând elastomeri care pe lângă proprietățile amintite să poată amortiza și vibrațiile, se reduc considerabil zgomotele emise de componente susceptibile la rezonanță (piese de tip capace sau panouri ce au grosime relativ mică în raport cu lățimea și/sau lungimea). Un alt studiu analizează posibilitatea utilizării fibrelor naturale poroase pentru izolarea fonică a conductelor sistemului de admisie [PARK]. O abordare mai radicală de reducere a zgomotelor este construirea unei incinte care să separe sursa de zgomot de mediu. O astfel de abordare este prezentată în [JU], în care s-a proiectat și construit o incintă pentru izolarea fonică a unui motor de generator electric. Incinta a fost dotată cu un sistem de ventilație care să asigure un bun transfer termic evitând supraîncălzirea motorului și în același timp blocând transmiterea zgomotului.

O altă sursă importantă de zgomot în cazul motoarelor cu ardere internă o constituie sistemul de eșapare. În acest caz zgomotul este produs de curegerea turbulentă a gazelor arse ce trebuie evacuate, prin tuburile de eșapare. Curgerea turbulentă în impulsuri creează diferențe de presiune periodice care la ieșirea din conducte generează unde sonore. O serie de cercetări sunt orientate spre găsirea unor soluții cât mai eficiente de eliminare a zgomotelor date de aceste fenomene, fie prin soluții constructive (proiectarea unor amortizoare fonice prin utilizarea metodei elementelor finite) [BARBIERI], [BILAWCHUK], [MEHDIZADEH] fie prin realizarea unor cercetări experimentale bazate pe observații practice [SELAMET].

### 3.4. Principii de bază și terminologie.

Modelele matematice utilizate în studiul vibrațiilor și zgomotelor se bazează pe ecuațiile fizicii matematice care descriu mișcări oscilatorii. În majoritatea cazurilor practice, datorită complexității fenomenelor studiate, aceste mișcări pot fi descrise

prin aplicarea unor ipoteze simplificatoare. Aceste ipoteze sunt alese și fundamentate în așa fel încât să nu introducă erori majore ale rezultatelor obținute.

### ***Oscilații armonice***

Ecuția fundamentală ce descrie echilibrul de forțe într-un sistem elastic, fără amortizare și fără acțiunea unor forțe exterioare, este dată de relația:

$$-kx = ma \quad (3.1)$$

în care:  $k$  – este coeficientul elastic,  $a$  – accelerația sistemului,  $m$  – masa,  $x$  – deplasarea la un moment dat față de poziția de echilibru.

Din ecuația (3.1), se poate exprima accelerația:

$$a = -\frac{k}{m}x \quad (3.2)$$

care poate fi scrisă ca derivata a doua a deplasării în raport cu timpul:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{k}{m}x \quad (3.3)$$

utilizând notația  $\omega^2 = \frac{k}{m}$  relația (3.3) poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2x \quad (3.4)$$

Se caută apoi o funcție a cărei derivată a două să fie egală cu funcția însăși. Cea mai des utilizată soluție este dată de:

$$x(t) = A \cos(\omega t + \phi) \quad (3.5)$$

Semnificația fizică a mărimilor constante din ecuația (3.5) este :  $A$  – este amplitudinea mișcării adică deplasarea maximă  $x_{max}$ ,  $\omega$  – este definită ca pulsație și se măsoară în *rad/sec*, iar  $\phi$  este numit constant de fază și se măsoară în *radiani*.

Din ecuațiile (3.3) și (3.4) se poate defini  $\omega$  numită și *pulsația proprie* a sistemului:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.6)$$

Legătura dintre frecvență, perioadă și pulsație este dată de:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.7)$$

în care cu  $f$  s-a notat frecvența măsurată în  $sec^{-1}$  iar cu  $T$  perioada măsurată în secunde.

Energia totală a unui sistem oscilant armonic poate fi exprimată ca suma energiei cinetice ( $E_c$ ) și potențiale ( $E_p$ ):

$$E_t = E_c + E_p \quad (3.8)$$

Expresia energiei cinetice este dată de relația:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m\omega^2 A^2 \sin^2(\omega t + \phi) \quad (3.9)$$

iar a energiei potențiale este dată de relația:

$$E_p = \frac{1}{2}kx^2 = \frac{1}{2}kA^2 \cos^2(\omega t + \phi) \quad (3.10)$$

astfel, energia totală a sistemului oscilant armonic este:

$$E_t = \frac{1}{2}kA^2(\sin^2(\omega t + \phi) + \cos^2(\omega t + \phi)) = \frac{1}{2}kA^2 \quad (3.11)$$

### ***Oscilații amortizate***

Dacă sistemul oscilant funcționează într-un mediu în care există forțe de amortizare (forțe de frecare, rezistențe hidraulice sau pneumatice), ecuația (3.1) se va modifica în conformitate dând relația:

$$\sum F_x = -kx - bv = ma \quad (3.12)$$

în care  $b$  este coeficientul de amortizare. Această formă reflectă faptul că amortizările (date în general de forțe de frecare), depind de viteză. În formă diferențială, relația (3.7) poate fi scrisă:

$$-kx - b \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.13)$$

Pentru rezolvarea ecuației diferențiale omogene de ordinul 2 se utilizează substituția :  $x=e^{nt}$ , și se obține soluția:

$$x = Ae^{-\frac{b}{2m}t} \cos(\omega t + \phi) \quad (3.14)$$

în care:  $A$  este amplitudinea maximă,  $\omega_0$  este pulsația sistemului fără amortizare (pulsația proprie) iar  $\omega$  este pulsația sistemului cu amortizare, dată de relația:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad (3.15)$$

Rezolvarea ecuației diferențiale (3.13) este dată în ANEXA 3.1.

### ***Oscilații forțate***

În majoritatea cazurilor reale sistemul este excitat de o forță exterioară, de cele mai multe ori de formă periodică de amplitudine  $F_0$ . În acest caz ecuația diferențială a sistemului oscilant va avea forma:

$$F_0 \sin(\omega t) - b \frac{dx}{dt} - kx = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.16)$$

Soluția ecuației diferențiale neomogene de ordinul doi se obține din soluția generală a ecuației omogene completată cu termenul soluției particulare, în cele mai multe cazuri apelându-se la metoda coeficienților nedeterminați și utilizându-se forma termenului excitație. În acest fel soluția ecuației (3.16) va fi dată de relația:

$$x = A \cos(\omega t + \phi) \quad (3.17)$$

în care  $A$  este amplitudinea oscilațiilor forțate dată de relația:

$$A = \frac{F_0 / m}{\sqrt{\omega^2 - \omega_0^2 + \left(\frac{b\omega}{m}\right)^2}} \quad (3.18)$$

cu condiția:  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , pulsația proprie a sistemului.

Din relația (3.18) se observă că dacă  $\omega \approx \omega_0$ , amplitudinea oscilațiilor este maximă, fenomen cunoscut sub denumirea de rezonanță.

### *Unde sonore propagate în spații fără amortizare.*

În cazul autovehiculelor (ca și în cazul altor mașini), vibrațiile mecanice ale unor structuri solide sunt de cele mai multe ori sursele zgomotelor.

Considerând o suprafață plană a unei structuri, în mișcare oscilantă, aerul din vecinătatea suprafeței va fi antrenat de mișcarea acesteia producând zone de presiune mai mare și mai mică în raport cu presiunea normală statică. Atunci când suprafața se deplasează înspre domeniul aerului, se crează o zonă de presiune înaltă datorită compresiei particulelor de aer. În același timp particulele transmit mișcarea altor particule din apropierea lor, zona de presiune înaltă deplasându-se în direcția depărtării de suprafață. Atunci când suprafața se retrage din domeniul aerului, în apropierea suprafeței se crează o zonă cu presiune scăzută care se propagă în urma zonei de presiune ridicată. Astfel în urma oscilațiilor periodice ale suprafeței structurale se formează zone de presiune ridicată urmate de zone de presiune scăzută ce se depărtează de suprafață cu o viteză ce depinde de caracteristicile mediului (în cazul zgomotelor a aerului). Viteza de oscilație a particulelor variază de la o valoare maximă pozitivă la zero și apoi la o valoare negativă și este diferită de viteza de deplasare a zonelor de presiune, care este relativ constantă (viteza de deplasare a undei). Variația deplasării particulelor cât și variația presiunii are loc atât în timp cât și în spațiu și are o natură periodică, cu o perioadă determinată de oscilația sursei (în acest caz a suprafeței structurii). O observație importantă este aceea că maximul deplasării particulelor este defazat de maximul zonelor de presiune cu  $1/4$  din perioadă, deplasarea este maximă sau minimă atunci și acolo unde presiunea este zero iar deplasarea este zero atunci și acolo unde presiunea este maximă sau minimă.

Propagarea sunetelor sub forma unor unde longitudinale a fost modelată matematic îmbinându-se trei principii:

- legea de mișcare (a doua lege a lui Newton);
- legea gazului ideal;
- legea conservării masei – ecuația de continuitate.

Modelul matematic al propagării undelor sonore poate exprima variația în timp și spațiu a două mărimi importante: *presiunea sonoră* și *viteza unui element al mediului antrenat de undă*. În continuare sunt prezentate pe scurt principiile definirii modelului matematic al propagării undelor sonore [BERANEK], care stau la baza elaborării modelelor numerice cu elemente finite utilizate în capitolele următoare.

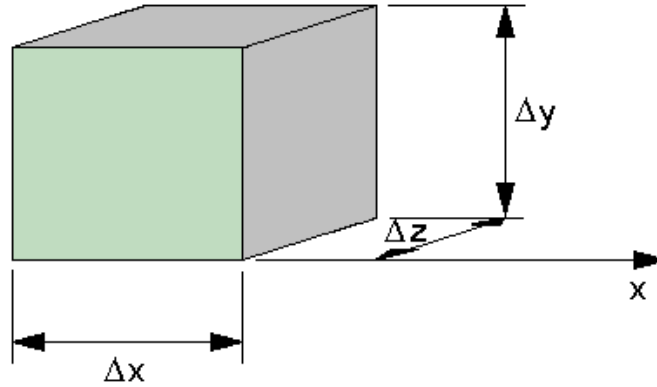
#### *Legea de mișcare.*

Dacă se consideră un volum elementar definit de un cub cu laturile notate ca în figura 3.1, ce se deplasează în sensul pozitiv al axei  $x$ , într-un câmp de presiune ce variază continuu de-a lungul aceleiași axe, variația forței pe fețele cubului perpendiculare pe direcția de deplasare va fi dată de relația:



$$f = -\frac{\partial p}{\partial x} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.19)$$

în care:  $f$  – este variația forței iar  $p$  este variația presiunii.



**Fig.3.1.** Notății utilizate pentru un element de volum, într-un mediu în care presiunea crește în direcția pozitivă a axei  $x$  (după [BERANECK]).

Scriind aceeași forță elementară ca o forță inerțială obținem relația:

$$f = M \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3.20)$$

în care  $u$  reprezintă viteza de deplasare particulelor din interiorul cubului definit anterior.

Egalând relațiile (3.19) și (3.20) și împărțind ambii termeni la volumul elementar, se obține relația:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho' \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3.21)$$

în care  $\rho'$  este densitatea medie a gazului în spațiul definit de volumul elementar. Dacă modificarea densității  $\rho'$  datorată undei sonore este relativ mică atunci  $\rho' = \rho_0$  și relația (3.21) devine:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3.22)$$

Ecuția (3.22) reprezintă legea de mișcare pentru o undă plană ce se propagă pe o singură direcție. Dacă se consideră propagarea spațială a undei sonore (de exemplu pentru o undă sferică) ecuația de mișcare va avea forma:

$$-\nabla p = \rho_0 \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} \quad (3.23)$$

în care  $\nabla p = \mathbf{i} \frac{\partial p}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial p}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial p}{\partial z}$  iar  $\mathbf{q} = \mathbf{i}q_x + \mathbf{j}q_y + \mathbf{k}q_z$  viteza vectorială a elementului de volum într-un sistem de coordonate cartezian cu  $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$  versori, iar  $\rho_0$  densitatea gazului.

### *Legea gazului ideal.*

Pornind de la legea gazului ideal poate fi dedusă o relație între variația presiunii gazului și variația volumului elementului de volum descris anterior, în timpul deplasării undei sonore.

Ecuția de stare a gazului ideal este dată de relația:

$$PV = nRT \quad (3.24)$$

în care  $P$  este presiunea totală elementului de volum,  $V$  este volumul de gaz,  $R$  este constanta universală a gazelor,  $n$  numărul de moli din volumul de gaz iar  $T$  este temperatura absolută în grade Kelvin.

Analizând schimbul de temperatură dintre un punct de presiune înaltă și unul de presiune joasă din spațiul de propagare al undei sonore [BERANEK] (la o frecvență a sunetului de  $1\text{kHz}$  – frecvență de maximă sensibilitate pentru urechea umană), se observă că transferul de căldură în aer la presiune normală are loc cu o viteză de aproximativ  $0,5\text{ m/s}$  în timp ce viteza de propagare a sunetului este de aproximativ  $344\text{ m/s}$ , deci transferul de căldură în cadrul spațiului parcurs de undă este neglijabil, aceasta fiind o caracteristică a proceselor adiabatice.

Pentru procese adiabatice relația dintre presiune și volum este exprimată prin relația:

$$PV^\gamma = \text{const.} \quad (3.25)$$

în care exponentul  $\gamma = C_p/C_v$  este raportul dintre căldura specifică la presiune constantă și căldura specifică la volum constant. Pentru aer constanta  $\gamma = 1,4$ .

Diferențiind relația (3.25), se obține:

$$\frac{dP}{P} = \frac{-\gamma \cdot dV}{V} \quad (3.26)$$

Dacă se notează  $P = P_0 + p$  și  $V = V_0 + \tau$  în care  $P_0$  este presiunea mediului neperturbat de undă iar  $V_0$  este volumul elementar inițial,  $p$  și  $\tau$  variațiile presiunii respectiv volumului față de  $P_0$  și  $V_0$ . Deoarece  $p \ll P_0$  și  $\tau \ll V_0$  relația (3.26) poate fi scrisă ca:

$$\frac{p}{P_0} = \frac{-\gamma \cdot \tau}{V_0} \quad (3.27)$$

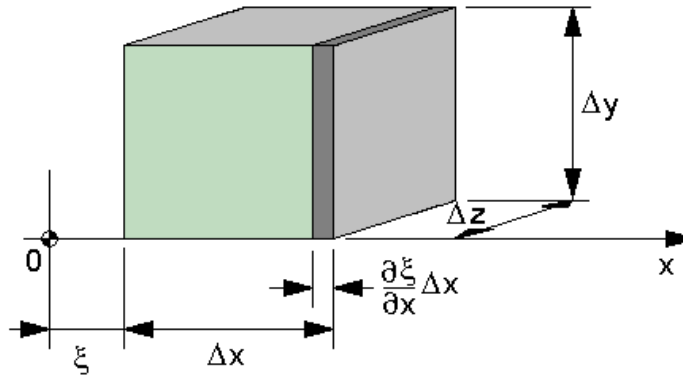
Derivând în funcție de timp se obține relația dintre variația presiunii și variația volumului în funcție de timp:

$$\frac{1}{P_0} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{-\gamma}{V_0} \frac{\partial \tau}{\partial t} \quad (3.28)$$

*Ecuția de continuitate.*

Ecuția de continuitate exprimă matematic faptul că deși presiunea și volumul elementului de gaz se modifică, masa gazului cuprinsă în acest element în stare neperturbată rămâne neschimbată și în timpul deplasării unde.

În figura 3.2 se prezintă variația volumului elementului de gaz ( $\tau$ ) la o deplasare de-a lungul axei  $Ox$  de valoare  $\xi$ .



**Fig.3.2.** Notații utilizate pentru modificarea elementului de volum (după [BERANECK]).

Expresia variației de volum este dată de relația:

$$\tau = \frac{\partial \xi}{\partial x} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.29)$$

Deoarece  $V = \Delta x \Delta y \Delta z$  relația (3.29) se poate scrie:

$$\tau = V_0 \frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (3.30)$$

Diferențiind în funcție de timp și notând  $u = \frac{\partial \xi}{\partial t}$ , relația (3.30) devine:

$$\frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.31)$$

Relația (3.31) arată variația volumului elementului de gaz în funcție de timp este proporțională cu variația vitezei particulelor în funcție de deplasare.

În condițiile unei propagări tridimensionale a undei, expresia corespunzătoare relației (3.31) va fi:

$$\frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \quad (3.32)$$

sau:

$$\frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \operatorname{div} \mathbf{q} \quad (3.33)$$

*Ecuția undei în coordonate carteziene.*

Din relațiile (3.28) și (3.31) se obține:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\gamma \cdot P_0 \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.34)$$

Diferențiala relației (3.34) în funcție de timp este dată de:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\gamma P_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} \quad (3.35)$$

iar diferențiala relației (3.22) în funcție de  $x$  este dată de:

$$-\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \quad (3.36)$$

eliminând apoi termenul  $\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$  din relațiile (3.35) și (3.36) se obține:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{\rho_0}{\gamma P_0} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.37)$$

și notând  $c^2 = \frac{\gamma P_0}{\rho_0}$  se obține:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.39)$$

Relația (3.39) este numită *ecuația undei* exprimată în funcție de presiune. În aceeași manieră se poate exprima ecuația undei în funcție de viteză:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (3.40)$$

Similar, pentru cazul tridimensional, din relațiile (3.28) și (3.33) și eliminând termenul  $\frac{\partial \tau}{\partial t}$  se obține:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\gamma P_0 \operatorname{div} \mathbf{q} \quad (3.41)$$

Diferențiind relația (3.41) în funcție de timp:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\gamma P_0 \operatorname{div} \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} \quad (3.42)$$

Aplicând operatorul *div* relației (3.22) se obține:

$$-\operatorname{div}(\nabla p) = \rho_0 \operatorname{div} \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} \quad (3.43)$$

sau folosind operatorul Laplacian:

$$-\nabla^2 p = \rho_0 \operatorname{div} \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} \quad (3.44)$$

Din relațiile (3.42) și (3.44) eliminând termenul  $\operatorname{div} \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t}$  se obține:

$$\nabla^2 p = \frac{\rho_0}{\gamma P_0} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.45)$$

și utilizând notația  $c^2 = \frac{\gamma P_0}{\rho_0}$  utilizată și pentru relația (3.39), se obține:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.46)$$

care reprezintă ecuația tridimensională a undei sonore raportată la variația de presiune. În mod similar se poate obține ecuația undei raportată la viteza particulelor, (eliminând termenii ce conțin  $p$ ):

$$\nabla^2 \mathbf{q} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \mathbf{q}}{\partial t^2} \quad (3.47)$$

Ecuția undei păstrează aceeași formă și dacă în loc de presiune sau viteză se consideră variația densității sau a deplasării particulelor, dar aceste expresii sunt mai puțin utilizate în aplicații.

Ecuțiile (3.39) și (3.40) și respectiv (3.46) și (3.47), sunt valabile în condițiile unor unde sonore de amplitudine mică ce se propagă într-un mediu gazos în repaus, omogen și izotrop, fără amortizare și în absența unor surse [BERANEK].

### ***Soluția ecuației undei***

Ecuția undei este o ecuație cu derivate parțiale de ordinul 2 pentru care se pot căuta soluții analitice (în care caz soluția este o *funcție de undă*) sau poate fi rezolvată numeric (soluție aproximată) utilizând metoda elementelor finite [COMSOL1], [COMSOL2], [ANSYS2], [ANSYS4] sau metoda elementelor de frontieră.

Considerând ecuația undei cu propagare liniară cu exprimarea dată de relația (3.39) unii autori [BERANEK], utilizează forma soluției dată de expresia:

$$p(x,t) = f_1\left(t - \frac{x}{c}\right) + f_2\left(t + \frac{x}{c}\right) \quad (3.48)$$

în care se reflectă natura duală a direcției de propagare (prin oricare punct al mediului perturbat se poate propaga o undă în direcție pozitivă sau o undă în sensul opus). astfel termenul  $f_1\left(t - \frac{x}{c}\right)$  reprezintă unda ce se propagă în sensul pozitiv al axei x iar termenul  $f_2\left(t + \frac{x}{c}\right)$  reprezintă unda ce se propagă în sensul negativ al axei x. Parametrul c reprezintă viteza de propagare a undei. Funcțiile  $f_1$  și  $f_2$  ce constituie soluții valide ale ecuației (3.39), sunt funcții trigonometrice sinus sau cosinus.

În alte documentații [COULSON], funcția de undă este dată sub forma:

$$p(x,t) = f(x \pm ct) \quad (3.49)$$

În acest caz sunt utilizate mărimile:  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$  - numărul de undă,  $c = \lambda f$  - viteza de propagare a undei (viteza sunetului),  $\omega = 2\pi f$  - pulsația,  $f$  - frecvența.

Considerând  $f$  de forma sinusoidală și un sens de propagare pozitiv, expresia funcției de undă pentru sensul pozitiv de propagare, este dată de relația:

$$p(x,t) = p_{\max} \sin\left[\frac{2\pi}{\lambda} (x - ct)\right] = p_{\max} \sin(kx - \omega t) \quad (3.50)$$

O formă des utilizată pentru exprimarea funcției de undă (cu precădere în electromagnetism dar și în acustică) este dată de relația:

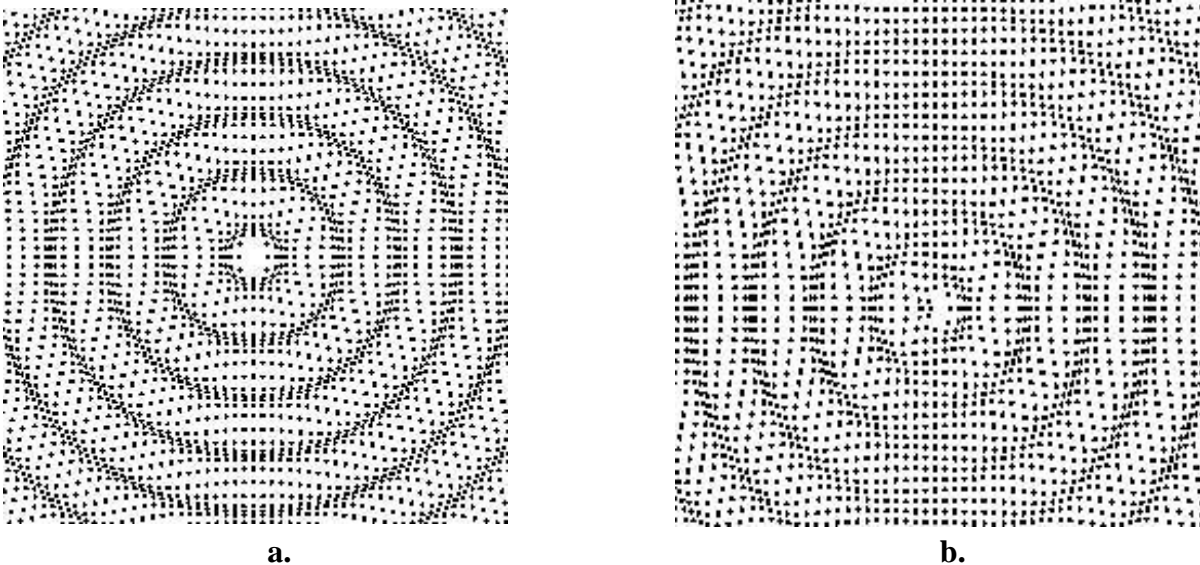
$$p(x,t) = \text{Re}[p(x)e^{i\omega t}] \quad (3.51)$$

Similaritatea relației (3.51) cu relația (3.50) este evidentă dacă se consideră formula lui Euler:  $e^{i\omega t} = \cos(\omega t) + i \sin(\omega t)$ .

### ***Ecuția undei în cazul prezenței unor surse.***

Din punct de vedere fizic sursele sonore sunt suprafețele unor obiecte oscilante, și sunt clasificate în funcție de modul lor de oscilație și de forma suprafeței care vibrează. După modul de oscilație sursele pot fi surse monopol, dipol, cuadripol.

Cele mai utilizate tipuri de surse în modelele proceselor de propagare ale sunetului sunt sursele monopol și dipol. Sursa monopol poate fi reprezentată printr-o suprafață sferică a cărei rază crește și scade după o lege periodică (de obicei sinusoidală – figura 3.3.a). Sursa dipol poate fi reprezentată ca un ansamblu de două surse monopol ce oscilează în opoziție de fază (defazate cu  $\frac{1}{2} T$  – figura 3.3.b) sau de o sferă la care poziția centrului oscilează după o direcție. Sursa monopol radiază uniform în toate direcțiile în timp ce sursa dipol este direcțională radiind în ambele sensuri ale unei direcții determinate de poziția relativă a polilor.



**Fig.3.3.** Radiații ale sursei monopol (a), respectiv dipol (b). Sursa dipol emite radiații sonore pe direcție orizontală.

În cazul luării în considerare a surselor monopol și dipol modelul matematic reprezentat prin ecuația undei în spațiul tridimensional, relația (3.46) va fi completată, fiind scrisă sub forma [COMSOL1]:

$$\frac{1}{\rho_0 c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p - s \right) = S \quad (3.52)$$

în care  $S$  – este sursa monopol [ $1/s^2$ ],  $s$  – este sursa dipol [ $N/m^3$ ],  $\rho_0$  – este densitatea mediului [ $kg/m^3$ ] iar  $c$  este viteza de propagare a undei [ $m/s$ ].

Dacă valorile ce caracterizează sursele sunt nule relația (3.52) revine la forma (3.46). Astfel sursele pot fi incluse sau nu în modelul matematic în funcție de cerințele aplicației concrete.

O formă și mai complexă se obține dacă pe lângă termenii ce reprezintă sursele se iau în considerare și termenii reprezentând amortizarea undei, și se obține ecuația undei sub forma [COMSOL1]:

$$\frac{1}{\rho_0 c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - d_a \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla (p - s) \right) = S \quad (3.53)$$

în care  $d_a$  – reprezintă coeficientul de amortizare. În condițiile propagării undelor în aer termenul de amortizare este, în majoritatea cazurilor neglijabil. O altă modalitate de tratare a amortizărilor, în cazul analizei numerice pentru propagarea undelor în medii fluide, dată în [COMSOL1] este utilizarea unor caracteristici de material complexe dependente de pulsație:  $\rho_c = \frac{Z_c k_c}{\omega}$  - densitatea dependentă de pulsație și  $c_c = \frac{\omega}{k_c}$  - viteza sunetului dependentă de pulsație. În cazul acestor mărimi complexe  $Z_c = \rho_0 c$  - este impedanța iar  $k_c = \frac{\omega}{c} - i\alpha$  - este numărul de undă complex cu  $\alpha$  coeficient de atenuare [ $1/m$ ] obținut din măsurări experimentale. Există și alte abordări ale tratării amortizării în condiții speciale ale unor materiale poroase (modelul Delany - Bazley) sau pentru specificarea atenuării în cazul reflexiei undei.

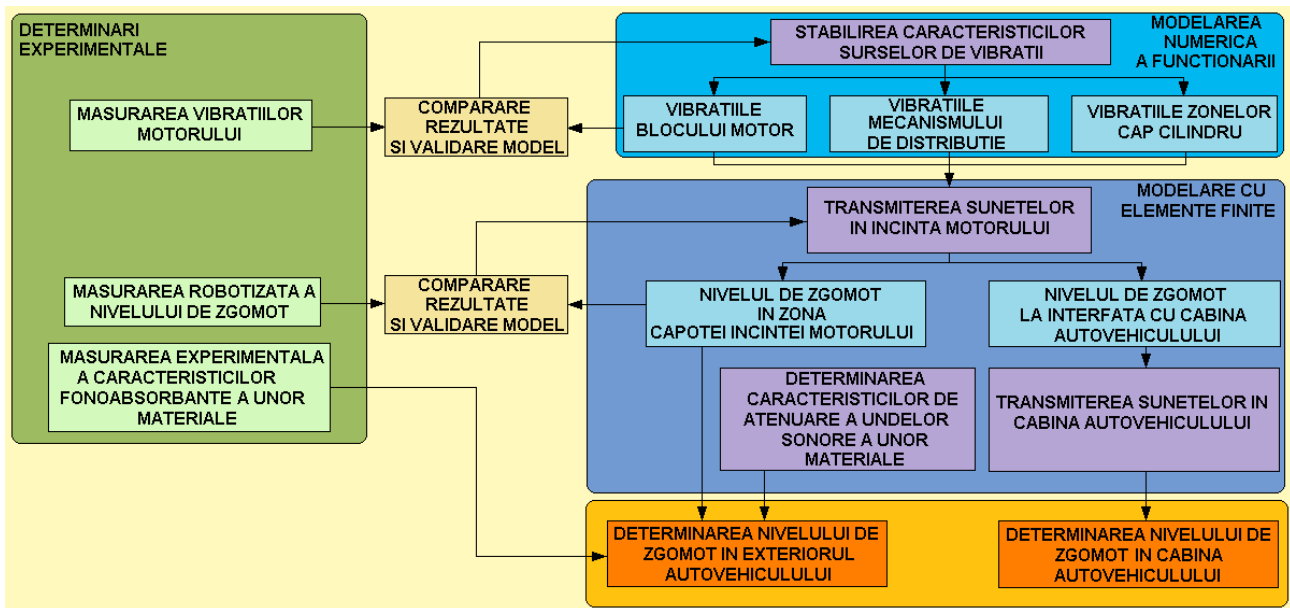
### 3.5. Metodă complexă de analiză a zgomotelor și vibrațiilor produse de motoarele autovehiculelor.

În vederea analizei zgomotelor și vibrațiilor motoarelor de autovehicule, în cadrul tezei de doctorat, se propune elaborarea și testarea unei metode complexe prezentate în schema din figura 3.4. și aplicarea acesteia în cazul unui motor M.A.S. ( $1600 \text{ cm}^3$ , 5400 rot/min).

Metoda propusă este compusă dintr-o serie de componente de analiză și simulare având la bază modele numerice funcționale și modele cu elemente finite pe de o parte iar pe de altă parte o serie de determinări experimentale ce ajută la corectarea și ajustarea modelelor dezvoltate pentru ca în final să se obțină valorile nivelelor de zgomot atât în exteriorul autovehiculului cât și în cabina acestuia. Cu ajutorul acestei metode se pot optimiza motoarele autovehiculelor și izolația fonică a acestora din punctul de vedere al reducerii nivelelor de vibrații și zgomote.



În cadrul capitolelor următoare se vor dezvolta diferitele componente ale metodei propuse.



**Fig.3.4.** Schema generală a metodei complexe de analiză propusă.

## CAPITOLUL 4

### 4. MODELAREA ȘI SIMULAREA FUNCȚIONĂRII MOTORULUI ȘI A TRANSMITERII SUNETELOR.

Conform metodei complexe de analiză (prezentată în capitolul 3.5 și sintetizată în diagrama din figura 3.4.), pentru studiul vibrațiilor și zgomotelor în domeniul motoarelor autovehiculelor, este necesară elaborarea și validarea prin simulare a unor modele numerice complexe.

Studiul caracteristicilor surselor de vibrații și studiul transmiterii zgomotelor au necesitat utilizarea a două categorii de metode de modelare diferite:

- studiul surselor de vibrații necesită elaborarea unui model funcțional, ce include cinematica și dinamica sistemului (a motorului cu ardere internă).
- studiul transmiterii vibrațiilor și zgomotelor care necesită elaborarea unor modele bazate pe ecuațiile constitutive prezentate în capitolul 3.

Studiul acestor modele are ca scop optimizarea structural-acustică a motoarelor și totodată dezvoltarea unor noi motoare cu emisie redusă de zgomot.

#### 4.1. Modelarea funcțională a motorului M.A.S. (1600 cm<sup>3</sup>, $P_{e_{max}}=88$ kw la $n_p=5400$ rot/min)

În cazul studiului caracteristicilor surselor se impune elaborarea unui model care să aibă capacitatea de a simula funcționarea motorului îmbinând caracteristicile mecanice și termodinamice ale acestuia. Pentru aceasta s-a decis utilizarea unui program de simulare prin care să se poată defini elementele mecanice ale motorului (cu toate caracteristicile esențiale ale acestora: poziția centrelor de greutate, momente de inerție), cât și legăturile dintre acestea (caracteristicile cuplelor cinematice, a rigidităților și amortizărilor dintre legături). Forțele primare ce acționează asupra elementelor mecanice sunt determinate de elementele sistemului termodinamic definite prin mărimea presiunilor și temperaturilor cât și prin succesiunea în timp a variației acestora. Procesele termodinamice și mecanice sunt corelate în cadrul modelului în așa fel încât să reflecte caracteristicile sistemului real.

#### 4.1.1. Modelarea funcțională utilizând mediul de programare SimMechanics.

Pentru elaborarea modelului funcțional s-a ales mediul de programare MATLAB (firma MathWorks) care înglobează o serie de produse de programare (Simulink, Simscape, SimMechanics) și conferă o flexibilitate ridicată, adecvată modelării problemelor de tip „MultiPhysics”, cuplând modele ale unor procese din diferite domenii științifice, o caracteristică ce lipsește la majoritatea programelor de simulare, ce sunt orientate pe rezolvarea unui domeniu restrâns de probleme.

Mediul de programare MATLAB utilizează un limbaj de programare tehnic de nivel înalt și un mediu de dezvoltare interactiv pentru elaborarea algoritmilor, analiza și vizualizarea datelor și calcul numeric.

Programul SimMechanics este la rândul său un mediu de dezvoltare a modelelor, bazat pe diagrame bloc pentru proiectarea și simularea ansamblelor de mașini și a mișcărilor acestora. În acest program se pot specifica pentru fiecare componentă masa și momentele de inerție, constrângerile cinematice, proprietățile elastice și de amortizare a legăturilor dintre corpuri. Elementele mecanice sunt reprezentate în cadrul modelului prin blocuri funcționale ce pot fi interconectate în așa fel încât să reprezinte în mod fidel procesele modelate. Programul SimMechanics face parte din platforma informatică Simscape (Simulink Physical Modeling), ce funcționează în corelație cu mediile de programare Simulink și MATLAB. În cazul blocurilor Simulink acestea realizează calcule matematice operând asupra unor valori ce reprezintă semnale iar în cazul blocurilor Simscape, acestea operează cu cantități fizice. Blocurile Simulink și Simscape pot fi interconectate în cadrul aceluiași model cu ajutorul unor blocuri speciale de interfață.

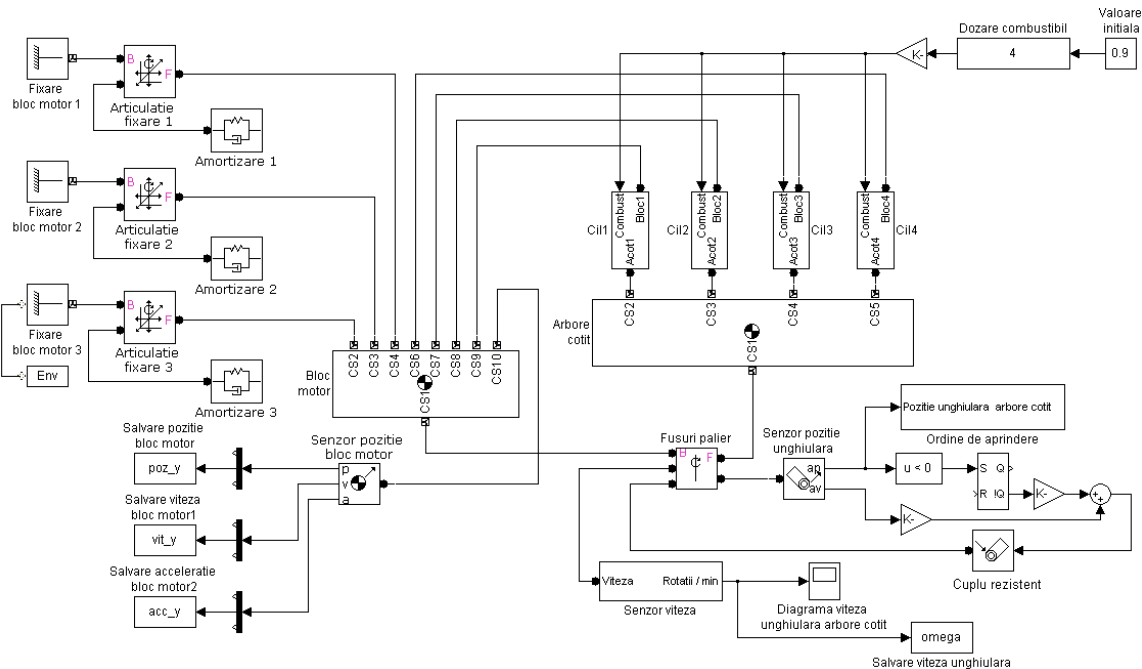
În cadrul tezei de doctorat s-a elaborat modelul de funcționare al motorului M.A.S. ( $1600 \text{ cm}^3$ ,  $P_{e_{\max}}=88 \text{ kw}$  la  $n_p=5400 \text{ rot/min}$ ) cu elementele de fixare ce au componente elastice și de amortizare.

Schema bloc a modelului realizat, a ansamblului motor și a elementelor de fixare este arătată în figura 4.1. Modelul are la bază un exemplu dat în biblioteca SimMechanics a mediului de programare MATLAB. Acest exemplu nu conține elementele necesare analizei vibrațiilor.

Scopul simulării este stabilirea caracteristicilor surselor de vibrații ale motorului. În acest sens s-au identificat trei surse majore de vibrații:

- vibrațiile blocului motor;
- vibrațiile mecanismul de distribuție;
- vibrațiile suprafețelor adiacente capetelor cilindrilor.

Simularea realizată cu ajutorul acestui model va avea ca rezultat determinarea caracteristicilor acestor surse de vibrații.



**Fig. 4.1.** Schema bloc a ansamblului motor- elemente de fixare.

În schema de ansamblu din figura 4.1. elementul de bază este blocul motor. Acest element este fixat de elementele „Fixare bloc motor” (1, 2 și 3), prin cuple de translație (elementele „Articulație fixare”) ce permit mișcări de translație și care au definite caracteristici de elasticitate și amortizare reprezentate prin elementele „Amortizare”. Forța de amortizare este calculată conform relației:

$$F = -k(x - x_0) - bv$$

în care:  $k$  – coeficientul de elasticitate;  $x_0$  – comprimarea inițială a elementului;  $x$  – deplasarea;  $b$  – coeficientul de amortizare;  $v$  – viteza de deplasare.

Elementul bloc motor este cuplat pe de o parte la elementul „Arbore cotit” prin cuple cinematice de rotație („Fusuri palier”) iar pe de altă parte la elementele „Cil” (1,2,3 și 4) prin cuple cinematice de translație înglobate în elementele „Cil”. Monitorizarea mișcării de vibrație a blocului motor este realizată de elementul „Senzor pozitie bloc motor” și respectiv elementele „poz\_y”, „vit\_y” și „acc\_y” ce înregistrează poziția, viteza și accelerația blocului motor pe direcția Y (sistemul de coordonate conform figurii 4.7). Elementele „Cil” sunt cuplate cu elementul „Arbore cotit” prin cuple de rotație. La fiecare element „Cil” este cuplat elementul „Dozare combustibil”

care specifică valoarea cantității de combustibil ce va fi luată în considerare la realizarea calculelor termodinamice.

La elementul „Fusuri palier” sunt cuplate deasemenea: un senzor de viteză ce monitorizează viteza de rotație a acestuia în scopul analizei funcționării și un senzor de poziție unghiulară care pe de o parte sincronizează funcționarea subsistemului „Ordine de aprindere” (care modelează ciclul de funcționare al motorului) iar pe de altă parte furnizează date de intrare pentru calculul momentului rezistent (care în acest model este determinat de forțe de frecare) ce în final acționează asupra arborelui cotit prin intermediul actuatorului „Moment rezistent” și al cuplei de rotație „Fusuri palier”.

În schema din figura 4.1. elementele „Cil” reprezintă subsisteme complexe care includ elemente mecanice și termodinamice descrise în următoarele paragrafe.

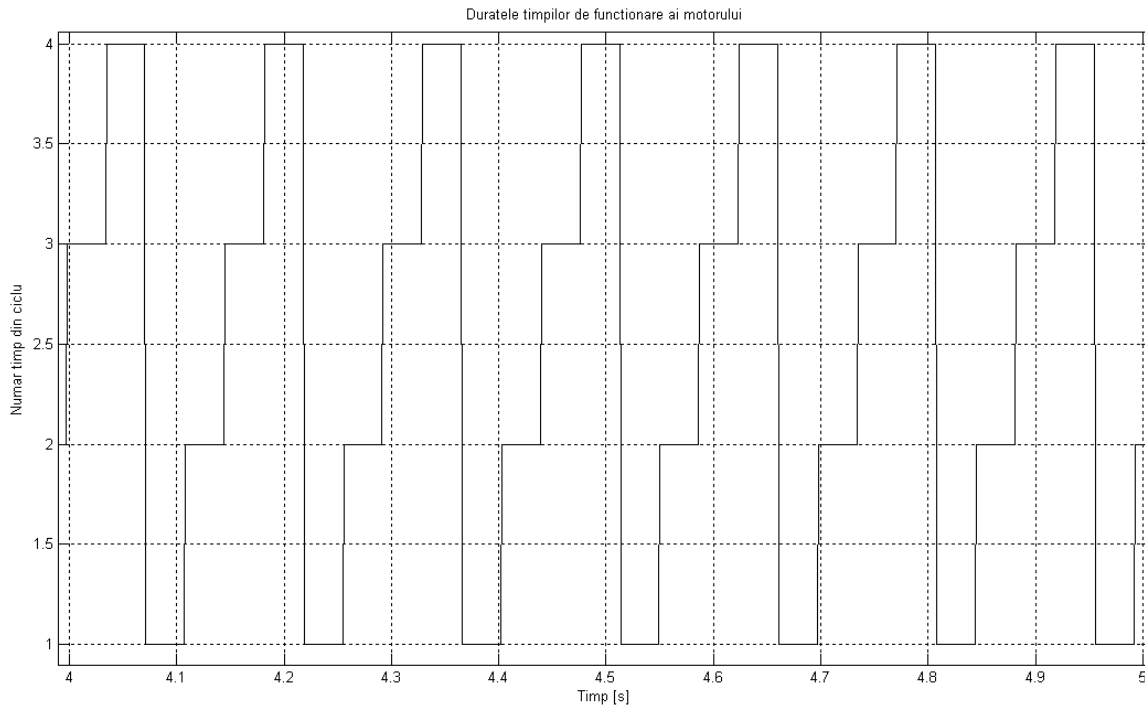
#### 4.1.2. Timpii de funcționare ai motorului.

În cadrul modelului motorului timpii de funcționare reprezintă procese diferite din punct de vedere termodinamic. Succesiune timpilor pentru fiecare din cei patru cilindri ai motorului alcătuiesc ciclul de funcționare dat în tabelul 4.1.

**Tabel. 4.1.** Ciclul de funcționare motor.

| TIMPUL | CILINDRU 1 | CILINDRU 2 | CILINDRU 3 | CILINDRU 4 |
|--------|------------|------------|------------|------------|
| 1      | ADMISIE    | COMPRIMARE | EVACUARE   | DESTINDERE |
| 2      | COMPRIMARE | DESTINDERE | ADMISIE    | EVACUARE   |
| 3      | DESTINDERE | EVACUARE   | COMPRIMARE | ADMISIE    |
| 4      | EVACUARE   | ADMISIE    | DESTINDERE | COMPRIMARE |

În figura 4.2. este prezentată diagrama timpilor de funcționare rezultată în urma simulării. Durata unui timp de funcționare este determinată de poziția arborelui cotit măsurată cu ajutorul elementului „Senzor poziție unghiulară” din diagrama prezentată în figura 4.1. Timpii de funcționare sunt codificați prin numere întregi 1,2,3 și 4 generate de elementul „Ordine de aprindere”. Trecerea de la un timp la altul este determinată prin detectarea valorii 0 a funcției cosinus a diferenței dintre ultima valoare a unghiului arborelui cotit și valoarea curentă a unghiului. După detectarea unei valori de trecere se incrementează codul timpului de funcționare cu 1 și se adoptă ca ultimă valoare a unghiului valoarea curentă iar după ce codul a atins valoarea 4 se reia ciclul resetând valoarea acestuia la 1.



**Fig. 4.2.** Diagrama timpilor de funcționare.

### 4.1.3. Modelul termodinamic.

Procesele termodinamice sunt modelate prin funcții matematice ce reflectă starea presiunii, temperaturii și mărimea volumului. Scopul modelării proceselor termodinamice este calculul forțelor ce acționează asupra pistoanelor.

Pentru realizarea calculelor termodinamice s-au adoptat parametrii motorului M.A.S. ( $1600 \text{ cm}^3$ ,  $P_{e_{\max}}=88 \text{ kw}$  la  $n_p=5400 \text{ rot/min}$ ). Acești parametri sunt specificați în tabelul 4.2.

O mărime caracteristică importantă este valoarea momentană a volumului cilindrului dată de relația:

$$V_{cil} = \pi R^2 y_p \quad (4.1)$$

în care  $R$  este raza cilindrului iar  $y_p$  este distanța de la capătul cilindrului la suprafața activă a pistonului.

Presiunea momentană în timpul comprimării este dată de relația:

$$P_{comp} = P_a \left( \frac{V_0}{V_{cil}} \right)^\gamma \quad (4.2)$$

în care  $P_a$  este presiunea atmosferică  $V_0$  este volumul la capătul de cursă inferior, ambele fiind constante date în tabelul 4.2., și  $V_{cil}$  calculat cu relația 4.1.

**Tabel.4.2.** Parametrii modelului termodinamic.

| Parametru                                                                      | Simbol          | Valoare  |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------|----------|
| Temperatura ambiantă [°C]                                                      | $T_a$           | 25       |
| Presiunea atmosferică [g/cm <sup>2</sup> ]                                     | $P_a$           | 1033.34  |
| Indicele de Compresie                                                          | $\gamma$        | 1,3      |
| Raza pistonului [cm]                                                           | $R$             | 4,1      |
| Energie calorică combustibil [J/g]                                             | $Q$             | 44816    |
| Densitate combustibil [g/cm <sup>3</sup> ]                                     | $\rho_{comb}$   | 0,74     |
| Volum la capăt de cursă inferior [cm <sup>3</sup> ]                            | $V_0$           | 399,9777 |
| Volum la capăt de cursă superior [cm <sup>3</sup> ]                            | $V_{cs}$        | 42,1029  |
| Căldura specifică a amestecului aer-combustibil la volum constant [J/°C]       | $C_v$           | 3        |
| Densitatea aerului [g/cm <sup>3</sup> ]                                        | $\rho_{aer}$    | 0,0012   |
| Offset bloc IC                                                                 | $\alpha_{init}$ | $-\pi/4$ |
| Consumul de combustibil pentru regim de relanti, în gol [cm <sup>3</sup> /ora] | $c_{comb}$      | 600      |

Calculul efective ale forței ce acționează asupra pistonului sunt efectuate doar pentru timpii „COMPRIMARE” și „DESTINDERE” deoarece în cadrul timpilor „ADMISIE” și „EVACUARE” presiunea în cilindru este egală cu presiunea atmosferică deci forțele pe piston sunt nule.

În cadrul timpului „COMPRIMARE” forța este calculată cu ajutorul relației:

$$F = (P_{comp} - P_a) \pi R^2 \quad (4.3)$$

Calculul forței în cazul timpului „DESTINDERE” pornește de la energia de ardere dată de relația:

$$E = M_{comb} Q \quad (4.4)$$

în care  $M_{comb}$  este masa combustibilului pentru un ciclu iar  $Q$  este energia calorică a combustibilului.

În continuare sunt calculate succesiv valorile mărimilor necesare aflării presiunilor de ardere și de destindere:

$$T_{comp} = T_a \left( \frac{V_0}{V_{cil}} \right)^{\gamma-1} \quad (4.5)$$

$$T_{ardere} = \frac{E}{\rho_{aer} V_{cs} C_v} + T_{comp} \quad (4.6)$$

$$P_{ardere} = P_{comp} \left( \frac{T_{ardere}}{T_{comp}} \right) \quad (4.7)$$

$$P_{dest} = P_{ardere} \left( \frac{V_0}{V_{cil}} \right)^{\gamma} \quad (4.8)$$

$$F = P_{dest} - P_a \cdot \pi R^2 \quad (4.9)$$

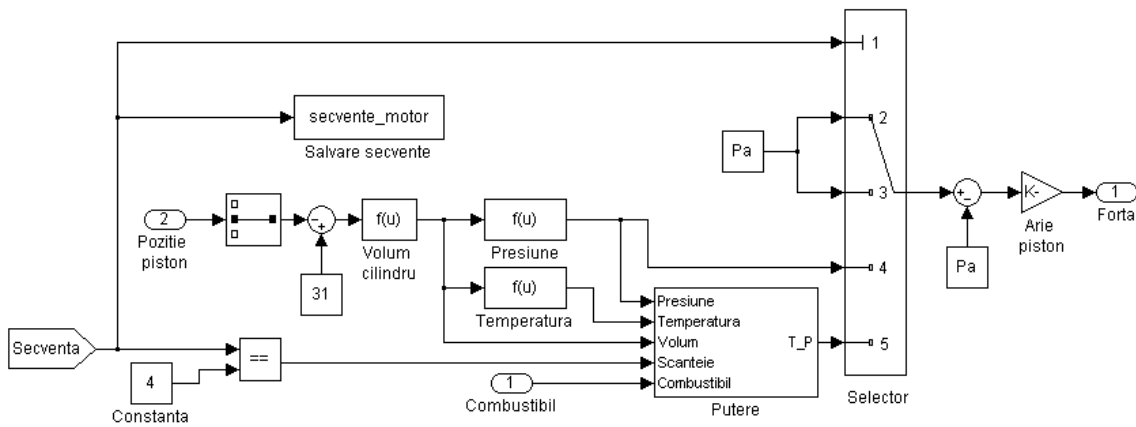
Valorile constantelor utilizate sunt date în tabela 4.2.

Implementarea procesului termodinamic în cadrul modelului se realizează cu ajutorul schemelor bloc prezentate în figurile 4.3-4.6. Aceste module sunt subsisteme ale elementelor „Cil” prezentate în diagrama bloc din figura 4.1.

Schema bloc din figura 4.3. cuprinde ca element principal selectorul timpului de funcționare (blocul „Selector”). Prima intrare a acestui bloc este comanda selectării unuia din cei patru timpi în funcție de valoarea codului de selectare (dată de blocul „Secvența”) a timpului descris în paragraful 4.1.2. Pentru fiecare cilindru blocurile termodinamice sunt identice cu excepția algoritmului de selectare a timpului de funcționare ce asigură ca pentru fiecare cilindru să fie selectat timpul de funcționare corespunzător. În conformitate cu semnalul de comandă primit se va selecta una dintre intrările 2,3,4 sau 5. pe intrările 2 și 3 (corespunzătoare timpilor „ADMISIE” și „EVACUARE”) se transmite valoare presiunii atmosferice ( $P_a$ ) din care la ieșire se scade tot valoarea  $P_a$  și se înmulțește cu aria pistonului ca în final forța calculată pentru acești doi timpi să fie nulă.

Intrarea 4 a blocului selector reprezintă presiunea calculată pentru timpul de funcționare „COMPRIMARE”, (ieșirea blocului „Presiune” care execută calculele specificate prin relația 4.3.).

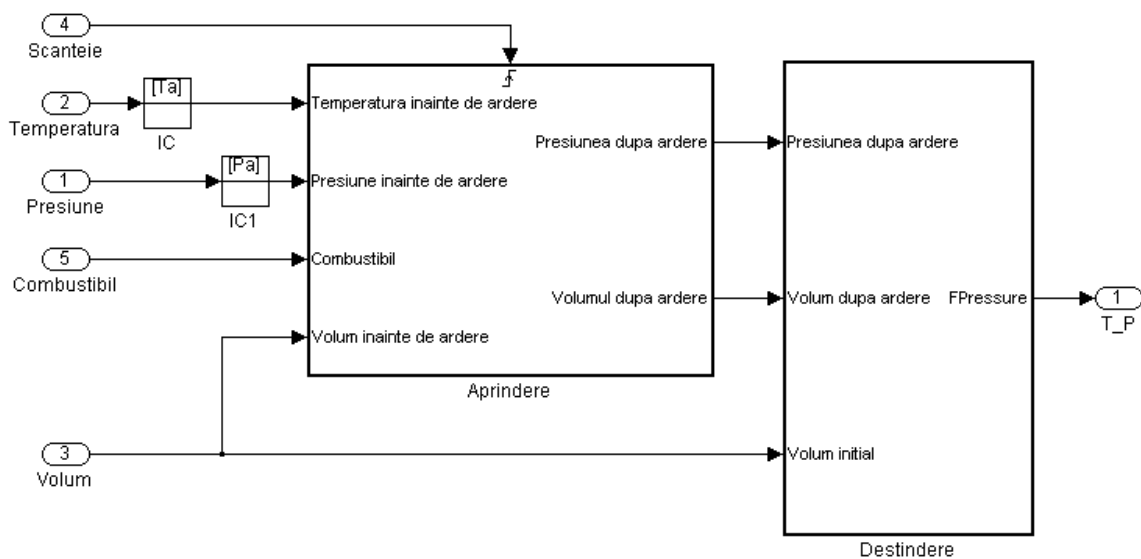




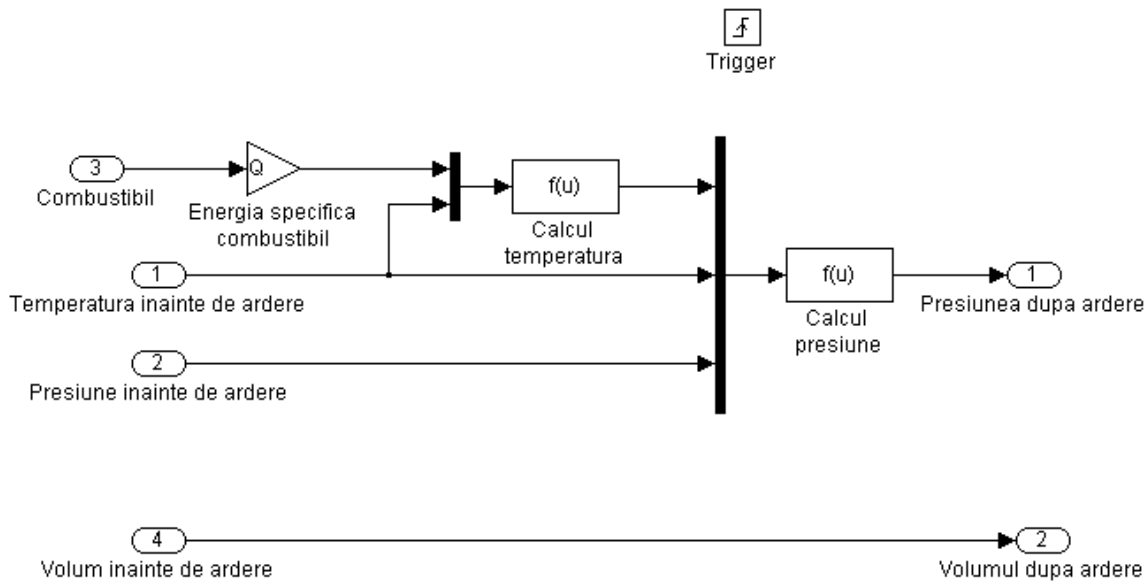
**Fig. 4.3.** Schema bloc a modelului termodinamic.

Intrarea 5 a blocului selector reprezintă valoarea presiunii de destindere (timpul de funcționare „DESTINDERE”). Această valoare se calculează în cadrul blocului „Putere”, un subsistem a cărui structură este prezentată în figura 4.4. Acest subsistem conține deasemenea alte două subsisteme reprezentate prin blocurile „Aprindere” și „Destindere” a căror structură detaliată este arătată în figurile 4.5 și 4.6. Structurarea pe subsisteme a schemelor bloc este necesară pentru a înlesni etapele de programare ale modelului. Din punct de vedere funcțional, întregul model termodinamic se poate defini într-o singură schemă bloc dar în acest caz programarea și testarea modelului este mult îngreunată.

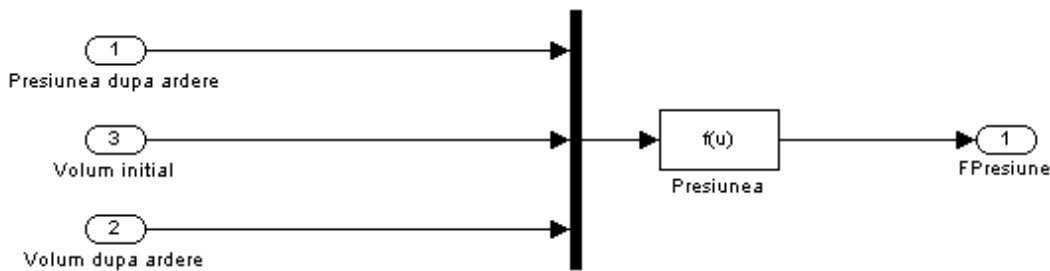
Schemele bloc din figurile 4.4., 4.5. și 4.6. constituie implementarea în cadrul modelului a relațiilor de calcul (4.5)..(4.9).



**Fig. 4.4.** Schema bloc a proceselor de aferente timpului de funcționare „DESTINDERE”.



**Fig. 4.5.** Schema bloc a procesului de ardere (blocul „Aprindere” din figura 4.4 ).



**Fig. 4.6.** Schema bloc a procesului de destindere (blocul „Destindere” din figura 4.4 ).

#### 4.1.4. Modelul mecanic.

Modelul mecanic al motorului a fost prezentat în figura 4.1. cu excepția subsistemului ”Cil”. În figura 4.7. este prezentată structura schematică a motorului într-un sistem de coordonate cartezian. Pentru fiecare element mecanic au fost definite atât coordonatele spațiale ale diferitelor puncte caracteristice (centre de greutate, puncte de legătură cu alte elemente) cât și caracteristicile inerțiale ale acestora (masa elementului și momentele de inerție). Valorile concrete utilizate pentru modelarea motorului studiat sunt prezentate în tabelul 4.3. Codificarea punctelor caracteristice este conformă cu notațiile prezentate în schema bloc din figura

4.1. pentru elementele „Bloc motor” și „Arbore cotit” și cu notațiile din figura 4.8. pentru elementele „Piston” și respectiv „Biela”.

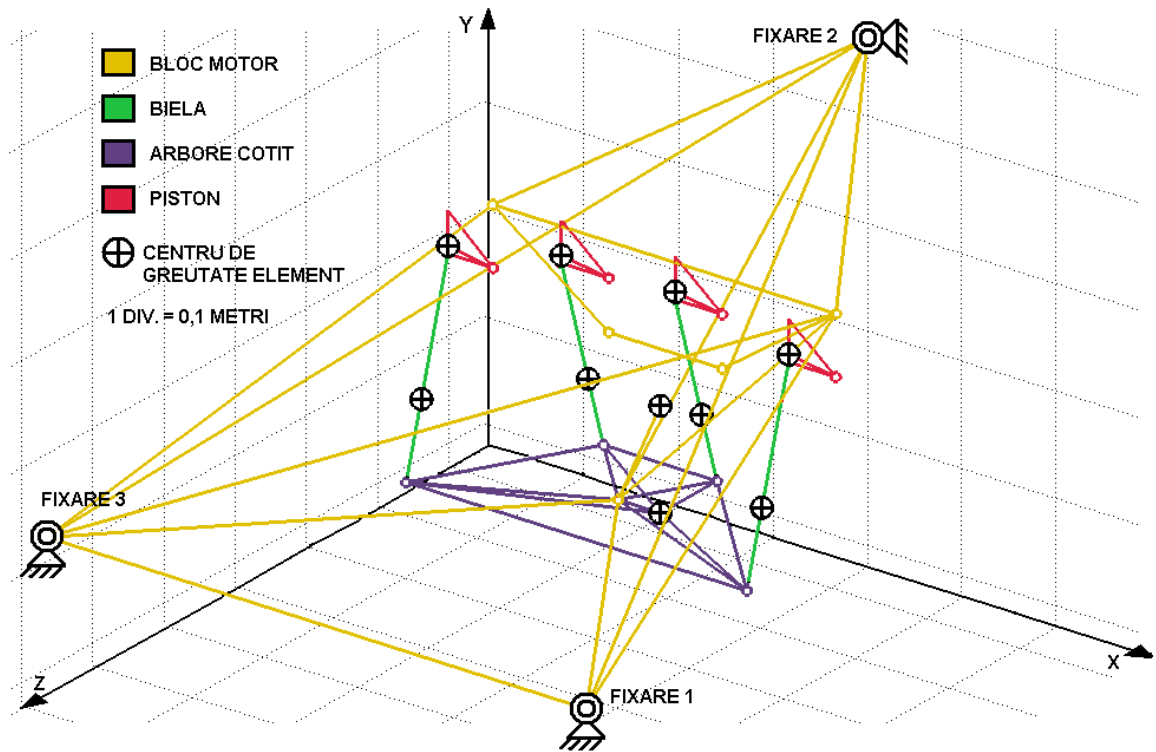


Fig. 4.7. Reprezentarea schematică spațială a modelului mecanic.

Momentele de inerție pentru blocul motor (IBM), arbore cotit (IAC), biele (IB) și pistoane (IP) sunt date de următoarele expresii:

$$I_{BM} = \begin{bmatrix} 1847752.23 & 0 & 0 \\ 0 & 10237811.32 & -255666.11 \\ 0 & -255666.11 & 1110237811.32 \end{bmatrix} \cdot 10^{-4}$$

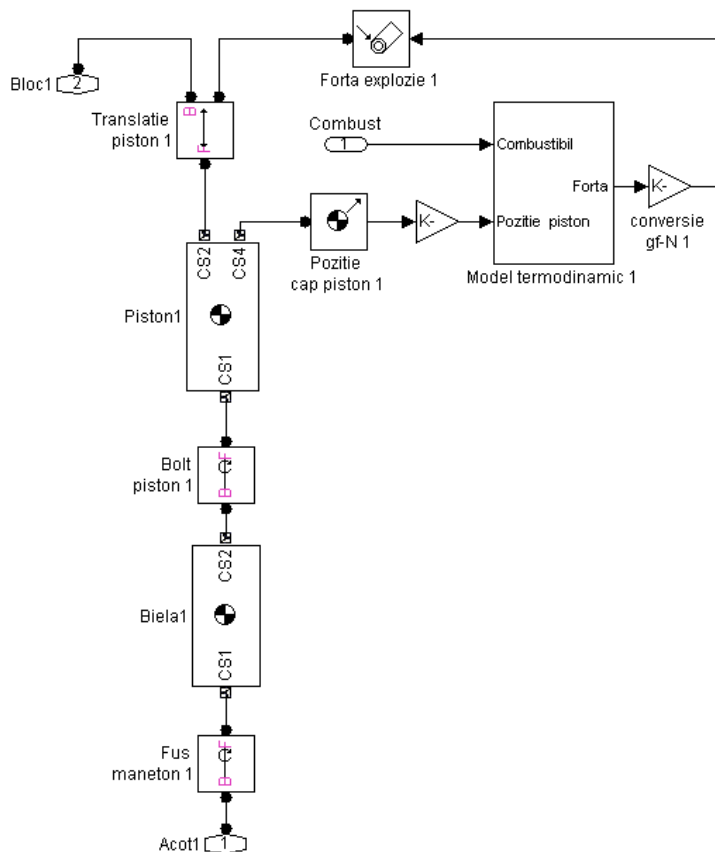
$$I_{AC} = \begin{bmatrix} 1159762.55 & 0 & 0 \\ 0 & 9246514.71 & -187767.86 \\ 0 & -187767.86 & 9246514.71 \end{bmatrix} \cdot 10^{-5}$$

$$I_B = \begin{bmatrix} 37007.64 & 0 & -0.01 \\ 0 & 2936.99 & 7181.27 \\ -0.01 & 7181.27 & 34460.53 \end{bmatrix} \cdot 10^{-7}$$

$$I_P = \begin{bmatrix} 39798.30 & 0.06 & -0.01 \\ 0.06 & 49173.25 & -0.04 \\ -0.01 & -0.04 & 39108.48 \end{bmatrix} \cdot 10^{-8}$$

**Tabel.4.3.** Parametrii mecanici ai modelului

| ELEMENT         | PUNCT<br>CARACTERISTIC | COORDONATE PUNCT<br>CARACTERISTIC<br>[cm] |       |        | MASA<br>[grame] |
|-----------------|------------------------|-------------------------------------------|-------|--------|-----------------|
|                 |                        | X                                         | Y     | Z      |                 |
| BLOC<br>MOTOR   | CG                     | 4,45                                      | 10,00 | 0,00   | 54368,00        |
|                 | CS1                    | 0,00                                      | 0,00  | 0,00   |                 |
|                 | CS2                    | -34,00                                    | 0,00  | 35,00  |                 |
|                 | CS3                    | 0,00                                      | 30,00 | -35,00 |                 |
|                 | CS4                    | 23,00                                     | 0,00  | 35,00  |                 |
|                 | CS6                    | 23,00                                     | 23,79 | 0,00   |                 |
|                 | CS7                    | 11,00                                     | 15,30 | 0,00   |                 |
|                 | CS8                    | -1,00                                     | 15,30 | 0,00   |                 |
|                 | CS9                    | -13,23                                    | 23,79 | 0,00   |                 |
|                 | CS10                   | -13,23                                    | 23,79 | 0,00   |                 |
| ARBORE<br>COTIT | CG                     | 4,45                                      | 0,00  | 0,00   | 14368,00        |
|                 | CS1                    | 0,00                                      | 0,00  | 0,00   |                 |
|                 | CS2                    | -18,00                                    | 4,24  | -4,24  |                 |
|                 | CS3                    | -6,00                                     | -4,24 | 4,24   |                 |
|                 | CS4                    | 6,00                                      | -4,24 | 4,24   |                 |
|                 | CS5                    | 18,00                                     | 4,24  | -4,24  |                 |
| BIELA 1         | CG                     | -18 ,00                                   | 11,35 | -2,70  | 791,75          |
|                 | CS1                    | -18 ,00                                   | 4,24  | -4,24  |                 |
|                 | CS2                    | -18 ,00                                   | 23,79 | 0,00   |                 |
| PISTON 1        | CG                     | -18 ,00                                   | 24,51 | 0,00   | 690,48          |
|                 | CS1                    | -18 ,00                                   | 23,79 | 0,00   |                 |
|                 | CS2                    | -13,23                                    | 23,79 | 0,00   |                 |
|                 | CS4                    | -18,00                                    | 27,79 | 0,00   |                 |
| BIELA 2         | CG                     | -6,00                                     | 2,87  | 2,70   | 791,75          |
|                 | CS1                    | -6,00                                     | -4,24 | 4,24   |                 |
|                 | CS2                    | -6,00                                     | 15,30 | 0,00   |                 |
| PISTON 2        | CG                     | -6,00                                     | 16,02 | 0,00   | 690,48          |
|                 | CS1                    | -6,00                                     | 15,30 | 0,00   |                 |
|                 | CS2                    | -1,00                                     | 15,30 | 0,00   |                 |
|                 | CS4                    | -6,00                                     | 19,30 | 0,00   |                 |
| BIELA 3         | CG                     | 6,00                                      | 2,87  | 2,70   | 791,75          |
|                 | CS1                    | 6,00                                      | -4,24 | 4,24   |                 |
|                 | CS2                    | 6,00                                      | 15,30 | 0,00   |                 |
| PISTON 3        | CG                     | 6,00                                      | 16,02 | 0,00   | 690,48          |
|                 | CS1                    | 6,00                                      | 15,30 | 0,00   |                 |
|                 | CS2                    | 11,00                                     | 15,30 | 0,00   |                 |
|                 | CS4                    | 6,00                                      | 19,30 | 0,00   |                 |
| BIELA 4         | CG                     | 18,00                                     | 11,35 | -2,70  | 791,75          |
|                 | CS1                    | 18,00                                     | 4,24  | -4,24  |                 |
|                 | CS2                    | 18,00                                     | 23,79 | 0,00   |                 |
| PISTON 4        | CG                     | 18,00                                     | 24,51 | 0,00   | 690,48          |
|                 | CS1                    | 18,00                                     | 23,79 | 0,00   |                 |
|                 | CS2                    | 23,00                                     | 23,79 | 0,00   |                 |
|                 | CS4                    | 18,00                                     | 27,79 | 0,00   |                 |



**Fig. 4.8.** Schema bloc a unui subsamblu cilindru – piston.

În cadrul modelului s-au utilizat diverse unități de măsură, dar s-a ținut cont de conversia acestora pentru obținerea rezultatelor finale.

Structura subsistemului „Cil” este arătată în figura 4.8. Elementele „Piston1” și „Bielă1” sunt cuplate prin intermediul cuplei de rotație „Bolt piston1” iar biela este cuplată la arborele cotit prin cupla de rotație „Fus maneton1”. Mișcarea de translație a pistonului în cilindru este asigurată de cupla „Translație piston1”. Forța ce acționează pe piston este dată de blocul „Model termodinamic1” descris în paragraful anterior. Deplasarea pistonului este monitorizată de către blocul senzorial „Pozitie cap piston1”. Această informație este utilizată la calculul volumului momentan  $V_{cil}$ . Forța este aplicată pe capul piston prin elementul actuator „Forța explozie1”.

Cu ajutorul modelului elaborat s-a realizat simularea funcționării motorului și s-au înregistrat datele privitoare la cele trei surse importante de vibrații: blocul motor, transmisia și zonele cap cilindru.

În paragraful următor sunt prezentate datele simulării.

#### 4.1.5. Rezultatele simulării.

##### *Caz 1. Bloc motor*

În cazul vibrațiilor blocului motor fixat pe elemente elastice s-au înregistrat deplasările, vitezele și accelerațiile motorului pe direcția Y conform sistemului de coordonate prezentat în figura 4.7. Viteza de rotație a arborelui cotit a fost stabilită la 800 rot/min (viteză care a fost apoi utilizată și în cadrul experimentelor).

Mărimea accelerațiilor vibrațiilor în cazul analizei în domeniul timp, este măsurată în  $m/s^2$ . În practica analizei vibrațiilor se utilizează fie exprimarea amplitudinii vârf la vârf (Peak o Peak), calculate cu ajutorul relației:

$$PtP_a = A_{max} - A_{min} \quad (4.10)$$

în care  $A_{max}$  este amplitudinea maximă iar  $A_{min}$  este amplitudinea minimă, fie exprimarea în  $RMS_a$  (Root Mean Square), calculată cu ajutorul expresiei:

$$RMS_a = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N a_j^2} \quad (4.11)$$

în care  $a_j$  reprezintă amplitudinea accelerației eșantionului  $j$ , iar  $N$  este numărul de eșantioane în cadrul unui set de valori.

În cazul analizei în domeniul frecvențial, amplitudinile sunt calculate cu ajutorul Transformatei Fourier Rapide (FFT – varianta transformatei Fourier utilizată în calculul numeric):

$$A(k) = \sum_{j=1}^N a(j) \omega_N^{(j-1)(k-1)} \quad (4.12)$$

în care:  $\omega_N = e^{\frac{-2\pi i}{N}}$ ,  $N$  – numărul de eșantioane;  $a(j)$  - amplitudinea accelerației eșantionului  $j$ .

În cadrul reprezentării diagramelor spectrale amplitudinea (denumită „amplitudine spectrală” sau „nivel spectral”) poate fi exprimată în dB și este definită prin expresia:

$$L_a = 20 \log_{10} \left( \frac{a}{a_{ref}} \right) [dB] \quad (4.13)$$

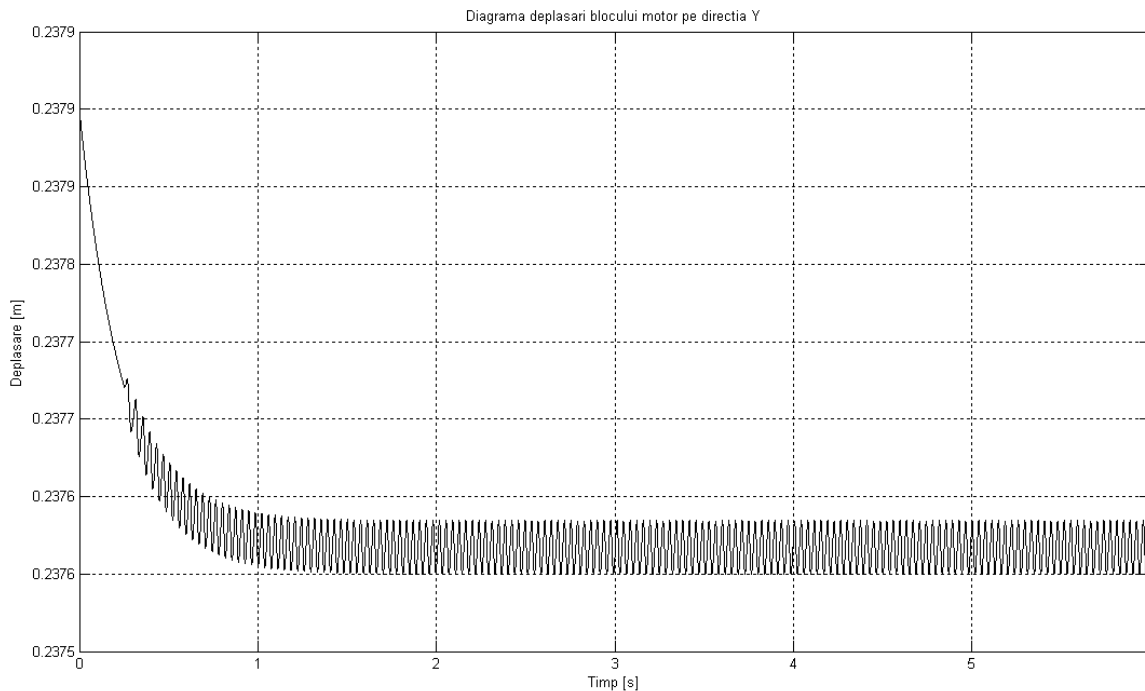
în care  $a_{ref}$  este valoarea de referință. Conform ISO R 1683, nivelul de referință recomandat este:

$$a_{ref} = 10^{-6} [m/s^2] \quad (4.14)$$

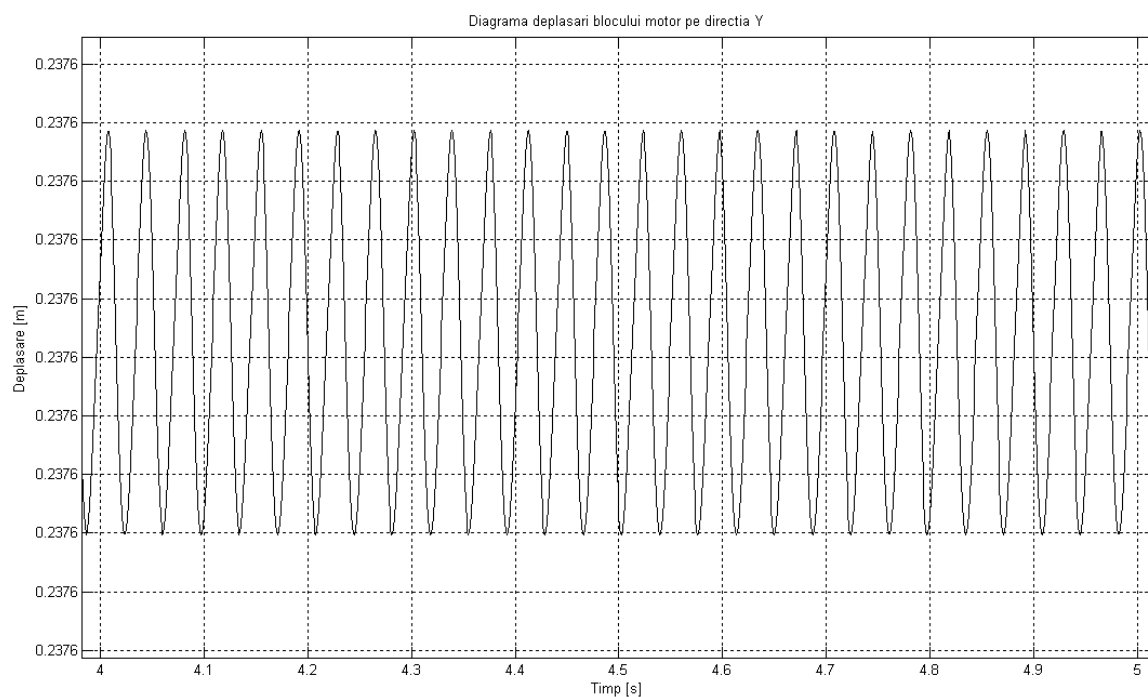
Din diagrama deplasării, se observă că inițial există o perioadă tranzitorie de pornire după care se instalează un regim stabil de vibrații cu o amplitudine de ordinul sutimilor de milimetri. Deplasarea negativă a mediei din timpul regimului tranzitoriu se datorează efectului gravitațional.

Diagrama vitezelor arată că valorile amplitudinilor vibrațiilor sunt într-un domeniu normal pentru tipul de mașină studiat.

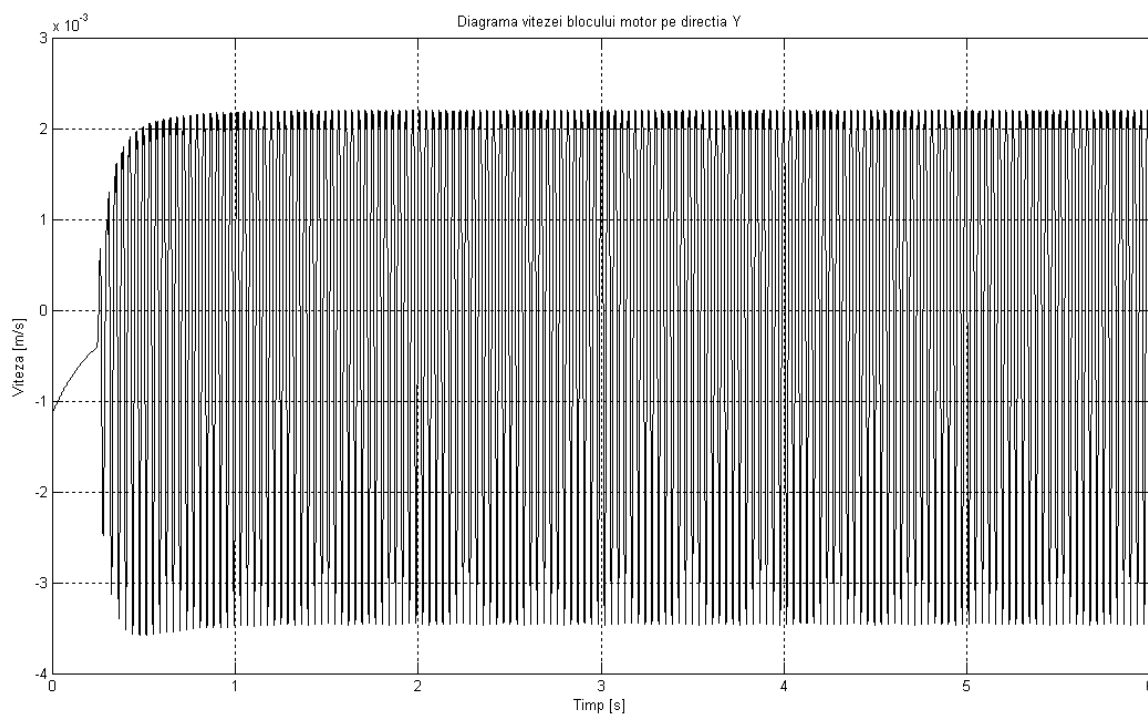
Din diagrama accelerațiilor în funcție de timp (figurile 4.13 și 4.14), se poate citi o amplitudine constantă de  $1,12 \text{ m/s}^2 \text{ Pt}P_a$  sau  $0,462 \text{ m/s}^2 \text{ RMS}_a$ . Diagramele prezentate au fost realizate cu ajutorul programului dat în ANEXA 4.1.



**Fig. 4.9.** Diagrama deplasării blocului motor pe direcția Y pe perioada de 6 secunde.

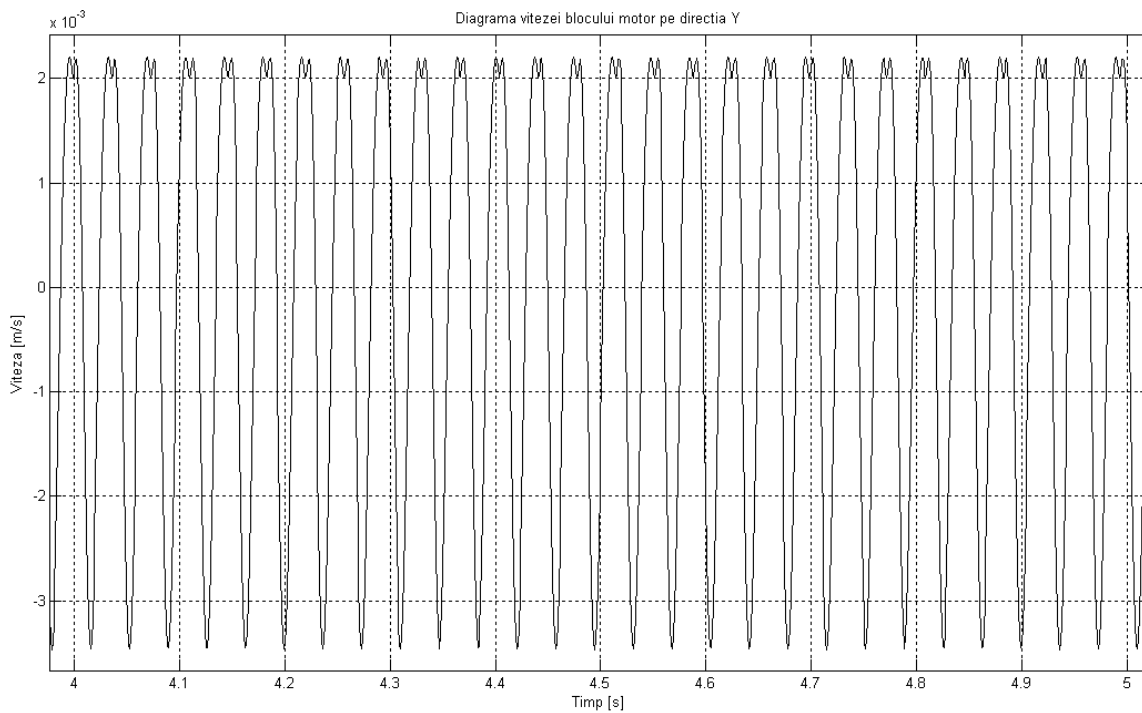


**Fig. 4.10.** Diagrama deplasării blocului motor pe direcția Y pe perioada de 1 secundă.

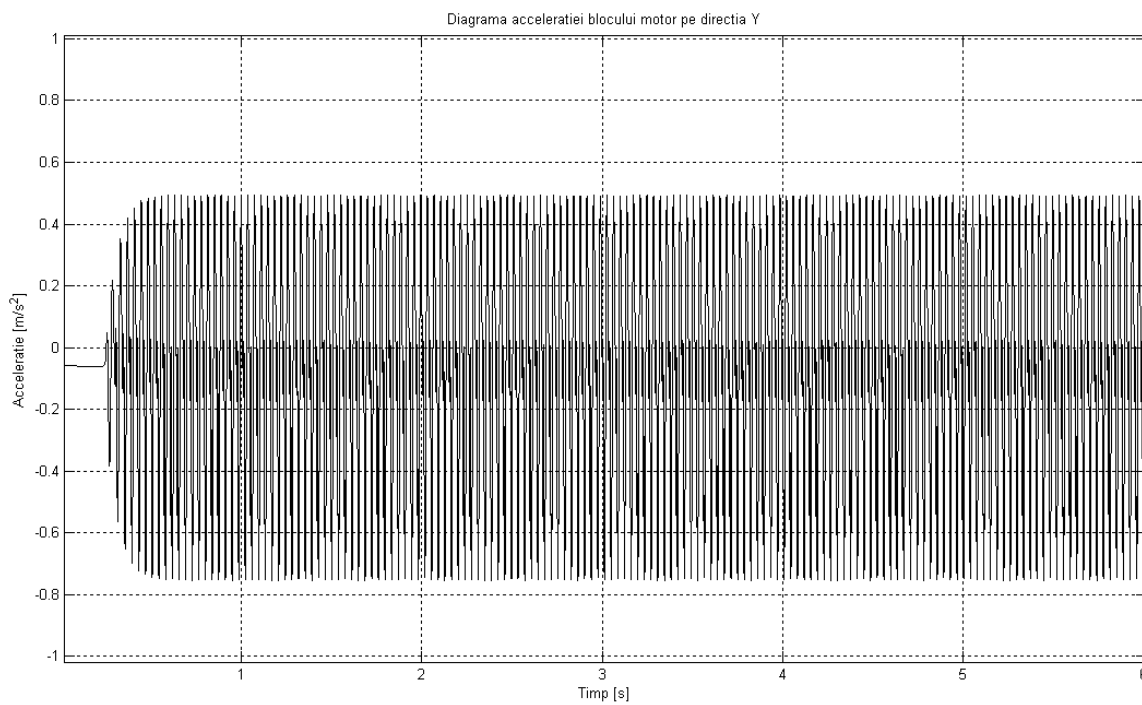


**Fig. 4.11.** Diagrama vitezei de deplasare a blocului motor pe direcția Y pe perioada de 6 secunde.

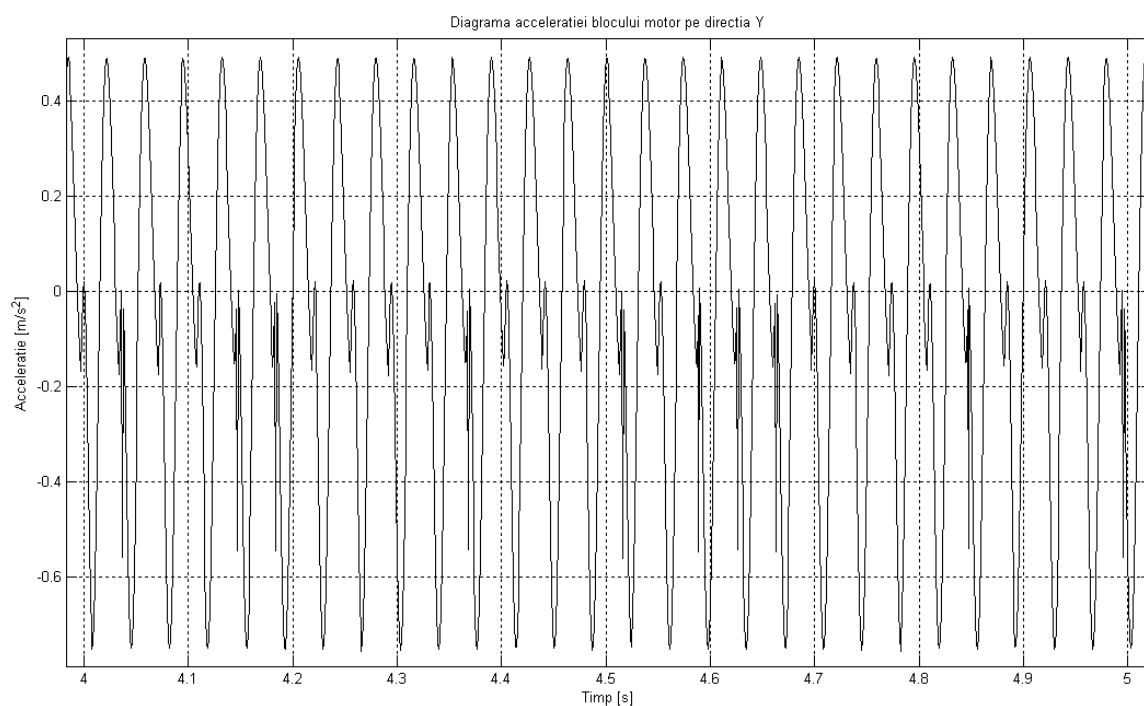




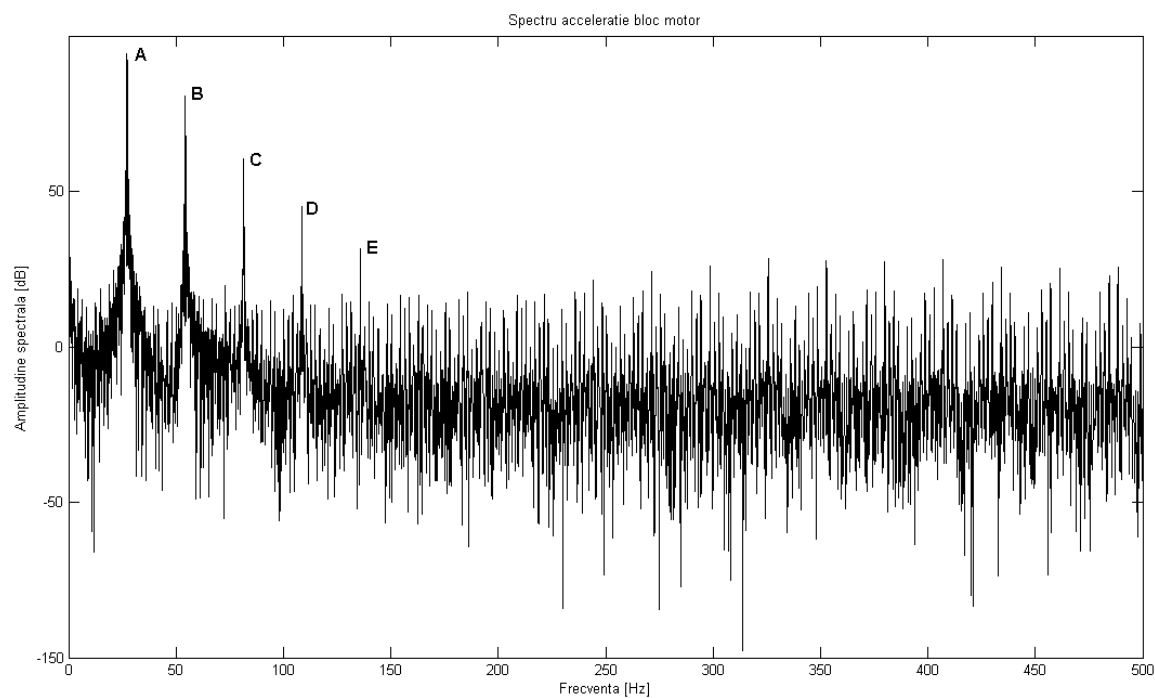
**Fig. 4.12.** Diagrama vitezei de deplasare a blocului motor pe direcția Y pe perioada de 1 secundă.



**Fig. 4.13.** Diagrama accelerației blocului motor pe direcția Y pe perioada de 6 secunde.



**Fig. 4.14.** Diagrama accelerației blocului motor pe direcția Y pe perioada de 1 secundă.



**Fig. 4.15.** Diagrama spectrală a accelerației blocului motor.

În figura 4.15. este prezentată diagrama spectrală a accelerației mișcării blocului motor. Diagrama a fost obținută prin aplicarea algoritmului FFT, setului de date reprezentat în diagrama din figura 4.14. În diagramă se observă un maxim la frecvența de bază de 27 Hz (notat cu A) și mai multe armonici de valoare mai mică. În tabelul 4.4 sunt prezentate valorile frecvențelor pentru maximele semnificative.

**Tabel.4.4.** Frecvențele corespunzătoare maximelor spectrale.

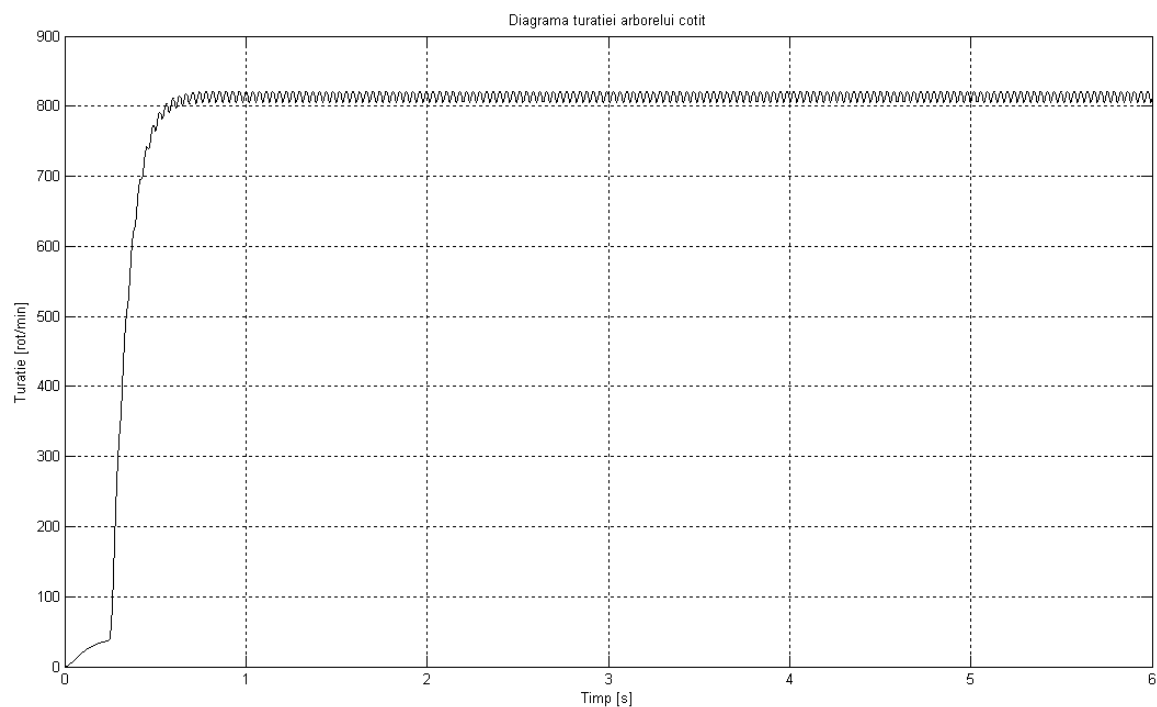
| Notăție vârf | Frecvența [Hz] |
|--------------|----------------|
| A            | 27,0996        |
| B            | 54,3213        |
| C            | 81,4209        |
| D            | 108,5205       |
| E            | 135,7422       |

### ***Caz 2. Mecanismul de distribuție.***

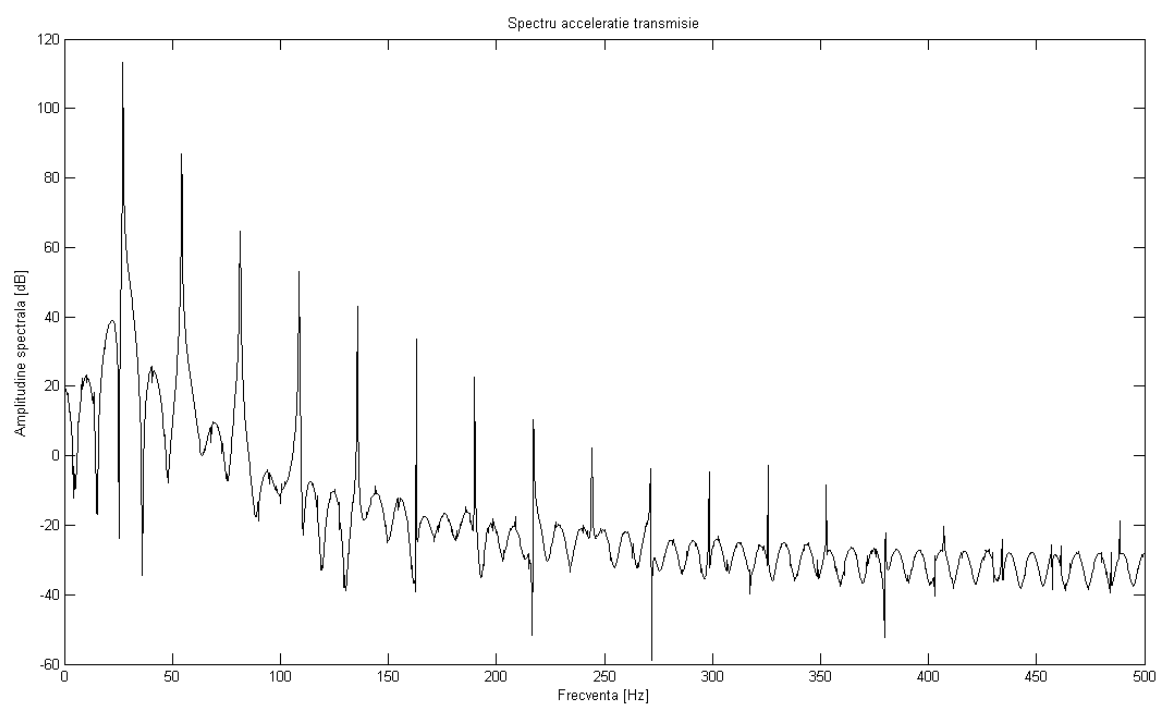
Este cunoscut din practică faptul că mecanismele de transmisie aferente motorului cum sunt de exemplu lanțuri și roți de lanț sau curele de transmisie constituie în multe cazuri surse de vibrații și zgomote. Motorul studiat este echipat cu o transmisie prin curea lată dințată. Cauzele apariției vibrațiilor la aceste tipuri de curele pot fi multiple:

1. excentricitatea roților de curea;
2. uzura curelei, întinderea necorespunzătoare;
3. abaterea de la paralelism a axelor roților de curea;
4. neuniformitatea vitezei de rotație a arborelui conducător.

Dintre acestea, primele trei cazuri reprezintă defecte de construcție, asamblare sau care pot să apară în timp mai îndelungat. Simularea acestor defecte poate fi studiată în viitor prin dezvoltarea în continuare a modelului propus. În acest stadiu al modelului se pot studia vibrațiile ce apar din cauza variațiilor vitezei unghiulare ale arborelui cotit. Aceste variații periodice pot fi observate pe diagrama prezentată în figura 4.16. În care după depășirea regimului tranzitoriu de pornire, se instalează un regim cu medie stabilă dar cu oscilații în jurul valorii medii. Aceste oscilații, în cazul unui moment rezistent constant, induc variații ciclice în tensionarea (întinderea) curelei ce produc la rândul lor deplasări ale laturii libere a curelei sub formă de vibrații. În diagrama spectrală (figura 4.17) se observă prezența unor maxime ce reprezintă armonici ale frecvenței de bază situată (ca și în cazul blocului motor) în jurul valorii de 27 Hz .



**Fig. 4.16.** Diagrama turăției arborelui cotit.



**Fig. 4.17.** Diagrama spectrală a accelerației unghiulare a arborelui cotit.

Valorile accelerațiilor unghiulare a arborelui cotit au fost calculate din valorile vitezelor obținute din simulare prin derivarea acestora. Se poate deci stabili că frecvența predominantă a vibrațiilor curelei se situează în jurul valorii de 27 Hz. Deoarece analiza explicită a vibrației curelei de transmisie nu a fost abordată (aceasta necesitând elaborarea unor modele complexe a unor procese de altă natură decât cele propuse a fi studiate în cadrul tezei), evaluarea amplitudinilor vibrațiilor curelei se poate face doar aproximativ. Consultând cazuri practice simulare se poate aprecia că în acest caz amplitudinile pot să ia valori între  $3,5$  și  $5 \text{ m/s}^2$ .

### Caz 3. Cap cilindru.

În cazul zonelor cap cilindru (zone din apropierea părți superioare a cilindrilor, în care are loc arderea intensivă sau explozia), Frecvența vibrațiilor poate fi stabilită monitorizând diagramele în funcție de timp a forțelor în cilindru (respectiv pe suprafața pistonului). În figura 4.18 și 4.19 sunt prezentate diagramele forțelor pe cilindrii. Se observă că variația forței are caracteristici de impact (variație rapidă) dând naștere la șocuri care se repetă ciclic în zona capului cilindrului. Frecvența de bază în acest caz pentru zona unui cilindru este de  $6,75 \text{ Hz}$ . Amplitudinea vibrațiilor în aceste zone depinde în mare măsură de modul în care se transmit vibrațiile din interiorul cilindrului la suprafața aferentă motorului, de materialele prin care se transmit aceste vibrații și de geometria structurilor implicate.

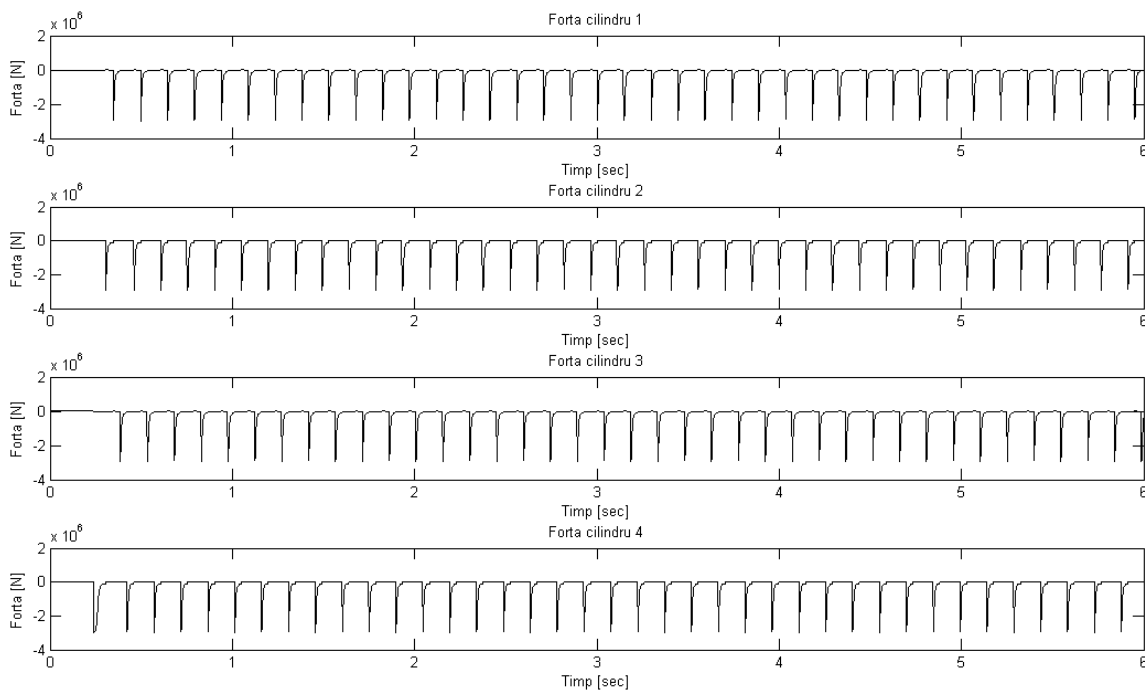


Fig. 4.18.

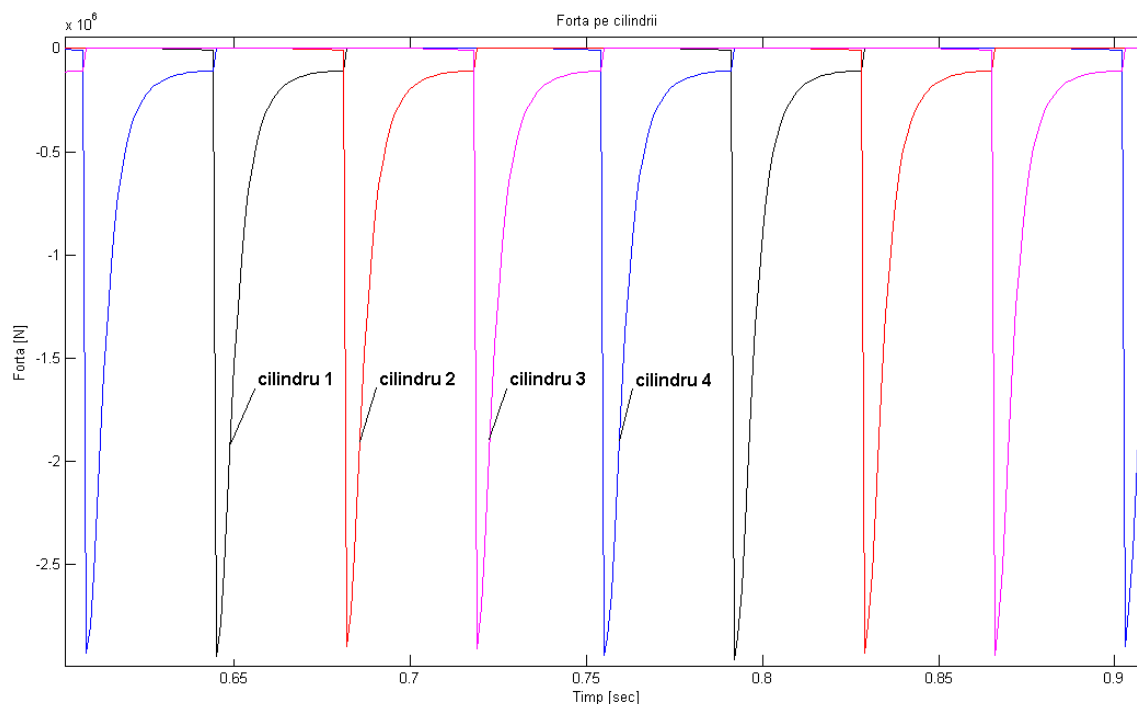


Fig. 4.19.

În acest caz se apreciază că datorită efectelor de amortizare ale structurii amplitudinile vibrațiilor pot să se situeze în domeniul a  $1...2 \text{ m/s}^2$ .

Analizând rezultatele simulării realizate pe baza modelului elaborat s-au identificat sursele majore de vibrații și domeniile în care iau valori caracteristice acestora (amplitudini și vibrații). Sinteza rezultatelor este prezentată în tabela 4.5.

Tabel.4.5. Parametrii surselor de vibrații.

| Sursa de vibrații     | Frecvența [Hz] | Amplitudinea Peak to Peak [ $\text{m/s}^2$ ] |
|-----------------------|----------------|----------------------------------------------|
| Bloc motor            | 27             | 1,12                                         |
| Transmisie prin curea | 27             | 3,5...5                                      |
| Cap cilindru          | 6,75           | 1...2                                        |

Aceste valori vor fi utilizate în continuare ca și parametri ai unor condiții de frontieră în modelele cu elemente finite pentru analiza propagării sunetelor în incinta motorului și în cabina autovehiculului.

## 4.2. Modelarea propagării sunetelor în incinta motorului utilizând metoda elementelor finite.

Cercetări recente asupra metodelor moderne de analiză a propagării sunetelor au fost prezentate în capitolul 2.4 iar principiile teoretice ale analizei propagării sunetelor sunt date în capitolul 3.4.

În acest capitol este prezentată modelarea cu ajutorul metodei elementelor finite a propagării sunetelor în incinta motorului respectiv în cabina autovehiculului. Pentru realizarea acestor modele s-a utilizat programul COMSOL MultiPhysics cu capacități de analiză atât în domeniul transmisiei sunetelor cât și în domeniul vibrațiilor.

### 4.2.1. Modelarea acustică utilizând mediul de programare COMSOL MultiPhysics.

În cadrul programului cu elemente finite COMSOL, pentru rezolvarea problemelor acustice, este posibilă realizarea a trei tipuri de analize: *analiză tranzitorie*, *analiză armonică*, *analiza frecvențelor proprii*.

*Analiza tranzitorie* implică soluționarea numerică a ecuației (3.52) sau (3.53) și se aplică în cazul în care se studiază un proces tranzitoriu, în care dependența de timp este de o importanță majoră. În acest caz se realizează o iterare a calculului în domeniul timp soluțiile problemei pentru pasul de timp  $t_i$  fiind introduse sub forma unor condiții inițiale în pasul de timp  $t_{i+1}$ . O astfel de analiză este indicat să se utilizeze, de exemplu la studiul emisiei zgomotelor la pornirea motorului sau la schimbarea regimului de lucru.

*Analiza armonică* utilizează o formă diferită a ecuației unde în care variația presiunii nu este tratată ca dependentă de spațiu și timp ci dependentă de spațiu și pulsație  $p=p(x,\omega)$ . Acest tip de analiză poate fi numită și analiză cvasi-statică și se aplică de exemplu la calculul răspunsului în frecvență a unui domeniu structural – acustic prin variația frecvenței unei încărcări armonice într-un domeniu de frecvențe.

*Analiza frecvențelor proprii* se utilizează pentru calcul modurilor și valorilor proprii ale unui domeniu acustic sau structural – acustic și utilizează o formă modificată a ecuației 3.52, în care analiza se realizează în domeniul valorilor proprii:

$$\nabla^2 p - \frac{\lambda^2}{c^2} p = 0 \quad (4.15)$$

în care valoarea proprie  $\lambda = i2\pi f = i\omega$ .

Analiza acustică poate fi adesea definită ca aparținând uneia din următoarele categorii de probleme:

- Probleme de radiație - în care o sursă radiază sunete în spațiul înconjurător. În acest caz pentru modelarea domeniului înconjurător nelimitat este necesară definirea acestuia ca un domeniu de tip PML (Perfectly Matched Layer).

- Probleme de dispersie – în care o undă incidentă se reflectă pe o suprafață și se dispersează după reflexie. Și în acest caz este necesară definirea unui domeniu PML sau a unei condiții de frontieră FF (far-field)

- Câmpul sonor într-un spațiu interior mărginit – Undele acustice rămân în spațiul închis în care nu este necesară o condiție de radiație.

- Interacțiune structură elastică – fluid (acustică structurală) – dacă sursa de radiație sau dispersie poate fi considerată ca o structură elastică trebuie luată în considerare interacțiunea dintre structură și fluidul înconjurător. În astfel de situații, de câmp cuplat rezultatele analizei acustice se aplică sub formă de încărcări analizei structurale, iar rezultatele analizei structurale (de exemplu amplitudinea accelerațiilor) constituie intrări pentru analiza acustică.

- Problema transmisiei – o undă sonoră propagată într-un anumit mediu cu anumite proprietăți acustice. Presiunea și accelerația sunt continue la frontieră.

- Probleme aeroacustice – sunetul este generat de mișcarea turbulentă a unui fluid sau de interacțiunea dintre fluid și o suprafață solidă.

Depinzând de variabila dependentă utilizată în cadrul modelului acustic pot fi definite două categorii de aplicații:

- Aplicații în care variabila dependentă este presiunea acustică,  $p$ .

- Aplicații în care variabila dependentă este funcția potențial,  $\Phi$ , definită pentru câmpul de viteze al particulelor,  $v = v\Phi$ .

#### 4.2.2. Alegerea parametrilor metodei de modelare.

Pentru realizarea modelării cu elemente finite, dintre opțiunile prezentate în paragraful anterior s-a ales analiza armonică parametrică în care parametrul variabil este frecvența. În cadrul rulării simulărilor prezentate în continuare toleranța relativă a calculelor numerice a fost de  $10^{-6}$ . Mediul de programare COMSOL oferă mai multe metode pentru rezolvarea sistemelor de ecuații ce constituie modelul. În acest caz pentru rezolvarea sistemelor de ecuații a fost aleasă metoda reziduurilor minime generalizată (GMRES - generalized minimal residual method), o metodă iterativă pentru rezolvarea numerică a sistemelor de ecuații liniare. Metoda



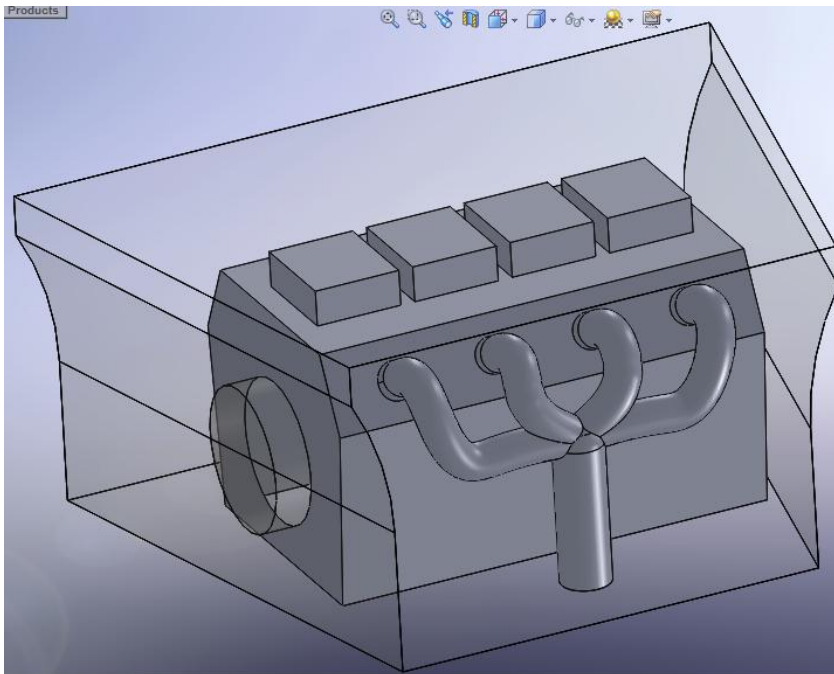
aproximează soluția sistemului printr-un vector într-un subspațiu Krylov cu reziduuri minime. Pentru a găsi acest vector se utilizează iterarea de tip Arnoldi. Pentru optimizarea timpilor de calcul, înainte de rezolvarea sistemelor de ecuații se realizează o preprocesare a datelor prin care matricile sistem sunt exprimate ca produsul a două matrici triunghiulare complementare. Această descompunere este utilizată în analiza numerică pentru calculul determinanților.

#### **4.2.2.1. Dezvoltarea modelului cu elemente finite în cazul incintei motorului.**

##### ***Realizarea modelului geometric***

Modelul geometric al domeniului de analiză a fost realizat cu ajutorul programului CAD 3D SolidWorks după care s-a generat un fișier de tip „x\_t” acceptat pentru a fi importat în mediul de analiză COMSOL. Acest model este prezentat în figura 4.20.

Spațiul de analiză este un solid delimitat de suprafețele motorului și ale părților laterale, inferioare și superioare ale incintei motorului. aceste suprafețe vor reprezenta frontiera domeniului adică aerul prin care se propagă undele sonore.



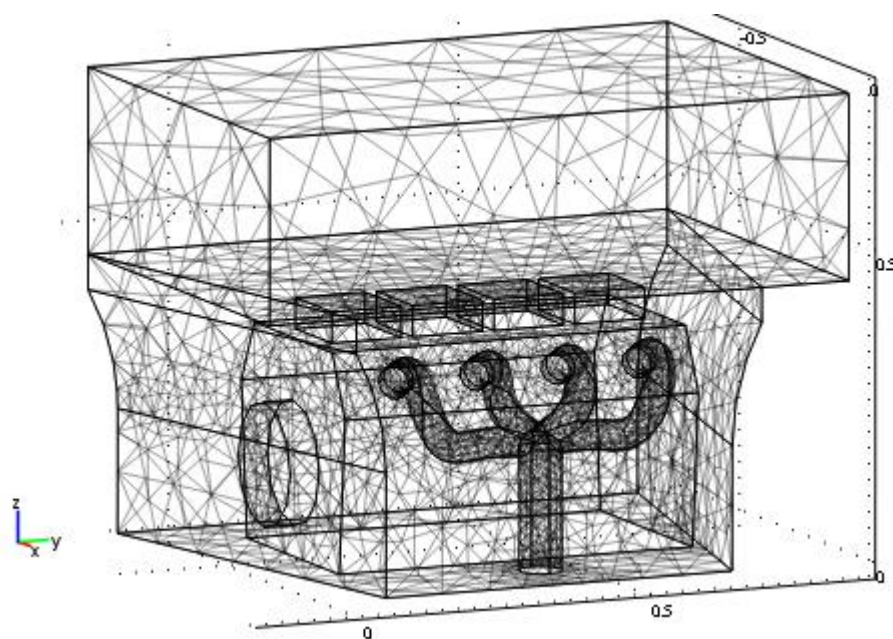
**Fig. 4.20.** Modelul 3D al incintei motorului.

Modelul reflectă doar caracteristicile esențiale ale motorului și ale incintei redând forma geometrică aproximativă ale acestora. În partea superioară a motorului s-au definit 4 suprafețe ce pot simula zonele „cap cilindru” iar transmisia a fost modelată printr-o suprafață cilindrică în partea lateral dreapta a motorului. Atât poziția cât și dimensiunile suprafețelor modelului reflectă în mod fidel poziția și dimensiunile elementelor reale ale motorului astfel încât fenomenele de propagare a sunetelor să poată fi simulat suficient de exact. Această aproximare a fost necesară deoarece un model complet ar necesita resurse de calcul ce nu au fost disponibile la realizarea tezei de doctorat.

### *Generarea rețelei de noduri și elemente.*

În completare la modelul CAD 3D s-a definit în partea superioară un domeniu paralelipipedic adițional ce permite atenuarea undelor sonore. Acest domeniu a fost definit pentru ca modelul să corespundă situației reale în care au fost efectuate măsurările nivelului de presiune sonoră descrise în capitolul 7 în decursul cărora senzorul a fost plasat în această zonă iar capota motorului a fost îndepărtată.

După definirea domeniilor de analiză s-a generat rețeaua de noduri și elemente finite. Parametrii rețelei utilizate pentru simulare sunt prezentați în tabelul 4.6. Pe parcursul simulării rezoluția rețelei a fost îmbunătățită până când s-a obținut o convergență satisfăcătoare. În figura 4.21. este prezentată rețeaua de noduri și elemente generată în varianta finală.



**Fig. 4.21.** Rețeaua de noduri și elemente.

**Tabel.4.6.** Parametrii rețelei cu elemente finite.

| Parametru                        | Valoare                         |
|----------------------------------|---------------------------------|
| Tipul elementului                | tetraedru, Lagrange – quadratic |
| Numărul gradelor de libertate    | 41289                           |
| Numărul de elemente de domeniu   | 26882                           |
| Numărul de elemente de frontieră | 5755                            |
| Numărul elementelor pe muchii    | 809                             |
| Indicele de calitate al rețelei  | 0.0564                          |
| Raportul elemente/volum          | $1.01 \times 10^{-8}$           |

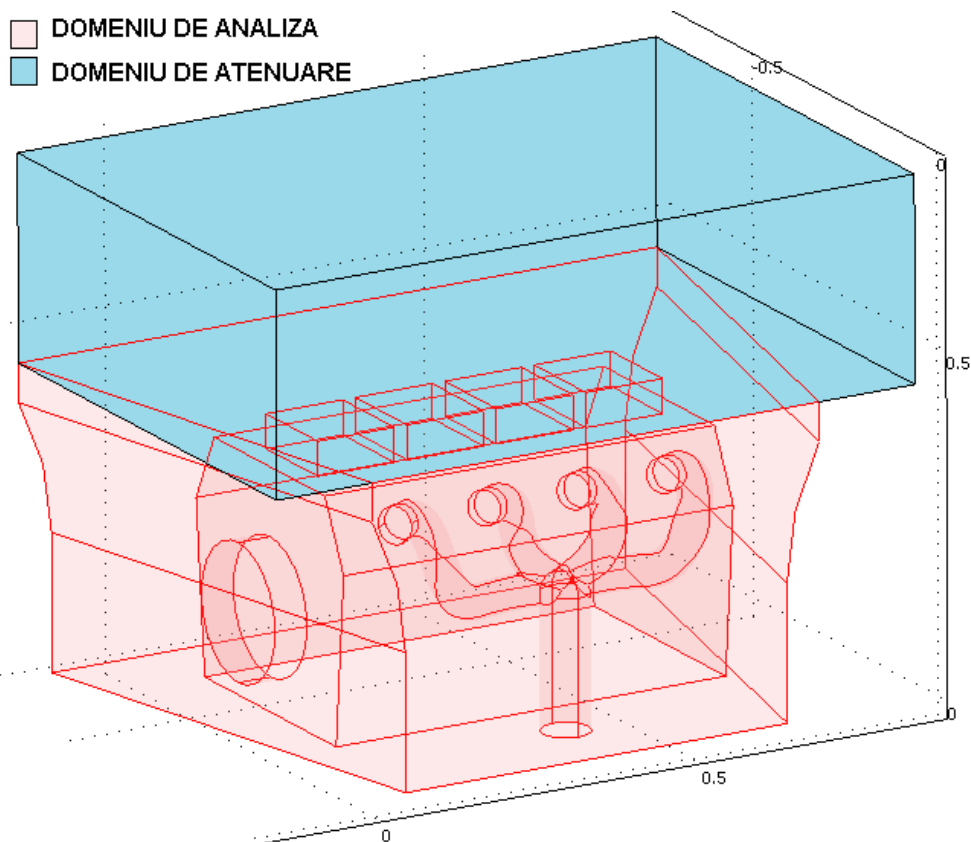
### *Parametrii domeniilor de analiză.*

În cazul analizei armonice ecuația undei este scrisă sub forma:

$$\nabla \cdot (\rho_0 \nabla p - q) - \frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} p = Q \quad (4.16)$$

în care  $p=p(x, \omega)$ .

Domeniul de analiză și domeniul de atenuare sunt arătate în figura 4.22.



**Fig. 4.22.** Definirea domeniilor modelului.

Pentru domeniul de analiză s-au definit caracteristicile mediului de propagare al undei (aer) cu următoarele valori : densitatea  $\rho_0 = 1,25 \text{ kg/m}^3$  și viteza de propagare a undei  $c_s = 343 \text{ m/s}$ .

Pentru domeniul de atenuare s-a utilizat un mediu de tip PML (Perfectly Matched Layer). PML este un mediu artificial absorbant utilizat pentru a completa domeniile de analiză când se dorește simularea frontierelor deschise. Proprietatea de bază a unui mediu PML față de simularea unui material absorbant obișnuit constă în faptul că undele incidente la mediul PML ce provin dintr-un mediu învecinat nu se reflectă pe frontiera dintre cele două medii. Astfel în mediul PML undele se absorb fără să se reflecte înapoi în mediul din care provin. Pentru o direcție oarecare ( $x$ ), în cadrul unui mediu PML, în ecuația undei, derivatele  $\frac{\partial}{\partial x}$  sunt înlocuite cu expresia:

$$\frac{\partial}{\partial x} \rightarrow \frac{1}{1 + \frac{i\sigma(x)}{\omega}} \frac{\partial}{\partial x} \quad (4.17)$$

în care  $\omega$  este pulsația iar  $\sigma$  este o funcție de  $x$ . Atenuarea are loc pentru valori pozitive ale lui  $\sigma$ .

### **Condiții de frontieră**

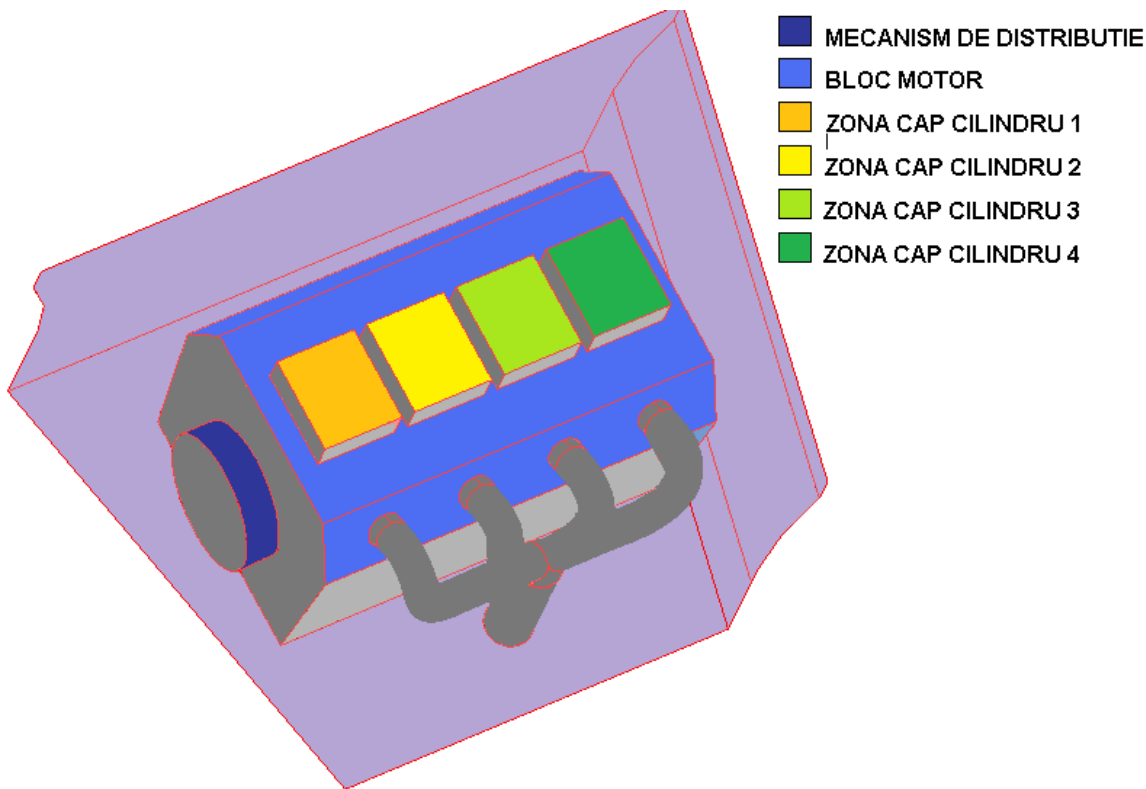
Condițiile de frontieră definesc comportamentul suprafețelor ce delimitează domeniile de analiză. În cazul modelului studiat s-au definit două tipuri de suprafețe. Suprafețe pasive (neutre) omogene de tip Neumann, definite prin expresia:

$$\mathbf{n} \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right) = 0 \quad (4.18)$$

și suprafețe active la care se imprimă o mișcare vibratorie, cu direcția normală la suprafață și cu o accelerație de o anumită valoare, definită prin expresia:

$$\mathbf{n} \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right) = a_n \quad (4.19)$$

în ambele expresii mărimile sunt conforme cu cele descrise în capitolul 3.4. relația 3.52.



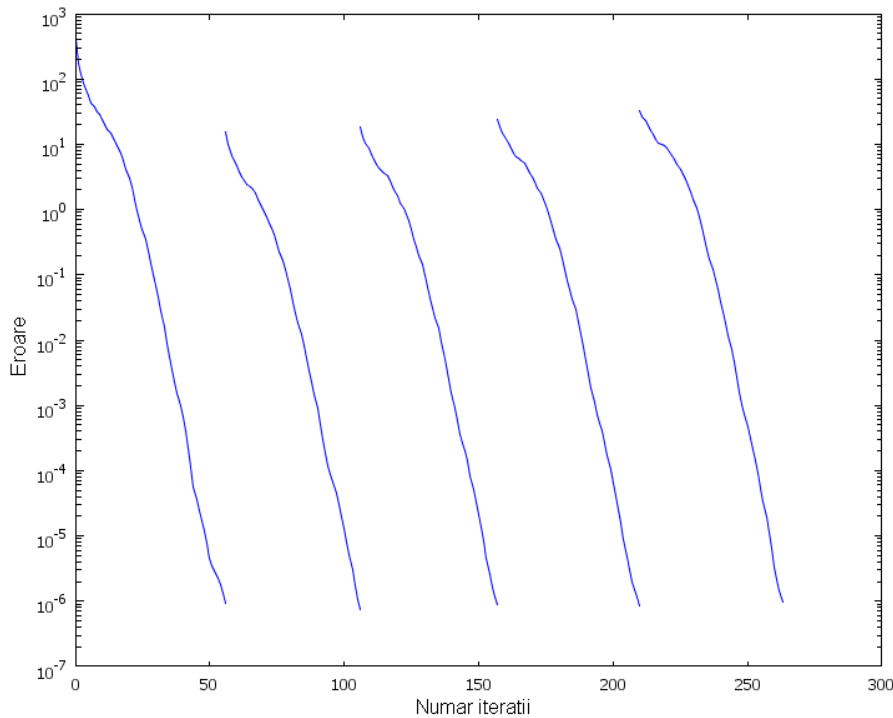
**Fig. 4.23.** Definirea suprafețelor potențial active.

În figura 4.23. sunt definite suprafețele care conform identificării surselor de vibrații, pe baza simulărilor realizate și prezentate în capitolul 4.1. pot fi considerate surse de vibrații.

În cadrul analizei efectuate s-au realizat mai multe simulări în care s-au declarat active numai unele, sau combinații ale suprafețelor definite în figura 4.23 (combinațiile concrete sunt prezentate în paragraful următor tabelul 4.7). În cadrul unei anumite simulări suprafețele care nu sunt declarate active sunt declarate pasive aplicându-se condițiile de frontieră aferente. În fiecare caz excepție este suprafața superioară a domeniului de analiză, caracteristicile căruia sunt definite de vecinătatea cu domeniul de atenuare (PML). Codul sursă al programului de modelare cu elemente finite este prezentat în ANEXA 4.2.

#### **4.2.2.2. Rezultatele simulării în cazul incintei motorului.**

La simularea propagării sunetelor, în timpul rulării programului s-au monitorizat elemente ca eroare relativă și convergența soluțiilor. Modul în care algoritmul de calcul converge pe perioada mai multor iterații este arătat în figura 4.24.



**Fig. 4.24.** Evoluția erorii pe parcursul rulării programului.

În ce privește afișarea rezultatelor, s-a ales ca mărime de evaluare nivelul de presiune sonoră ( $L_p$ ). Această mărime a fost utilizată și în cazul măsurărilor experimentale și este calculată cu ajutorul următoarei relații:

$$L_p = 10 \log_{10} \left( \frac{p_{rms}^2}{p_{ref}^2} \right) = 20 \log_{10} \left( \frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right) \quad (4.20)$$

în care  $p_{ref} = 20 \times 10^{-6}$  Pa.

În decursul simulărilor s-au analizat mai multe aspecte atât din punctul de vedere al contribuției distincte a surselor de vibrații la nivelul de presiune sonoră din incinta motorului (activând numai câte o sursă la o simulare), a funcționării normale (în care toate sursele identificate sunt active) cât și a funcționării în cazul unor defecte (dezactivând câte o sursă).

Codificarea cazurilor de analiză simulate este prezentată în tabelul 7.4.

În fiecare caz sunt prezentate diagramele 3D sau 2D ale nivelului de presiune sonoră, fiecare din diagrame având atașată o bară de valori în dB pentru codurile de culoare.

În oricare din aceste cazuri rezultatele simulării pot fi utilizate fie în scopul optimizării constructive a incintei motorului (reducerea nivelului de zgomot), fie în scopul identificării unor defecte de funcționare.

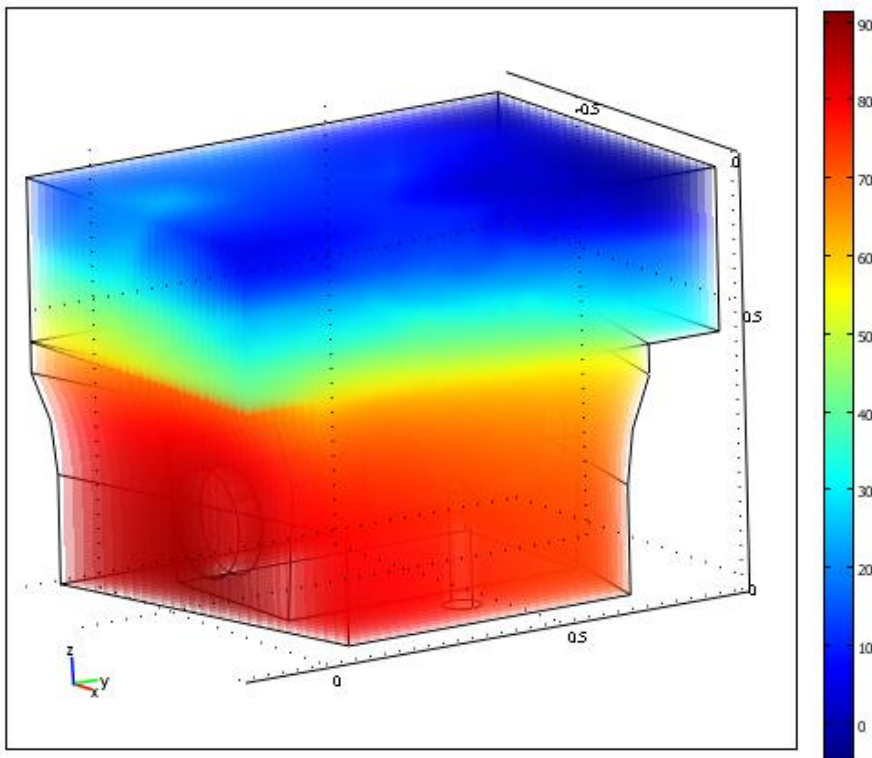
**Tabel.4.7.** Codificarea cazurilor de analiză.

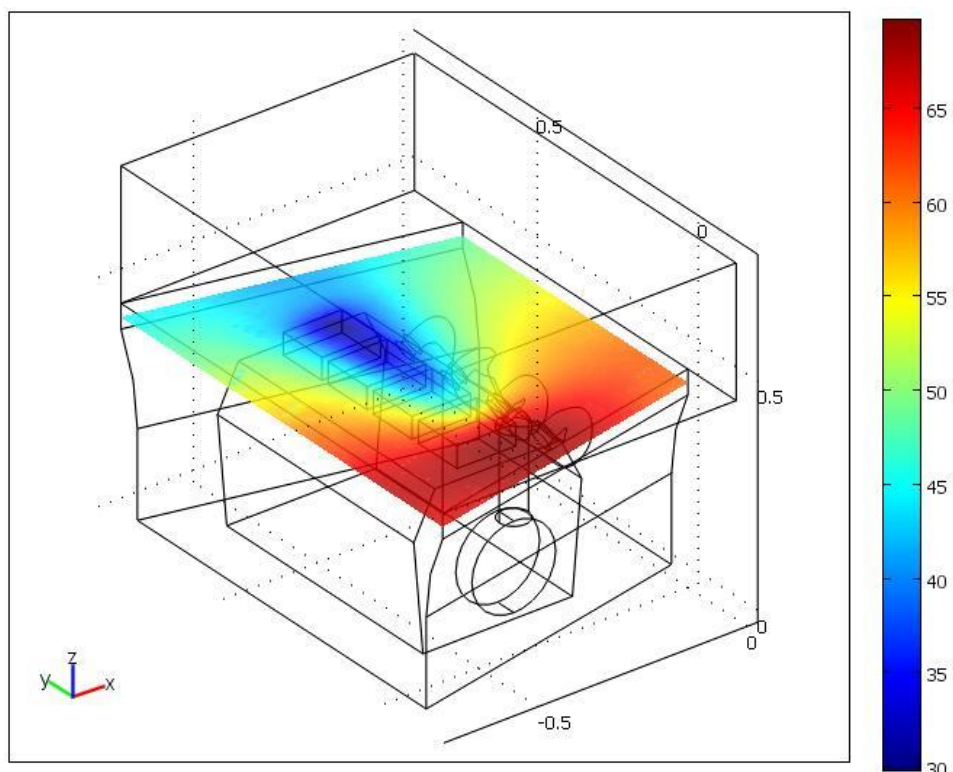
| Codificare | Sursa de vibrații activă                                       |
|------------|----------------------------------------------------------------|
| A          | Mecanism de distribuție                                        |
| B          | Bloc motor                                                     |
| C1         | Zone cap cilindru 1,2,3,4, Mecanism de distribuție, Bloc motor |
| C2         | Zone cap cilindru 2,3,4, Mecanism de distribuție, Bloc motor   |
| C3         | Zone cap cilindru 1,3,4, Mecanism de distribuție, Bloc motor   |
| C4         | Zone cap cilindru 1,2,4, Mecanism de distribuție, Bloc motor   |
| C5         | Zone cap cilindru 1,2,3, Mecanism de distribuție, Bloc motor   |

### Cazul A. Sunete generate de vibrații la mecanismul de distribuție

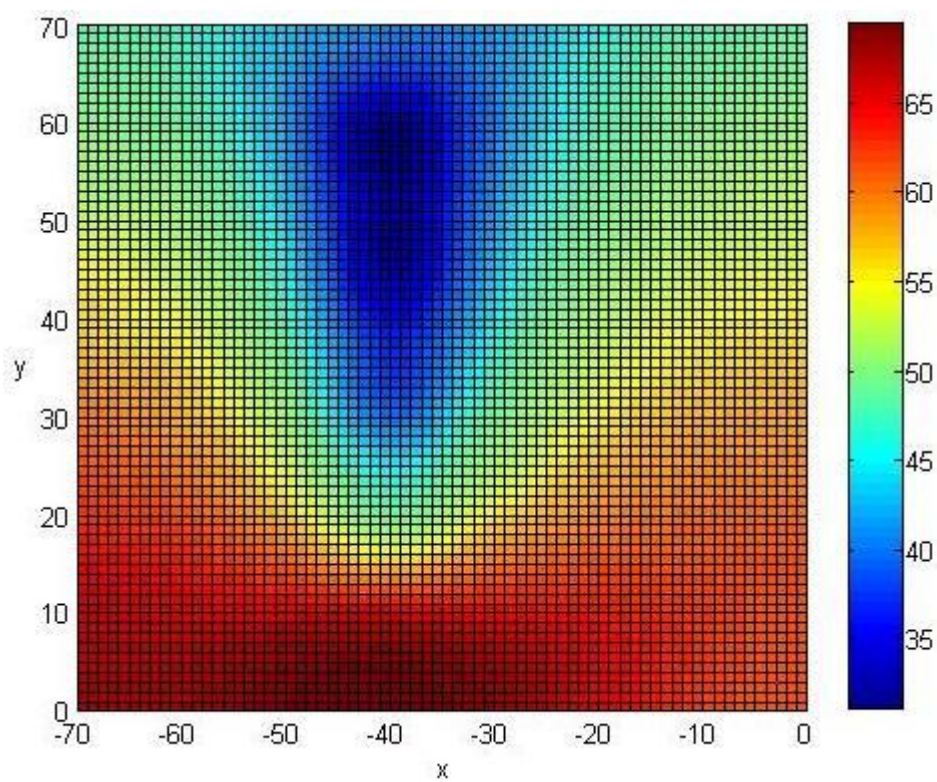
În acest caz amplitudinea vibrațiilor sursei a fost setată la  $4.35 \text{ m/s}^2$ , pe suprafața definită în figura 4.23. În figura 4.25. este redată diagrama nivelului de presiune sonoră 3D iar în figurile 4.26. și 4.27. sunt redate diagramele aceleiași mărimi în planul definit de coordonatele:

$$P_o = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0.42 & 0.42 & 0.42 \end{bmatrix}$$

**Fig. 4.25.** Nivelul de presiune sonoră, caz A, diagrama 3D.



**Fig. 4.26.** Nivelul de presiune sonoră, caz A, plan de referință.



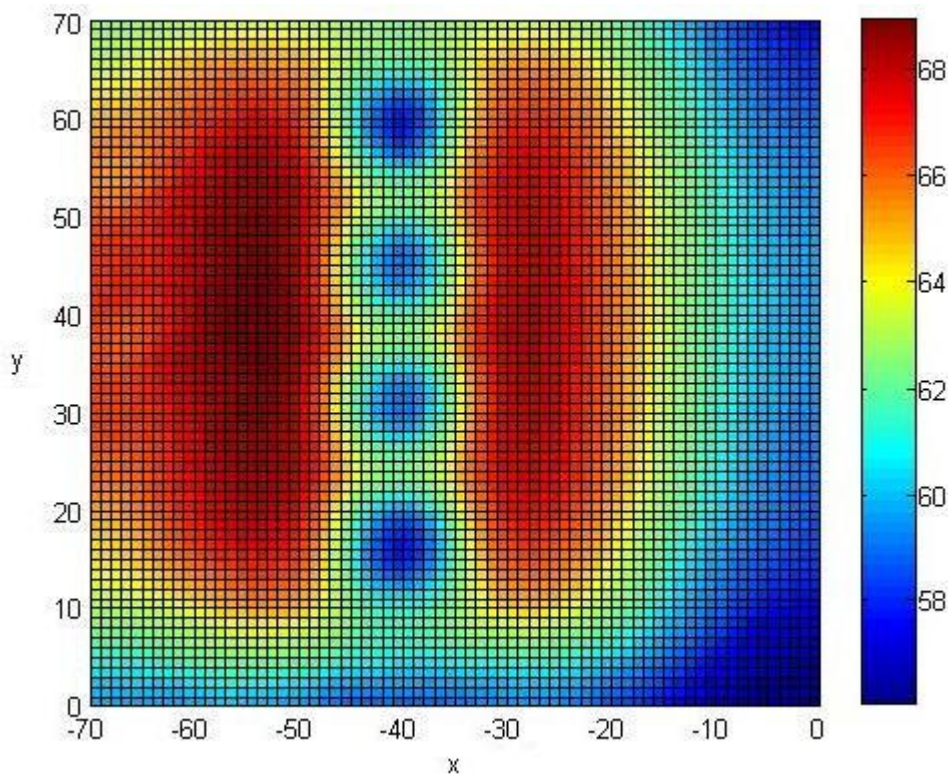
**Fig. 4.27.** Nivel de presiune sonoră, caz A, diagrama 2D.



Câmpul de distribuție  $L_p$  arată un nivel maxim de 65-67 dB în zona mecanismului de distribuție. Se observă că nu există zone de reverberație ce ar induce maxime în alte zone. Această concluzie poate fi utilă în cazul în care se încearcă identificarea unor defecte bazate pe zgomote.

### **Cazul B.** Sunete generate de vibrațiile blocului motor.

În acest caz amplitudinea vibrațiilor sursei (bloc motor figura 4.25) fost de  $1.12 \text{ m/s}^2$ , conform celei stabilite din simularea funcționării motorului. În figura 4.28. este redată diagrama nivelului de presiune sonoră într-un plan identic cu cel definit în cazul anterior.

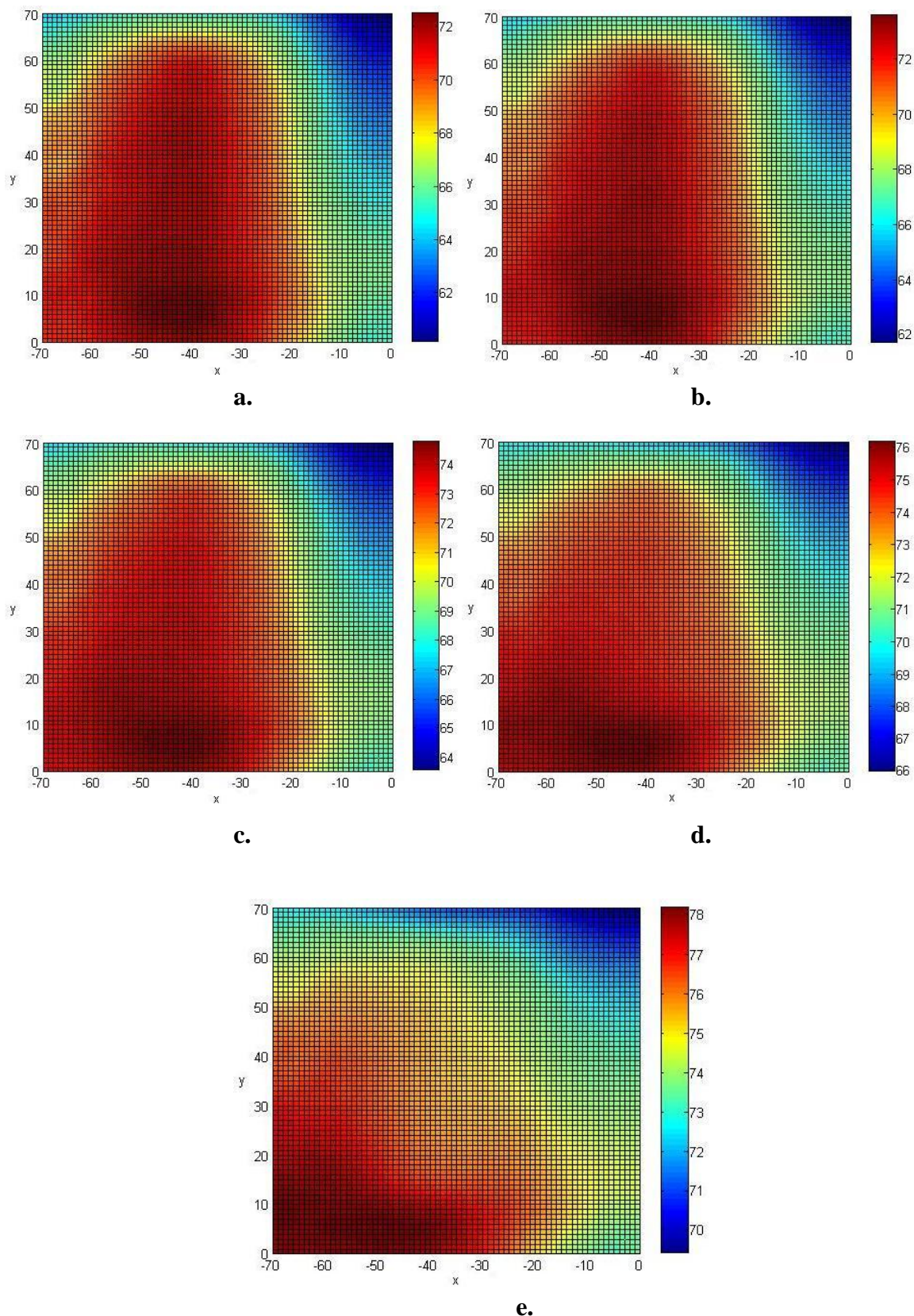


**Fig. 4.28.** Nivel de presiune sonoră, caz B, diagrama 2D.

**Cazul C1.** Sunete generate de toate sursele: Zone cap cilindru 1,2,3,4, Mecanism de distribuție, Bloc motor.

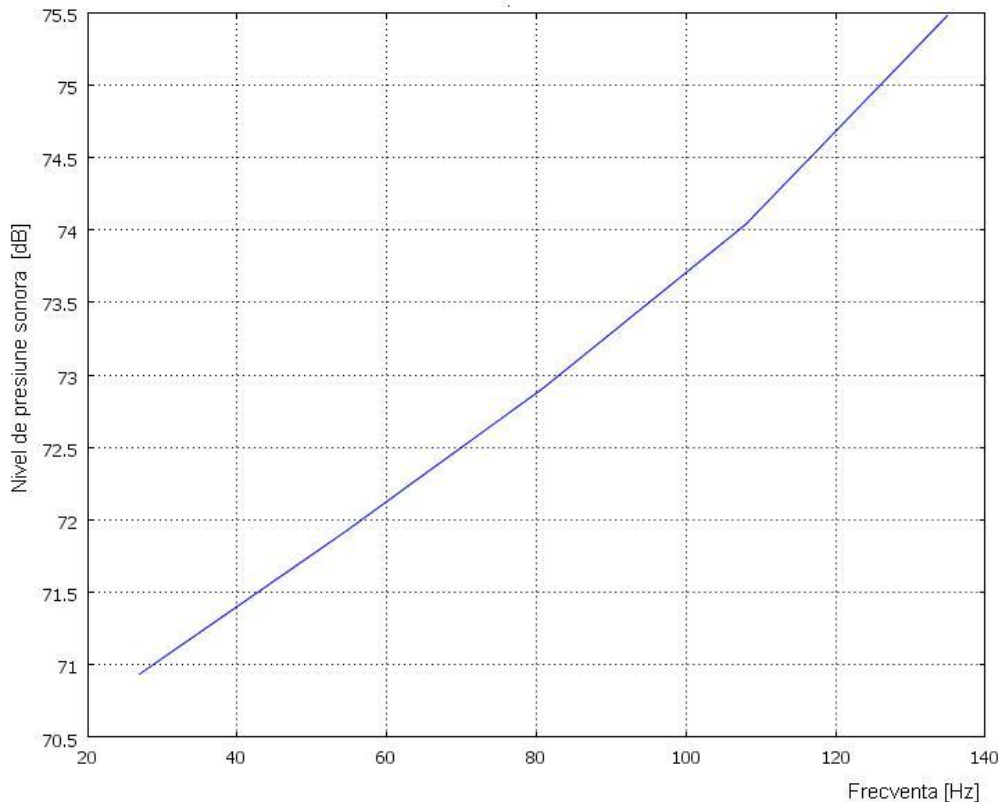
În cadrul cazului C1 simularea a fost realizată ținând cont de toate cele trei surse de vibrații identificate. Rezultatele obținute în acest caz vor fi comparate cu rezultatele experimentale ale măsurării zgomotelor ce vor fi prezentate în capitolul 7.

Amplitudinile vibrațiilor au fost setate la valorile obținute din simularea funcționării motorului.



**Fig. 4.29.** Nivel de presiune sonoră, caz C1, diagrama 2D.  
a). frecvența = 27 Hz; b). frecvența = 54Hz; c). frecvența = 81Hz;  
d). frecvența = 108 Hz; e). frecvența = 135 Hz.

În figura 4.29 sunt prezentate diagramele de distribuție a  $L_p$  pentru gama de frecvențe calculate în cadrul simulării funcționării (tabelul 4.4). Diagrama valorilor mărimii  $L_p$  în funcție de frecvența vibrațiilor suprafețelor active, pentru un punct situat la coordonatele:  $\begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.5 & 0.5 & 0.42 \end{bmatrix}$  ale domeniului de analiză, sunt prezentate în figura 4.30.



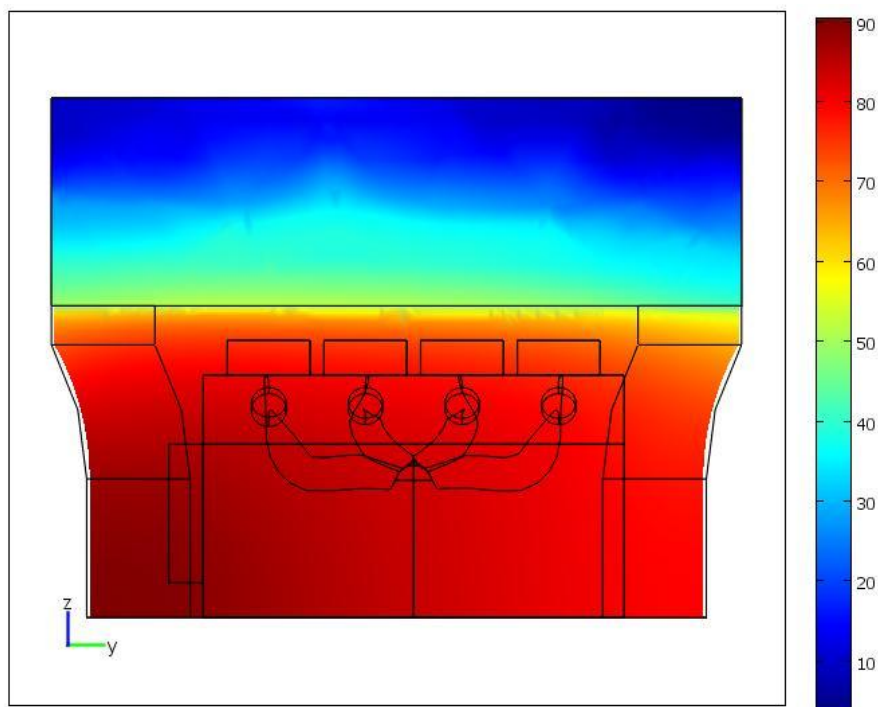
**Fig. 4.30.** Nivel de presiune sonoră maxim, caz C1, în funcție de frecvență.

Din diagramele prezentate la acest caz rezultă că nivelul de presiune sonoră crește proporțional cu frecvența excitației (vibrațiilor suprafețelor motorului), de la valoarea de 71 dB, (la 27 Hz) la valoarea de 75.5 dB (la 135 Hz). Odată cu creșterea frecvenței zona de nivel maxim se deplasează în sensul negativ al axei X, înspre frontiera cu cabina autovehiculului.

Analizând valorile  $L_p$  în planul învecinat cabinei ( $P_v$ ), definit prin coordonatele:

$$P_v = \begin{bmatrix} -0.68 & -0.68 & -0.68 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

reprezentat în diagrama din figura 4.31. se observă un nivel maxim de 82,807 dB, sau ca presiune sonoră (la pulsația maximă) de 1,15 Pa.



**Fig. 4.31.** Nivel de presiune sonoră la frontiera cu cabina, caz C1.

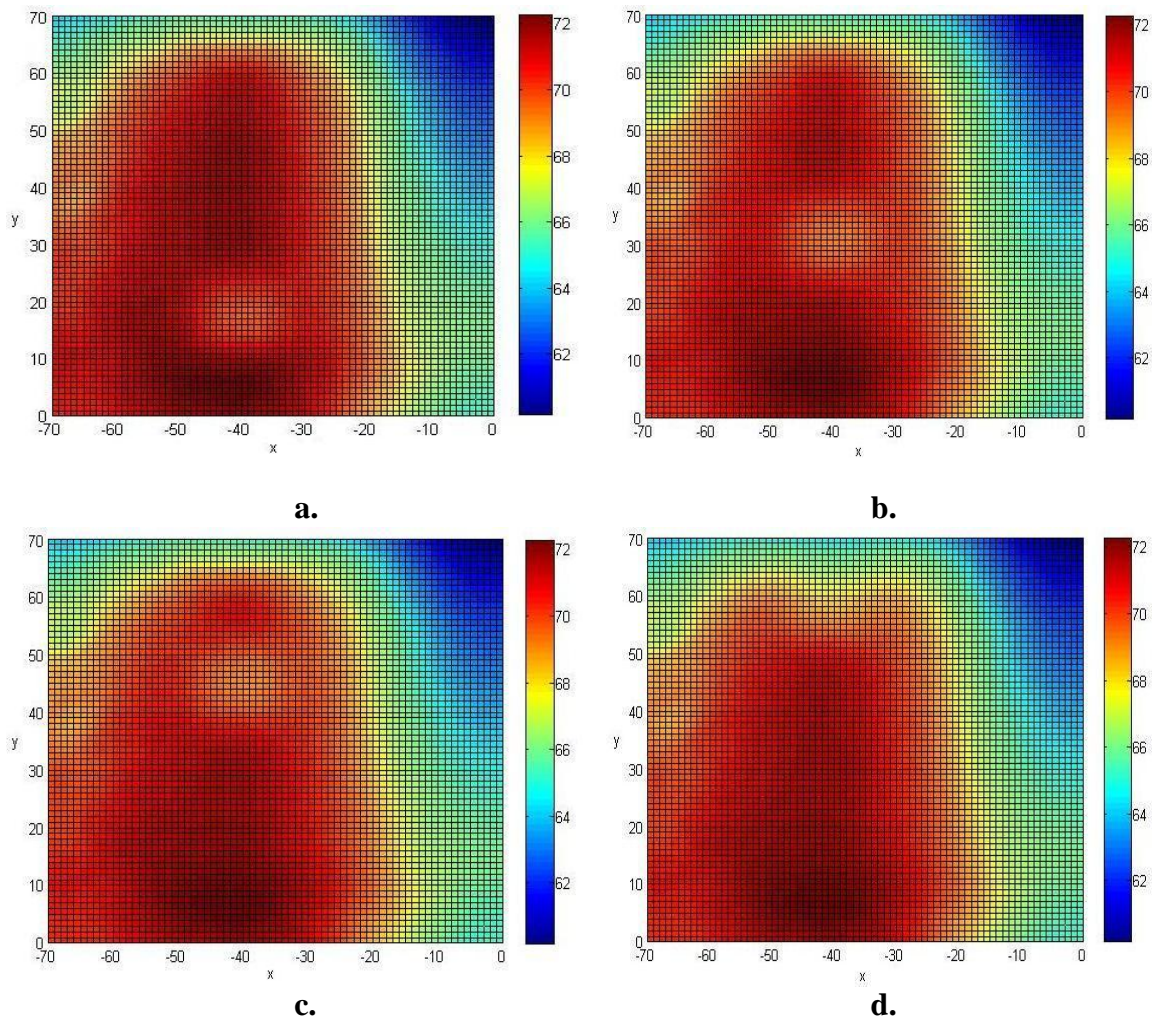
Această valoare a presiunii maxime obținute pentru planul de frontieră va fi utilizată la analiza propagării sunetului în cabina autovehiculului.

### ***Cazurile C2, C3, C4 și C5.***

Unul dintre obiectivele realizării metodei complexe de analiză este identificarea de defecte în funcționarea motorului. Pentru a testa această abilitate a metodei s-au realizat măsurări experimentale în condițiile în care unul dintre cilindrii motorului nu funcționa (capitolele 6 și 7). În același scop s-au efectuat și simulări în care una dintre cele 4 zone cap cilindru a fost setată ca inactivă. S-au realizat patru astfel de simulări dezactivând de fiecare dată câte o altă zonă. Rezultatele simulării sunt prezentate în figura 4.32.

Din diagramele prezentate se observă o diferență de 3...4 dB între zonele cap cilindru active și cea inactivă, care se distinge clar prin valori  $L_p$  mai mici. Această configurație a câmpului  $L_p$  trebuie să se regăsească și în cazul

măsurărilor experimentale. Numerotarea zonelor cap cilindru este conformă cu cea definită în figura 4.23.



**Fig. 4.32.** Diagramele câmpurilor  $L_p$  în cazul dezactivării unor zone cap cilindru: **a).** caz C2, zona cap cilindru 1 inactivă; **b).** caz C3, zona cap cilindru 2 inactivă; **c).** caz C4, zona cap cilindru 3 inactivă; **d).** caz C5, zona cap cilindru 4 inactivă;

### 4.3. Modelarea cu elemente finite a propagării sunetelor în interiorul cabinei autovehiculului.

În cazul analizei propagării sunetelor în interiorul cabinei autovehiculului, sunt utilizate, în principiu, aceleași metode numerice ca și în cazul analizei incintei motorului, descrise la paragraful 3.2, însă geometria domeniului de analiză și condițiile de frontieră vor fi diferite. Totodată în acest caz nu s-a definit un domeniu PML deoarece cabina este considerată ca fiind un spațiu închis. Modelul cabinei, în acest caz, poate fi utilizat la

optimizarea geometriei cabinei (din punct de vedere acustic) și la alegerea unor materiale materiale fonoabsorbante adecvate.

#### 4.3.1. Dezvoltarea modelului cu elemente finite în cazul interiorului cabinei.

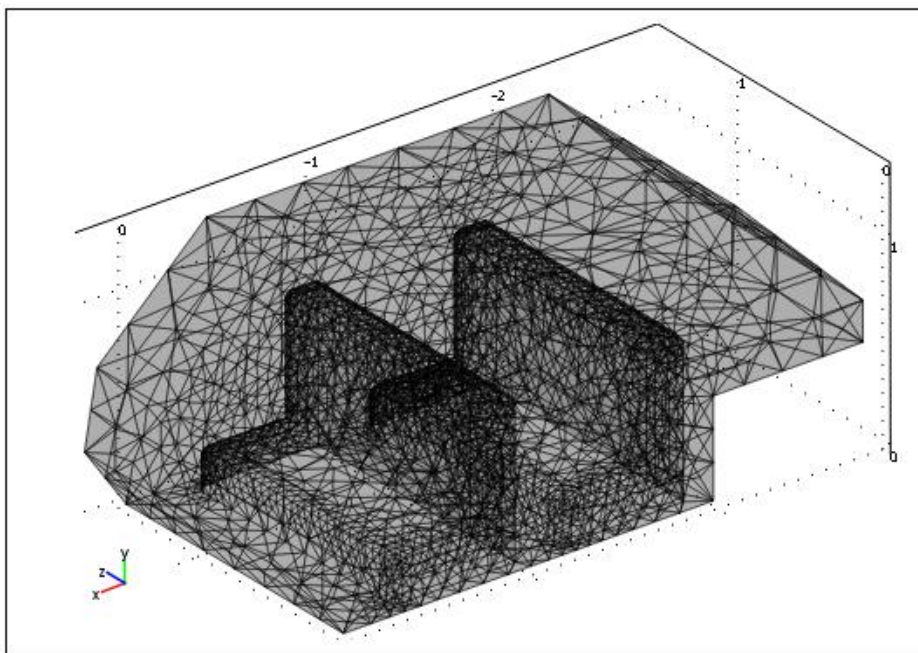
În cadrul elaborării modelului cabinei s-au parcurs aceleași etape ca și în cazul incintei motorului. Modelul CAD 3D definește un domeniu mărginit de suprafețele caroseriei și a scaunelor în așa fel încât să facă posibilă aplicarea condițiilor de frontieră dorite.

##### *Generarea rețelei.*

Parametrii rețelei de noduri și elemente sunt prezentați în tabelul 4.8. iar în figura 4.37. este dată reprezentare grafică a acesteia.

**Tabel. 4.8.** Parametrii rețelei cu elemente finite.

| Parametru                        | Valoare               |
|----------------------------------|-----------------------|
| Numărul gradelor de libertate    | 37999                 |
| Numărul de elemente de domeiu    | 24462                 |
| Numărul de elemente de frontieră | 5364                  |
| Numărul elementelor pe muchii    | 880                   |
| Indicele de calitate al rețelei  | 0.2808                |
| Raportul elemente/volum          | $2.82 \times 10^{-4}$ |



**Fig. 4.37.** Reprezentarea grafică a rețelei de elemente finite.

### Condiții de frontieră.

Pentru definirea frontierelor domeniului de analiză s-au utilizat două tipuri de condiții, două tipuri de suprafețe pasive și un tip de suprafață activă. Cele două tipuri de suprafețe pasive modelează două tipuri de materiale ideale: un material care reflectă într-o măsură mai mare undele sonore și un material care absoarbe o mare parte din undele sonore.

Proprietățile de reflexie/absorbție ale materialelor în cadrul programului de analiză cu elemente finite pot fi definite prin specificarea valorii impedanței acustice a unui mediu virtual exterior domeniului de analiză, care se manifestă doar pe frontieră. Reflexia este invers proporțională cu absorbția și crește odată cu creșterea diferenței dintre impedanțele celor două medii (domeniul de analiză și mediul exterior virtual). Relațiile dintre reflexie/absorbție și impedanță sunt prezentate în detaliu în capitolul următor.

Condiția de frontieră de impedanță, utilizată în cadrul modelului este o generalizare a relației (4.18) scrisă, în domeniul timp, sub forma:

$$\mathbf{n} \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p - q - \frac{1}{Z} \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 0 \quad (4.23)$$

iar în domeniul frecvență sub forma:

$$\mathbf{n} \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p - q - \frac{i\omega p}{Z} \right) = 0 \quad (4.24)$$

în aceste relații  $Z$  reprezintă impedanța mediului exterior în  $[Pa \cdot s/m]$ .

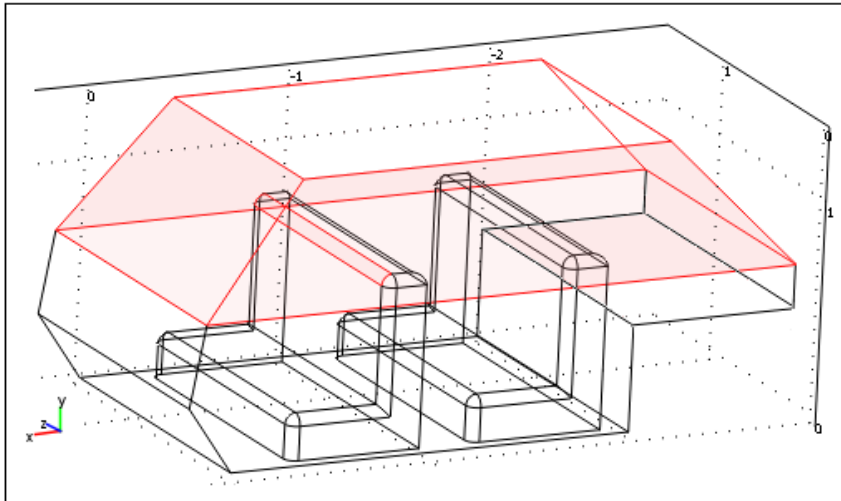
Condițiile de frontieră utilizează simulează materiale cu caracter:

- reflectant - figura 4.38  $Z_1 \ll Z_2$ ;
- absorbant - figura 4.39  $Z_1 \approx Z_3$ ;

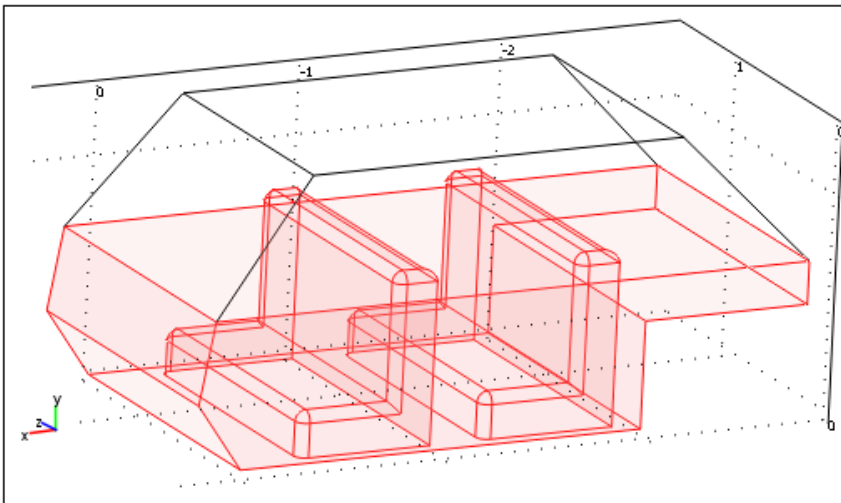
S-a notat cu  $Z_1$  impedanța domeniului de lucru, cu  $Z_2$  impedanța domeniului exterior ce produce efecte reflectante și cu  $Z_3$  impedanța domeniului ce produce efecte absorbante.

Excitația modelului pe suprafața arătată în figura (4.40) este produsă de presiunea sonoră  $p_0=1,15$  Pa, obținută ca presiune maximă în planul adiacent incintei motorului (figura 4.31).

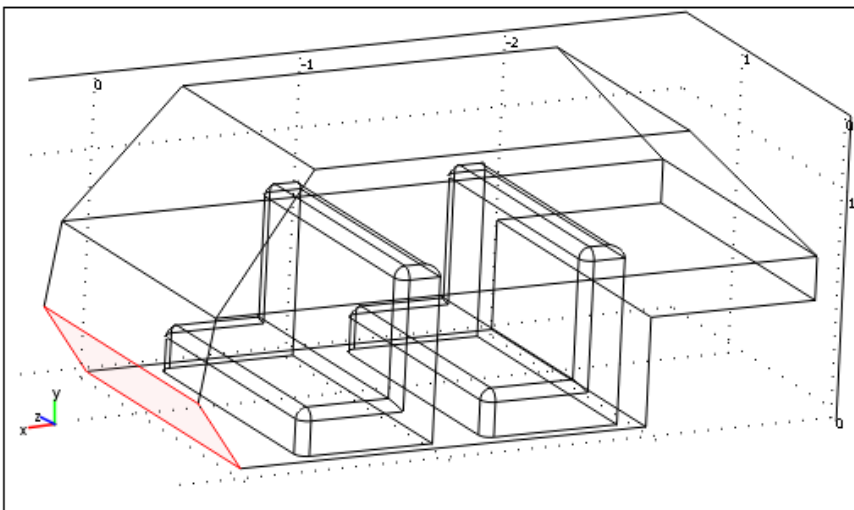
Codul sursă al programului de modelare cu elemente finite este prezentat în ANEXA 4.2.



**Fig. 4.38.** Condiții de frontieră cu caracter reflectant ( $Z_1 \ll Z_2$ ).



**Fig. 4.39.** Condiții de frontieră cu caracter absorbant ( $Z_1 \approx Z_3$ ).



**Fig. 4.40.** Condiții de frontieră pentru specificarea sursei  $p_0$ .



### 4.3.2. Rezultatele simulării în cazul interiorului cabinei.

Simularea propagării sunetelor în interiorul cabinei s-a realizat în scopul identificării valorilor nivelelor de presiune sonoră  $L_p$ .

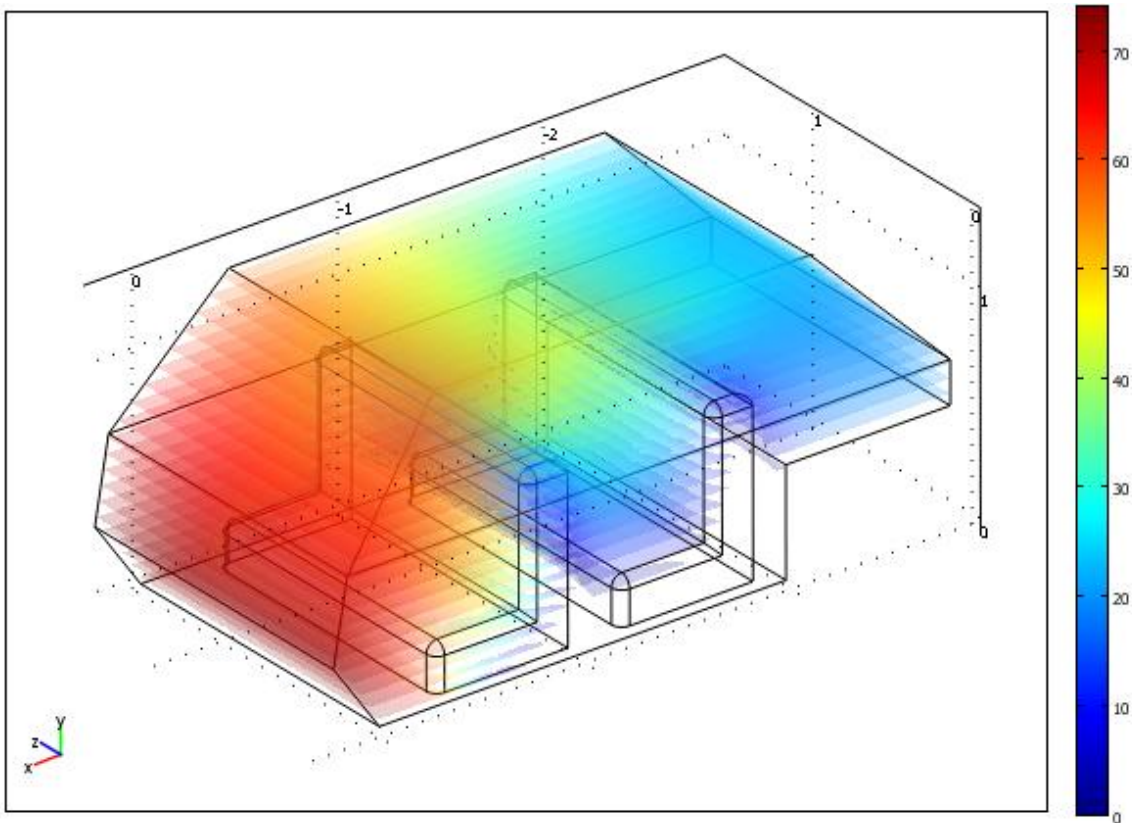
În acest scop s-au studiat două aspecte:

- distribuția valorilor  $L_p$  pentru diferite frecvențe de excitație cu amplitudinea maximă  $p_0$ , într-un plan de referință orizontal;
- evoluția valorilor  $L_p$  pentru diferite frecvențe de excitație și pentru diferite valori ale presiunii de excitație.

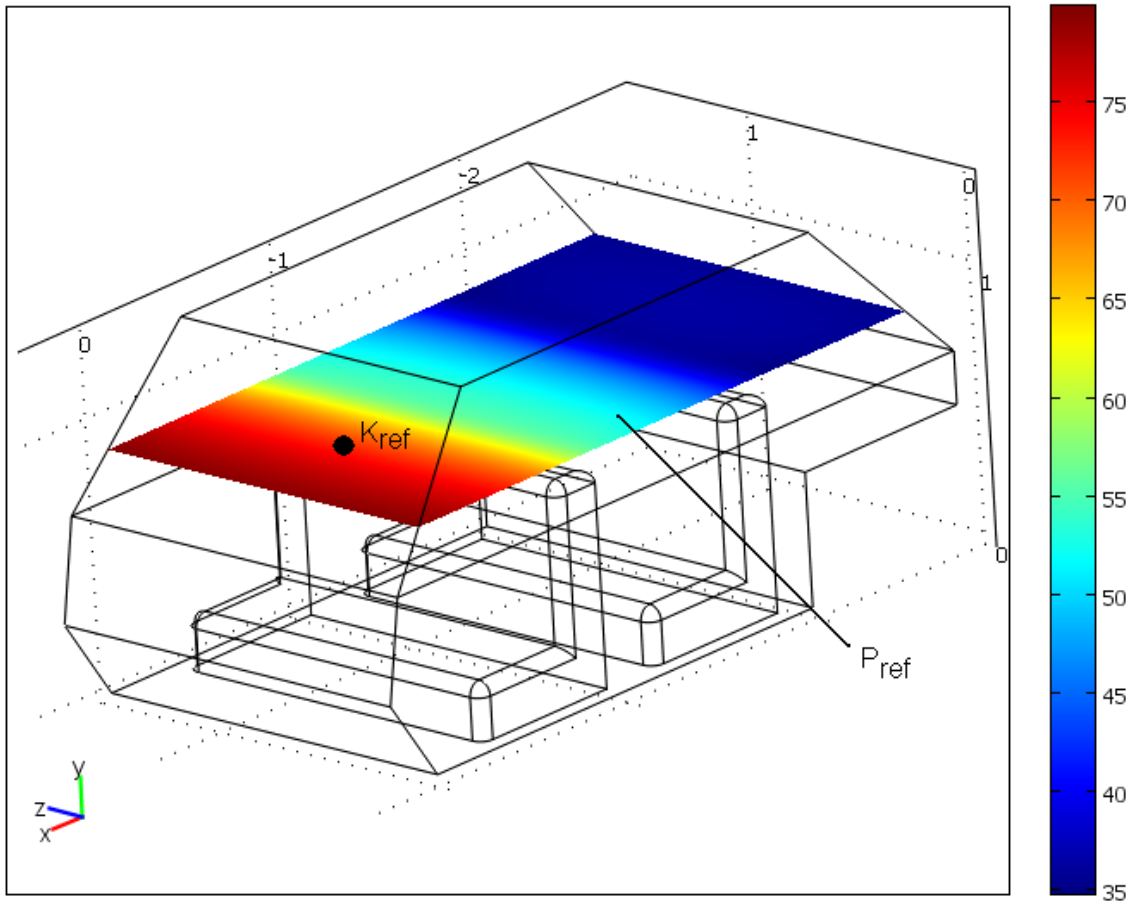
Pentru primul aspect studiat, în domeniul de analiză s-a stabilit un plan la nivelul capului pasagerilor, pentru a simplifica evaluarea valorilor  $L_p$ . Acest plan este definit prin coordonatele:

$$P_{ref} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0.9 & 0.9 & 0.9 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

iar reprezentarea lui grafică este arătată în figura 4.42. În figura 4.43 sunt arătate valorile  $L_p$  obținute pentru diferite frecvențe de excitație.



**Fig. 4.41.** Diagrama 3D a valorilor  $L_p$ ,  $p_0 = 1,15\text{Pa}$ ,  $f = 85\text{ Hz}$ .

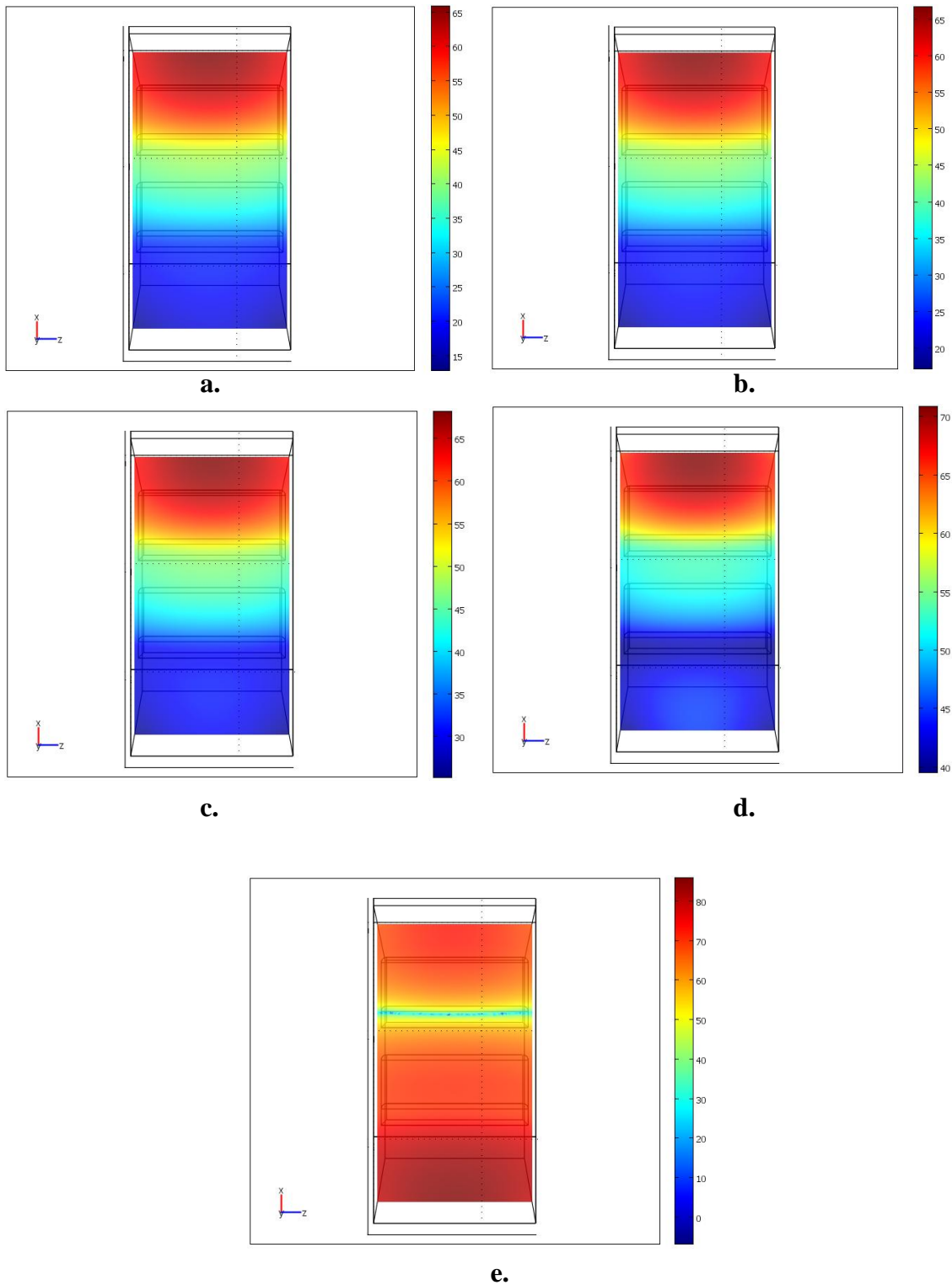


**Fig. 4.42.** Diagrama în planul  $P_{ref}$  a valorilor  $L_p$  [dB],  $p_0 = 1,15\text{Pa}$ ,  $f = 85\text{ Hz}$ .

Din diagramele prezentate în figura 4.43. se constată că la o valoare a frecvenței de 135 Hz, cabina reacționează la excitație în mod similar cu o cavitate rezonantă, valorile  $L_p$  crescând de la maxime de 68 dB până la valori de 80 dB. Valorile de peste 68 dB se ating doar în zona din spate a cabinei în semispațiul  $x < -2$  m. Aceste valori crescute ale nivelului se datorează, în mare parte, îngustării spațiului cabinei pe direcție verticală. O soluție pentru reducerea valorilor  $L_p$  este aplicarea unui strat absorbant la interfața dintre incinta motorului și cabină. Acest fapt poate fi simulat prin reducerea presiunii sursei cu un anumit procent corespunzător unei atenuări relative. Valorile utilizate în simulare sunt date în tabelul 4.8.

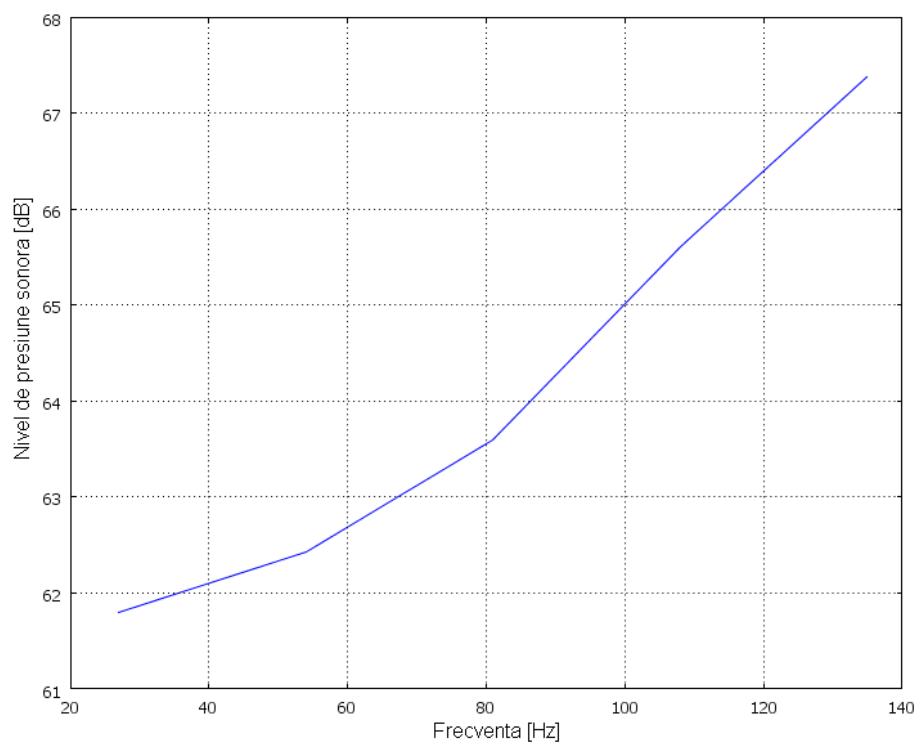
**Tabel. 4.8.** Presiunea sonoră a sursei în cazul atenuării.

| Nr. simulare | Atenuare relativă % | Presiunea sonoră a sursei $p_0$ [Pa] |
|--------------|---------------------|--------------------------------------|
| 1            | 0%                  | 1,150                                |
| 2            | 10%                 | 1,035                                |
| 3            | 20%                 | 0,920                                |
| 4            | 30%                 | 0,805                                |
| 5            | 40%                 | 0,690                                |

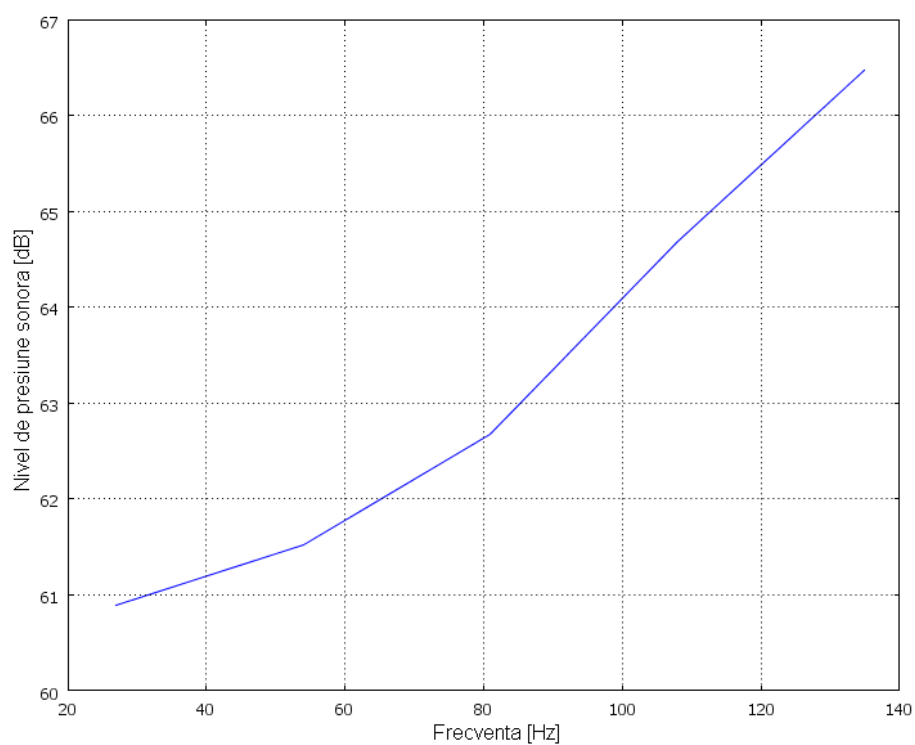


**Fig. 4.43.** Valorile  $L_p$  în planul de referință  $P_{ref}$ ,  
a.)  $f = 27$  Hz, b.)  $f = 54$  Hz, c.)  $f = 81$  Hz, d.)  $f = 108$  Hz, e.)  $f = 135$  Hz

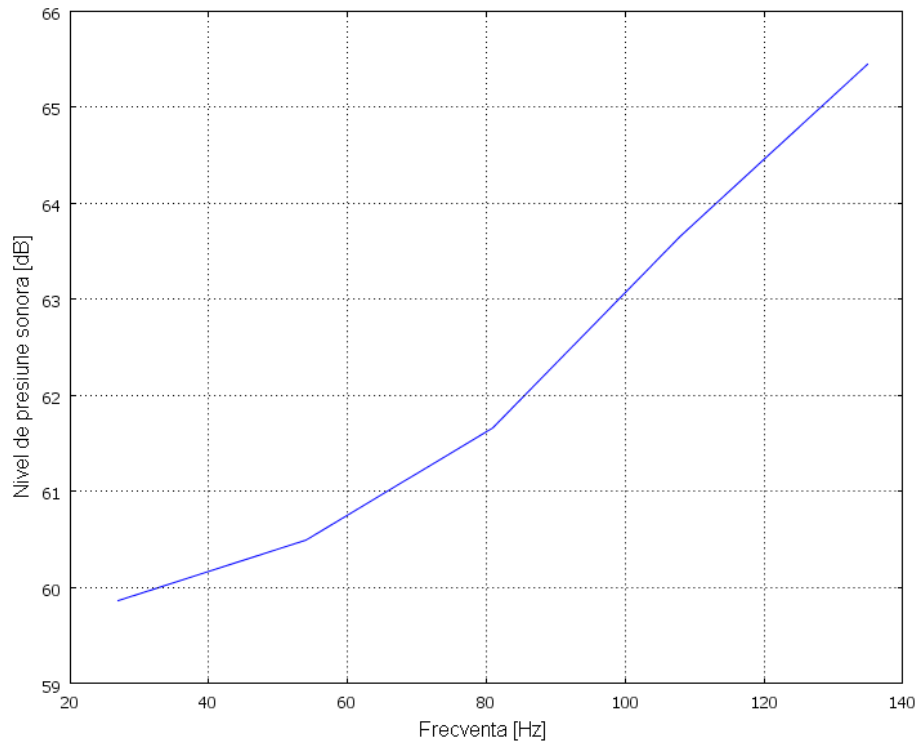
Rezultatele simulării pentru diferite grade ale atenuării sunt prezentate în figurile 4.44....4.48.



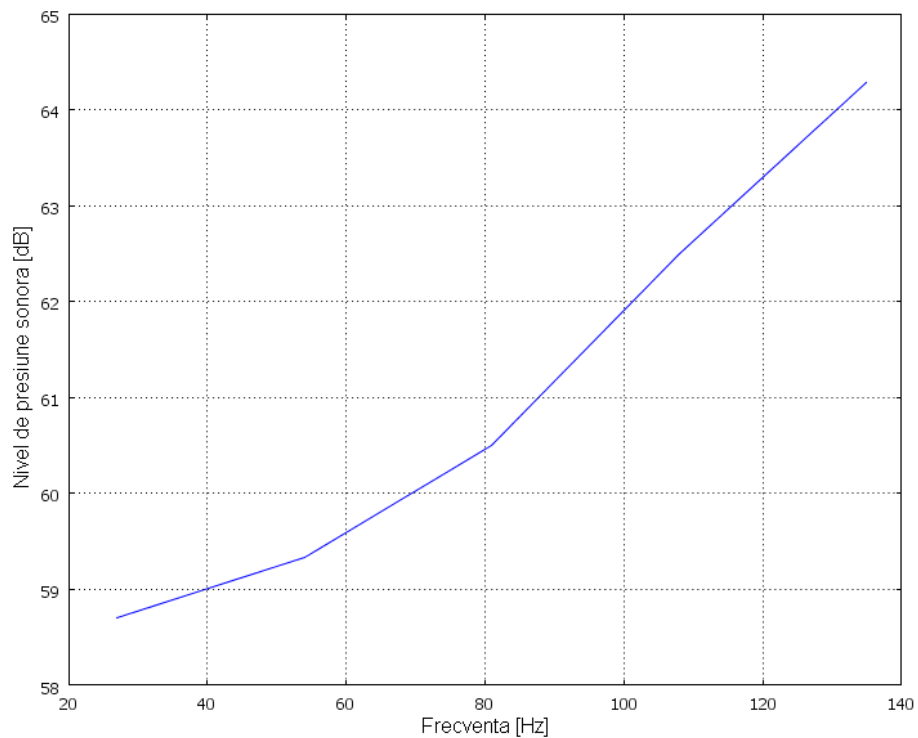
**Fig. 4.44.** Nivel  $L_p$  în punctul  $K_{ref}$ ,  $p_0 = 1,150$  Pa.



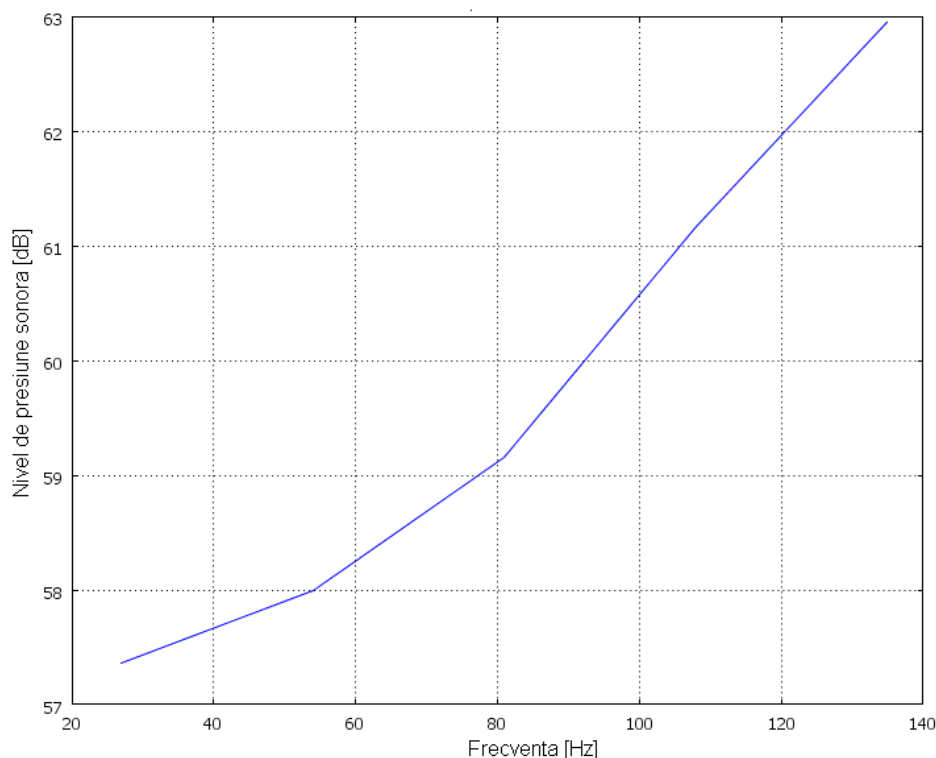
**Fig. 4.45.** Nivel  $L_p$  în punctul  $K_{ref}$ ,  $p_0 = 1,035$  Pa.



**Fig. 4.46.** Nivel  $L_p$  în punctul  $K_{ref}$ ,  $p_0 = 0,920$  Pa.



**Fig. 4.47.** Nivel  $L_p$  în punctul  $K_{ref}$ ,  $p_0 = 0,805$  Pa.



**Fig. 4.48.** Nivel  $L_p$  în punctul  $K_{ref}$ ,  $p_0 = 0,690$  Pa.

Diagramele 4.44...4.48. prezintă valori  $L_p$ , simulate în punctul  $K_{ref}(x,y,z) = [-0.5 \ 0.9 \ 1]$ , reprezentat grafic și în figura 4.42.

Din compararea acestor diagrame se observă scăderea cvasiliniară a nivelului de presiune sonoră odată cu scăderea presiunii  $p_0$ , pentru toate frecvențele studiate. Utilizarea unui material ce asigură o atenuare relativă de 40%, la interfața dintre incinta motorului și cabină, este necesară pentru a reduce zgomotele în cabină la un nivel acceptabil.

Rezultatele obținute prin simulare au fost verificate prin studii experimentale, descrise în capitolele următoare.

Modelele prezentate în acest capitol au fost concepute și dezvoltate în cursul perioadei de elaborare a tezei de doctorat [FANTANA1], [FANTANA4], [FANTANA6], [FANTANA7].

Odată elaborate, modelele prezentate pot fi utilizate la o gamă largă de studii și analize fie prin modificarea unor elemente structurale sau dimensionale fie prin modificarea unor parametrii funcționali sau a unor caracteristici de material, oferind o bază de pornire pentru diverse lucrări de cercetare sau un sprijin pentru proiectarea constructivă.

## CAPITOLUL 5

### 5. REDUCEREA ZGOMOTELOR PRIN UTILIZAREA UNOR MATERIALE FONOABSORBANTE.

#### 5.1. Considerații generale.

Modelele prezentate în capitolul anterior se pot utiliza la analiza vibrațiilor și zgomotelor la autovehicule, analiză care în final constituie un sprijin major în proiectarea unor structuri (motoare, interioare de cabină) cu nivele scăzute de zgomote și vibrații. O componentă importantă a acestor eforturi de proiectare este reprezentată de reducerea zgomotelor prin utilizarea unor materiale fonoabsorbante.

În acest sens în cadrul tezei de doctorat s-a elaborat o metodă de măsurare și identificare a proprietăților fonoabsorbante a unui material ce poate fi implementată ușor și cu costuri reduse. Această metodă poate fi utilizată pentru studiul comparativ al caracteristicilor fonoabsorbante a diverselor materiale.

Identificarea parametrilor ce descriu proprietățile fonoabsorbante a diferitelor materiale este deosebit de utilă pentru dezvoltarea în continuare a modelelor elaborate în capitolul precedent.

#### 5.2. Caracterizarea materialelor fonoabsorbante.

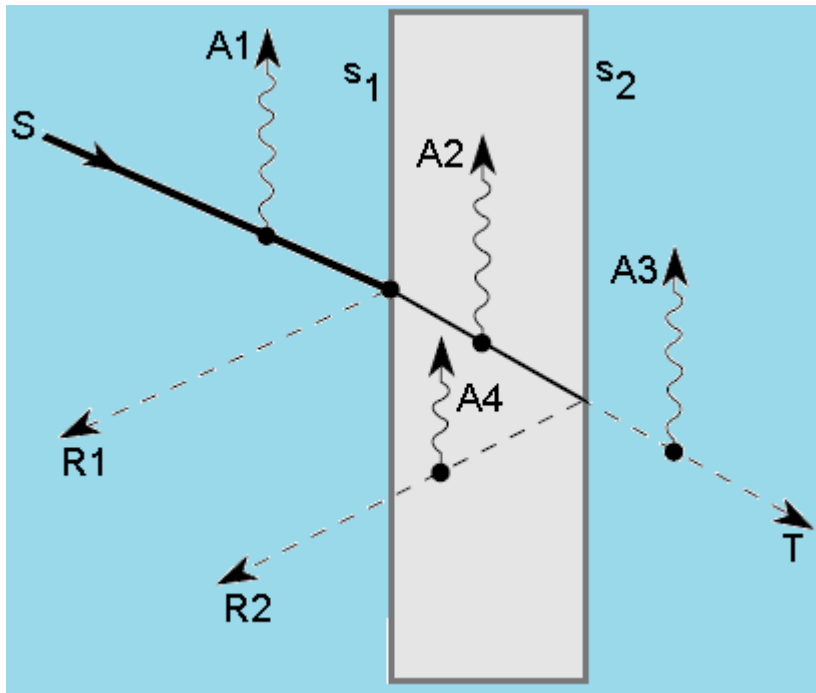
Mediile prin care se propagă undele sonore absorb într-o măsură mai mare sau mai mică energia acestora. Procesul de absorbție (sau atenuare) constă din transformarea energiei de mișcare a particulelor în diverse alte forme de energie.

În cazul utilizării unui strat de material în scopul diminuării zgomotelor, procesele de absorbție ce au loc pot fi reprezentate ca în figura 5.1 [EVEREST]. În acest caz prin A1 și A3 sunt reprezentate componente absorbite în mediul natural (aer) R1 și R2 reprezintă componente ale energiei undei reflectate la intrarea și la ieșirea undei din stratul absorbant iar A2 și A4 sunt componente absorbite de materialul barierei iar ceea ce în final ajunge la un observator este componenta T.

Capacitatea unui material de a absorbi energia undelor acustice s-a definit în mai multe moduri în funcție de scopul în care s-a dorit utilizarea materialul respectiv. Multe dintre materialele fonoabsorbante se utilizează la îmbrăcarea sau tapițarea interioarelor (spații de locuit, săli de concerte sau conferințe și chiar interiorul cabinei autovehiculelor). În acest caz se urmărește minimizarea componentelor R1 și R2.

În alte cazuri se dorește studiul izolării fonice a sursei (ca de exemplu când sursa este motorul autovehiculului, materialul fonoabsorbant se plasează între incinta motorului și cabină sau pe partea interioară a capotei motorului) și prezintă interes minimizarea componentei T.

Pe lângă alți parametri, cu ajutorul cărora se cuantifică capacitatea unor materiale de a absorbi energia undelor sonore, o noțiune importantă este cea a impedanței mediului absorbant. Din punct de vedere fizic, impedanța acustică specifică este definită prin raportul dintre presiune și viteza particulei.



**Fig. 5.1.** Reprezentarea principală a fenomenului de absorbție în cazul unui strat de material [EVEREST].

Când se face referire la un anumit mediu se utilizează termenul de impedanță caracteristică definită ca raportul dintre presiunea sonoră și viteza efectivă a particulei într-un punct al unei unde sonore libere progresive. Impedanța caracteristică este egală și cu produsul densității mediului cu viteza sunetului prin acel mediu.

Impedanța acustică poate fi utilizată și pentru calculul caracteristicii de reflexie cu ajutorul relației:

$$R = \frac{\frac{Z_2}{Z_1} - \sqrt{1 - [n-1] \tan^2 \alpha_i}}{\frac{Z_2}{Z_1} + \sqrt{1 - [n-1] \tan^2 \alpha_i}} \quad (5.1)$$

în care  $Z_i$  este impedanța mediului  $i$ ,  $Z_i = \rho_i c_i$  ( $\rho_i$  – densitatea mediului  $i$ ;  $c_i$  - viteza sunetului în mediul  $i$ ) iar  $\alpha_i$  este unghiul de incidență.

#### a. Formularea generală.

Acest tip de atenuare este specificat prin media valorilor coeficientului de atenuare,  $\alpha$  [1/m]:

$$k_c = \frac{\omega}{c_s} - i\alpha \quad Z_c = \rho_0 c_s \quad (5.2)$$



Coeficientul de atenuare nu este legat în mod direct de proprietățile fizice ale mediului, acesta reprezintă atenuarea relativă estimată sau măsurată pe unitatea de distanță pentru o undă care se propagă fără a dispune de informații asupra procesului fizic ce a produs această atenuare

### b. Formularea complexă.

Descrierea cea mai convenabilă și mai compactă a unui material absorbant (omogen) este dată prin numărul de undă complex  $k_c$  și impedanța complexă  $Z_c$ , amândouă fiind funcții de frecvență. Cunoscând aceste proprietăți, pot fi definite mărimile: viteza complexă a sunetului  $c_c = \omega/k_c$  și densitatea complexă  $\rho_c = k_c Z_c/\omega$

Impedanța complexă este definită prin relația:

$$Z = R + Xi \quad (5.3)$$

în care  $R$  este componenta rezistivă iar  $X$  este componenta reactivă a impedanței. Componenta rezistivă reprezintă contribuția a diferite procese de pierdere de energie a undei ca de exemplu mișcarea termică aleatoare. În cazul propagării prin diferite straturi de material pot avea efecte semnificative vibrațiile și forțele vâscoase la interfața aer/perete (mai ales pentru frecvențe mai înalte). În acest sens, prin efectele rezistive energia este îndepărtată din undă și convertită în alte forme de energie în mod ireversibil (în principal în căldură). Componenta reactivă reprezintă capacitatea mediului de a stoca energia cinetică a undei în energie potențială (mediu compresibil).

### c. Formularea Delany-Bazley:

În unele cazuri proprietățile acustice nu pot fi obținute (măsurate) în mod direct, pentru o gamă largă de frecvențe, fiind necesară utilizarea unei mărimi independente de frecvență. Pentru materiale poroase cu structură rigidă formularea Delany – Bazley poate estima numărul de undă complex și impedanța complexă ca funcții de frecvență și rezistență la curgere.

Modelul Delany – Bazley este descris prin relațiile:

$$k_c = \frac{\omega}{c_\tau} \left[ 1 + C_1 \left( \frac{\rho_0 f}{R_f} \right)^{-C_2} - i C_3 \left( \frac{\rho_0 f}{R_f} \right)^{-C_4} \right] \quad (5.4)$$

$$Z_c = \rho_0 c_\tau \left[ 1 + C_5 \left( \frac{\rho_0 f}{R_f} \right)^{-C_6} - i C_7 \left( \frac{\rho_0 f}{R_f} \right)^{-C_8} \right]$$

Avantajul acestei formulări constă în faptul că rezistivitatea la curgere  $R_f$  poate fi măsurată ușor și este independentă de frecvență. Există și forme modificate ale formulării prezentate în [MIKI].

#### d. Formularea cu ajutorul noțiunii de vâscozitate globală.

Această formulare se bazează pe o mărime definită ca vâscozitate globală  $\mu_B$  [Pa·s/m] și cu ajutorul căreia se exprimă  $k_c$  și  $Z_c$  sub forma:

$$k_c = \frac{\omega}{c_r} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{i\omega\mu_B}{\rho_0 c_r^2}}} \quad Z_c = \rho_0 c_r \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{i\omega\mu_B}{\rho_0 c_r^2}}} \quad (5.5)$$

Această formulare se aplică de obicei în cazul mediilor fără o structură rigidă.

### 5.3. Metode de măsurare a proprietăților de fonoabsorbție [BONFIGLIO].

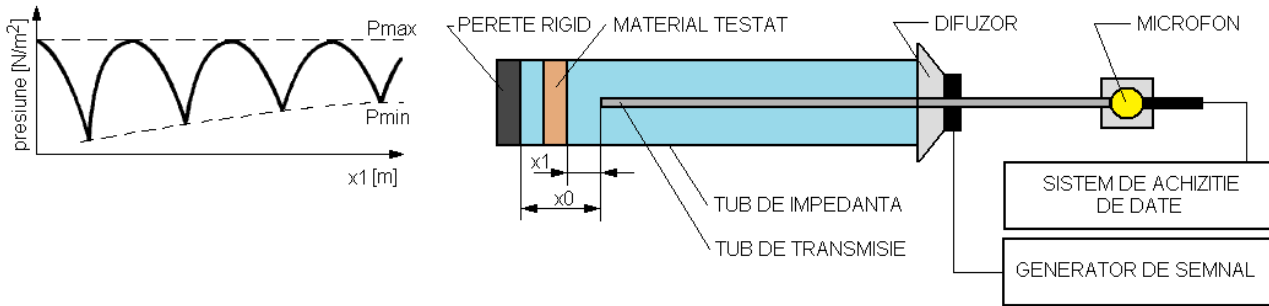
Există o gamă largă de variante de măsurare a diferitelor caracteristici de fonoabsorbției a materialelor. Dintre acestea cea mai răspândită metodă este cea în care se utilizează un tub de secțiune circulară cu pereți rigizi în care se crează o undă staționară. Acest tub este cunoscut sub mai multe denumiri, tub Kundt, tub cu unde staționare sau tub de impedanță. Această metodă este utilizată în special pentru caracterizarea materialelor poroase, deoarece absorbția de alte tipuri (ca de exemplu panourile vibrante) au în general dimensiuni mari.

O variantă a utilizării tubului de impedanță este prezentată în figura 5.2. La un capăt al tubului este amplasat un difuzor ce poate genera unde sonore de o frecvență dată iar la celălalt capăt este montat un perete rigid. La o anumită distanță de perete (sau lipit de acesta) este plasat eșantionul de material care se dorește a fi măsurat. Prin difuzor este tras un tub subțire (tub de transmisie) conectat la un microfon. Tubul de transmisie poate fi deplasat axial măsurându-se presiunea sonoră la diferite distanțe de eșantion. Din cauza formării undelor staționare se vor obține maxime și minime ale presiunii. În figura 5.2. sunt prezentate curbele de presiune în funcție de distanță în cazul în care în tub există un eșantion de material fonoabsorbant (diagrama din stânga). Coeficientul de absorbție se calculează în acest caz din diferența dintre maximul de presiune și minimul adiacent acestuia. În această variantă se măsoară interferența dintre unda inițială și reflexiile acesteia (componentele R1 și R2), componenta de absorbție calculându-se din diferențele rezultate.

Măsurarea proprietăților acustice cum ar fi numărul de undă complex și respectiv impedanță complexă, a diverselor materiale este realizată prin metode având la bază două variante ale utilizării tuburilor cu unde staționare:

- eșantionul de material este plasat pe o terminație rigidă a tubului, în care caz poate fi aplicată fie metoda celor două straturi [FERRERO] fie metoda celor două cavități [UTSUNO];

- eșantionul de material este plasat la mijlocul tubului de impedanță, în care caz poate fi aplicată metoda matricilor de transfer [SONG], metoda celor două surse [MUNJAL] sau metoda celor două sarcini [LUNG].



**Fig. 5.2.** Măsurarea coeficientului de absorbție cu ajutorul unui tub cu unde staționare.

În oricare dintre aceste variante identificarea caracteristicilor de absorbție se bazează pe măsurare valorilor presiunilor ce apar în undele staționare create în interiorul tubului

#### 5.4. Sistem de determinare a caracteristicilor materialelor fonoabsorbante.

În cadrul tezei de doctorat s-a abordat studiul izolării fonice a motorului studiat.

La elaborarea metodei de măsurare o condiție importantă a fost aceea de a utiliza resursele materiale și de aparatură existente în laboratoarele Universității din Oradea. În acest sens, s-a elaborat o metodă de măsurare și identificare ce poate fi realizată cu costuri reduse. Această metodă poate fi utilizată pentru studiul comparativ al caracteristicilor fonoabsorbante [FANTANA2].

##### 5.4.1. Descrierea sistemului de măsurare realizat.

Pentru definirea caracteristicilor fonoabsorbante s-a ales formularea 5.2.b. a materialelor complexe (caracterizarea materialului prin parametrii:  $k_c$  - număr de undă complex și  $Z_c$  - impedanță complexă) într-un domeniu de frecvențe ce corespunde zgomotelor emise de motoarele cu ardere internă  $D_f = [100...1000]$  Hz.

Conceperea și implementarea metodei de măsurare s-a realizat prin următorii pași:

1. Conceperea și realizarea sistemului de măsurare.
2. Elaborarea și implementarea modelului numeric cu elemente finite al sistemului de măsurare.
3. Efectuare măsurărilor și achiziția datelor pentru un domeniu de frecvențe  $D_f$ .
4. Simularea procesului de transmitere a sunetelor pentru domeniu de frecvențe  $D_f$  și un set de valori ai caracteristicilor  $Z_c$  și  $k_c$ .
5. Compararea rezultatelor simulării cu rezultatele experimentale și identificarea valorilor  $Z_c$  și  $k_c$  pentru materialul studiat.

Sistemul de măsurare realizat este prezentat în figura 5.3. S-au generat unde sonore cu ajutorul unui difuzor conectat la un calculator PC, la care placa audio (Realtek High Definition Sound Board) a fost comandată să genereze semnale în domeniul 100-1000 Hz cu un pas de 100 Hz. Difuzorul a fost amplasat într-o incintă fonoizolantă și s-au realizat seturi de experimente pentru 2 tipuri de materiale: polistiren expandat (PEP) și polistiren extrudat (PEX). Pentru materialul PEP s-au utilizat două grosimi: 20 respectiv 50 mm iar pentru materialul PEX s-a utilizat grosimea de 20 mm. Distanța dintre sursă și microfon a fost stabilită la 1,5 m.

Semnalul sonor generat a fost captat cu un microfon (marca Philips) legat la al doilea calculator PC cu ajutorul unei plăci audio similare cu cea utilizată pentru generarea semnalului.

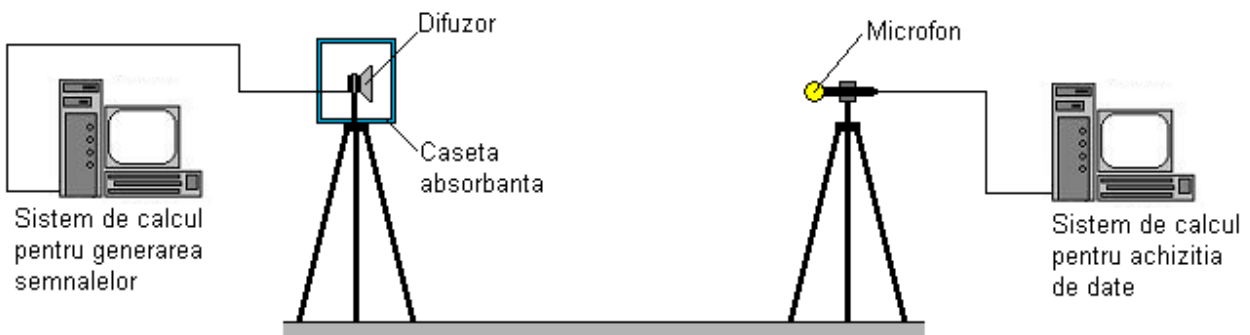


Fig. 5.3. Sistemul de măsurare a caracteristicilor fonoabsorbante.

Programele de generare a semnalelor și respectiv de achiziție, prelucrare și afișare a datelor au fost realizate în limbaj MATLAB și sunt prezentate în ANEXA 5.1.

În figura 5.4 este prezentată diagrama unui semnal achiziționat. Pentru fiecare măsurare s-a calculat valoarea  $RMS$  (relația 4.11.) și apoi  $L_p$  (relația 4.20) a semnalului achiziționat. Rezultatele experimentale au fost interpolate cu ajutorul unor curbe exponențială pentru fiecare material.

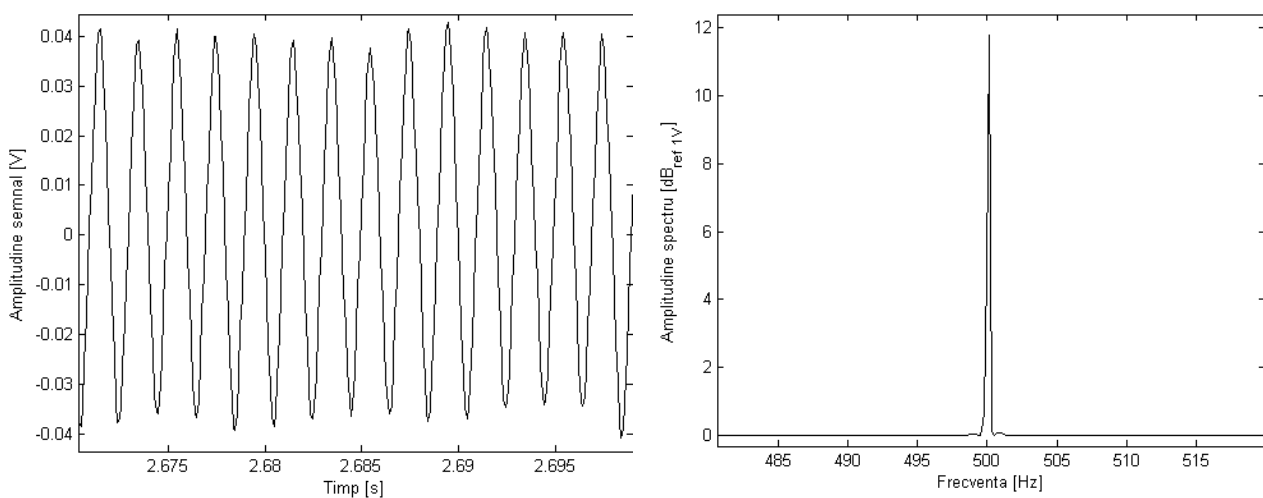


Fig. 5.4. Semnal achiziționat și spectrul acestuia: material PEP, grosime 50 mm, frecvența 500 Hz.

Diagramele valorilor  $L_p$  în funcție de frecvență măsurate experimental sunt prezentate în figura 5.5 (valori față referința standard 20  $\mu\text{Pa}$ ) și în figura 5.6 (valori normalizate față de măsurările fără casetă absorbantă).

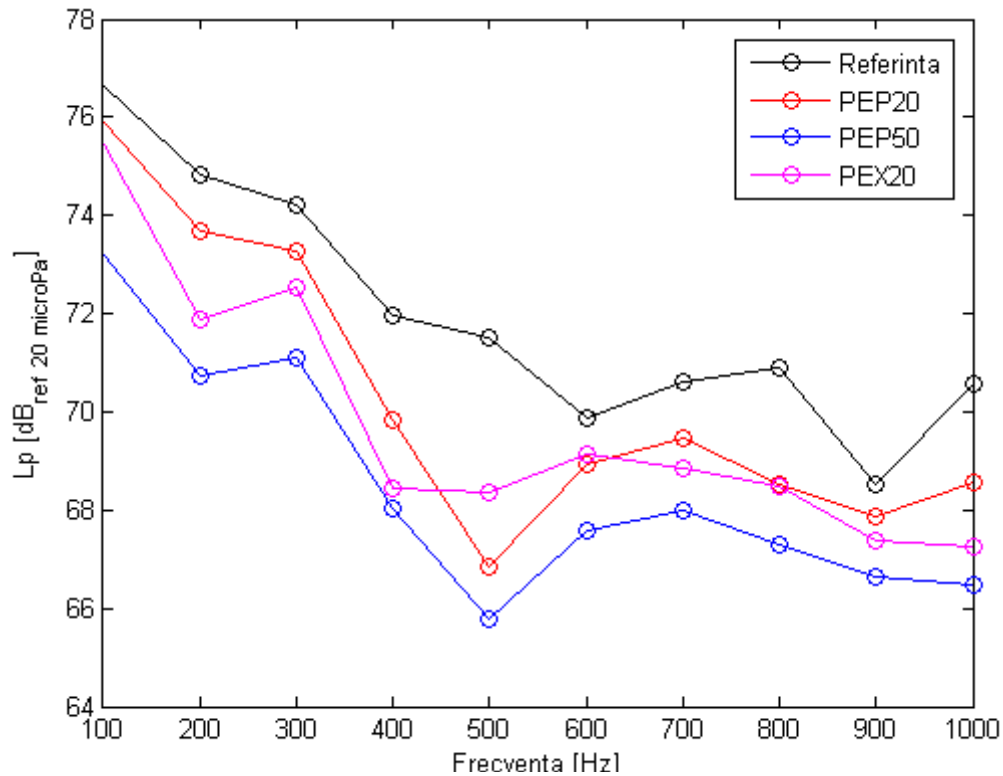


Fig. 5.5. Diagrama  $L_p$ - frecvență.

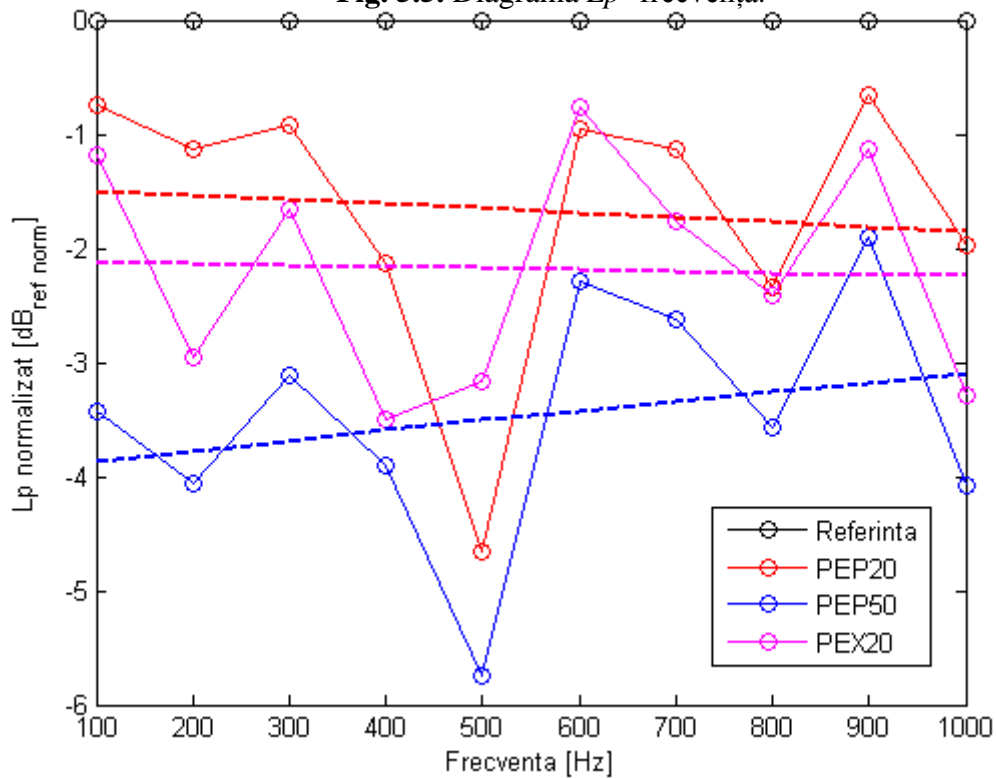
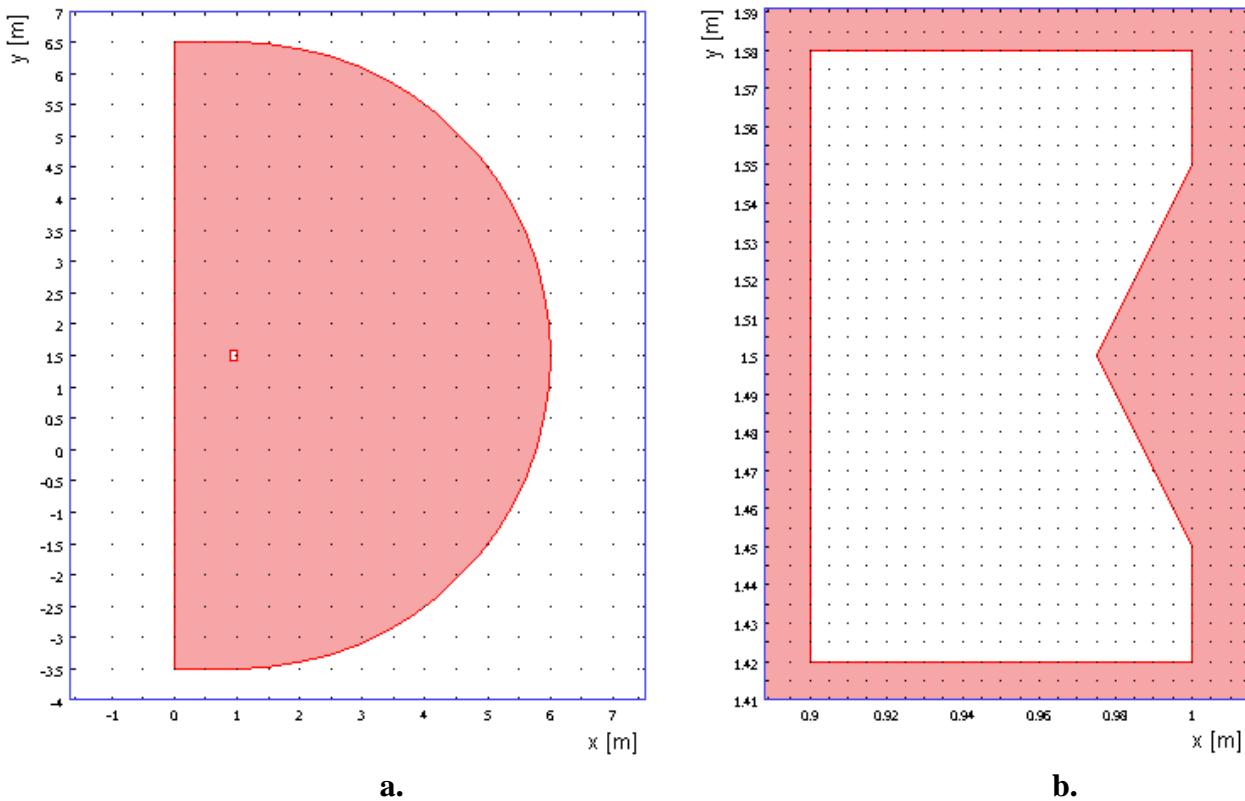


Fig. 5.6. Diagrama  $L_p$  - frecvență normalizată.

### 5.4.2. Stabilirea caracteristicilor sistemului cu mediu omogen.

Pentru stabilirea caracteristicilor materialelor testate s-a elaborat modelul cu elemente finite al propagării sunetelor respectând condițiile în care s-au realizat experimentele. Modelul geometric este prezentat în figura 5.7.



**Fig.5.7.** Modelul geometric pentru cazul fără casetă absorbantă a., detaliu de modelare a sursei (difuzorului) b.

Domeniul de analiză prezentat în figura 5.7. a fost ales în așa fel încât să permită o propagare liberă a undelor și să minimizeze efectele frontierelor. Sursa a fost reprezentată prin două suprafețe dispuse sub formă de „V” cu axa orizontală. După realizarea modelului s-a generat rețeaua de elemente finite ai cărei parametri sunt prezentați în tabelul 5.1.

**Tabel.5.1.** Parametrii rețelei cu elemente finite.

| Parametru                        | Valoare                            |
|----------------------------------|------------------------------------|
| Tipul elementului                | triunghiular, Lagrange – quadratic |
| Numărul gradelor de libertate    | 167608                             |
| Numărul de elemente pe domeniu   | 83520                              |
| Numărul de elemente de frontieră | 568                                |
| Indicele de calitate al rețelei  | 0.6406                             |
| Raportul elemente/arie           | $2.38 \times 10^{-4}$              |

Propagarea undelor sonore în domeniul de analiză, fără amortizare complexă, este descrisă prin relația:

$$\nabla \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right) - \left( \frac{\omega^2}{\rho_0 c_s^2} - \frac{k_z^2}{\rho_0} \right) p = Q \quad (5.6)$$

în care  $p=p(x,\omega)$ . pentru aer  $\rho_0=1,25 [kg/m^3]$ ,  $c_s = 343 [m/s]$

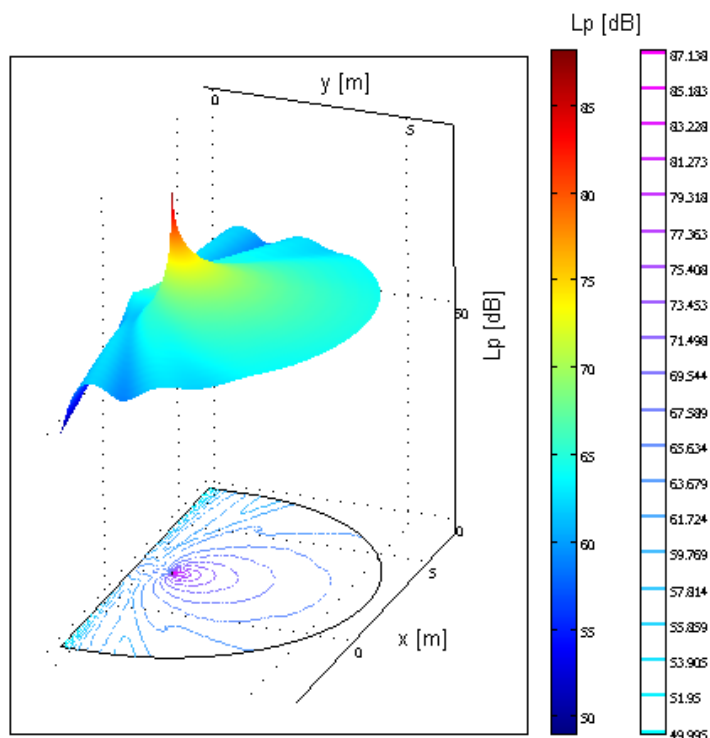
Condițiile de frontieră aplicate pe limita exterioară a domeniului de analiză, în acest caz sunt date de relația:

$$\mathbf{n} \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right) - \frac{i\omega p}{Z} = 0 \quad (5.7)$$

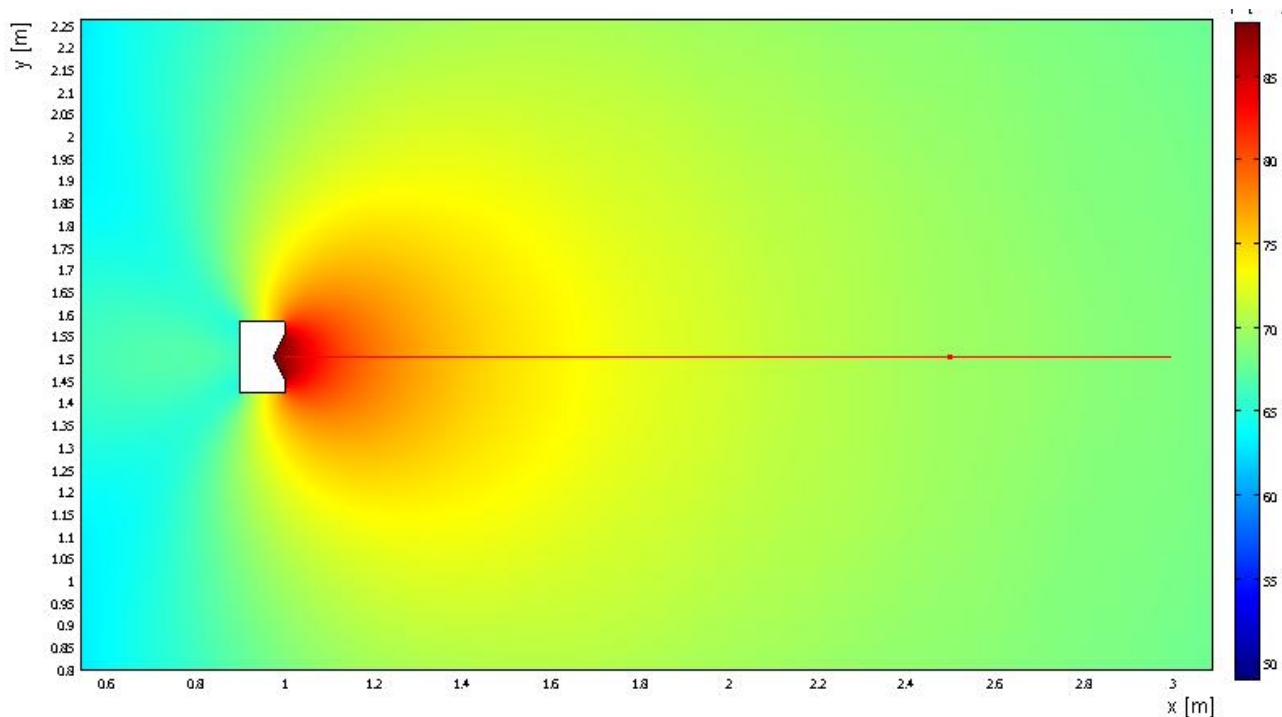
Condițiile de frontieră pentru suprafețele active ale sursei sunt descrise de relația:

$$p_0 = 4,645 f^{0,3} \quad (5.8)$$

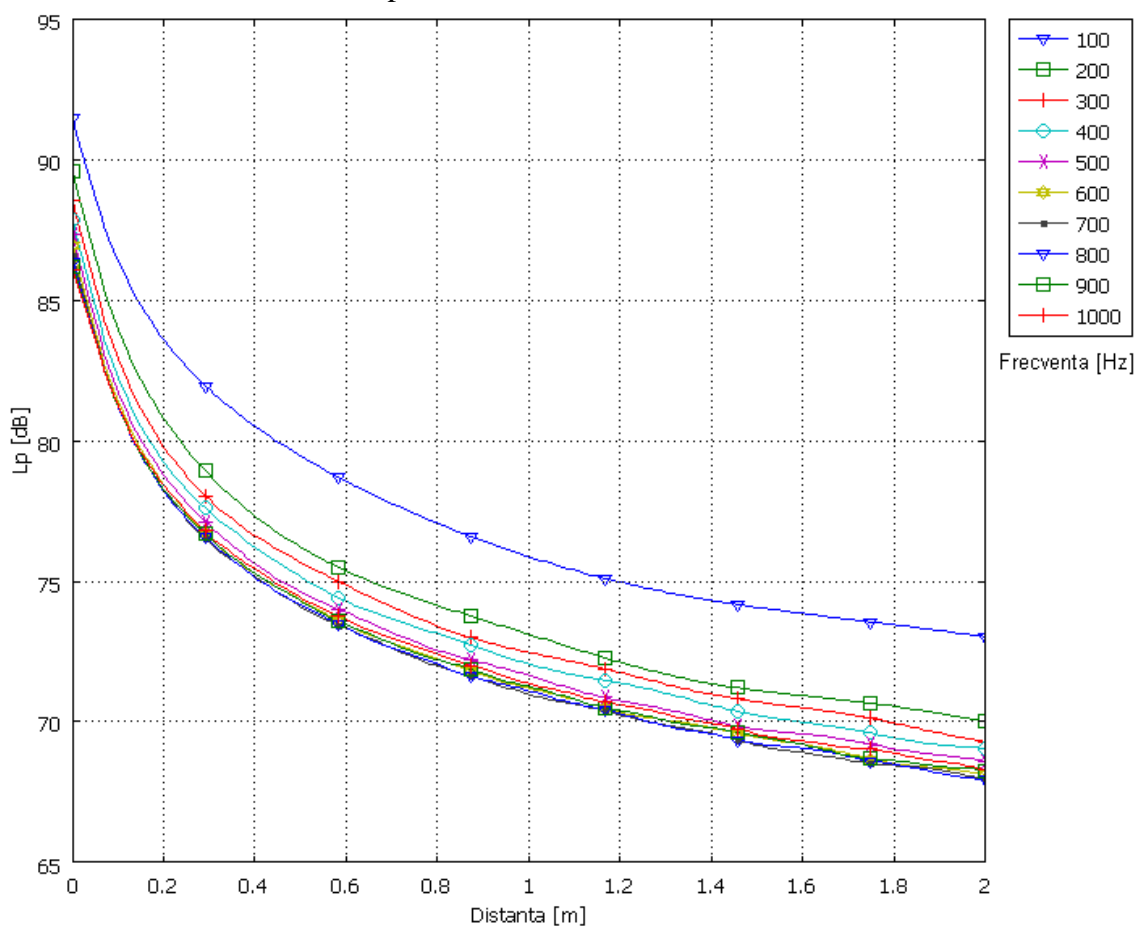
în care  $f$  reprezintă valorile frecvenței de excitație  $f = [100...1000]$  Hz, cu pasul de 100 Hz. Această relație reflectă variația intensității sursei constatată în cadrul experimentelor.



**Fig. 5.8.** Diagrama  $L_p$  pentru propagarea sunetelor în mediul omogen (aer). Reprezentare 3D.

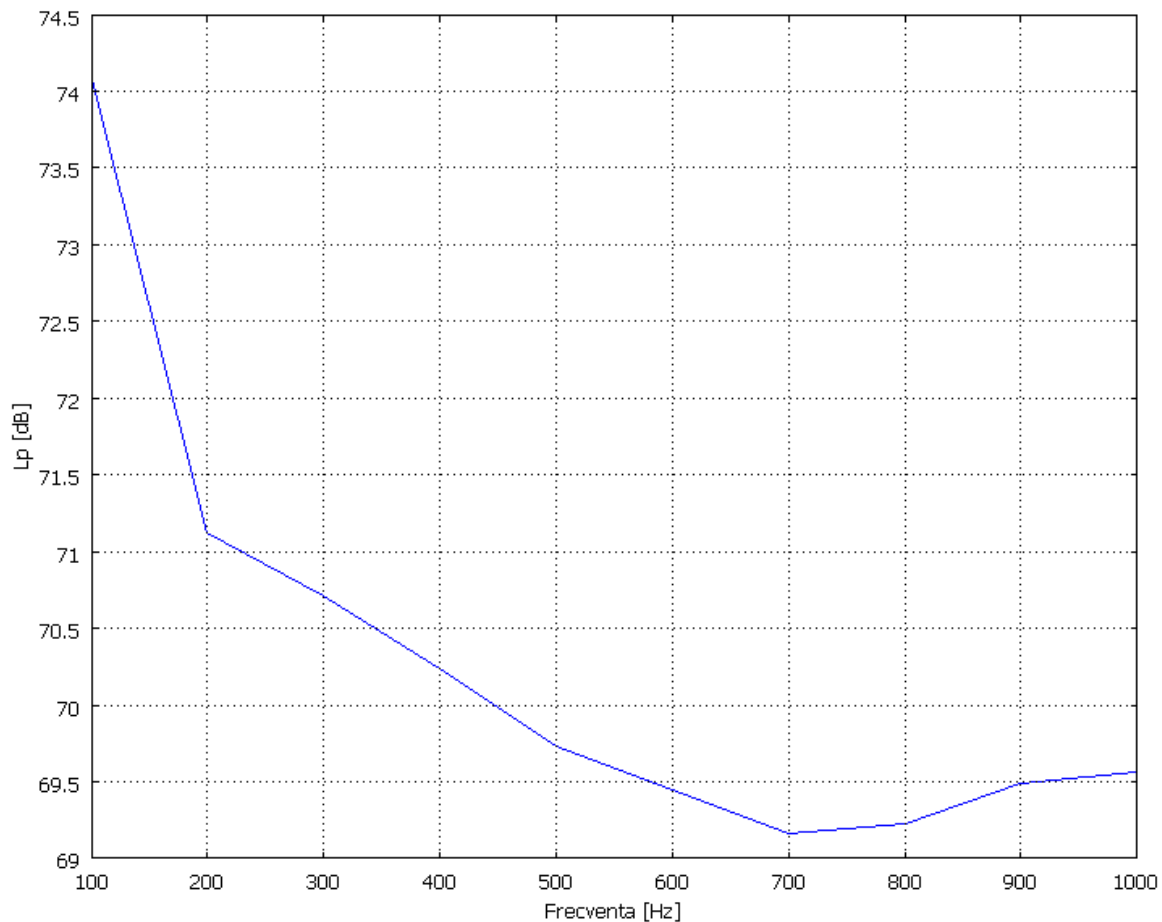


**Fig. 5.9.** Diagrama  $L_p$  pentru propagarea sunetelor în mediul omogen (aer).  
Reprezentare 2D, detaliu central.



**Fig. 5.10.** Diagrama  $L_p$ - distanță, cazul mediului omogen, natural (aer).





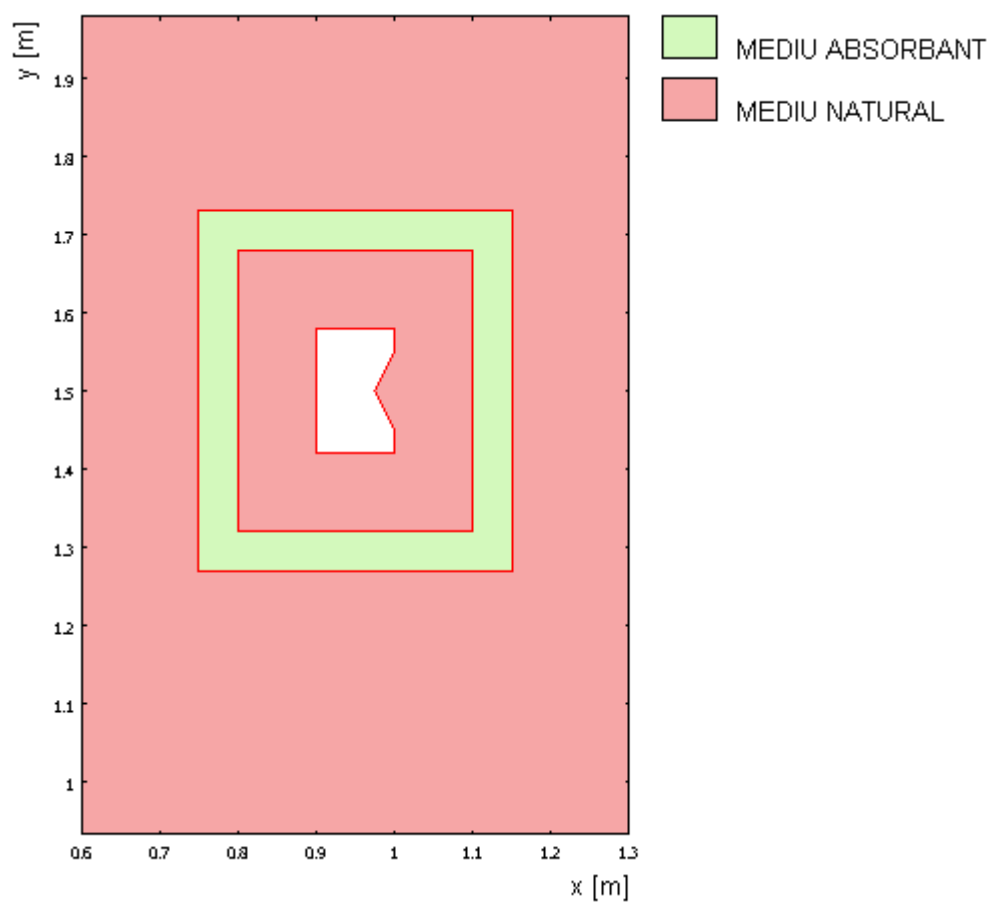
**Fig. 5.11.** Diagrama variației  $L_p$  – frecvență, la distanța de 1,5 m față de sursă, cazul mediului omogen, natural (aer).

Rezultatele simulării sunt prezentate în diagramele din figurile 5.8 – 5.11 iar în ANEXA 5.2. sunt prezentate Diagramele  $L_p$  pentru propagarea sunetelor în mediul omogen pentru intervalul de frecvențe de excitație 100...1000 Hz.

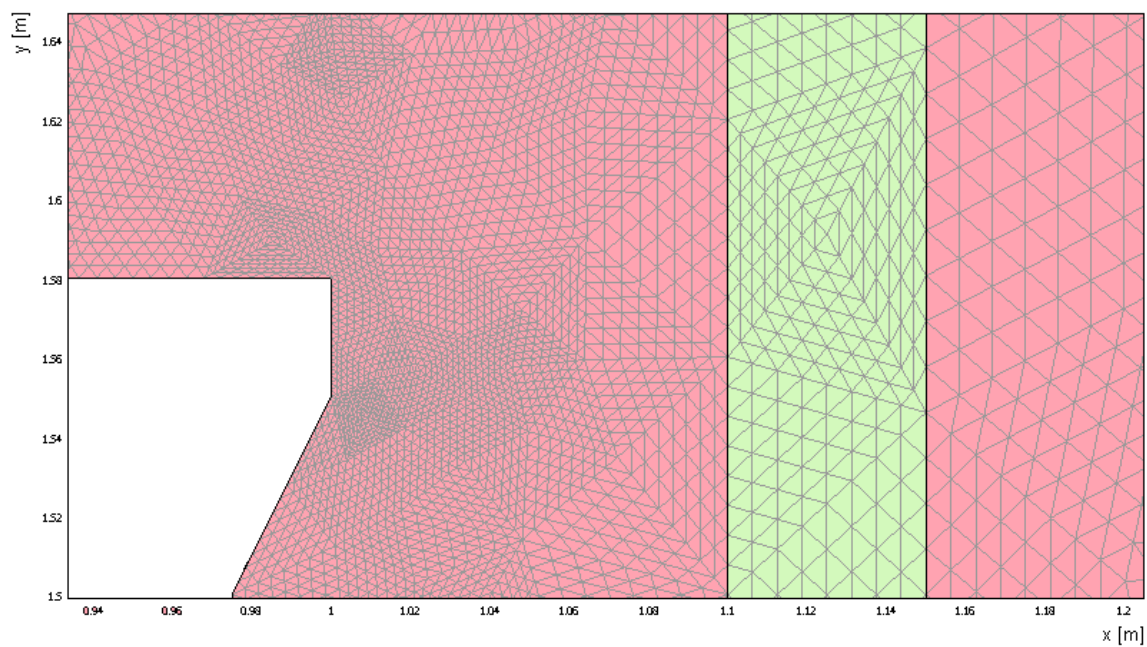
#### 5.4.3. Stabilirea caracteristicilor sistemului cu mediu absorbant.

În cea de a doua etapă a modelării s-a completat modelul prin introducerea casetei absorbante. Astfel modelul reflectă condițiile experimentelor realizate pentru un strat absorbant de 50 mm (materialul PEP 50 mm).

Un detaliu al zonei centrale a domeniului de analiză este prezentat în figura 5.12. iar în figura 5.13. este prezentat un detaliu al rețelei de elemente finite generate. Parametrii rețelei utilizate în acest caz sunt prezentați în tabelul 5.2. Propagarea sunetelor în mediul natural din interiorul și exteriorul casetei este modelată cu ajutorul relației (5.6) iar condițiile de frontieră exterioară au fost cele date prin relația (5.7). Sursa este definită în același mod ca și în cazul modelului de propagare pentru mediu omogen natural conform relației (5.8).



**Fig. 5.12.** Definirea geometriei domeniului absorbant.



**Fig. 5.13.** Reprezentarea rețelei de elemente finite, detaliu din zona sursei și a stratului absorbant.

**Tabel.5.2.** Parametrii rețelei cu elemente finite.

| Parametru                        | Valoare                            |
|----------------------------------|------------------------------------|
| Tipul elementului                | triunghiular, Lagrange – quadratic |
| Numărul gradelor de libertate    | 141688                             |
| Numărul de elemente pe domeniu   | 70592                              |
| Numărul de elemente de frontieră | 824                                |
| Indicele de calitate al rețelei  | 0.508                              |
| Raportul elemente/arie           | $2.33 \times 10^{-4}$              |

Domeniul absorbant a fost definit ca un mediu cu amortizare complexă, în care propagarea undelor are loc conform relației:

$$\nabla \left( \rho_c \nabla p - q \right) - \left( \frac{\omega^2}{\rho_c c_c^2} - \frac{k_c^2}{\rho_c} \right) p = Q \quad (5.9)$$

în care:  $\rho_c = \frac{k_c Z_c}{\omega}$ ,  $c_c = \frac{\omega}{k_c}$  iar impedanța complexă și numărul de undă complex sunt definite prin relațiile:

$$\begin{aligned} \text{Real}(Z_c) &= A_Z f + B_Z \\ \text{Imag}(Z_c) &= C_Z f + D_Z \\ Z_c &= \text{Real}(Z_c) + \text{Imag}(Z_c) \cdot i \end{aligned} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned} \text{Real}(k_c) &= A_k f + B_k \\ \text{Imag}(k_c) &= C_k f + D_k \\ k_c &= \text{Real}(k_c) + \text{Imag}(k_c) \cdot i \end{aligned} \quad (5.11)$$

Condițiile de frontieră pentru interfața dintre mediul absorbant și cel natural sunt condiții de continuitate, exprimate prin relația:

$$\mathbf{n} \left( \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right)_1 - \left( -\frac{1}{\rho_0} \nabla p - q \right)_2 \right) = 0 \quad (5.12)$$

Simulările s-au realizat pentru seturi de valori ale parametrilor din relațiile (5.10) și (5.11), căutându-se acele valori pentru care curba  $Lp$  – frecvență obținută prin simulare să aproximeze curba similară obținute experimental (PEP50 diagrama din figura 5.5).

În figurile 5.14 și 5.15. sunt prezentate rezultatele simulării pentru următorul set de valori a coeficienților:  $A_Z = -1,5$ ;  $B_Z = 3,3 \cdot 10^3$ ;  $D_Z = 10,1$  și  $C_Z = 1,6$ ;  $A_k = 2,11 \cdot 10^{-4}$ ;  $B_k = 1,6$ ;  $D_k = -1,1$   $C_k = 5 \cdot 10^{-3}$ , iar în figurile 5.16 și 5.17 sunt prezentate variațiile mărimii  $Lp$  în funcție de frecvență pe un domeniu de variație  $C_Z = [0,2;3]$ , (cu pasul de 0,2) și respectiv  $C_k = [1 \cdot 10^{-3}; 10 \cdot 10^{-3}]$  (cu pasul de  $1 \cdot 10^{-3}$ ).

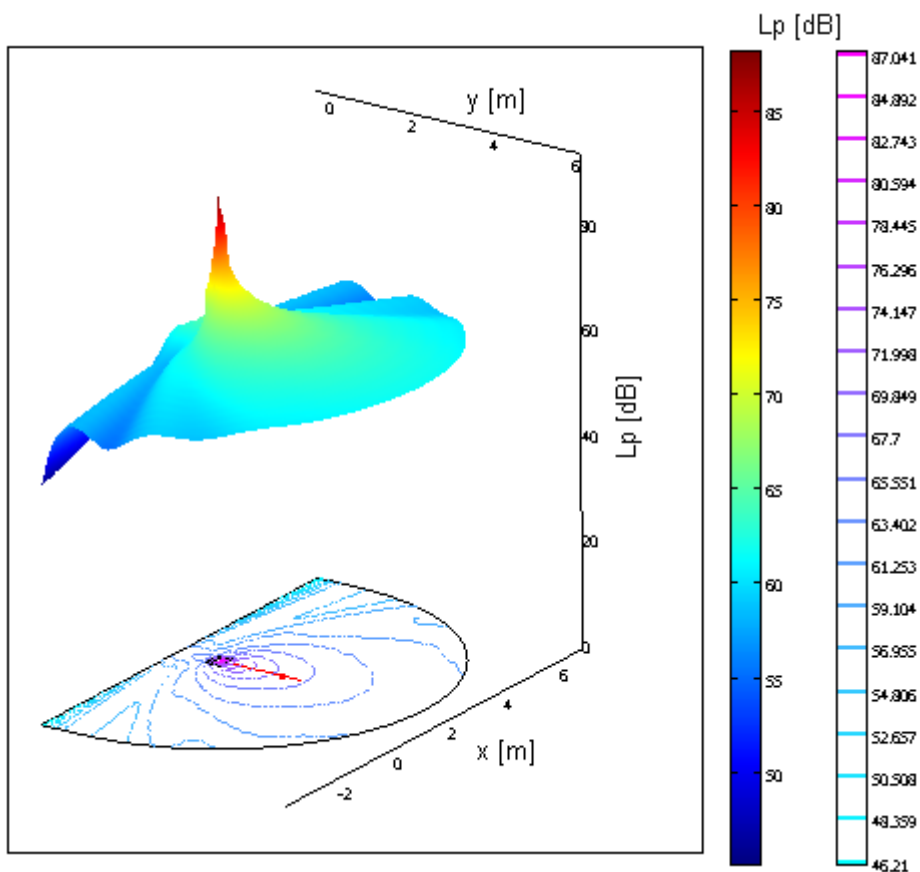


Fig. 5.14. Diagrama  $L_p$  pentru propagarea sunetelor, cu casetă absorbantă. Reprezentare 3D

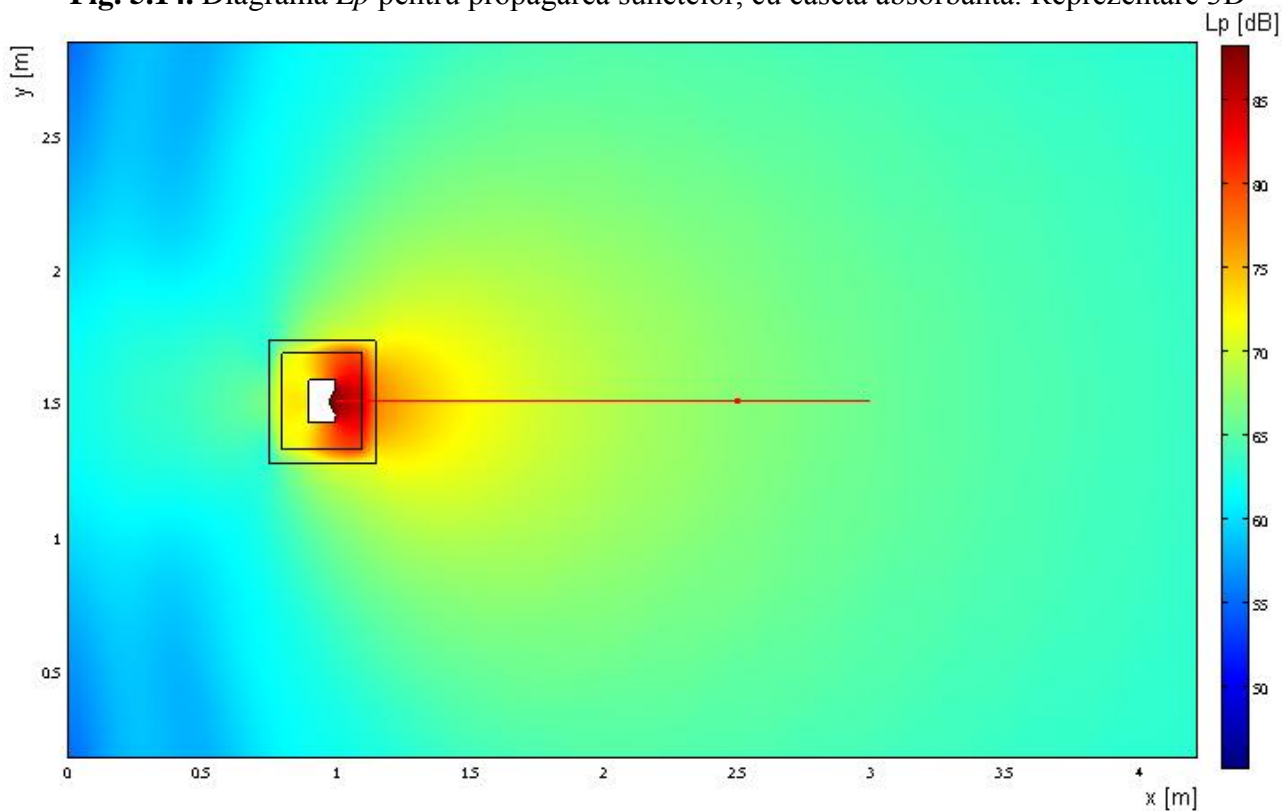
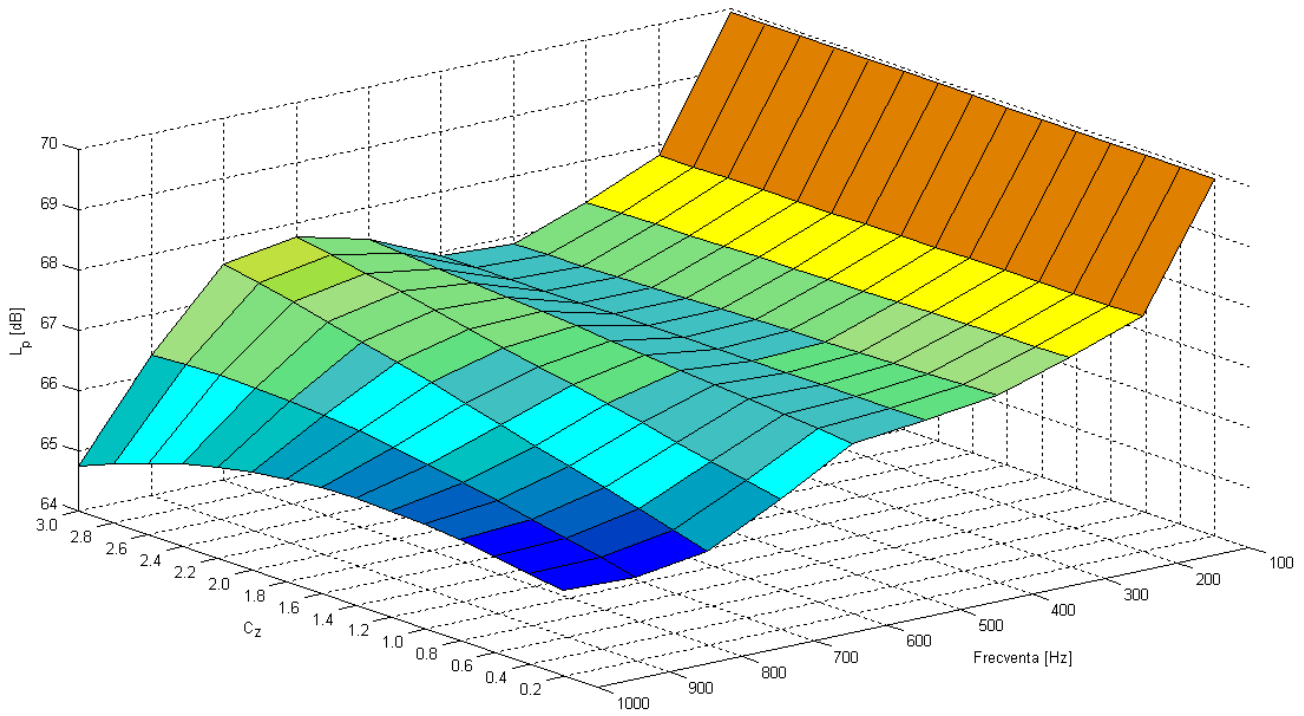
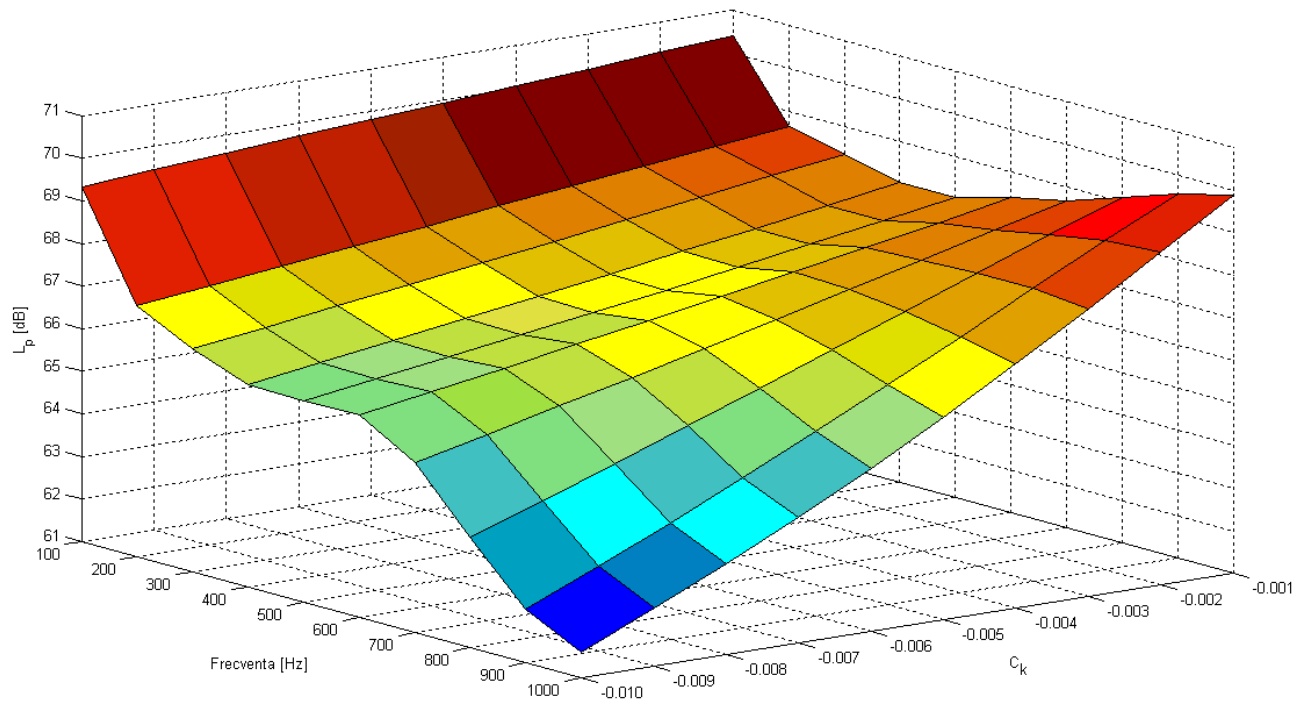


Fig. 5.15. Diagrama  $L_p$  pentru propagarea sunetelor, cu casetă absorbantă. Reprezentare 2D, detaliu central.



**Fig. 5.16.** Diagrama de variație  $L_p$  – frecvență -  $C_z$ . ( $C_k = 0.005$ )



**Fig. 5.17.** Diagrama de variație  $L_p$  – frecvență -  $C_k$ . ( $C_z = 1,6$ ).

În ANEXA 5.3 sunt prezentate diagramele de variație  $L_p$  pentru domeniul de frecvențe 100...1000 Hz, cu valorile coeficienților:  $A_z = -1,5$ ;  $B_z = 3,3 \cdot 10^3$ ;  $D_z = 10,1$  și  $C_z = 1,6$ ;  $A_k = 2,11 \cdot 10^{-4}$ ;  $B_k = 1,6$ ;  $D_k = -1,1$   $C_k = 5 \cdot 10^{-3}$ , care descriu cel mai bine caracteristicile fonoabsorbante ale materialului studiat: PEP cu grosimea de 50 mm (figurile A.5.3.1 - A.5.3.10). În figurile A.5.3.11 - A.5.3.25, sunt prezentate diagramele  $L_p$ - distanță, pentru valorile coeficienților  $C_z = 0,1 \dots 3,0$ ; ( $C_k = 0,005$ , constant) iar în figurile A.5.3.26 - A.5.3.35. diagramele  $L_p$ - distanță, pentru valorile coeficienților  $C_k = 1 \cdot 10^{-3} \dots 10 \cdot 10^{-3}$ ; ( $C_z = 1,6$ , constant)

Utilizând metoda descrisă în acest capitol pot fi determinați coeficienții caracteristici ai oricărui material fonoabsorbant pornind de la datele obținute cu ajutorul sistemului experimental. Metoda poate fi folosită pentru studiul comparativ al materialelor fonoabsorbante în condițiile în care se dorește utilizarea unui sistem experimental realizat cu costuri reduse.

Coeficienții caracteristici determinați pot fi utilizați în cadrul modelelor cu elemente finite descrise în capitolul 4, pentru completarea acestora cu elemente fonoabsorbante.

## CAPITOLUL 6

### 6. MĂSURAREA VIBAȚIILOR MOTORULUI.

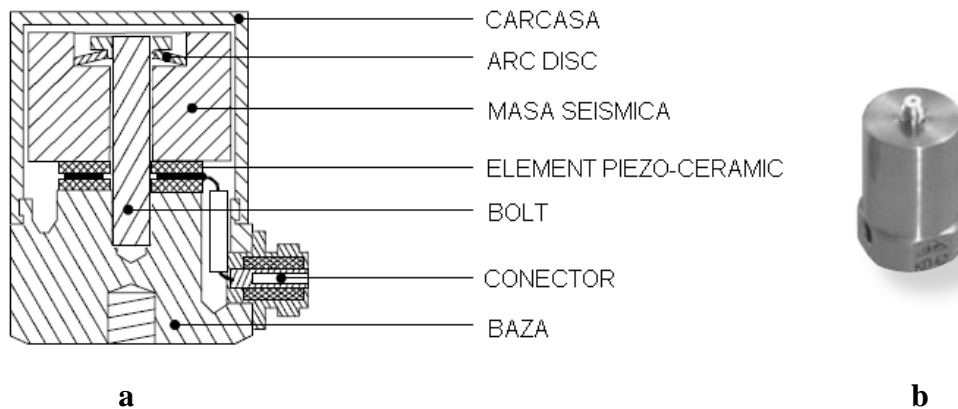
#### 6.1. Introducere.

În capitolul 4 s-a prezentat modelul funcțional al motorului analizat și rezultatele obținute în urma simulării. Conform metodei complexe de analiză propuse în capitolul 3.5 figura 3.4. pentru a demonstra validitatea modelului funcțional, rezultatele simulării trebuie comparate cu măsurări ale caracteristicilor de vibrații ale motorului. Caracteristica utilizată pentru comparare este accelerația vibrațiilor, prezentată în capitolul 4 în figura 4.15. și frecvențele semnificative prezentate în tabelul 4.4. În acest capitol sunt prezentate măsurările efectuate în acest scop.

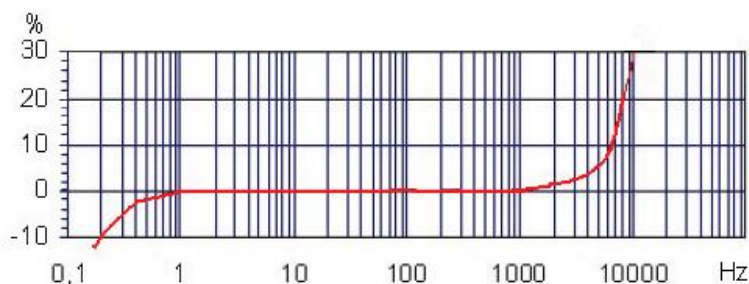
Tot în cadrul capitolului curent s-a realizat o analiză a posibilității identificării unor defecte ale motorului pe baza caracteristicilor vibrațiilor acestuia. Unele aspecte privind analiza a zgomotului utilizate în vederea diagnozei defectelor motoarelor de autovehicule sunt prezentate și în [FANTANA3].

#### 6.2. Prezentarea sistemului de măsurare și prelucrare a datelor.

Vibrațiile motorului au fost măsurate utilizând un accelerometru piezoelectric tip KD42 și un sistem de achiziție a datelor tip NI-USB 6251 al firmei National Instruments. Schema de principiu a accelerometrului KD42 este prezentată în figura 6.1. În figura 6.2. este prezentată curba de etalonare a accelerometrului.

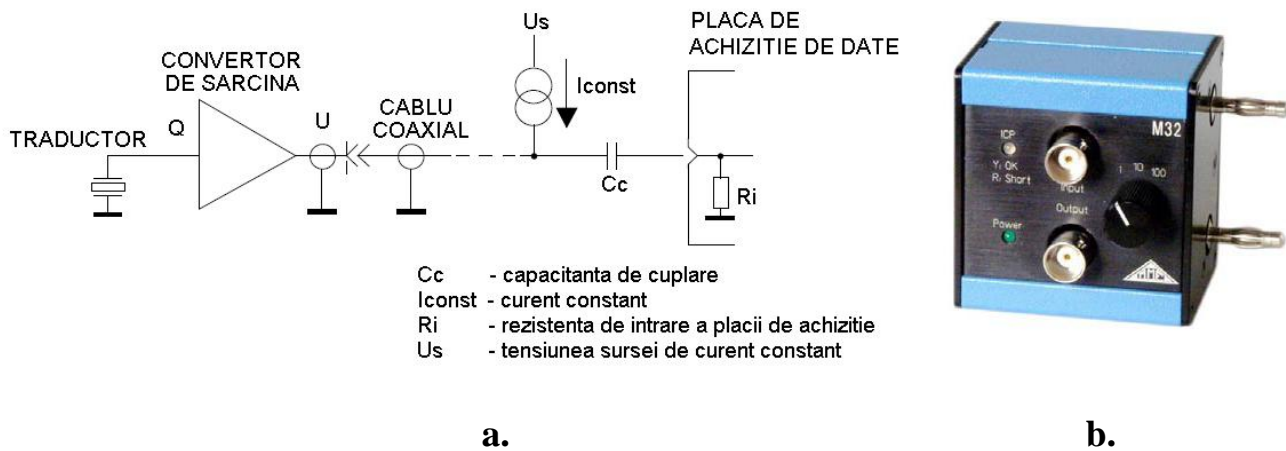


**Fig.6.1.** Schema de principiu (a) și fotografia (b) a accelerometrului KD42.



**Fig.6.2.** Diagrama de etalonare a accelerometrului KD42.

Sistemul de măsurare utilizat (figura 6.3) are în componența sa și un convertor de sarcină ce transformă sarcina electrică generată de accelerometru în tensiune.



**Fig.6.3.** Schema de principiu a sistemului de măsurare (a) și fotografia convertorului de sarcină utilizat (b) M32.

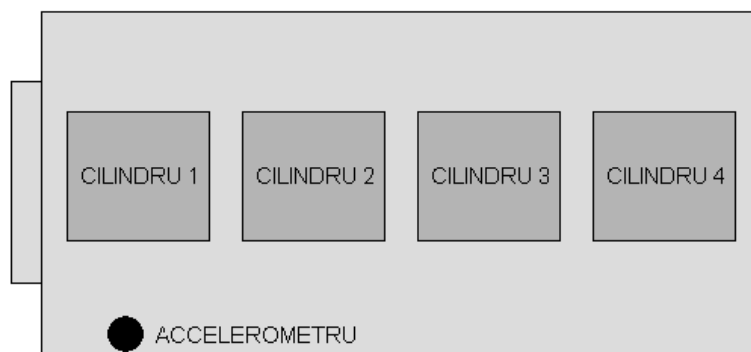
Datele tehnice ale accelerometrului, plăcii de achiziție a datelor și a convertorului de sarcină sunt prezentate în ANEXA 6.1.

Măsurările s-au realizat pentru 5 cazuri de funcționare a motorului:

1. motor oprit;
2. motor în funcționare normală;
3. cilindru 1 în stare de nefuncționare;
4. cilindru 2 în stare de nefuncționare;
5. cilindru 3 în stare de nefuncționare;
6. cilindru 4 în stare de nefuncționare;

Pentru compararea cu rezultatele simulării s-au utilizat rezultatele primelor două măsurări iar pentru identificarea defectelor s-a utilizat întregul set de măsurări.

În toate cazurile turația motorului s-a menținut la o valoare de 800 rot/min. Poziția de montare a accelerometrului și numerotarea cilindrilor este prezentată în figura 6.4. Numerotarea cilindrilor s-a făcut în conformitate cu cea folosită în capitolul 4 (figura 4.23).



**Fig.6.4.** Poziționarea accelerometrului și codificarea cilindrilor motorului.



Datele măsurate cu ajutorul sistemului de achiziție NI-6251 s-au salvat în fișiere de tip „txt”, pentru fiecare caz studiat în parte. Pentru a putea fi prelucrate s-a realizat un program în limbaj MATLAB pentru conversia acestor fișiere.

După realizarea conversiei datelor s-a utilizat un program de analiză spectrală, ce realizează și trasarea graficelor semnalelor și a diagramelor spectrale. Ambele programe au fost dezvoltate în cadrul elaborării tezei de doctorat și sunt prezentate în ANEXA 6.2.

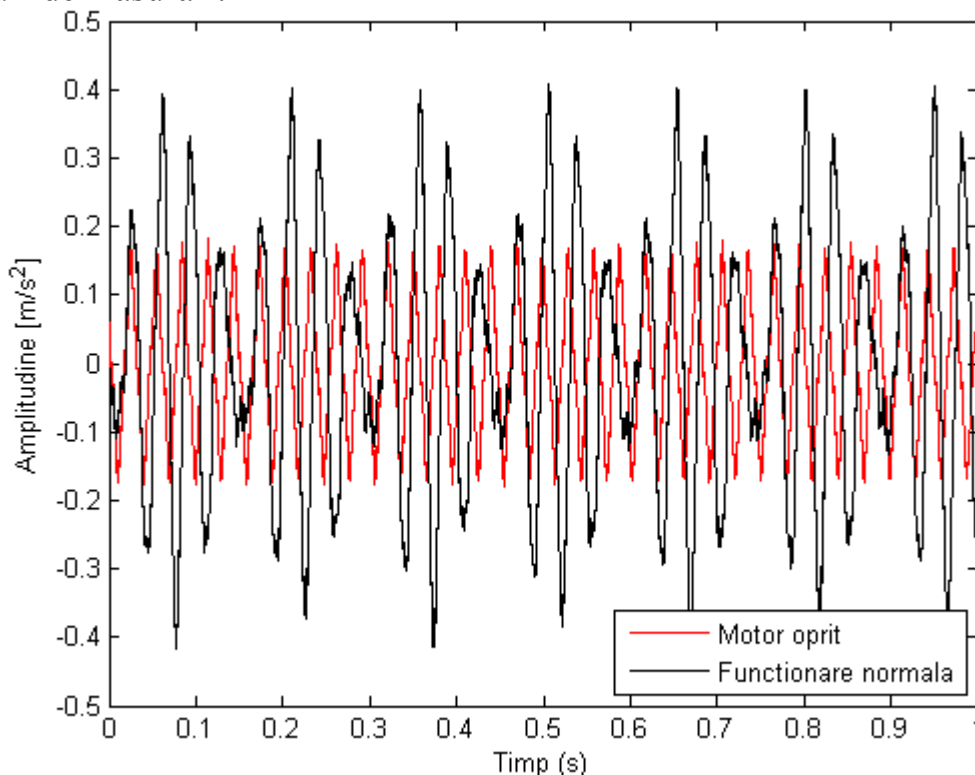
### 6.3. Rezultate experimentale.

#### *Analiza comparativă a rezultatelor măsurării vibrațiilor cu rezultatele simulării.*

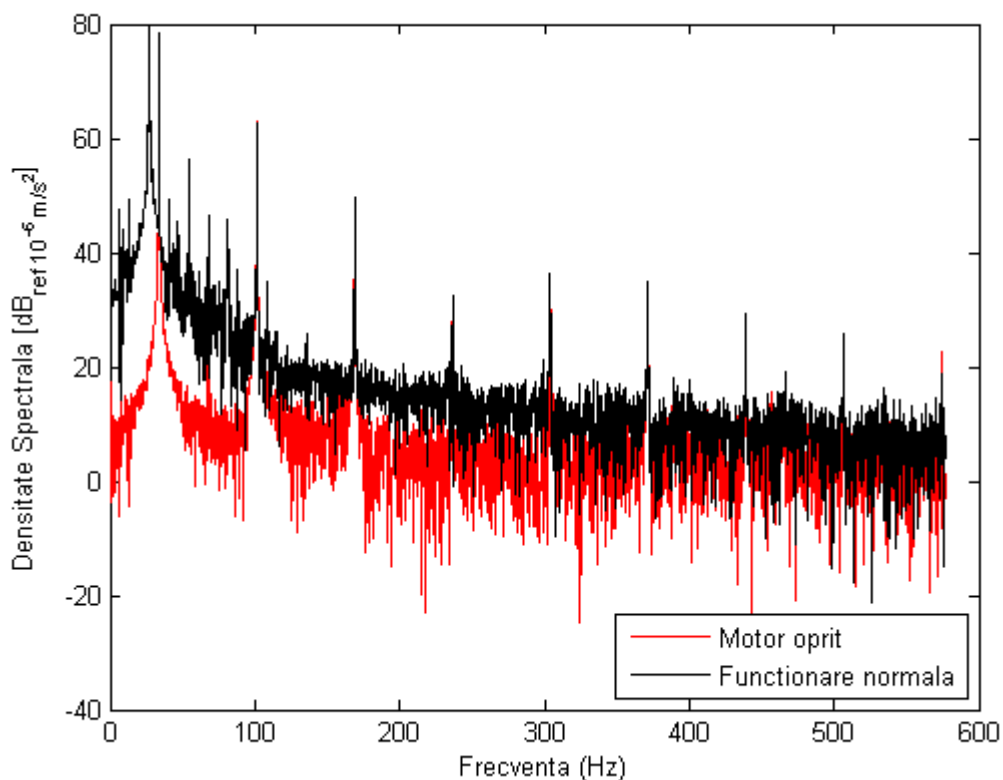
Utilizând sistemul de măsurare descris anterior s-au realizat două seturi de măsurări, pentru a testa constanța valorilor măsurate.

Diagrama semnalelor achiziționate pentru motorul oprit și pentru regimul de funcționare normală sunt prezentate în figurile 6.5, 6.6, 6.7 pentru setul 1 de măsurări și în figurile A.6.3.1, A.6.3.2 și A.6.3.3 (ANEXA 6.3) pentru setul 2.

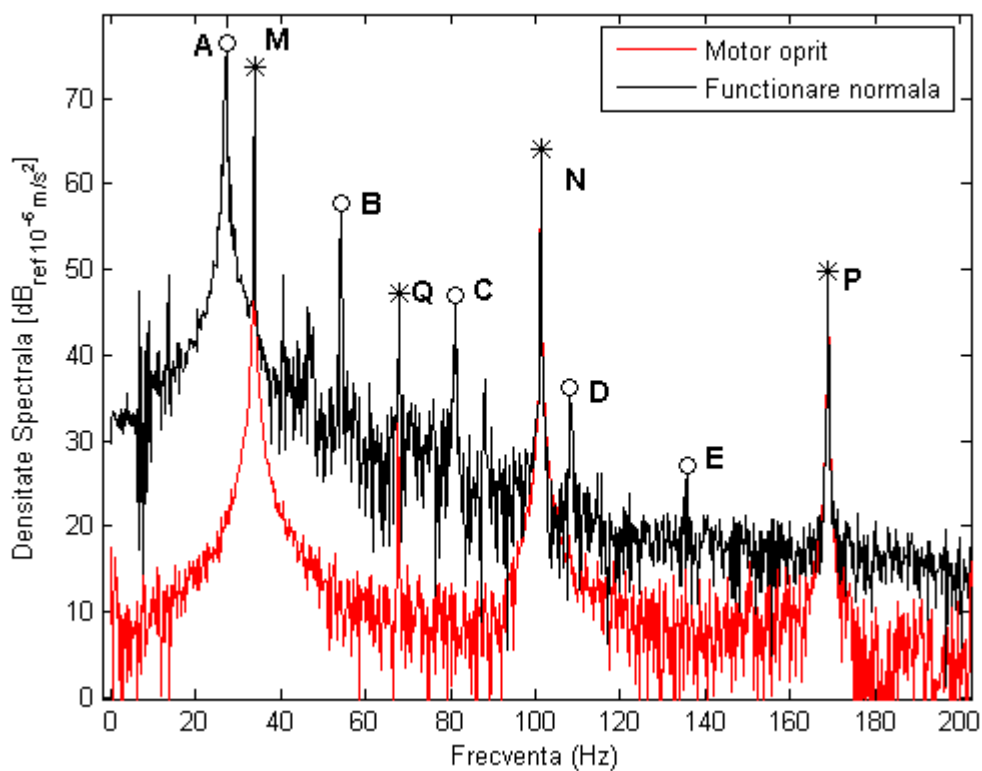
Din aceste diagrame se observă prezența unui semnal periodic la măsurările cu motorul oprit. Acest semnal reprezintă „zgomote” de natură electromagnetică ce afectează sistemul de măsurare (reprezentate cu culoare roșie în diagrame). Aceste zgomote sunt constante în cadrul unui set de măsurare dar diferă semnificativ între cele două seturi de măsurări.



**Fig.6.5.** Diagrama semnalelor de funcționare normală și zgomote, pentru setul 1.



**Fig.6.6.** Diagrama spectrală a funcționării normale, pentru setul 1 de măsurări.



**Fig.6.7.** Diagrama spectrală a funcționării normale, pentru setul 1 de măsurări (detaliu).

În diagramele spectrale se observă că unele vârfuri ale diagramei de funcționare normală apar la aceleași frecvențe cu cele ale zgomotelor, deci acestea nu se vor lua în considerare pentru compararea cu rezultatele simulării.

Figura 6.7. (respectiv A.6.3.3) prezintă detalii semnificative al diagramei spectrale. Vârfurile  $M$ ,  $N$ ,  $P$  și  $Q$  se datorează zgomotelor sistemului de măsurare,  $N$  și  $P$  fiind armonice ale bazei  $M$  iar  $Q$  este un zgomot aleator. Aceste vârfuri ale diagramei funcționării normale sunt identice cu cele ale zgomotelor.

Vârfurile  $A, B, C, D$  și  $E$  sunt specifice funcționării normale ale motorului,  $A$  fiind frecvența de bază iar  $B, C, D$  și armonicele superioare. Valorile frecvențelor pentru aceste vârfuri sunt prezentate în tabelul 6.1. pentru ambele seturi de măsurări.

**Tabel.6.1.** Frecvențele corespunzătoare maximelor spectrale.

| Notăție vârf | Frecvența [Hz] |        |
|--------------|----------------|--------|
|              | Set 1          | Set 2  |
| A            | 27,17          | 26,19  |
| B            | 54,18          | 52,12  |
| C            | 81,38          | 78,30  |
| D            | 108,25         | 104,25 |
| E            | 135,95         | 130,50 |

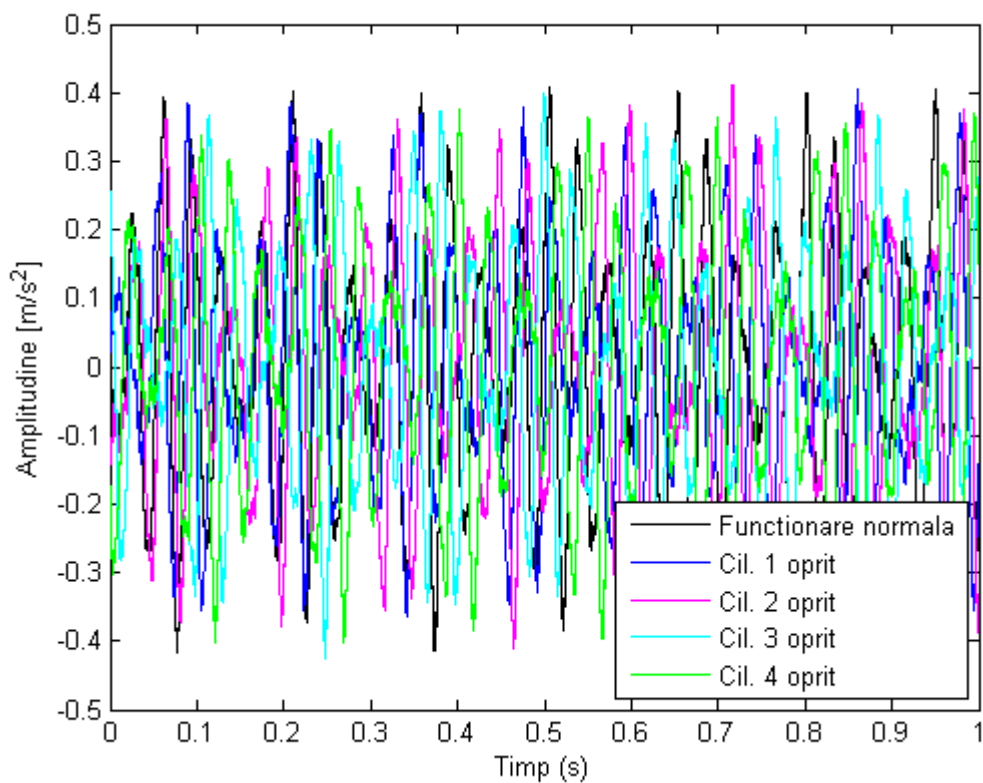
Comparând diagramele spectrale și valorile maximelor semnalelor măsurate (figurile 6.7 și A.6.3.3, tabel 6.1.) cu cele obținute în urma simulării (figura 4.15, tabelul 4.4) se observă o bună corelare a acestora.

### ***Analiza rezultatelor măsurării vibrațiilor în vederea identificării unor defecte ale motorului.***

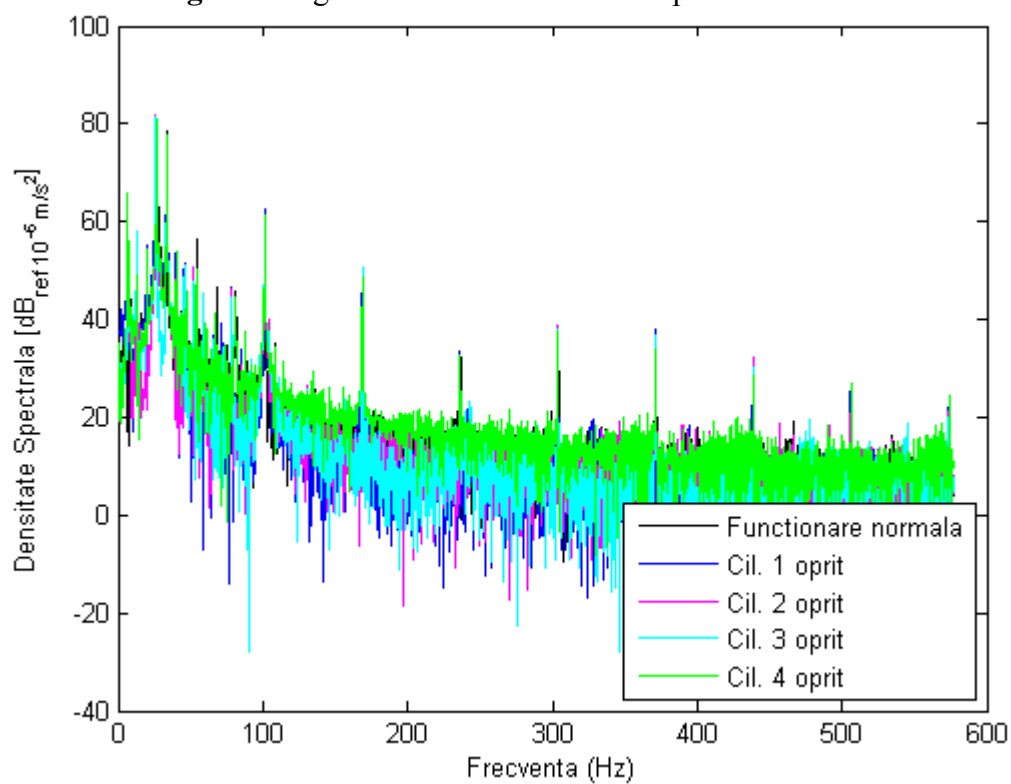
Pentru testarea posibilității identificării unor defecte cu ajutorul sistemului de măsurare al vibrațiilor motorului s-au realizat măsurări în condiții similare cu cele realizate pentru funcționarea normală, cu diferența că la fiecare măsurare s-a întrerupt alimentarea bujiei pentru câte un cilindru, simulându-se astfel un defect al cilindrului respectiv. În capitolul 4 a fost modelat acest fenomen din punctul de vedere al transmiterii zgomotelor (tratarea cazurilor de defecte 4.2.2.2. - Cazurile C2, C3, C4 și C5).

În urma măsurărilor și prelucrării datelor au rezultat graficele semnalelor (figurile 6.8 și A.6.3.4, ANEXA 6.3) și diagramele spectrale (figurile 6.9, 6.10 și respectiv A.6.3.5, A.6.3.6)

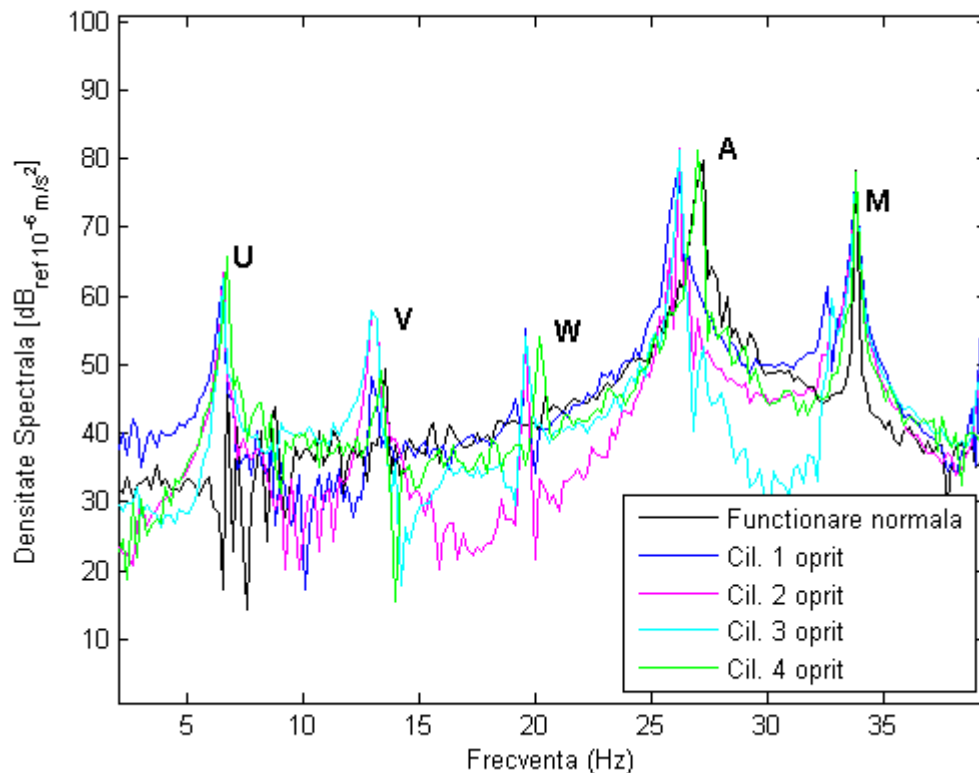
Din analiza diagramelor spectrale se observă apariția unor vârfuri spectrale la frecvențe joase, sub frecvența de bază de 27 Hz (notat cu  $A$ ). Maximele  $A$  și  $M$  observate la funcționarea normală se regăsesc și la funcționarea defectuoasă. Vârful  $V$  apare deasemenea la toate cazurile de funcționare deși la funcționarea normală are o amplitudine mai mică.



**Fig.6.8.** Diagrama semnalelor măsurate pentru setul 1.



**Fig.6.9.** Diagrama spectrală cumulată pentru setul 1 de măsurări.



**Fig.6.10.** Diagrama spectrală cumulată pentru setul 1 de măsurări (detaliu).

Distinctive pentru funcționarea defectuoasă este prezența vârfurilor *U* și *W* care apar în ambele seturi de măsurări. Prin prezența acestor maxime se poate distinge funcționarea normală de funcționarea defectuoasă, dar cazurile de funcționare defectuoasă nu sunt discriminabile în mod cert unele față de altele.

Astfel, funcționarea defectuoasă se poate identifica cu succes prin analiza Fourier (diagrame spectrale) dar pentru distingerea cazurilor de defecțiuni (pentru identificarea cilindrului nefuncțional) nu este adecvată.

Din această cauză s-a căutat o altă modalitate de analiză prin care să se evidențieze diferențele diferitele cazuri de defecte apelându-se la analiza wavelet.

Prin analiza *wavelet* se realizează descompunerea unui semnal într-un set ierarhizat de *aproximări* și *detalii*.

Transformata wavelet a fost dezvoltată pornind de la transformata Fourier. În cazul analizei Fourier semnalele se descompun într-o serie de sinusoides de diferite frecvențe. Procesul de analiză în acest caz are la bază transformata Fourier a unei funcții de timp  $f(t)$ , exprimată prin relația:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-j\omega t} dt \quad (6.1)$$

În această experisie exponențială poate fi exprimată ca o sumă de sinusoide complexe (formula lui Euler).

Rezultatele transformării sunt coeficienții Fourier  $F(\omega)$  care multiplcați cu sinusoide de pulsație  $\omega$ , generează componentele semnalului inițial.

În cazul analizei *wavelet* semnalele se descompun într-o serie de funcții *wavelet*  $\psi$ , de durată limitată, scalate (comprimate sau destinse în timp) cu ajutorul unei funcții de scară  $\varphi$ , și defazate pe domeniul timp. Transformata wavelet poate fi definită cu ajutorul relației:

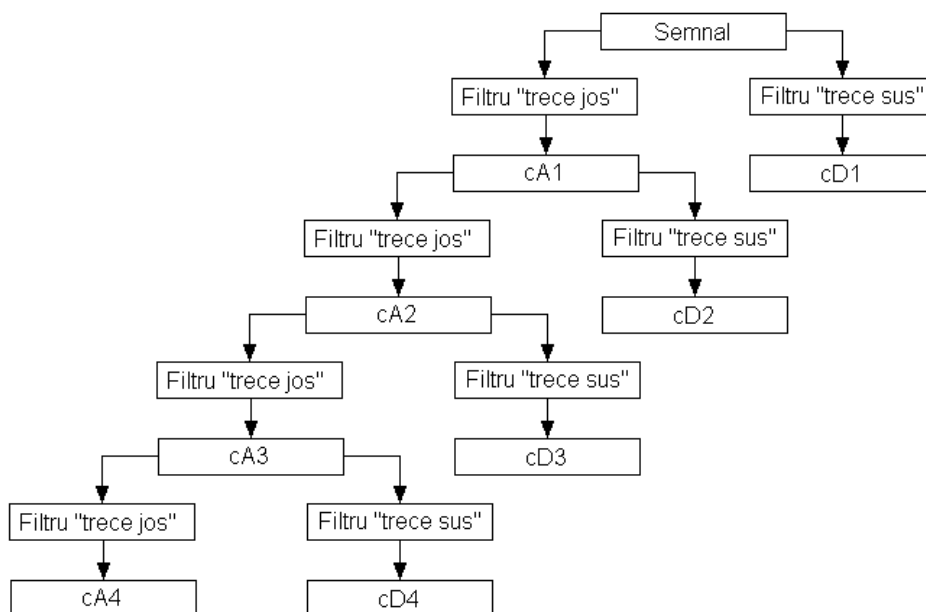
$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (6.2)$$

în care  $C(a,b)$  sunt coeficienții obținuți în urma transformării,  $a$  reprezintă factorul de scară iar  $b$  reprezintă defazajul în timp.

Există două variante ale transformării wavelet: continuă, definită prin condițiile  $a \in R^+ - \{0\}, b \in R$  și discretă, definită prin condițiile  $a = 2^j, b = k2^j, (j,k) \in Z^2$ .

Din punct de vedere intuitiv, descompunerea wavelet reprezintă calculul unui „indice de similitudine” între semnalul original și funcția wavelet localizată în timp la poziția  $b$  și având o scară  $a$ . Coeficienții  $C(a,b)$  dau, de fapt măsura acestui „indice de similitudine”. Cu cât coeficienții  $C(a,b)$  au valori mai mari cu atât similitudinea dintre semnalul original și funcția wavelet utilizată este mai mare.

Ca și în cazul transformatei Fourier (FFT, relația 4.12), pentru transformata wavelet s-au dezvoltat algoritmi pentru implemenrarea acesteia pe sisteme de calcul. Acești algoritmi utilizează o serie de filtre „trece jos” și „trece sus” pentru a descompune semnalul în aproximări și detalii (figura 6.11).



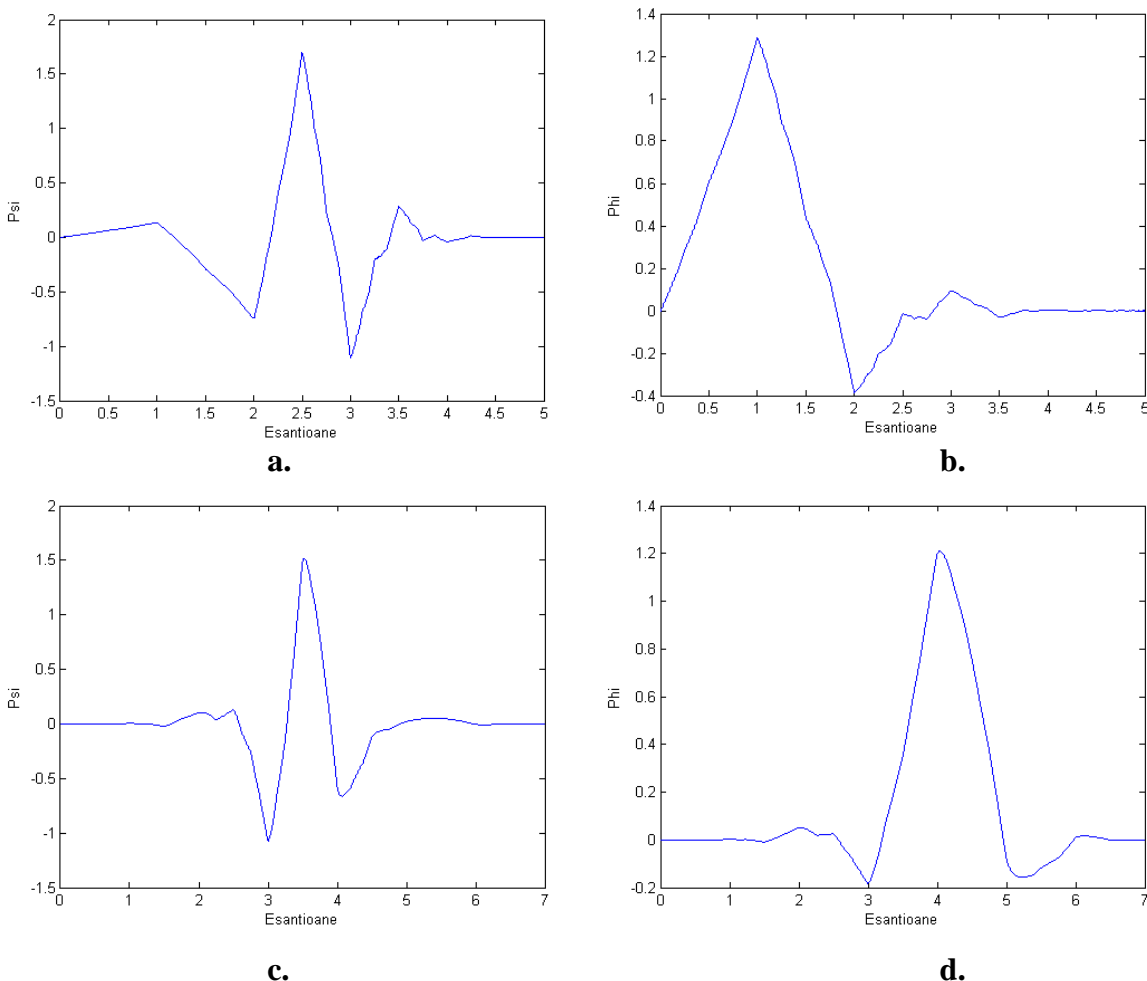
**Fig.6.11.** Schema algoritmului de descompunere wavelet.

La fiecare nivel al descompunerii ( $j$ ) se generează o aproximare  $A_j$  a aproximării  $A_{j-1}$  și un detaliu  $D_j$  care reprezintă diferența dintre aproximările  $A_j$  și  $A_{j-1}$ . Semnalul original poate fi considerat ca aproximarea de ordinul 0,  $A_0$ . Șirul aproximărilor realizate până la ordinul 3 este sintetizat prin relația:

$$A_0 = A_1 + D_1 = A_2 + D_1 + D_2 = A_3 + D_1 + D_2 + D_3 \quad (6.3)$$

În ceea ce privește natura funcțiilor wavelet, acestea acoperă o largă paletă de forme, definite de diferiți cercetători în funcție de tipul aplicațiilor la care au fost utilizate.

Pentru analiza vibrațiilor motorului s-a încercat identificarea diferențelor dintre semnalele studiate utilizând mai multe tipuri de funcții wavelet. Dintre acestea s-au selectat tipurile „Daubechies” (db3) și „Symlet” (sym4). În figura (6.12) sunt prezentate graficele celor două funcții wavelet selectate și a funcțiilor de scalare aferente.



**Fig.6.12.** Diagramele funcțiilor de scalare  $\varphi$  și a funcțiilor wavelet  $\psi$ , tip db3 (a, b), și sym4 (c, d).

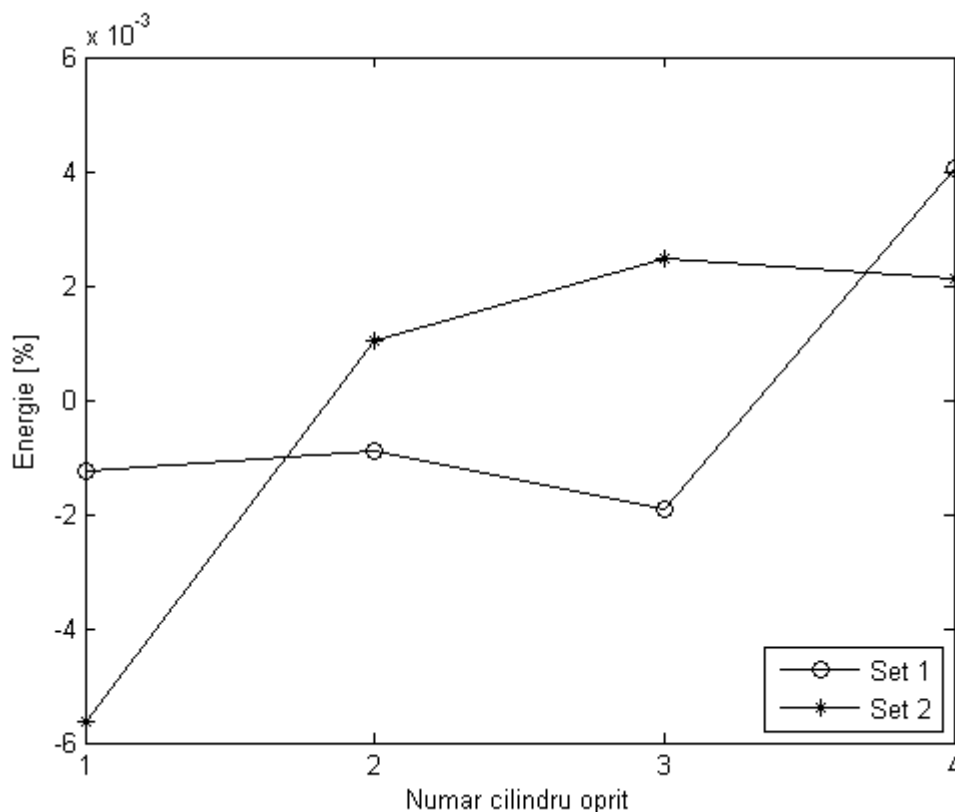
Programul de calcul al transformatei wavelet a fost realizat în limbaj MATLAB prin utilizarea unor funcții din cadrul modulului „Wavelet Toolbox”, și este prezentat în ANEXA 6.2. În urma descompunerii wavelet se obțin un număr mare de coeficienți  $cD(j)$  ai detaliilor, care sunt greu de evaluat și comparat sub această formă. Din această cauză s-a utilizat ca parametru de evaluare energia relativă a componentelor semnalului, dată de expresia:

$$Ed(j) = \sum_{k=1}^N |D(j,k)|^2 \quad (6.4)$$

în care  $N$  este numărul de coeficienți ai descompunerii de ordin  $j$ . Energia semnalului original este prin definiție unitară.

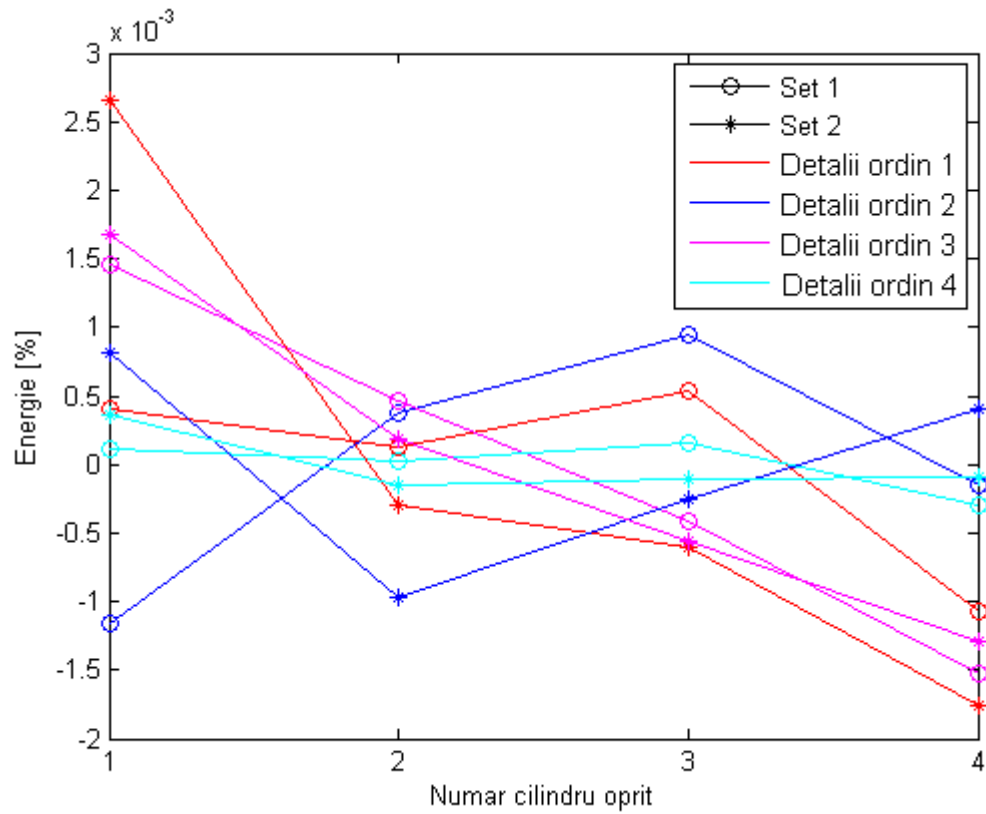
În continuare sunt prezentate diagramele energiei relative pentru descompunerea wavelet tip db3 (figurile 6.13, 6.14 și 6.15).

În scopul identificării cilindrului defect se caută acea componentă a descompunerii care să aibe valori apropiate pentru ambele seturi de măsurări iar aceste valori să fie ușor discriminabile în funcție de energia lor relativă. Se observă că aceste caracteristici nu se regăsesc în diagrama aproximărilor (figura 6.13).

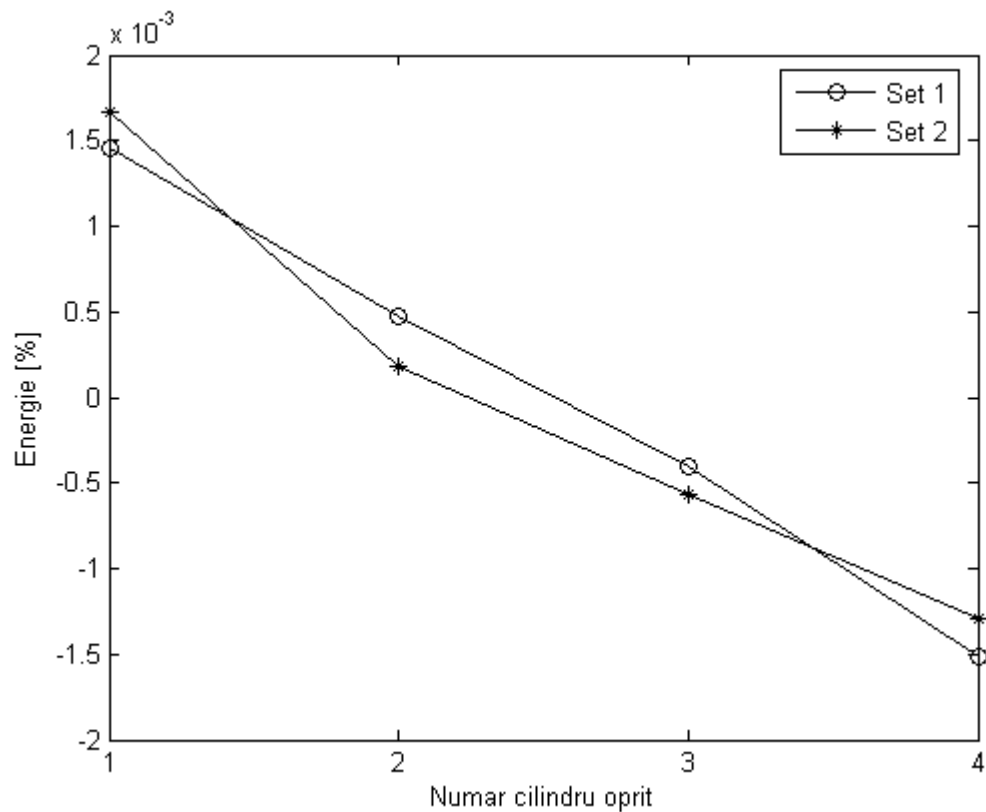


**Fig.6.13.** Diagrama energiei relative a aproximării.





**Fig.6.14.** Diagrama energiei relative a detaliilor.

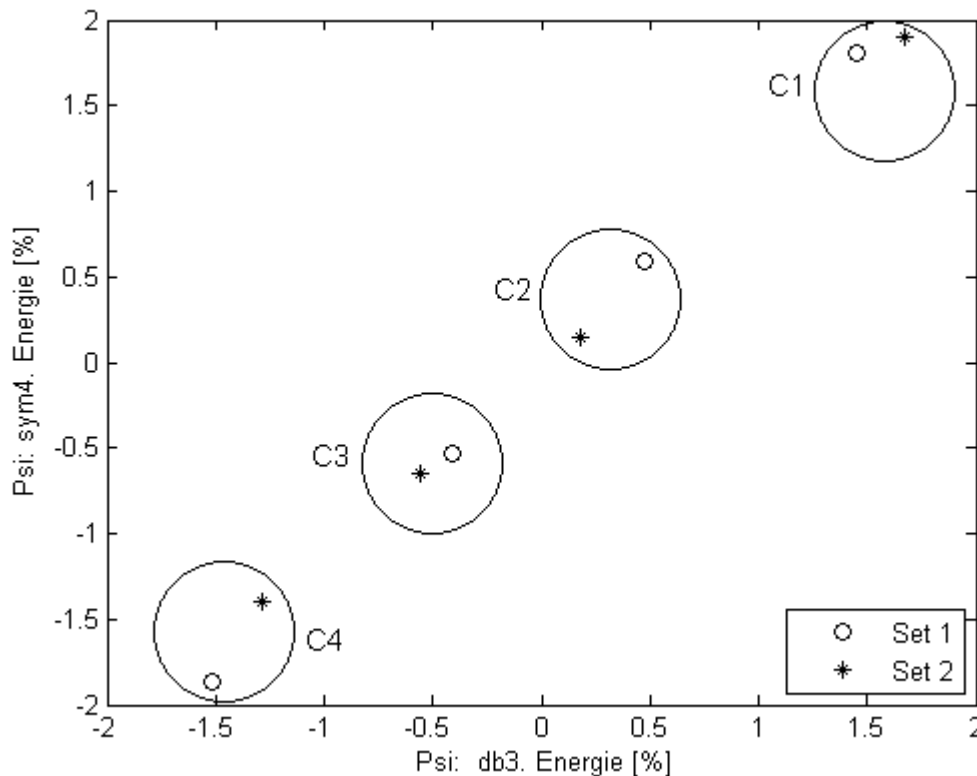


**Fig.6.15.** Diagrama energiei relative a detaliilor de ordinul 3.

Analizând diagramele energiei relative a detaliilor se observă că există o singură componentă ce satisface criteriile enunțate și anume detaliul de ordinul 3. Diagramele pentru acest detaliu sunt prezentate și în figura 6.15 pentru o mai bună vizualizare.

Pentru mărirea gradului de certitudine al identificării s-au repetat analizele descrise mai sus și pentru funcția wavelet de tip sym4 obținându-se și în acest caz rezultate bune.

Combinând cele două rezultate se poate defini un spațiu al parametrilor (energiilor relative) definit de două coordonate:  $e_{db3}$  și  $e_{sym4}$  (figura 6.16). În acest spațiu se adoptă o metrică euclidiană pe baza căreia se pot defini domenii circulare (caracterizate prin centru și rază) reprezentate în figura 6.16 prin  $C1, C2, C3$  și  $C4$  și care sunt, fiecare dintre ele, specifice unui defect al unuia dintre cilindri. Astfel, de exemplu un defect al cilindrului 2 va fi caracterizat de valori ale parametrilor  $e_{db3}$  și  $e_{sym4}$  aparținând domeniului  $C2$ .



**Fig.6.16.** Spațiul parametrilor de identificare cu domeniile specifice fiecărui cilindru defect.

Metoda de identificare a defectelor prezentată în acest capitol reprezintă o nouă abordare a rezolvării problemelor de diagnoză a motoarelor autovehiculelor. Pentru implementarea metodei este nevoie de studii mai ample pe diferite tipuri de motoare, și pentru un număr mare de seturi de măsurări, ce poate fi obiectul unor viitoare cercetări.

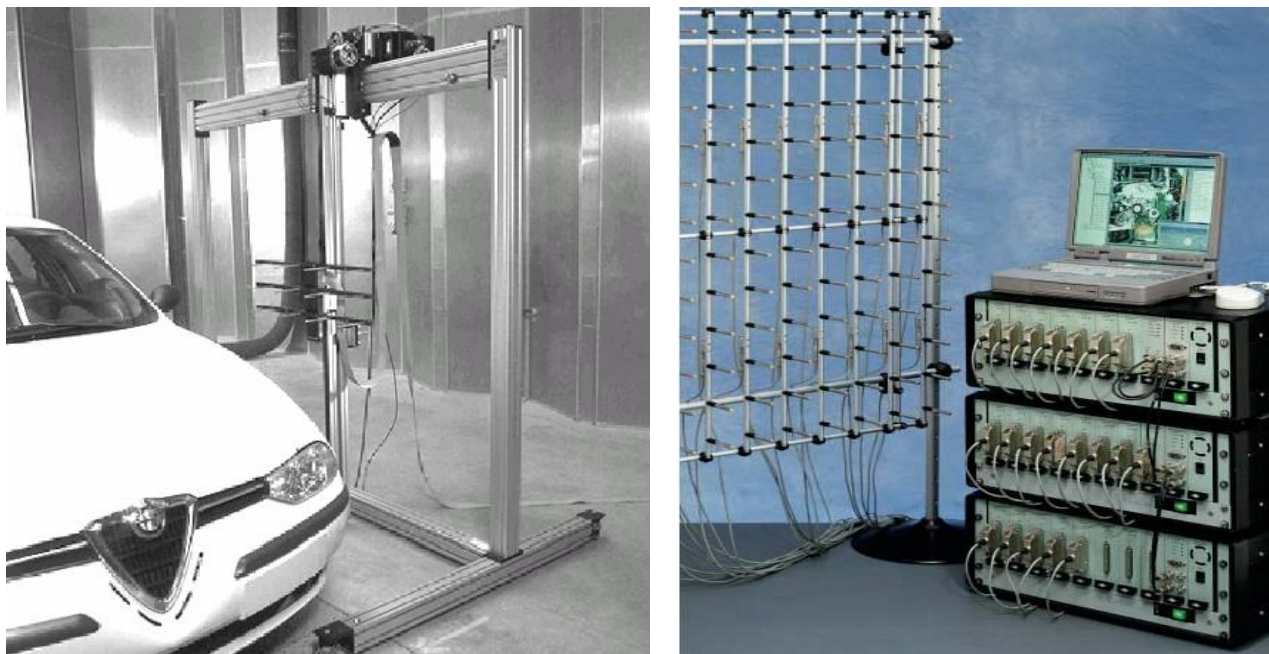
## CAPITOLUL 7

### 7. MĂSURAREA AUTOMATIZATĂ ȘI ANALIZA ZGOMOTELOR ÎN INCINTA MOTORULUI.

#### 7.1. Introducere.

Cercetări avansate în domeniul măsurării zgomotelor și vibrațiilor generate de motoarele autovehiculelor au fost realizate utilizând matrici de senzori așa cum se arată în [BROWN] și [BURROUGHS], anul 2001 și [BRUEL], anul 2007 (figura 7.1).

Primele încercări de implementare a automatizării măsurării zgomotelor motoarelor (cu ajutorul unui robot de laborator) au fost realizate de către autor din august 2006 iar rezultatul cercetărilor în acest sens a fost publicat în [FANTANA5] în mai 2008.



a.

b.

**Fig.7.1.** Măsurarea zgomotelor generate de autovehicule cu ajutorul unei matrici de senzori de mici dimensiuni [BROWN] (a); matrice de senzori și echipamentul de procesare a datelor [BRUEL] (b) utilizată pentru măsurarea zgomotelor motoarelor cu ardere internă.

Ca o confirmare a faptului că ideea de a robotiza măsurările de zgomote și vibrații este corectă, în iunie 2010 firma Polytec Inc. USA anunța lansarea produsului *RoboVib Structural Test Station* [ROBOVIB] destinat măsurării vibrațiilor cu ajutorul unor echipamente de măsurare cu laser, *PSV-400-3D Scanning Vibrometer*, montate pe efectorul final al unui robot cu 6 grade de mobilitate (figura 7.2).

În capitolul curent sunt prezentate echipamentele și programele utilizate pentru măsurarea zgomotelor motorului studiat cât și rezultatele măsurărilor efectuate.



**Fig.7.2.** Fotografia sistemului *RoboVib Structural Test Station* al firmei Polytec Inc. [ROBOVIB].

## **7.2. Realizarea echipamentului robotizat pentru măsurarea zgomotelor.**

### **7.2.1. Prezentarea echipamentului experimental.**

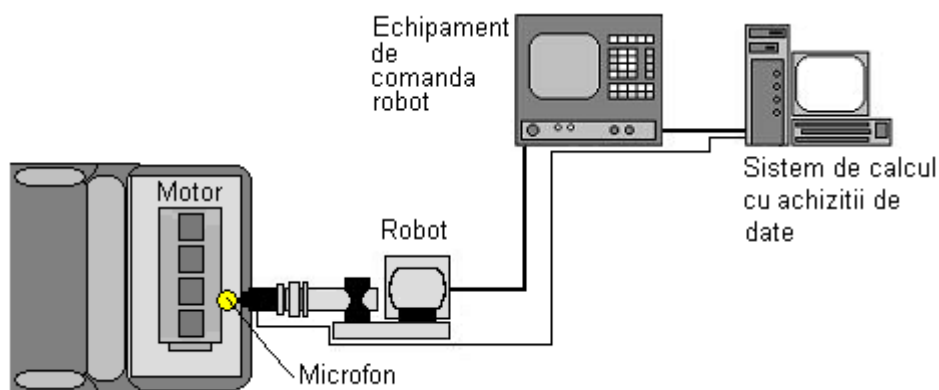
Sistemele de măsurare prezentate în figura 7.1 au în componența lor o matrice de senzori ce măsoară fie presiunea fie intensitatea sonoră și înregistrează datele cu o rezoluție spațială dată de distanța dintre senzori, formând astfel o reprezentare spațială a câmpului de unde sonore. Aceste echipamente sunt utile în cazul analizei regimurilor tranzitorii.

În cazul măsurării regimurilor staționare se pune problema costurilor experimentelor și a flexibilității echipamentului. Dacă se dorește o măsurare precisă costurile unui senzor sunt relativ ridicate, iar pentru o rezoluție bună distanța dintre senzori trebuie să fie relativ mică, în consecință numărul de senzori va fi mare. Cresc de asemenea și costurile cu echipamentele de achiziție deoarece crește numărul de canale de achiziție necesar. Dacă se dorește ca măsurările să se realizeze în puncte poziționate într-un spațiu tridimensional și nu într-un plan, atunci măsurarea devine și mai dificilă.

În acest caz, pentru măsurări în regim staționar, este mai eficientă utilizarea unui robot echipat cu un singur senzor. Un astfel de sistem permite poziționarea

senzorului în orice punct din spațiul de lucru tridimensional al robotului și cu orice orientare iar rezoluția de măsurare depinde doar de precizia de poziționare a robotului.

Pe baza acestor considerente și ținând cont de dotările existente în laboratoarele Universității din Oradea, s-a conceput și s-a realizat sistemul de măsurare prezentat schematic în figura 7.3.



**Fig.7.3.** Schema de principiu a sistemului de măsurare robotizat.

Sistemul are în componența sa un robot în al cărui efector final s-a montat microfonul de măsurare și un sistem de calcul ce comandă mișcările robotului (prin echipamentul de comandă și înregistrează semnalele de la un microfon (marca Philips) cu ajutorul plăcii audio (Realtek High Definition Sound Board). Programele de achiziție a datelor au fost realizate în limbaj MATLAB și sunt prezentate în ANEXA 7.1.

Robotul este dotat cu un echipament de comandă numerică tip CNC EN5 (produs de Cynum-Industrie S.A.). Robotul poate lucra în regim autonom programele fiind lansate de operator sau în regim „RS-ON” când toate comenzile acceptate de către echipament pot fi transmise de la un sistem de calcul prin intermediul interfeței seriale RS232. Această facilitate este utilizată și la funcționarea în cadrul experimentelor.

Echipamentul CNC lucrează cu format fix de fraze program, organizate în secvențe de câte 12 fraze. În fiecare frază există posibilitatea programării :

- coordonatelor exprimate în incremenți;
- procentului din viteza maximă;
- temporizărilor;
- contorizării ciclurilor;
- condițiilor interne și externe;
- numărului secvenței următoare.

Echipamentul posedă o capacitate de memorie de 99 de secvențe (127Ko) și o memorie tampon în care este tranferată secvența ce urmează să fie executată.

Sistemul are în componența sa un robot tip A.I.D.V6 (firma G.T.Robotique) controlat de către echipamentul de comandă prezentat. Structura robotului este de tip

RRRRRR. Acționările robotului sunt realizate prin motoare de curent continuu și reductoare armonice cu raportul de transmitere de 1:100. În figura 7.4. este reprezentată schematic structura mecanică a robotului AID-V6.

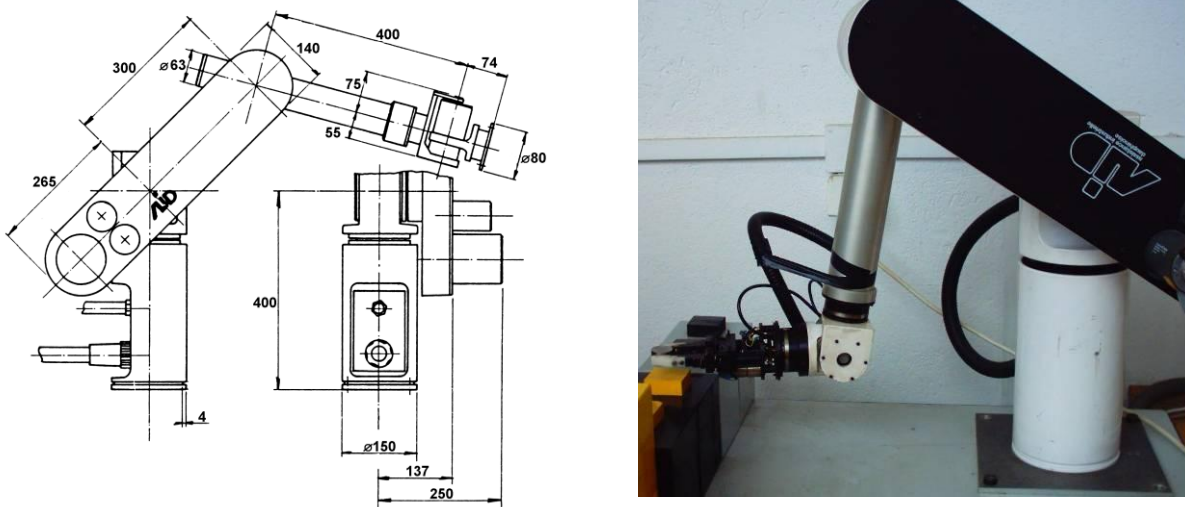


Fig.7.4. Schema structurii mecanice și fotografia robotului AID-V6.

Pentru programul robotului s-au definit două plane: planul de siguranță (punctele notate cu indice a) și planul de măsurare (punctele notate cu indice b). Robotul execută deplasări în planul de siguranță format din 15 puncte dispuse într-o matrice de 3x5 (figura 7.5.a). La fiecare punct din planul de siguranță se execută o mișcare verticală până la planul de măsurare, așa cum este arătat în figura 7.5.b. În punctul de măsurare se realizează achiziția de date, după care microfonul este deplasat la următorul punct de măsurare.

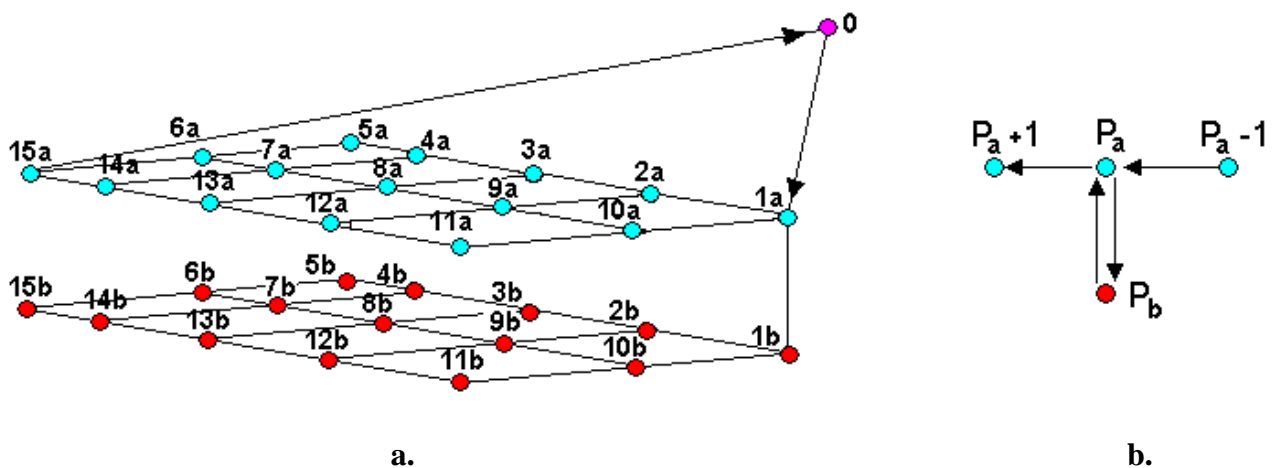


Fig.7.5. Traectoria programată pentru mișcarea robotului.

Schema logică a programului este prezentată în figura 7.6. Comunicările dintre sistemul de calcul și echipamentul de comandă al robotului sunt realizate prin proturi RS232.

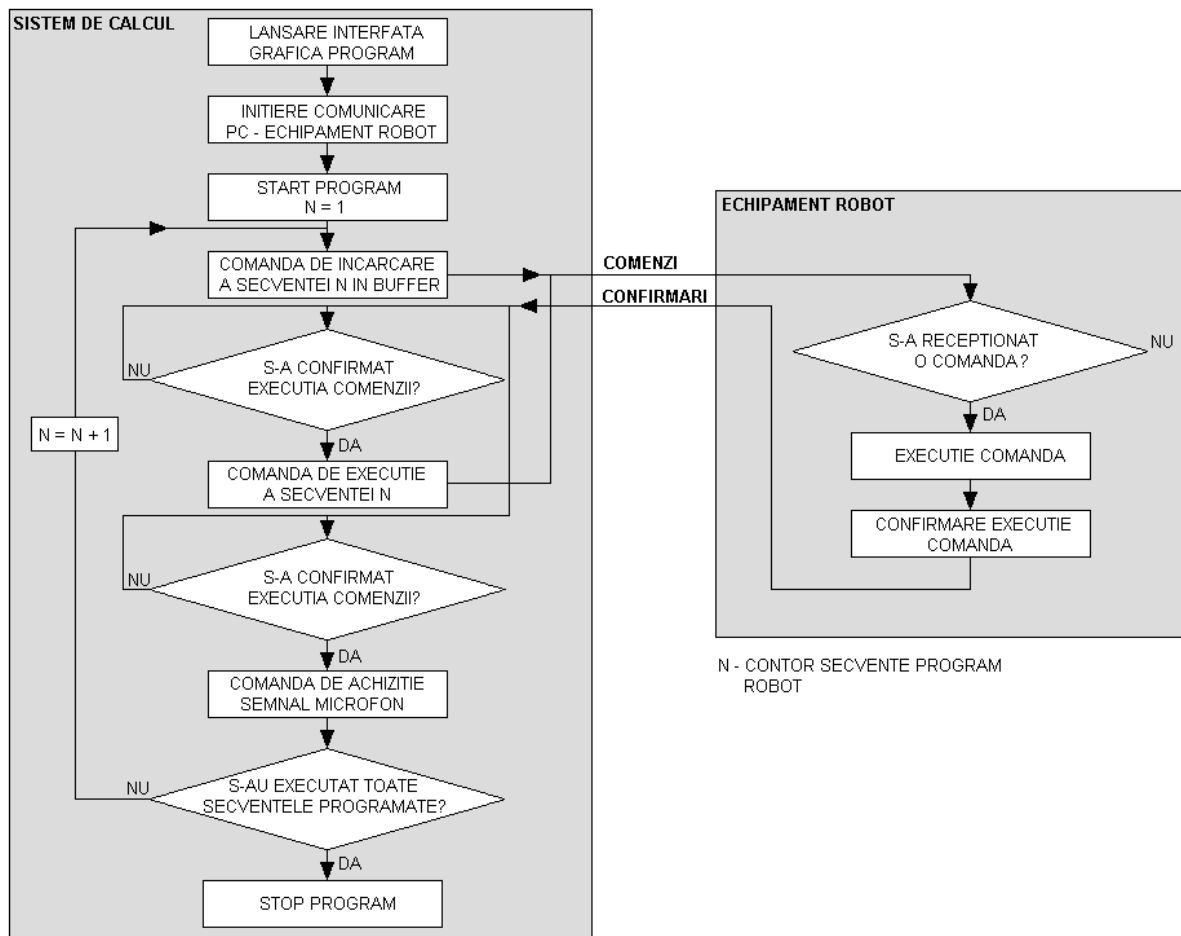


Fig.7.6. Schema logică a programului de achiziție a zgomotelor motorului.

Pentru programul care rulează pe sistemul de calcul s-a dezvoltat o interfață grafică interactivă prezentată în figura 7.7. Funcțiile programului sunt împărțite în trei grupe dintre care primele două („*START PROGRAM*” și „*OPERATIV*”) sunt funcții executate imediat iar grupa „*MENTENANȚĂ*” apelează o nouă interfață ce permite apelarea unor funcții specifice comunicării de informații între sistemul de calcul și robot, a încărcării, ștergerii și lansării în execuție a secvențelor de programe robot în scopul testării acestora. Interfața de mentenanță a fost utilizată și în aplicația prezentată în lucrarea [VESSELENYI]. Codul programului de comandă al robotului este prezentat în ANEXA 7.1. iar coordonatele de măsurare în ANEXA 7.2.

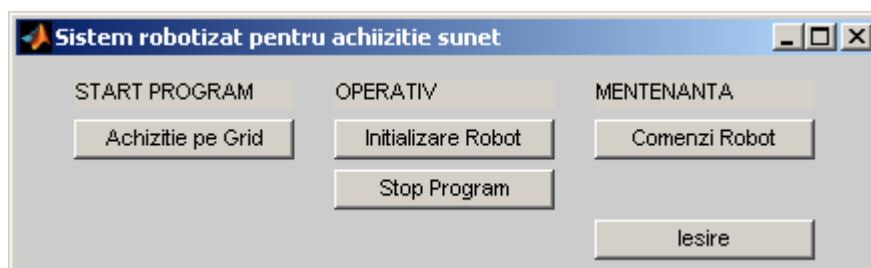
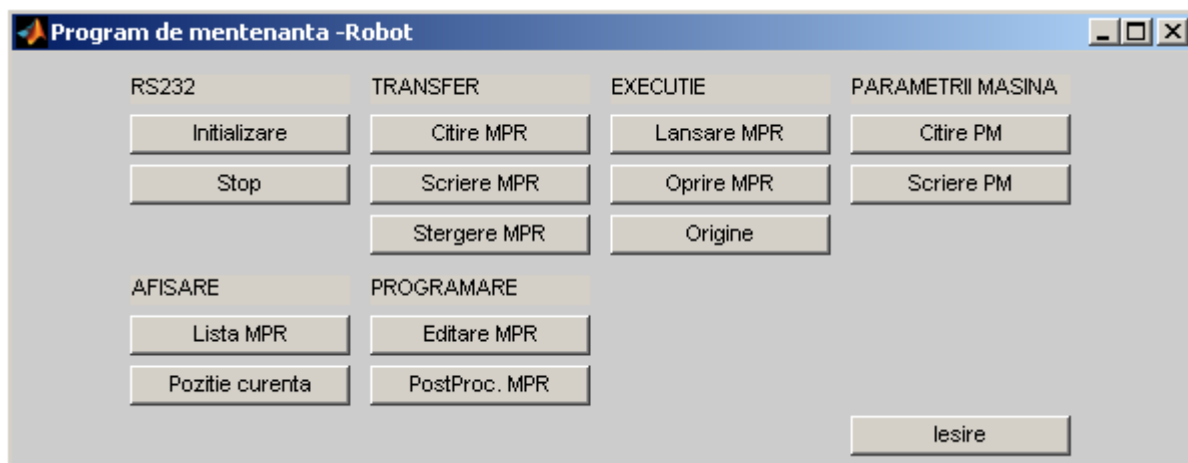


Fig.7.7. Intrefața grafică a programului pentru comanda robotului.



**Fig.7.8.** Interfața grafică a modului de comunicare a informațiilor și testare a robotului.



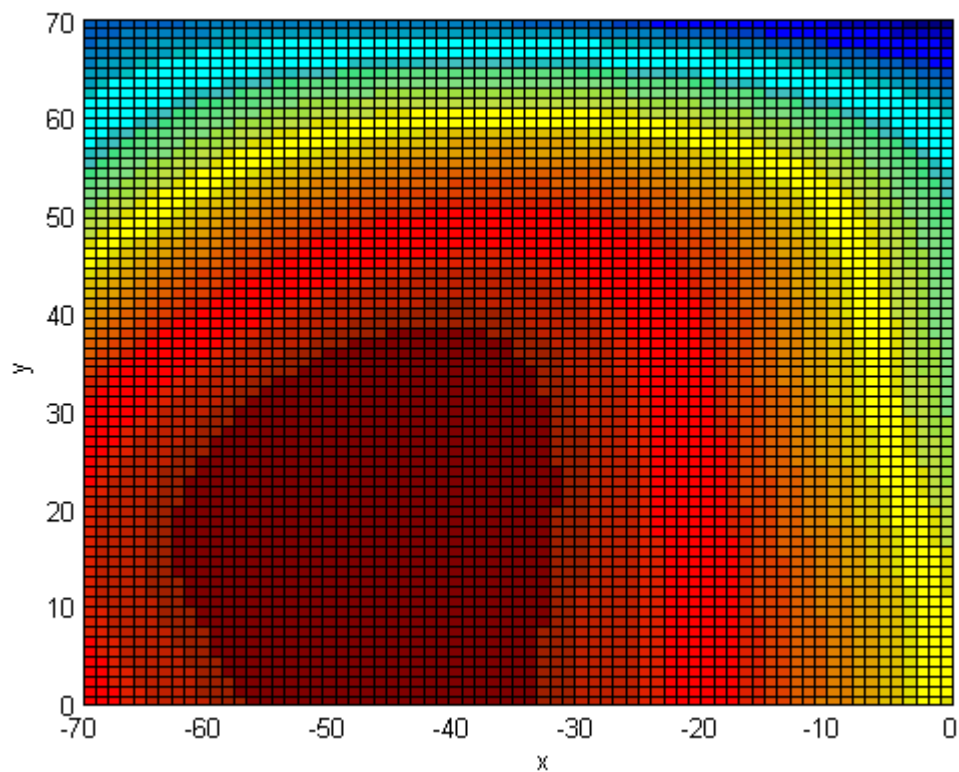
**Fig.7.9.** Fotografii realizate în timpul experimentelor de măsurare a zgomotului.



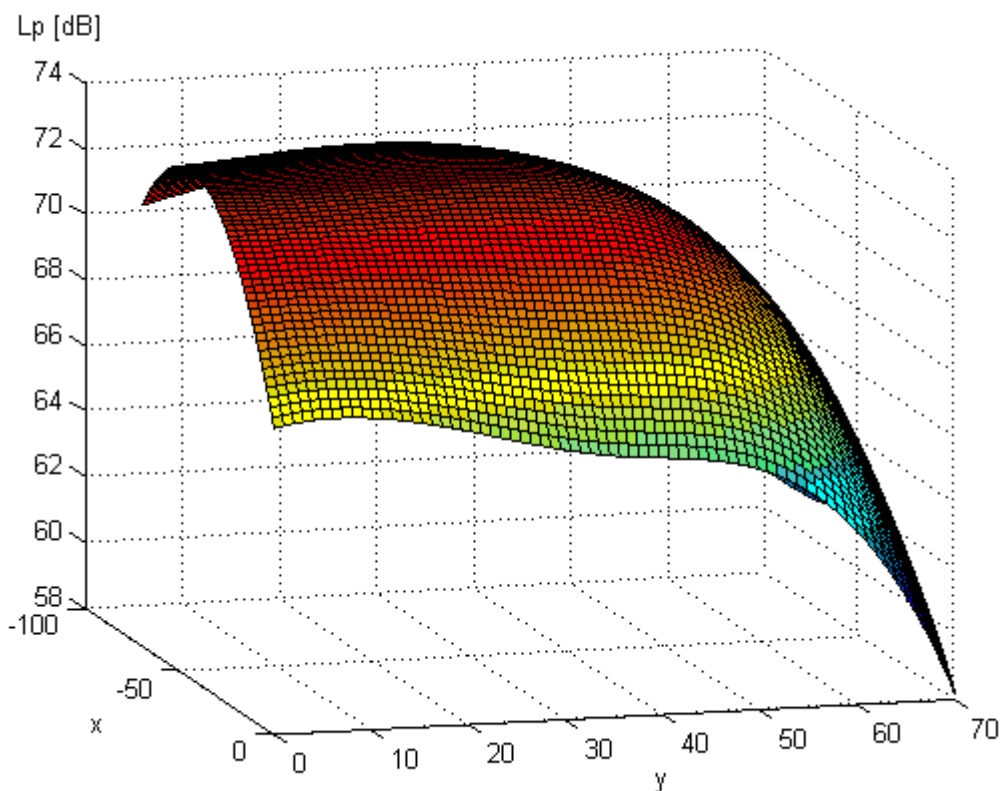
### 7.3. Analiza rezultatelor măsurărilor.

Măsurările realizate cu ajutorul sistemului robotizat au urmărit, pe de o parte compararea acestora cu rezultatele modelării prezentate în capitolul 4 iar pe de altă parte testarea capacității sistemului de a detecta o defecțiune a motorului. Defecțiile motorului au fost creat în mod voit prin scoatere din funcțiune a câte unui cilindru, în mod similar cu cele prezentate în capitolul 6. Numerotarea cilindrilor s-a făcut în conformitate cu cea folosită în capitolul 4 și capitolul 6 (figura 4.23 și respectiv 6.4). Pentru sistemul de coordonate al reprezentărilor grafice s-a respectat notația utilizată în capitolul 4 (figura 4.26). După achiziție, datele au fost prelucrate utilizând programul prezentat în ANEXA 7.3. Prelucrarea datelor constă din calculul valorilor  $RMS$  (relația 4.11.) și apoi  $L_p$  (relația 4.20) a semnalului achiziționat. Pentru diagramele 2D și 3D prezentate în continuare rezultatele experimentale au fost interpolate cu ajutorul unor curbe spline.

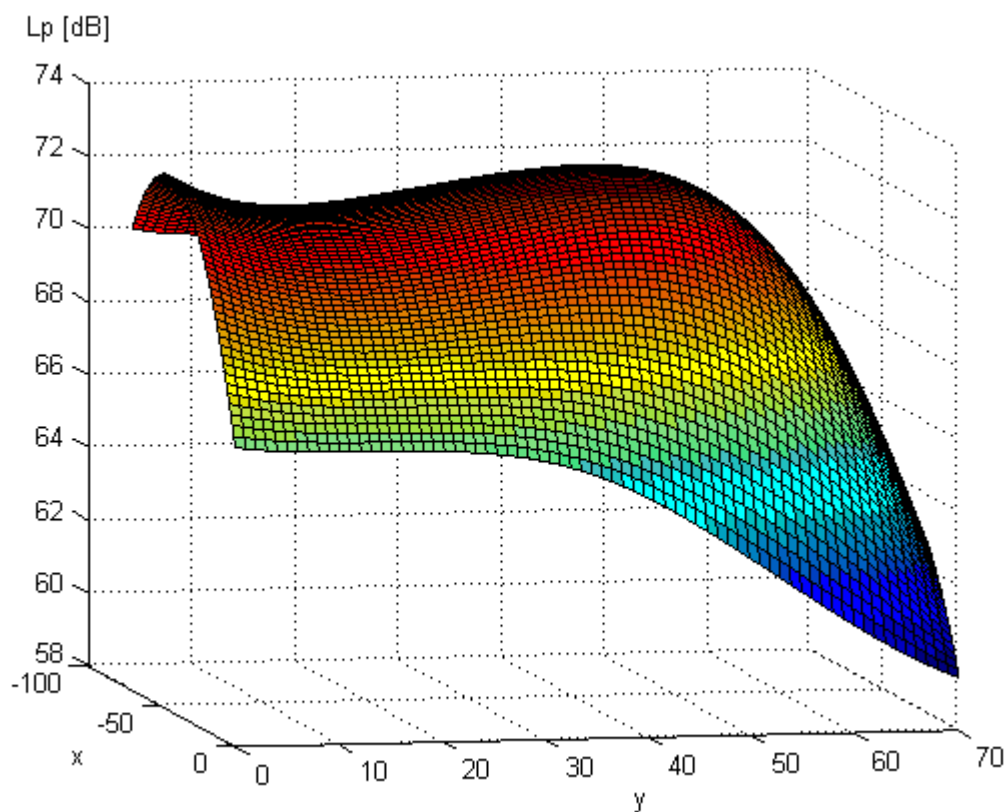
În continuare sunt prezentate diagramele obținute în urma măsurărilor în figurile 7.10-7.16. Diagramele din figurile 7.11 – 7.15 distribuția spațială a valorilor  $L_p$  este prezentată în format 3D în care se pun în evidență valorile  $L_p$  atât prin codul culorilor cât și numeric iar diagramele 7.10 respectiv 7.16. prezintă aceleași date ca și diagramele din figurile 7.11-7.15 si au ca scop analiza comparativă a datelor măsurate cu cele obținute din simulare.



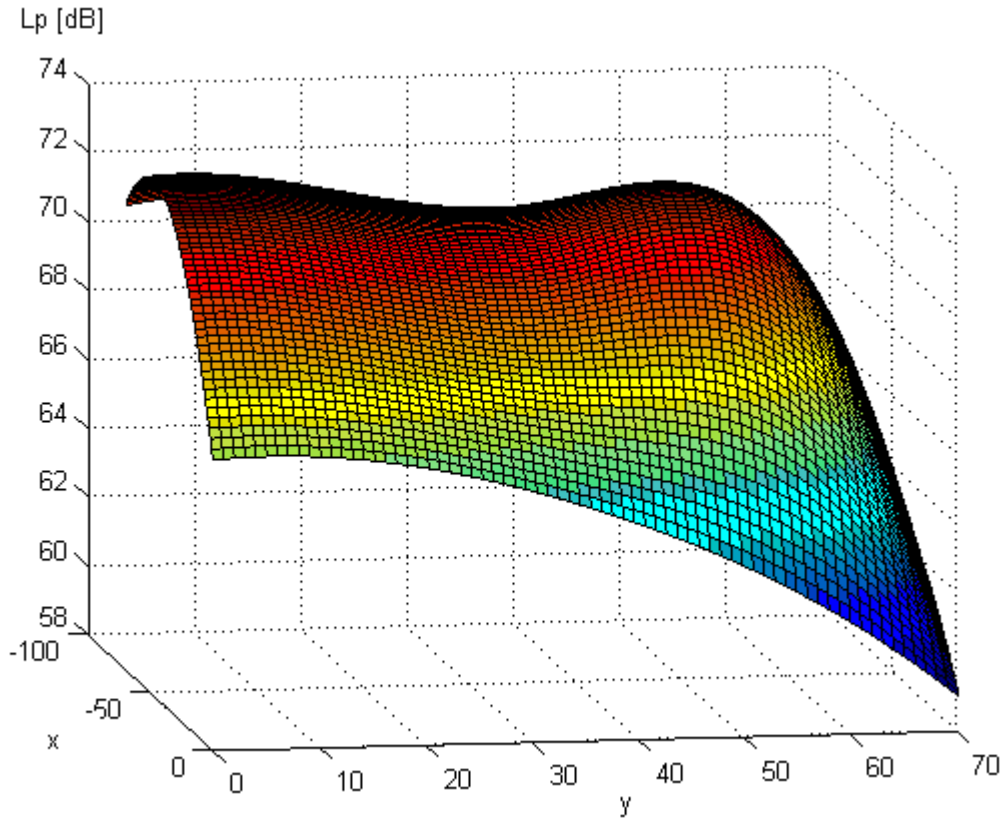
**Fig.7.10.** Diagrama câmpului  $L_p$ , funcționare normală.



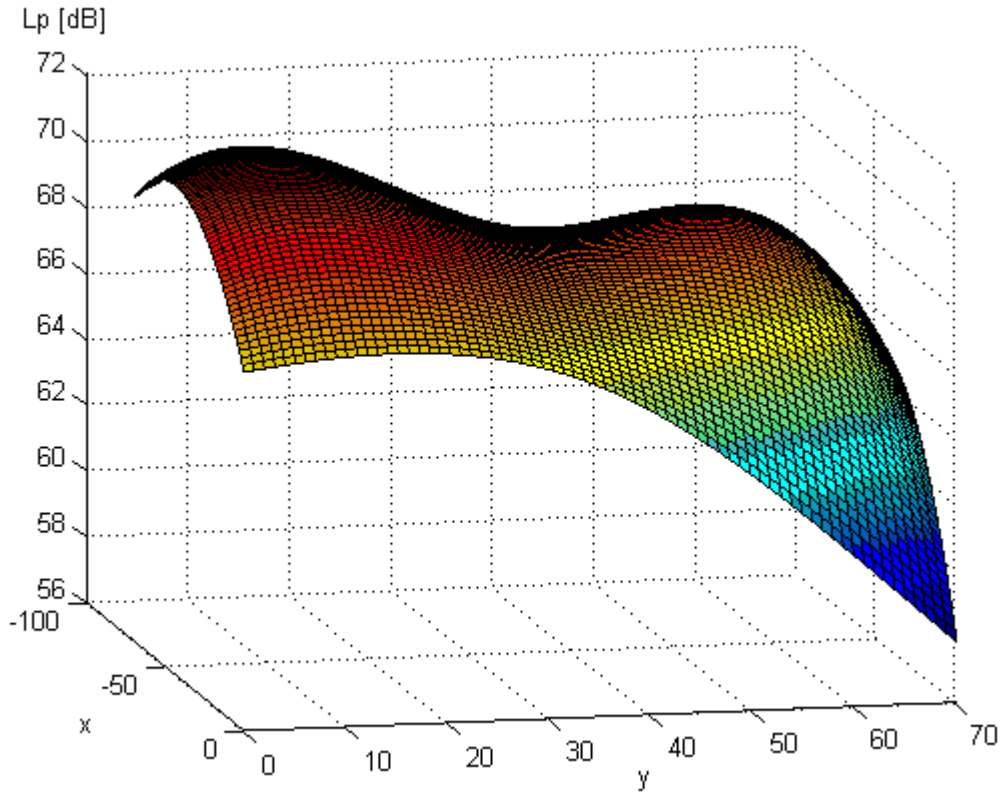
**Fig.7.11.** Diagrama 3D a câmpului de distribuție  $L_p$ , funcționare normală.



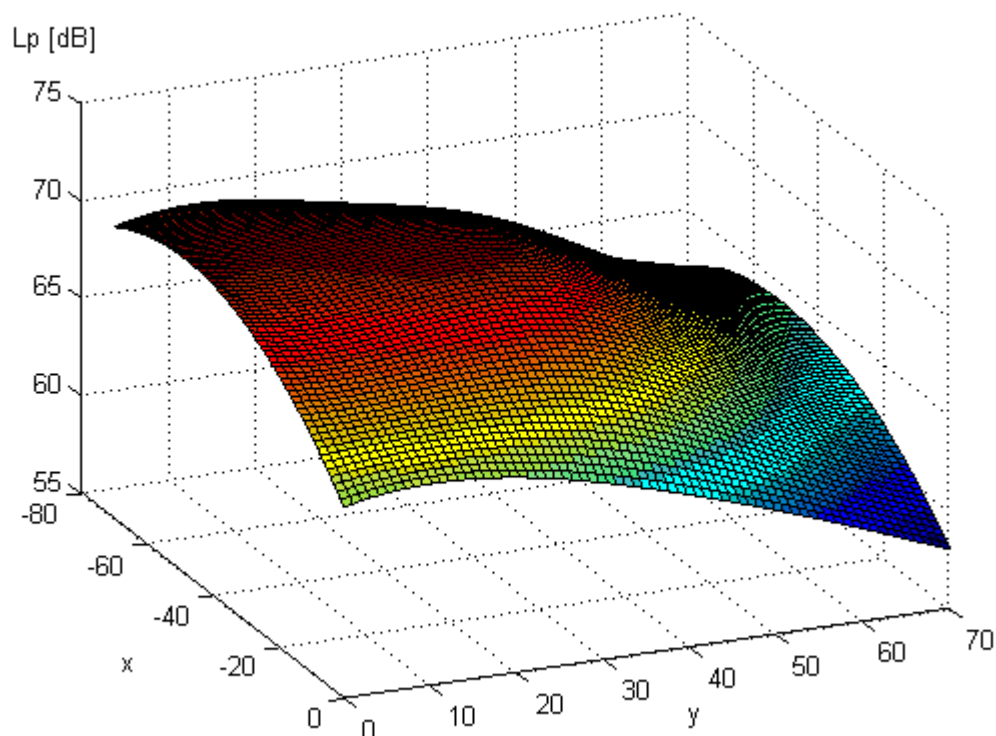
**Fig.7.12.** Diagrama 3D a câmpului de distribuție  $L_p$ , cilindrul 1 inactiv.



**Fig.7.13.** Diagrama 3D a câmpului de distribuție  $L_p$ , cilindrul 2 inactiv.



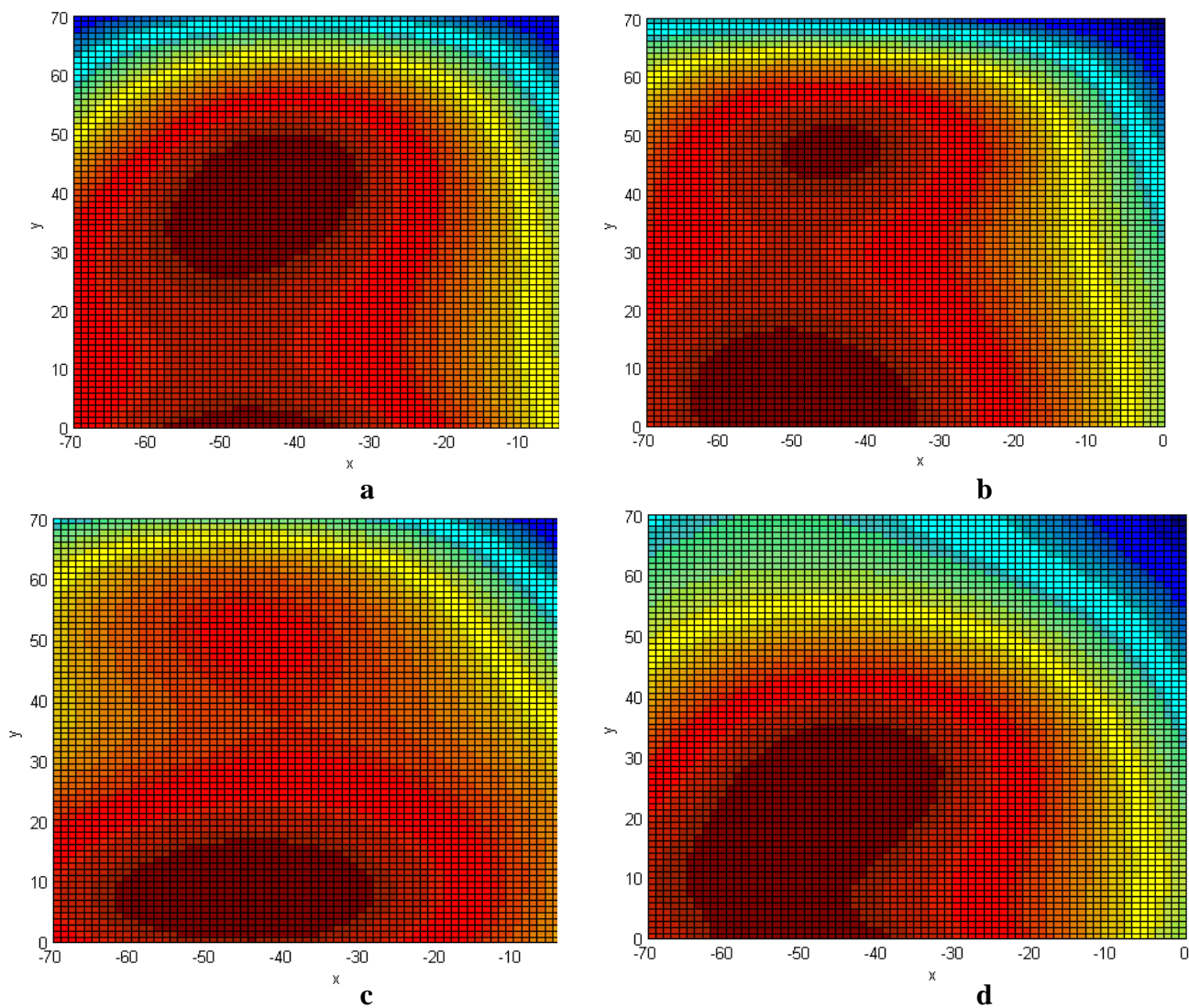
**Fig.7.14.** Diagrama 3D a câmpului de distribuție  $L_p$ , cilindrul 3 inactiv.



**Fig.7.15.** Diagrama 3D a câmpului de distribuție  $L_p$ , cilindrul 4 inactiv.

Diagramele prezentate în figura 7.16 se compară cu rezultatele obținute prin modelarea cu elemente finite în Cap.4. și prezentate în figura 4.32. Atât în cazul simulării cât și în cazul măsurărilor se observă scăderea nivelului de presiune sonoră în dreptul cilindrului nefuncțional. Pentru diagramele obținute prin simulare zona de scădere  $L_p$  este mai bine conturată datorită desimii mai mari a punctelor în care programul cu elemente finite calculează valorile  $L_p$ . În cazul rezultatelor măsurării grila punctelor de poziționare a robotului are doar 15 puncte iar valorile dintre aceste puncte se obțin prin interpolare cu curbe spline. Acest fapt duce la o conturare mai slabă a zonei în care se află cilindrul inactiv. Cu toate că rezoluția măsurării este mai mică decât cea a simulării, ea este satisfăcătoare, permițând identificarea fără echivoc a cilindrului inactiv.

Comparând rezultatele procedurii de identificarea defectului descrisă în capitolul 6 cu rezultatele obținute în acest capitol se constată că ambele metode pot furniza informații consistente asupra anumitor defecte ale motoarelor. În același timp analiza cazurilor de inactivitate a cilindrilor, induse voit, și concordanța dintre rezultatele obținute atât pentru simulare cât și experimental, au demonstrat că metodele dezvoltate în cadrul tezei de doctorat, sunt eficiente și corespund scopurilor pentru care au fost elaborate.



**Fig.7.16.** Diagramele câmpurilor  $L_p$  în cazul dezactivării unui cilindru:

- a).** cilindru 1 inactiv; **b).** cilindru 2 inactiv;
- c).** cilindru 3 inactiv; **d).** cilindru 4 inactiv;

## CAPITOLUL 8

### 8.CONCLUZII GENERALE,CONTRIBUȚII PERSONALE SI POSIBILE DEZVOLTARI VIITOARE

#### 8.1 Concluzii generale

Teza de doctorat are ca obiectiv dezvoltarea unei metodologii complexe in analiza si reducerea zgomotelor si vibratiilor produse de motoarele autovehiculelor (Aplicatie : motor M.A.S. de 1600 cm<sup>3</sup>,avind  $P_{e_{max}}=88$  kw la  $n_p=5400$ rot/min). Actualitatea lucrarii este intarita de pasii relativ marunti care sau facut in industria autovehiculelor in ceea ce priveste diminuarea zgomotelor produse de propulsoarele mijloacelor de transport cu toate ca numeroasele lucrari stintifice din tara si strainatate care analizeaza aceste fenomene demonstreaza o preocupare asidua a cercetatorilor.

În capitolul 2 au fost prezentate lucrări și articole științifice ce abordează teme de actualitate în domeniul vibrațiilor și acusticii, cât și metode de analiză consacrate în domeniu. În paragrafele următoare sunt descrise subiecte ale unor articole științifice de actualitate, strâns legate de tematica tezei de doctorat și anume analiza și reducerea zgomotelor și vibrațiilor la motoarele autovehiculelor. În Uniunea Europeană aproximativ 40% din populație este expusă zgomotului traficului rutier la un nivel de presiune sonoră depășind 55 dBA în timpul zilei, iar 20% din populație la nivele care depășesc 65 dBA. Nivelul de zgomot ridicat poate cauza probleme de sănătate, interferență cu comunicarea, efecte asupra somnului, sistemelor cardiovasculare și psihofiziologice, efecte asupra performanței, productivității, comportamentului social și îndeosebi afectarea auzului. Zgomotul produs de motoarele cu ardere internă reprezintă o parte importantă din zgomotul traficului rutier și de asemenea a zgomotului produs de utilajele industriale și de lucru (compresoare, mașini și echipamente de construcții). Zgomotul și vibrațiile produse de motoare au efecte negative și asupra conducătorilor auto și a operatorilor mașinilor de lucru, pe termen scurt producând efecte de scădere a atenției (puterii de concentrare), iar pe termen lung efectele fiind similare cu cele menționate anterior. În lume, poluarea sonoră este o parte importantă a poluării generale și de asemenea o amenințare majoră pentru calitatea mediului comunității, împreună cu alți factori poluanți. În cadrul poluării sonore, principalul factor de deranj este traficul rutier. Conform legislației în vigoare, există multe modele posibile cu diferite stadii în procesul de dezvoltare și implementare a unor politici eficiente de management al zgomotului. Printre măsurile eficiente de îmbunătățire a calității și eficienței managementului de zgomot sunt menționate măsurile tehnice, ca de exemplu: reducerea emisiilor prin modificarea serviciului, dezvoltarea de noi tehnologii la motoarele cu ardere internă și reducerea transmiterii zgomotelor. Scopul final al cercetărilor în domeniul emisiilor de zgomote este reducerea poluării sonore în cazul în care aceasta afectează populația dintr-o anumită zonă (zgomote generate de traficul rutier) cât și reducerea zgomotului ce afectează conducătorul auto și pasagerii vehiculului. În ambele cazuri există aceleași surse de zgomot, dar soluțiile de atenuare sunt parțial diferite (de exemplu pentru atenuarea

zgomotului ce afectează pasagerii autovehiculului pot fi adoptate soluții de izolare a cabinei, dar acestea nu reduc zgomotul ce afectează mediul). Conform literaturii de specialitate zgomotul generat de autovehicule are, în esență două surse majore: zgomotul generat de anvelope în timp ce acestea rulează pe șosea; zgomotul generat de motor și transmisia mecanică. Eforturile de cercetare în domeniu se concentrează pe de o parte pe descoperirea unor soluții constructive a elementelor amintite (anvelope, motoare, transmisie) care să genereze zgomote de intensitate redusă în timpul funcționării, iar pe de altă parte, pe realizarea absorbției undelor sonore emise. Proiectarea unor elemente de autovehicule cu emisie redusă de zgomot, este un deziderat mai greu realizabil datorită multitudinii de cerințe pe care trebuie să le satisfacă aceste componente, cerințe care de regulă sunt impuse de funcționarea eficientă și siguranța în trafic, și care au fost până nu demult, considerate mai importante decât cele legate de reducerea emisiilor sonore. După cum se poate observa însă, din documentele prezentate în paragraful anterior, cerințele legate de reducerea zgomotelor capătă în ultimul timp o importanță din ce în ce mai mare.

Un alt aspect al necesității reducerii zgomotelor îl constituie faptul că emisia de zgomot reprezintă practic o pierdere de energie ce influențează în mod negativ randamentul total al autovehiculului. Emisiile de zgomot se datorează unor vibrații ale componentelor mecanice, iar vibrațiile apar în urma unor dezechilibre, fenomene de impact, accelerații excesive. Astfel, proiectarea unor componente cu zgomot redus duce totodată și la îmbunătățirea funcționării autovehiculului și la o fiabilitate mai ridicată a componentelor acestuia. În anumite situații și pentru anumite componente ale autovehiculelor, găsirea unor soluții cu zgomot redus este dificilă, deoarece însăși principiul de funcționare al componentei respective (mișcarea alternantă a pistoanelor, impactul produs de explozie la motoare), implică crearea unor surse de zgomote. Din aceste cauze multe dintre cercetările actuale se axează pe găsirea unor soluții de izolare fonică. După cum se va arată în paragrafele următoare, soluțiile prezentate în lucrările și articolele din acest domeniu pot fi clasificate după cum urmează:

- utilizarea unor noi materiale fonoabsorbante, caz în care energia acustică este disipată în materialul fonoabsorbant;
- utilizarea unor elemente de reflexie repetată sau difuzie a undelor sonore, a căror energie se disipă în urma reflexiilor.
- elemente de control pasiv sau adaptiv, prin care se generează unde sonore capabile să anuleze zgomotele produse de mașini.

Realizarea unei reduceri eficiente a zgomotului implică o bună cunoaștere a fenomenelor acustice și a vibrațiilor, o analiză atentă și precisă și, nu de puține ori, efectuarea unor experimente complexe. Problemele legate de corelația dintre vibrația unor surse acustice complexe și zgomotul produs de această vibrație pot fi împărțite în două categorii [SEYBERT]:

- problema directă, în care se cunosc caracteristicile vibrației suprafeței complexe și se calculează câmpul de presiune acustică din jurul suprafeței (problema predicției răspunsului acustic);

-problema indirectă, în care se cunoaște câmpul de presiune acustică și se dorește găsirea caracteristicilor de vibrație a sursei complexe (problema identificării sau reconstruirii sursei complexe).

Tematica studiilor și cercetărilor analizate se poate grupa în următoarele categorii:

- metode de analiză a fenomenelor vibratorii și acustice, dintre care cele mai importante sunt:

- metoda elementelor finite;
- metoda elementelor de frontieră;
- metode combinate: elemente finite cu elemente de frontieră;
- metoda volumelor finite;
- metoda elementelor infinite;
- metoda funcției de undă.

- cercetări ale unor fenomene acustice complexe, reflexii multiple, difracție;

- metode experimentale de măsurare a caracteristicilor acustice;

- evaluarea subiectivă a zgomotelor și efectul asupra conducătorului auto zgomote generate de rularea autovehiculelor pe șosea;

În capitolul 3 sunt descrise subiecte ale unor articole științifice de actualitate, strâns legate de tematica tezei de doctorat și anume analiza și reducerea zgomotelor și vibrațiilor la motoarele autovehiculelor.

Pentru studiul zgomotelor și vibrațiilor s-a dezvoltat un aparat matematic complex ce înglobează ecuații diferențiale, ecuații cu derivate parțiale, ecuații integrale și reprezentări în spațiul complex iar în cazul tridimensional reprezentări matriciale ale acestora.

Metodele de proiectare prezentate în capitolul 3 sunt completate prin dezvoltarea unor tehnici de măsurare experimentală și de prelucrarea datelor. Majoritatea cercetărilor în acest domeniu sunt axate pe identificarea surselor generatoare de zgomote în scopul re-proiectării și modificării constructive a componentelor sau în scopul dezvoltării unor metode de diagnoză a defectelor. Conform metodei complexe de analiză (prezentată în paragraful 3.5 și sintetizată în diagrama din figura 3.4.), pentru studiul vibrațiilor și zgomotelor în domeniul motoarelor autovehiculelor, este necesară elaborarea și validarea prin simulare a unor modele numerice complexe. Studiul caracteristicilor surselor de vibrații și studiul transmiterii zgomotelor au necesitat utilizarea a două categorii de metode de modelare diferite:

- studiul surselor de vibrații necesită elaborarea unui model funcțional, ce include cinematica și dinamica sistemului (a motorului cu ardere internă).

- studiul transmiterii vibrațiilor și zgomotelor care necesită elaborarea unor modele bazate pe ecuațiile constitutive prezentate în capitolul 3.

Studiul acestor modele are ca scop optimizarea structural-acustică a motoarelor și totodată dezvoltarea unor noi motoare cu emisie redusă de zgomot.

Scopul simulării este stabilirea caracteristicilor surselor de vibrații ale motorului. În acest sens s-au identificat trei surse majore de vibrații:



- vibrațiile blocului motor;
- vibrațiile mecanismul de distribuție;
- vibrațiile suprafețelor adiacente capetelor cilindrilor.

Simularea realizată cu ajutorul acestui model va avea ca rezultat determinarea caracteristicilor acestor surse de vibrații. Modelele prezentate în capitolul anterior se pot utiliza la analiza vibrațiilor și zgomotelor la autovehicule, analiză care în final constituie un sprijin major în proiectarea unor structuri (motoare, interioare de cabină) cu nivele scăzute de zgomote și vibrații. O componentă importantă a acestor eforturi de proiectare este reprezentată de reducerea zgomotelor prin utilizarea unor materiale fonoabsorbante.

În acest sens în capitolul 5 s-a elaborat o metodă de măsurare și identificare a proprietăților fonoabsorbante a unui material ce poate fi implementată ușor și cu costuri reduse. Această metodă poate fi utilizată pentru studiul comparativ al caracteristicilor fonoabsorbante a diverselor materiale. În cadrul tezei de doctorat s-a abordat studiul izolării fonice a motorului studiat. La elaborarea metodei de măsurare o condiție importantă a fost aceea de a utiliza resursele materiale și de aparatură existente în laboratoarele Universității din Oradea. În acest sens, s-a elaborat o metodă de măsurare și identificare ce poate fi realizată cu costuri reduse. Utilizând metoda descrisă în acest capitol pot fi determinați coeficienții caracteristici ai oricărui material fonoabsorbant pornind de la datele obținute cu ajutorul sistemului experimental. Metoda poate fi folosită pentru studiul comparativ al materialelor fonoabsorbante în condițiile în care se dorește utilizarea unui sistem experimental realizat cu costuri reduse. Conform metodei complexe de analiză propuse în paragraful 3.5 figura 3.4. pentru a demonstra validitatea modelului funcțional, rezultatele simulării trebuie comparate cu măsurări ale caracteristicilor de vibrații ale motorului. Caracteristica utilizată pentru comparare este accelerația vibrațiilor, prezentată în capitolul 4 în figura 4.15. și frecvențele semnificative prezentate în tabelul 4.4. În acest capitol sunt prezentate măsurările efectuate în acest scop. În cadrul capitolului 6 s-a realizat o analiză a posibilității identificării unor defecte ale motorului pe baza caracteristicilor vibrațiilor acestuia. Unele aspecte privind analiza a zgomotelor utilizate în vederea diagnozei defectelor motoarelor de autovehicule sunt prezentate și în [FANTANA3]. Metoda de identificare a defectelor prezentată în acest capitol reprezintă o nouă abordare a rezolvării problemelor de diagnoză a motoarelor autovehiculelor. Pentru implementarea metodei este nevoie de studii mai ample pe diferite tipuri de motoare, și pentru un număr mare de seturi de măsurări, ce poate fi obiectul unor viitoare cercetări. Cercetări avansate în domeniul măsurării zgomotelor și vibrațiilor generate de motoarele autovehiculelor au fost realizate utilizând matrici de senzori așa cum se arată în [BROWN] și [BURROUGHS], anul 2001 și [BRUEL], anul 2007 (figura 7.1). Primele încercări de implementare a automatizării măsurării zgomotelor motoarelor (cu ajutorul unui robot de laborator) au fost realizate de către autor din august 2006 iar rezultatul cercetărilor în acest sens a fost publicat în [FANTANA5] în mai 2008.

Ca o confirmare a faptului că ideea de a robotiza măsurările de zgomote și vibrații este corectă, în iunie 2010 firma Polytec Inc. USA anunța lansarea produsului *RoboVib Structural Test Station* [ROBOVIB] destinat măsurării vibrațiilor cu ajutorul unor echipamente de măsurare cu laser, *PSV-400-3D Scanning Vibrometer*, montate pe efectorul final al unui robot cu 6 grade de mobilitate (figura 7.2).

În capitolul 7 sunt prezentate echipamentele și programele utilizate pentru măsurarea zgomotelor motorului studiat cât și rezultatele măsurărilor efectuate. Măsurările realizate cu ajutorul sistemului robotizat au urmărit, pe de o parte compararea acestora cu rezultatele modelării prezentate în capitolul 4, iar pe de altă parte testarea capacității sistemului de a detecta o defecțiune a motorului.

## 8.2. Contribuții personale

Realizarea metodologiei complexe de analiza a zgomotelor și vibrațiilor produse de motoarele cu ardere internă, reprezintă în sinteză, contribuția autorului tezei de doctorat, etapele principale a acestei metodologii fiind:

**A.** Stabilirea caracteristicilor surselor de vibrații prin modelarea numerică a funcționării:

- vibrațiile blocului motor;
- vibrațiile mecanismului de distribuție;
- vibrațiile zonelor cap cilindru;

**B.** Transmiterea sunetelor în incinta motorului, analizată prin modelare cu elemente finite:

- nivelul de zgomot în zona capotei incintei motorului;
- nivelul de zgomot la interfața cu cabina autovehiculului;
- determinarea caracteristicilor de reflexie a undelor sonore a unor configurații geometrice;
- transmiterea sunetelor în cabina motorului;

**C.** Determinări experimentale:

- măsurarea vibrațiilor motorului;
- măsurarea robotizată a nivelului de zgomot;
- măsurarea experimentală a caracteristicilor fonoabsorbante a unor materiale;

Principalele contribuții personale :

- Modelarea funcțională a motorului utilizând mediul de programare SimMechanics;
- Simularea funcționării motorului, rezultate simulare;
- Modelarea propagării sunetelor în incinta motorului utilizând mediul de programare COMSOL MultiPhysics;
- Simularea propagării sunetelor în incinta motorului, rezultate simulare;
- Modelarea propagării sunetelor în interiorul cabinei autovehiculului, utilizând mediul de programare COMSOL MultiPhysics ;

- Simularea propagării sunetelor în interiorul cabinei autovehiculului, rezultate simulate;
- Realizarea standului experimental, dotat cu accelerometru piezoelectric tip KD42, cu sistem de achiziție a datelor tip NI-6251 și stabilirea unei metodologii adecvate pentru măsurarea și analiza vibrațiilor motorului cu aprindere prin scinteie, ce echipează autoturismul ALFA ROMEO 147 de 1600 cm<sup>3</sup> TWIN SPARK, prin determinarea punctelor de măsurare și a aparaturii necesare;
- Realizarea standului experimental robotizat, dotat cu echipament de comandă numerică tip CNC EN5 și stabilirea unei metodologii adecvate, pentru măsurarea și analiza zgomotelor motorului cu aprindere prin scinteie, ce echipează autoturismul ALFA ROMEO 147 de 1600 cm<sup>3</sup> TWIN SPARK, prin determinarea punctelor de măsurare și a aparaturii necesare;
- Realizarea standului experimental și stabilirea unei metodologii adecvate, pentru măsurarea experimentală a caracteristicilor fonoabsorbante a unor materiale;
- Măsurări experimentale ale vibrațiilor produse de motorul cu aprindere prin scinteie de 1600 cm<sup>3</sup>, avind  $P_{e_{max}}=88$  kW la 5400 rot/min.
- Măsurări experimentale ale zgomotelor produse de motorul cu aprindere prin scinteie de 1600 cm<sup>3</sup>, avind  $P_{e_{max}}=88$  kW la 5400 rot/min ;
- Măsurări experimentale a caracteristicilor fonoabsorbante a unor materiale.

### 8.3 Perspective de dezvoltare a cercetărilor

Cercetările și studiile efectuate, precum și modelele de calcul elaborate în prezenta teză de doctorat, pot fi extinse în continuare în mai multe direcții.

Continuarea cercetărilor în acest domeniu sunt axate pe identificarea surselor generatoare de zgomote în scopul re-proiectării și modificării constructive a componentelor, sau în scopul dezvoltării unor metode de diagnoză a defectelor.

Proiectarea unor componente cu zgomot redus, duce la îmbunătățirea funcționării autovehiculului și la o fiabilitate mai ridicată a componentelor acestuia, acest fapt pe viitor, va influența decisiv modul de realizare a noilor mijloace de transport.

Utilizarea metodei de identificare a defectelor prezentată în această teză de doctorat reprezintă o nouă abordare a rezolvării problemelor de diagnoză a motoarelor autovehiculelor. Pentru implementarea metodei este nevoie de studii mai ample pe diferite tipuri de motoare, și pentru un număr mare de seturi de măsurări, ce poate fi obiectul unor viitoare cercetări.

Multe din cercetările actuale se axează pe găsirea unor soluții de izolare fonica. Utilizând metoda descrisă în această teză de doctorat, pot fi determinați coeficienții caracteristici ai oricărui material fonoabsorbant, pornind de la datele obținute cu ajutorul sistemului experimental. Metoda poate fi folosită pentru studiul comparativ al materialelor fonoabsorbante, în condițiile în care se dorește utilizarea unui sistem experimental realizat cu costuri reduse.

**BIBLIOGRAFIE**

- [ALKHALEEFI] A. M. Al-Khaleefi, A. Ali, C. Rajakumar, L. F. Kallivokas, Acoustic analysis with absorbing finite elements and far-field computations using free-space Green's functions, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 26, Issue 10, December 2002, pag. 929-937
- [AMINI] S. Amini, D. T. Wilton, An investigation of boundary element methods for the exterior acoustic problem, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 54, Issue 1, January 1986, pag. 49-65
- [ANSYS1] \*\*\*, Ansys – Basic Analysis Guide, Ansys Release 10.0, 002184, August, 2005, Ansys Inc. Ansys Europe Ltd.
- [ANSYS2] \*\*\*, Ansys – Structural Analysis Guide, Ansys Release 10.0, 002184, August, 2005, Ansys Inc. Ansys Europe Ltd.
- [ANSYS3] \*\*\*, Ansys – Coupled-Field Analysis Guide, Ansys Release 10.0, 002184, August, 2005, Ansys Inc. Ansys Europe Ltd.
- [ANSYS4] \*\*\*, ANSYS Inc. Theory Reference, Ansys Release 10.0, 002184, August, 2005, Ansys Inc. Ansys Europe Ltd.
- [ANTOINE] X. Antoine, M. Darbas, Y. Y. Lu, An improved surface radiation condition for high-frequency acoustic scattering problems, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 195, Issues 33-36, 1 July 2006, pag. 4060-4074
- [ARAUJO] F. C. Araújo, D. R. Alberto, C. Dors, Analysis of 3D time-dependent acoustic problems via a generic BE substructuring algorithm based on iterative solvers, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 27, Issue 7, July 2003, pag. 705-716
- [AUTRIQUE] J. Autrique, F. Magoules, Numerical analysis of coupled finite-infinite element method for exterior Helmholtz problems. *Journal of Computational Acoustics*, vol. 14, No. 1, pag. 21–43, 2006.
- [AZERPAYVAND] M., Azarpeyvand, Multi-Scattering in Active Noise Control, *Acoustical Physics*, vol. 54, no. 1, pp 1-12, Pleiades Publishing, Ltd, 2008.
- [BARBIERI] Renato Barbieri, Nilson Barbieri, Finite element

- acoustic simulation based shape optimization of a muffler, *Applied Acoustics* 67 (2006) 346–357
- [BARTHOD] M. Barthod, B. Hayne, J.-L. Tebec, J.-C. Pin, Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation, *Applied Acoustics*, vol. 68 (2007) pag. 1003–1025, 2007.
- [BERANEK] , L. Beranek, *Acoustics*, Acoustic Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, B. Beranek and Newman Inc. 1993 Edition, 1993.
- [BERETEU1] Bereteu, L., Chiriac, A., Boltosi, A., Nagy, R., Constructive Models for Semi-Active Dampers Using Smart Fluids, *Proceed. of the 31st Conf. on R & D in Agric. Engin.*, Gödölő, Hungary, CD Edition, 2007, p.131-135, ISBN 963 611 423 6
- [BERETEU2] Bererteu L., Nagy R., Boltosi A., Chiriac A, *Vibration Isolation Using Stewart Platform*, 11-TH CONFERENCE ON VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, IDENTIFICATION AND ANOMALIES, VSDIA 2008, 10 – 12 NOVEMBER, 2008, BUDAPEST, HUNGARY.
- [BERMUDEZ] A. Bermúdez, J.L. Ferrín, A. Prieto, Finite element solution of new displacement/pressure poroelastic models in acoustics, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 195, Issues 17-18, 15 March 2006, pag. 1914-1932
- [BILAWCHUK] S. Bilawchuk, K. R. Fyfe, Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems, *Applied Acoustics* 64 (2003) 903–916
- [BILLINGHAM] , J. Billingham, A. C. King, *Wave Motion*, Cambridge Texts in Applied Mathematics, Cambridge University Press, 2000.
- [BOAG] A. Boag, U. Shemer, R. Kastner, Non-uniform grid accelerated local–global boundary condition (NG-LGBC) for acoustic scattering, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 195, Issues 29-32, 1 June 2006, pag. 3608-3621
- [BONFIGLIO] , P. Bonfiglio, F. Pompoli, N. Prodi, The measurement of complex acoustical properties of homogenous materials by means of impulse response in plane wave tube, *Forum Acusticum*, Budapest, 2005.
- [BOS] J. Bos, Numerical optimization of the thickness distribution of three-dimensional structures with respect to their structural acoustic properties, *Struct*

- Multidisc Optim (2006) 32: 12–30, DOI 10.1007/s00158-005-0560.
- [BOUILLARD] Ph. Bouillard, F. Ihlenburg, Error estimation and adaptivity for the finite element method in acoustics: 2D and 3D applications, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 176, Issues 1-4, 6 July 1999, pag. 147-163
- [BOYSAL] A. Boysal, H. Rahnejat, Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model, *Appl. Math. Modelling* 1997, 21:481-493, August, 1997, Elsevier Science Inc.
- [BRASKI1] A. Braski, Quasi-optimal model of the acoustic source *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 24, Issue 9, October 2000, pag. 685-693
- [BRASKI2] A. Braski, Smooth model of an acoustic source, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 22, Issue 4, December 1998, pag. 333-340
- [BRÎNDEU1] , Brîndeu, L., *Vibrații. Mecanica analitică. Vibrații mecanice*, Universitatea Tehnică din Timișoara, Timișoara, 1994
- [BRÎNDEU2] , Brîndeu, L., *Vibrații și vibropercuții. Bazele mecanicii vibrațiilor și a vibropercuțiilor*, Editura Politehnica, Timișoara, 2001
- [BRÎNDEU3] Brîndeu L., Fenchea M., **Fantana N.**, Naghi R., *Vehicle dynamics identification and anomalies*, VSDIA 2004, Budapest University of Technology and economics, 2004.
- [BRÎNDEU4] Brîndeu L., **Fantana N.**, Naghi R., *Efecte dinamice la deplasarea autovehiculului pe cale de rulare*, ANNALS of the Oradea University, Management and Technological Engineering, ISSN 1583-0691, Editura Univ. din Oradea, 2004
- [BROWN] David Brown, *The Impact of Consumer Technology Upon Transducers and Monitoring*, Damage Prognosis Workshop, Tempe, Arizona, March 27-29, 2001.
- [BRUEL] Bruel&Kjaer, *Using Non-stationary Spatial Transformation of Sound Fields to Investigate Transient Phenomena in Automotive Applications*, BO 0504–11 02/10 Rosendahls Bogtrykkeri, June 2007.
- [BURNET] D. S. Burnett, R. L. Holford, An ellipsoidal acoustic infinite element, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 164, Issues 1-2, 2 October 1998, pag. 49-76.
- [BURROUGHS] C. B. Burroughs, *Applications of Nearfield Acoustical*

- Holography in the Research of Mechanisms of Acoustic Radiation, Internoise, 2001, The Hague, The Netherlands, August 27-30, 2001.
- [BUZDUGAN] , Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeș, M., *Vibrații mecanice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982
- [CHEN1] Z. S. Chen, G. Hofstetter, H. A. Mang, A Galerkin-type BE-FE formulation for elasto-acoustic coupling, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 152, Issues 1-2, 22 January 1998, pag. 147-155
- [CHEN2] J. T. Chen, Recent development of dual BEM in acoustic problems, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 188, Issue 4, August 2000, pag. 833-845
- [CHEN3] J. T. Chen , K. H. Chen, C. T. Chen, Adaptive boundary element method of time-harmonic exterior acoustics in two dimensions, Department of Harbor and River Engineering, National Taiwan Ocean University, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 191, Issue 31 , 24 May 2002, pag. 3331-3345
- [CHENG] B. Cheng, M. Hashimoto, T. Suetomi Analysis of driver response to collision warning during car following, Technical Research Center, Mazda Motor Corporation, *JSAE Review*, vol. 23, Issue 2 , April 2002, pag. 231-237
- [CIOARĂ1] , Cioară, T., *Vibrații și zgomote*. Note de curs, Ediție electronică, Universitatea Politehnică Timișoara
- [COMSOL1] \*\*\*, *Acoustics Module User's Guide*, COMSOL Multiphysics, 2007.
- [COMSOL2] \*\*\*, *Structural Mechanics Module User's Guide*, COMSOL Multiphysics, 2007.
- [COULSON] , C. A. Coulson, A. Jeffrey, *Waves, A Mathematical Approach to The Common Types of Wave Motion*, Second Edition, Longman Mathematical Texts, Longman Group Limited, 1977.
- [COYETTE] J.P.Coyette, The use of finite-element and boundary-element models for predicting the vibro-acoustic behaviour of layered structures, *Advances in Engineering Software*, vol. 30, pag. 133-139, 1999.
- [CROWTHER] A. R. Crowther, C. Janello, R. Singh, Quantification of clearance-induced impulsive sources in a torsional system, *Journal of Sound and Vibration* 307 (2007)

- 428–451.
- [DARABONT] Darabont, A., Văiteanu, D., ș. a., Șocuri și vibrații. Aplicații în tehnică, Editura Tehnică, București, 1988
- [DAVIDSSON] P. Davidsson, G. Sandberg, A reduction method for structure-acoustic and poroelastic-acoustic problems using interface-dependent Lanczos vectors, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 195, Issues 17-18, 15 March 2006, pag. 1933-1945
- [DAVIES] P. Davies, M. Harrison, Predictive acoustic modelling applied to the control of intake/exhaust noise, *Journal of Sound and Vibration* 1997 202 (2) 138 – 163.
- [DECOUVREUR] V. Decouvreur, E. De Bel, P. Bouillard, On the effect of the dispersion error when updating acoustic models, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 195, Issues 4-6, 15 January 2006, pag. 394-405
- [DESMET] W. Desmet, B. van Hal, P. Sas, D. Vandepitte, A computationally efficient prediction technique for the steady-state dynamic analysis of coupled vibro-acoustic systems, *Advances in Engineering Software*, vol. 33, pag. 527-540, 2002.
- [DESMONS] L. Desmons, J. Hardy, D. Y. Auregan, Determination of the acoustical source characteristics of an internal combustion engine by several calibrated loads, *Journal of Sound and Vibration* 1995 179 (5) 869-878
- [DEWANGAN] K. N. Dewangan, G. V. Prasanna Kumar, V. K. Tewari, Noise characteristics of tractors and health effect on farmers, *Applied Acoustics* 66 (2005) 1049–1062.
- [DIVO] E. A. Divo, A. J. Kassab, M. S. Ingber, Shape optimization of acoustic scattering bodies, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 27, Issue 7, July 2003, pag. 695-703
- [DOBROLYUBOV] I. P. Dobrolyubov, O. F. Savchenko, The choice of informative characteristics when using the expert measuring system of an engine, *Measurement Techniques*, Vol. 48, No. 2, 2005.
- [ESTORFF] O. von Estorff, Olgierd Zaleski, Efficient acoustic calculations by the BEM and frequency interpolated transfer functions, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 27, Issue 7, July 2003, pag. 683-694
- [EVEREST] , F. A. Everest, *The Master Handbook of Acoustics*, Fourth Edition, McGraw-Hill Companies, 2001.



- [FANTANA1] Fantana N., Mitran T., Assessment of numerical models and methods for noise radiation prediction, ANNALS of the Oradea University, Management and Technological Engineering, ISSN 1583-0691, Editura Univ. din Oradea, 2006. Cotate B CNCSIS.
- [FANTANA2] Fantana N., Mitran T., Measuring properties of sound-absorbing materials using the two-source method, ANNALS of the Oradea University, Management and Technological Engineering, ISSN 1583-0691, Editura Univ. din Oradea, 2006. Cotate B CNCSIS.
- [FANTANA3] Fantana N., Vesselenyi T., Studiu comparativ al unor metode de analiza a zgomotelor utilizate în vederea diagnozei defectelor motoarelor de autovehicule, Academia Română – Filiala Timișoara Simpozionul național “Omul și Mediul” ediția V, 2007.
- [FANTANA4] FANTANA N., Study regarding vehicle engine noise analysis, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, ISSN 1583-0691, 2007, (B+, COD CNCSIS:564).
- [FANTANA5] Fântână N., Automated system for engine noise measurements, ANNALS of the ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VII (XVII), 2008. Cotate CNCSIS B+, articol indexat în baza de date ULRICH’S.
- [FANTANA6] Fantana N., Application of acoustic simulation for engine noise emission analysis, ANNALS of the ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VII (XVII), 2008. Cotate CNCSIS B+, articol indexat în baza de date ULRICH’S.
- [FANTANA7] Fantana N., Some aspects of vibration source simulation in case of an I.C. engine, ANNALS of the ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VII (XVII), 2009. Cotate CNCSIS B+, articol indexat în baza de date ULRICH’S.
- [FARHAT] C. Farhat, A. Macedo, M. Lesoinne, F. Roux, F. Magoulès, A. de La Bourdonnaie, Two-level domain decomposition methods with Lagrange multipliers for the fast iterative solution of acoustic scattering problems, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 184, Issues 2-4, 14 April 2000, pag. 213-239

- [FARRANTA] D.I. Farranta, J.N. Petzingb,\*, J.R. Tyrerb, Geometrically qualified ESPI vibration analysis of an engine Optics and Lasers in Engineering 41 (2004) 659–671
- [FERNANDEZ] E. M. Fernandez-Berdaguer, J. E. Santos, On the solution of an inverse scattering problem in one-dimensional acoustic media, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 129, Issues 1-2, 1 January 1996, pag. 91-105
- [FERRERO] , M.A. Ferrero, G.G. Sacerdote, Parameters of Sound Propagation in Granular Absorption Materials, Acustica, 1, pag. 135-142, 1951.
- [FRENNE] N. Frenne, Orjan Johansson, Acoustic time histories from vibrating surfaces of a diesel engine, Applied Acoustics vol. 67 (2006) pag. 230–248.
- [FUKUHARA] C. Fukuhara, T. Kamura, T. Suetomi, Subjective evaluation of engine acceleration sound with driving simulator, Technical Research Center, Mazda Motor Corporation, JSAE Review, vol. 23, Issue 4 , October 2002, pag. 435-441
- [GAUL] L. Gaul, W. Wenzel, Acoustic calculations with the hybrid boundary element method in time domain, Engineering Analysis with Boundary Elements, vol. 25, Issues 4-5, April 2001, pag. 259-265
- [GEVECI] M. Geveci, A. W. Osburn, M. A. Franchek, An investigation of crankshaft oscillations for cylinder health diagnostics, Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) 1107–1134.
- [GODINHO] L. Godinho, J. António, A. Tadeu, The scattering of 3D sound sources by rigid barriers in the vicinity of tall buildings, Engineering Analysis with Boundary Elements, vol. 26, Issue 9, October 2002, pag. 781-787
- [GROSH] K. Grosh, P. M. Pinsky, Galerkin Generalized Least Squares finite element methods for time-harmonic structural acoustics, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 154, Issues 3-4, 2 March 1998, pag. 299-318
- [HARARI1] I. Harari, A survey of finite element methods for time-harmonic acoustics, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 195, Issues 13-16, 15 February 2006, pag. 1594-1607
- [HARARI2] I. Harari, Finite element dispersion of cylindrical and spherical acoustic waves, Department of Solid Mechanics, Materials & Structures, Tel-Aviv

- University, Israel, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 190, Issues 20-21 , 2 February 2001, pag. 2533-2542.
- [HARARI3] I. Harari, R. Shalom, P. E. Barbone, Higher-order boundary infinite elements, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 164, Issues 1-2, 2 October 1998, pag. 107-119.
- [HIRATA] Y. Hirata , A study of the effective way to release scent to maintain alertness, Vehicle Research Group, Vehicle Research Department, Truck & Bus Research & Development Center, Mitsubishi Fuso Truck & Bus Company, Mitsubishi Motors Corporation, JSAE Review, vol. 22, Issue 3 , July 2001, pag. 331-336
- [ISHIYAMA] T. Ishiyama, T. Hashimoto, The impact of sound quality on annoyance caused by road traffic noise: an influence of frequency spectra on annoyance, Japan Automobile Research Institute, Seikei University, JSAE Review, vol. 21, Issue 2 , April 2000, pag. 225-230.
- [IWA0] K. Iwao, Y. Shimpo, H. Yashiroa, S. Nishikawa, Application of a sound insulation panel with ventilation holes to the engine under-cover, Vehicle Research Laboratory, Nissan Research Center, Nissan Motor Co., Ltd., Research Department, Nissan Diesel Motor Co., Ltd., JSAE Review , vol. 19, Issue 3 , 1 July 1998, pag. 243-249
- [JIN] , B. J. Jin, H. S. Kim, H. J. Kang, J. S. Kim, Sound Diffraction by Partially Inclined Noise Barrier, Applied Acoustics 62 (2001) 1107–1121
- [JOHANSSON] O. Johansson, A. Agren, U. Sundbick, M. Klopotek, Source Characterization of the Lower Front-End of a Diesel Engine, Applied Acoustics, Vol. 49, No. 4, pp. 383-404, 1996
- [JOHNSSON] Roger Johnsson, Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals, Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) 1923–1940
- [JU] H. D. Ju, S. B. Lee, W. B. Jeong, B. H. Lee, Design of an acoustic enclosure with duct silencers for the heavy duty diesel engine generator set, Applied Acoustics 65 (2004) 441–455.
- [JUNHONG] Z. Junhong, Han Jun, CAE process to simulate and optimise engine noise and vibration, Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) 1400–1409

- [KALOGIROU] S. A. Kalogirou, Artificial intelligence for the modeling and control of combustion processes: a review, *Progress in Energy and Combustion Science* 29 (2003) 515–566
- [KOIZUMI] T. Koizumi, N. Tsujiuchi, R. Tamaki and T. Iwagase, An analysis of radiated noise from rolling tire vibration, *JSAE Review*, vol. 24, Issue 4, October 2003, pag. 465-469
- [KOPUZ1] A. Kopuz, S. Unlusoy, M. Calikan, Integrated FEM/BEM approach to the dynamic and acoustic analysis of plate structures, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 17, Issue 4, June 1996, pag. 269-277.
- [KOPUZ2] S. Kopuz, N. Lalor, Analysis of Interior Acoustic Fields Using the Finite Element Method and the Boundary Element Method, *Applied Acoustics* vol. 45, pag. 193-210, 1995.
- [LECLERE] Q. Leclere, C. Pezerat, B. Laulagnet, L. Polac, Application of multi-channel spectral analysis to identify the source of a noise amplitude modulation in a diesel engine operating at idle, *Applied Acoustics* 66 (2005) 779–798
- [LEE1] S. K. Lee, P. R. White, The enhancement of impulsive noise and vibration signals for fault detection in rotating and reciprocating machinery, *Journal of Sound and Vibration* 217 (3) (1998) 374-494
- [LEE2] Y.Y. Lee, Structural-acoustic coupling effect on the nonlinear natural frequency of a rectangular box with one flexible plate, *Applied Acoustics* 63 (2002) 1157–1175
- [LEMOYNE] S. LeMoyne, J. L. Tebec, Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox - their modelling in a boundary element method, *Applied Acoustics* 63 (2002) 223–233
- [LEVEQUE] R. J. LeVeque, *Finite-Volume Methods for Hyperbolic Problems*, Cambridge Texts in Applied Mathematics, Cambridge University Press, 2004.
- [LI] L.X. Li, L.S. Sun, H. Sakamoto, Application of the modified infinite element method to two dimensional transient acoustic radiation, *Applied Acoustics*, vol. 64, pag. 55-70, 2003.
- [LIM1] T. C. Lim, Automotive panel noise contribution modeling based on finite element and measured structural-acoustic spectra, *Applied Acoustics* 60 (2000) 505-519

- [LIM2] T. C. Lim, A. J. Witer, Experimental characterization of engine crankshaft rumble noise signatures, *Applied Acoustics* 60 (2000) 45-62
- [LISSEK] H. Lissek, X. Meynial, A preliminary study of an isodynamic transducer for use in active acoustic materials, *Applied Acoustics* 64 (2003) 917–930.
- [LIU1] G. R. Liu, S. S. Quek, *The Finite Element Method – A Practical Course*, Elsevier Science Ltd., ISBN 0 7506 5866 5, 2003.
- [LIU2] Y. Liu, Shaohai Chen, A new form of the hypersingular boundary integral equation for 3-D acoustics and its implementation with C0 boundary elements, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 173, Issues 3-4, 27 May 1999, pag. 375-386
- [LIU3] X. Liu, R. B. Randall, Blind source separation of internal combustion engine piston slap from other measured vibration signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) 1196–1208.
- [LIU4] Z. S. Liu, H. P. Lee, C. Lu, Passive and active interior noise control of box structures using the structural intensity method, *Applied Acoustics* 67 (2006) 112–134
- [LU] Y. C. Lu, Effects of viscoelastic properties of engine cover sealing system on noise and vibration attenuation, *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, Springer Science, Business Media B.V. 2007
- [LUNG] T.Y. Lung, A.G. Doige, A Time-averaging Transient testing Method for Acoustic Properties of Piping and Mufflers, *J. Acoust. Soc. AM.*, vol 73, pag. 867-876, 1983.
- [MA] Z. D. Ma, N. C. Perkins, An Efficient Multibody Dynamics Model for Internal Combustion Engine Systems, *Multibody System Dynamics* 10: 363–391, 2003. Kluwer Academic Publishers. Printed in the Netherlands.
- [MAISCHAK] M. Maischak, P. Mund, E. P. Stephan, Adaptive multilevel BEM for acoustic scattering, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 150, Issues 1-4, December 1997, pag. 351-367
- [MARBURG1] St. Marburg, H. -J. Hardtke, A study on the acoustic boundary admittance. Determination, results and consequences, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 23, Issue 9, October 1999, pag. 737-744

- [MARBURG2] St. Marburg, H. -J. Hardtke, R. Schmidt, D. Pawandenat, Application of the concept of acoustic influence coefficients for the optimization of a vehicle roof, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 20, Issue 4, December 1997, pag. 305-310.
- [MARTIN] P. A. Martin, On connections between boundary integral equations and T-matrix methods, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 27, Issue 7, July 2003, pag. 771-777
- [MARUYAMA] S. Maruyama, J. Aokia, M. Furuyama, Application of a reciprocity technique for measurement of acoustic transfer functions to the prediction of road vehicle pass-by noise, Nissan Research Center, Nissan Motor Co. Ltd., Vehicle Noise and Vibration Engineering Section, Nissan Motor Co. Ltd., Japan, *JSAE Review*, vol. 18, Issue 3, July 1997, pag. 277-282
- [MASON1] , W. P. Mason, R. N. Thurston, *Physical Acoustics, Principles and Methods*, Vol. X, Academic Press Inc., 1973.
- [MASON2] , W. P. Mason, R. N. Thurston, *Physical Acoustics, Principles and Methods*, Vol. XVII, Academic Press Inc., 1984.
- [MEHDIZADEH] O. Z. Mehdizadeh, M. Paraschivoiu, A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow, *Applied Acoustics* 66 (2005) 902–918
- [MFOUMOU] E.M. Mfoumou, C. Hedberg, S. Kao-Walter, Vibration-Based Damage Detection and Evaluation of Sheet Materials Using Remote Acoustic Excitation, *Acoustical Physics*, vol. 54, No.1, pp. 127-134, Pleiades Publishing, Ltd, 2008.
- [MIKI] Y. Miki, Acoustical properties of porous materials – Modifications of Delaney – Bazley models, *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)* 11, 1, 1990.
- [MOHANTY] A. R. Mohanty, B. D. St.Pierre, P. Suruli-Narayanasami, Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques, *Applied Acoustics* 59 (2000) 1-17.
- [MONTGOMERY] D. E. Montgomery, R. L. West, R. A. Burdisso, Acoustic Radiation Prediction of a Compressor Housing from Three-Dimensional Experimental Spatial Dynamics Modeling, *Applied Acoustics*, vol.47, No. 2, pag. 165-185, 1996.
- [MUAN] A. Muan, G. M. Hulbert, Nonreflecting boundary

- conditions in acoustics for finite element methods based upon off-surface boundary integral equations, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 188, Issues 1-3, 21 July 2000, pag. 289-306
- [MUNJAL] M.L. Munjal, A.G. Doige, Theory of Two Source-location Method for Direct Experimental Evaluation of the Four-pole Parameters of an Aeroacoustic Element, *Journal of Sound and Vibration*, vol 141 (2), pag. 323-333, 1990.
- [NABER] R. Naber, H. Bahai, Analytical and experimental validations of a numerical band-limited Green's function approach for modeling acoustic emission waves, *Advances in Engineering Software*, vol. 38, pag. 876–885, 2007.
- [NAKASHIMA] K. Nakashima, Y. Yajima, K. Suzuki, Approach to minimization of piston slap force for noise reduction – investigation of piston slap force by numerical simulation, Engine Research Department, Truck & Bus Research & Development Center, Mitsubishi Motors Corporation, *JSAE Review*, vol. 20, Issue 2 , April 1999, pag. 211-216
- [NISHIMURA] Y. Nishimura, K. Shimizua, Analysis of acoustic radiation characteristics of engine compartment and application to reduction of vehicle pass-by noise, Toyota Motor Corporation, *JSAE Review*, vol. 17, Issue 2 , April 1996, pag. 133-137
- [NIVESRANGSAN] P. Nivesrangsang, J.A. Steel, R. L. Reuben, AE mapping of engines for spatially located time series, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) 1034–1054.
- [NOORALAHYANA] A. Y. Nooralahyana, M. Dougherty, D. McKeown, H. R. Kirby, A field trial of acoustic signature analysis for vehicle classification, Institute for Transport Studies, University of Leeds, Centre for Research on Transportation and Society, Dalarna University, Sweden, Department of Psychology, Transport Research Institute, Napier University, *Transportation Research Part C: Emerging Technology*, vol. 5, Issues 3-4 , 10 August 1997, pag. 165-177.
- [OCHMANN] M. Ochmann, A. Himm, S. Makarov, S. Semenov, An iterative GMRES-based boundary element solver for acoustic scattering, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 27, Issue 7, July 2003, pag.

- 717-725
- [OCONNOR] W. O'Connor, F. Cavanagh, Transmission Line Matrix Acoustic Modelling on a PC, *Applied Acoustics*, vol. 50., No. 3, pag.247-255, 1997.
- [OSBURN] A. W. Osburn, T. M. Kostek, M. A. Francheck, Residual generation and statistical pattern recognition for engine misfire diagnostics, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006) 2232–2258
- [PAIN] H. J. Pain, *The Physics of Vibrations and Waves*, Sixth Edition, John Wiley and Sons, Ltd, 2005.
- [PAIRY1] F. Pairy, A. J. Torregrosa, Application of McCormack schemes to IC engine exhaust noise prediction, *Journal of Sound and Vibration*, 1996 vol 195 – 5 pag.757-773
- [PAIRY2] F. Pairy, A.J. Torregrosa, R. Pairy, Evaluation through pressure and mass velocity distributions of the linear acoustical description of I. C. engine exhaust systems, *Applied Acoustics* 60 (2000) 489-504.
- [PAPADOPOULOS1] Christos I. Papadopoulos, Development of an optimised, standard-compliant procedure to calculate sound transmission loss: numerical measurements, *Applied Acoustics* 64 (2003) 1069–1085, 7 May 2003
- [PAPADOPOULOS2] Christos I. Papadopoulos, Redistribution of the low frequency acoustic modes of a room: a finite element-based optimisation method, *Applied Acoustics* 62 (2001) 1267–1285
- [PARK] C. M. Park, J. G. Ih, Y. Nakayama, S. Kitahara, Measurement of acoustic impedance and prediction of transmission loss of the porous woven hose in engine intake systems, *Applied Acoustics* 63 (2002) 775–794
- [PEAT] K. S. Peat, G. Ih, An analytical investigation of the indirect measurement method of estimating the acoustic impedance of a time-varying source, *Journal of Sound and Vibration* (2001) 244(5), 821-835
- [PERREY] E. Perrey-Debain, J. Trevelyan, P. Bettess, Wave boundary elements: a theoretical overview presenting applications in scattering of short waves, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 28, Issue 2, February 2004, pag. 131-141
- [PETERSEN] S. Petersen, D. Dreyer, O. von Estorff, Assessment of finite and spectral element shape functions for efficient iterative simulations of interior acoustics, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 31 March 2006,
- [PIACENTINI] A. Piacentini, M. Invernizzi, L. Pannese,



- Computational acoustics: noise reduction via diffraction by barriers with different geometries, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 130, Issues 1-2, March 1996, pag. 81-91
- [PROVATIDIS] Ch. Provatidis, N. Zafirooulos, On the interior Helmholtz integral equation formulation in sound radiation problems, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 26, Issue 1, January 2002, Pages 29-40
- [REINER] R. C. Reiner, R. Djellouli, I. Harari, The performance of local absorbing boundary conditions for acoustic scattering from elliptical shapes, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 195, Issues 29-32, 1 June 2006, pag. 3622-3665
- [ROBOVIB] RoboVib Structural Test Station, PSV-400-3D Scanning Vibrometer, Polytec Inc. USA, June 2010, Polytec GmbH Waldbronn. [www.robovib.us](http://www.robovib.us)
- [SAFJAN] A. J. Safjan, Highly accurate non-reflecting boundary conditions for finite element simulations of transient acoustics problems, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 152, Issues 1-2, 22 January 1998, pag. 175-193
- [SANDBERG] G. E. Sandberg, Per-Anders Hansson, M. Gustavsson, Domain decomposition in acoustic and structure-acoustic analysis, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 190, Issues 24-25, 2 March 2001, pag. 2979-2988
- [SARIGUL] A. S. Sarigul, Z. Kiral, Interior acoustics of a truck cabin with hard and impedance surfaces, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 23, Issue 9, October 1999, pag. 769-775
- [SEBA] B. Seba, N. Nedeljkovic, J. Paschedag, B. Lohmann,  $H_\infty$  Feedback control and  $F_x$ -LMS feedforward control for car engine vibration attenuation, *Applied Acoustics* 66 (2005) 277–296
- [SEGERLIND] L. J. Segerlind, *Applied Finite Element Analysis*, John Willey and Sons, 1984.
- [SELAMET] A. Selamet, V. Kothamasu, J. M. Novak, Insertion loss of a Helmholtz resonator in the intake system of internal combustion engines: an experimental and computational investigation, *Applied Acoustics* 62 (2001) 381-409
- [SEYBERT] A.F. Seybert, Forward and Inverse Numerical

- Acoustics for NVH Applications, 9 International Congress on Sound and Vibration, Orlando, Florida, USA, 8-11 July 2002.
- [SGARD] F.C. Sgard, X. Olny, N. Atalla, F. Castel, On the use of perforations to improve the sound absorption of porous materials, *Applied Acoustics* 66 (2005) 625–651
- [SHIRRON] J. J. Shirron, S. Dey, Acoustic infinite elements for non-separable geometries, SFA Inc., Naval Research Laboratory USA, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 191, Issues 37-38, 16 August 2002, pag. 4123-4139.
- [SILAȘ] Silaș, Gh., *Mecanică. Vibrații mecanice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968
- [SONG] B.H. Song, J.S. Bolton, A transfer matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials, *J. Acoust. Soc. AM.*, vol 107 (3), pag. 1131-1152, 2000.
- [SRISO1] SR ISO 1996-1:1995, Acustica. Caracterizarea și măsurarea zgomotului din mediul înconjurător. Partea 1: Mărimi și procedee de bază.
- [SRISO2] SR CR 12349:2000, Vibrații mecanice. Ghid pentru efectele vibrațiilor asupra sănătății corpului uman.
- [SRISO3] SR EN 30326-1:2003, Vibrații mecanice. Metodă de laborator pentru evaluarea vibrațiilor scaunului de vehicul. Partea 1: Cerințe de bază.
- [SRISO4] SR EN 61094-5:2003, Microfoane de măsură. Partea 5: Metode pentru etalonarea în presiune a microfoanelor de lucru etalon prin comparație.
- [SRISO5] SR EN ISO 11688-2:2002, Acustica. Recomandări practice pentru proiectarea mașinilor și echipamentelor cu zgomot redus. Partea 2: Introducere în fizica proiectării cu zgomot redus.
- [SRISO6] SR EN ISO 11819-1:2002, Acustica. Măsurarea influenței suprafețelor rutiere asupra zgomotului emis în trafic. Partea 1: Metoda statistică la trecere.
- [SRISO7] SR EN ISO 11957:2000, Acustica. Determinarea performanței de izolare acustică a cabinelor. Măsurări în laborator și în situ.
- [SRISO8] SR EN ISO 14163:2002, Acustica. Indicații pentru reducerea zgomotului cu ajutorul atenuatoarelor.
- [SRISO9] SR EN ISO 3743-1:1997, Acustica. Determinarea nivelurilor de putere acustică emise de sursele de zgomot. Metode tehnice în câmp reverberant aplicabile surselor mici transportabile. Partea 1: Metoda

- comparației în camere de încercare cu pereți duri.
- [SRISO10] SR EN ISO 9614-2:2000, Acustica. Determinarea nivelurilor de putere acustică a surselor de zgomot utilizând intensitatea acustică. Partea 2: Măsurare prin baleiere.
- [SRISO11] SR ISO 5128:1997, Acustica. Măsurarea zgomotului în interiorul autovehiculelor.
- [SRISO12] SR ISO 5130:1997, Acustica. Măsurarea zgomotului emis de vehiculele rutiere în staționare. Metodă de control.
- [SRISO13] SR ISO 7188:1996, Acustica. Măsurarea zgomotului emis de autoturisme în condiții reprezentative pentru conducerea urbană.
- [SRISO14] SR ISO 9613-2:2006, Acustica. Atenuarea sunetului propagat în aer liber. Partea 2: Metodă generală de calcul.
- [SRISO15] SR ISO 9614-1:1996, Acustica. Determinarea nivelurilor de putere acustică a surselor de zgomot utilizând intensitatea acustică. Partea 1: Măsurarea în puncte discrete.
- [SRISO16] SR ISO/TR 7849:1996, Acustica. Estimarea zgomotului aerian emis de mașini prin măsurarea vibrațiilor.
- [SRISO17] SR ISO 3046-5:2003, Motoare cu ardere internă cu mișcare alternativă. Performante. Partea 5: Vibrații torsionale.
- [SRISO18] SR ISO 5347-0:1999, Metode pentru etalonarea traductoarelor de vibrații și de șocuri. Partea 0: Principii de bază.
- [SRISO19] SR ISO 5348:1994, Vibrații și șocuri mecanice. Fixarea mecanică a accelerometrelor.
- [SRISO20] SR ISO 8002:1994, Vibrații mecanice. Vehicule terestre. Metoda de prezentare a rezultatelor măsurilor.
- [SZWAJA] S. Szwaja, K. R. Bhandarya, J. D. Nabera, Comparisons of hydrogen and gasoline combustion knock in a spark ignition engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 22 April 2007.
- [TADEU1] A. Tadeu, L. Godinho, Scattering of acoustic waves by movable lightweight elastic screens, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 27, Issue 3, March 2003, pag. 215-226
- [TADEU2] A. Tadeu, L. Godinho, P. Santos, Performance of the BEM solution in 3D acoustic wave scattering, *Advances in Engineering Software*, vol. 32, pag. 629-

639. 2001.
- [TANDON1] N. Tandon, B.C. Nakra, B. Sarkafl, V. Adyanthayab, Noise Control of Two-Wheeler Scooter Engine Applied Acoustics, Vol. 51, No. 4, pp. 369-380, 1997
- [TANDON2] N. Tandon, B. C. Nakra, D. R. Ubhe, N. K. Killa, Noise Control of Engine Driven Portable Generator Set, Applied Acoustics, vol. 5, no. 4. pag. 307-328, 1998.
- [TROMPETTE] N. Trompette, M. Guerich, An experimental validation of vibro-acoustic prediction by the use of simplified methods, Applied Acoustics, vol. 66 (2005), pag. 427–445, 2005.
- [TSAY] H. Tsay, F. Yeh, Analysis of mode shapes of a rigidly backed cylindrical foam using three-dimensional finite element acoustical analysis, Applied Acoustics, 26 April 2007
- [UTSUNO] , H. Utsuno, T. Tanaka, T. Fujikawa, A.F. Seybert, Transfer Function Method for Measuring Characteristic Impedance and Propagation Constant of Porous Materials. J. Acoust. Soc. AM., vol 86 (2), pag. 637-643, 1989.
- [VESSELENYI] Vesselenyi T., Moga I., **Fântână N.**, Celula flexibilă pentru laboratoare metalografice, ANNALS of the Oradea University, Management and Technological Engineering, ISSN 1583-0691, Editura Univ. din Oradea, 2004.
- [VINOKUROV] V. A. Vinokurov, V. A. Kaminskii, V. A. Frost, and I. M. Kolesnikov, Modeling of combustion processes in internal combustion engines, Chemistry and Technology of Fuels and Oils, Vol. 36, No. 6, 2000
- [WANG] C. Wang, M. Tang, Boundary element evaluation on the performance of sound absorbing wedges for anechoic chambers, Engineering Analysis with Boundary Elements, vol. 18, Issue 2, September 1996, pag. 103-110
- [WATANABE] K. Watanabe, Y. Minemura, K. Nemoto, H. Sugawara, Development of high-performance all-polyester sound-absorbing materials, Platform Development Department No. 1, Vehicle Engineering Division, Nissan Motor Co., Ltd., Material Research Laboratory, Nissan Research Center Nissan Motor Co., Ltd., JSAE Review , vol 20, Issue 3 , July 1999, pag. 357-362
- [WENDEKER] M. Wendeker, J. Czarnigowski, G. Litak, K. Szabelski, Chaotic combustion in spark ignition engines, Chaos,

- [WU1] Solitons and Fractals 18 (2003) 803–806.  
J. D. Wua, C. Q. Chuang, Fault diagnosis of internal combustion engines using visual dot patterns of acoustic and vibration signals, NDT&E International 38 (2005) 605–614.
- [WU2] J. D. Wu, P. H. Chiang, Y. W. Chang, Y. Shiao, An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using probability neural network, Expert Systems with Applications (2007), doi:10.1016/j.eswa.2007.05.010.
- [WU3] J. D. Wu, J. C. Chen, Continuous wavelet transform technique for fault signal diagnosis of internal combustion engines, NDT&E International 39 (2006) 304–311.
- [YAMAUCHI] H. Yamauchi, Y. Akiyoshi, Theoretical analysis of tire acoustic cavity noise and proposal of improvement technique, Vibration Proving Department, Passenger Car Development and Engineering Center, Mitsubishi Motors Corporation, JSAE Review, vol. 23, Issue 1, January 2002, pag. 89-94
- [ZHANG] Z. Zhang, N. Vlahopoulos, S. T. Raveendra, Formulation of a numerical process for acoustic impedance sensitivity analysis based on the indirect boundary element method, Engineering Analysis with Boundary Elements, vol. 27, Issue 7, July 2003, pag. 671-681
- [ZHENG] H. Zheng, G. R. Liu, J.S. Tao, K.Y. Lam, FEM/BEM analysis of diesel piston-slap induced ship hull vibration and underwater noise, Applied Acoustics 62 (2001) 341-358.

## ANEXA 3. 1

**Rezolvarea ecuației diferențiale a sistemelor oscilante cu amortizare.**

Ecuația diferențială ce descrie oscilațiile amortizate este:

$$-kx - b \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (\text{A.3.1.1})$$

sau:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{b}{m} \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} x = 0$$

sau, deoarece  $\omega_0^2 = \frac{k}{m}$ , cu  $\omega_0$  pulsația proprie a sistemului:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{b}{m} \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0 \quad (\text{A.3.1.2})$$

Aplicând substituția :  $x=e^{nt}$ , se obține:

$$n^2 e^{nx} + \frac{b}{m} n e^{nx} + \omega_0^2 e^{nx} = 0 \quad (\text{A.3.1.3})$$

iar ecuația caracteristică va fi:

$$n^2 + \frac{b}{m} n + \omega_0^2 = 0 \quad (\text{A.3.1.4})$$

cu rădăcinile:

$$n_{1,2} = \frac{-\frac{b}{m} \pm \sqrt{\left(\left(\frac{b}{m}\right)^2 - 4\omega_0^2\right)}}{2} = -\frac{b}{2m} \pm i \sqrt{\left(\omega_0^2 - \left(\frac{b}{2m}\right)^2\right)} \quad (\text{A.3.1.5})$$

în cazul unor rădăcini complexe conjugate ale ecuației caracteristice  $n_1 = \alpha + i\beta$  și  $n_2 = \alpha - i\beta$ , soluția generală a ecuației diferențiale este:

$$y(x) = e^{\alpha x} \left[ c_1 \cos(\beta x) + c_2 \sin(\beta x) \right] \quad (\text{A.3.1.6})$$

utilizând notația:  $\omega = \sqrt{\left(\omega_0^2 - \left(\frac{b}{2m}\right)^2\right)}$  se obține:

$$x(t) = e^{-\frac{b}{2m}t} \left[ c_1 \cos(\omega t) + c_2 \sin(\omega t) \right] \quad (\text{A.3.1.7})$$

Dacă se consideră condiția inițială  $t=0$  se obțin valorile constantelor  $c_1=A$  și  $c_2=0$ , iar forma finală a soluției este:

$$x(t) = Ae^{-\frac{b}{2m}t} \cos(\omega t + \phi) \quad (\text{A.3.1.8})$$

## ANEXA 4.1

**Program pentru trasarea diagramei rezultate în urma rulării modelului funcțional.**

```

load rez_sim1
timp = 0:0.001:6;
figure;
plot(timp,poz_y(:,2),'k')
title('Diagrama deplasari blocului motor pe directia Y')
ylabel('Deplasare [m]')
xlabel('Timp [s]')
grid on
figure;
plot(timp,vit_y(:,2),'k')
title('Diagrama vitezei blocului motor pe directia Y')
ylabel('Viteza [m/s]')
xlabel('Timp [s]')
grid on
figure;
plot(timp,acc_y(:,2),'k')
title('Diagrama acceleratiei blocului motor pe directia Y')
ylabel('Acceleratie [m/s^2]')
xlabel('Timp [s]')
grid on
figure;
plot(timp,omega,'k')
title('Diagrama turatiei arborelui cotit')
ylabel('Turatie [rot/min]')
xlabel('Timp [s]')
grid on
figure;
plot(timp,secvente_motor,'k')
title('Duratele timpilor de functionare ai motorului')
ylabel('Numar timp din ciclu')
xlabel('Timp [s]')
grid on

% Vibratii cap cilindru
load forte_cil
timp = 0:0.001:6;
figure;
subplot(4,1,1); plot(timp, forc1, 'k');
title('Forta cilindru 1')
xlabel('Timp [sec]')
ylabel('Forta [N]')
subplot(4,1,2); plot(timp, forc2, 'k');
title('Forta cilindru 2')
xlabel('Timp [sec]')
ylabel('Forta [N]')
subplot(4,1,3); plot(timp, forc3, 'k');
title('Forta cilindru 3')
xlabel('Timp [sec]')
ylabel('Forta [N]')
subplot(4,1,4); plot(timp, forc4, 'k');

```



```

title('Forta cilindru 4')
xlabel('Timp [sec]')
ylabel('Forta [N]')

figure;
plot(timp, forc1, 'k');
hold on
plot(timp, forc2, 'b');
plot(timp, forc3, 'r');
plot(timp, forc4, 'm');
title('Forta pe cilindrii')
xlabel('Timp [sec]')
ylabel('Forta [N]')

% Vibratii transmisie
load turatie
y = diff(omega(2000:6000)/60)/0.001;
rata = 1000;
[L,K] = size(y);
N = 2^nextpow2(L);
Y = fft(y,N);
yy = real(ifft(Y));
yy = yy(1:length(y));
Pyy = Y.* conj(Y)/N;
Pyy = Pyy(1:N/2+1);
f = rata*(0:N)/N;
f2 = f(1:length(Pyy));
figure;
plot(f2, 20*log10(Pyy), 'k');
title('Spectru acceleratie transmisie')
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudine spectrala [dB]')

% Vibratii bloc motor
load rez_sim1
y = acc_y(1000:length(acc_y),2);
rata = 1000;
[L,K] = size(y);
N = 2^nextpow2(L);
Y = fft(y,N);
Pyy = Y.* conj(Y)/N;
Pyy = Pyy(1:N/2+1);
f = rata*(0:N)/N;
f2 = f(1:length(Pyy));
figure;
plot(f2, 20*log10(Pyy), 'k');
title('Spectru acceleratie bloc motor')
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudine spectrala [dB]')

% Valori varfuri semnificative spectru = [27.0996 54.3213 81.4209 108.5205
135.7422] in Hz;
% Valori varfuri semnificative spectru = [223 446 668 890 1113] cardinal;

```

## ANEXA 4.2

**Programul de modelare cu elemente finite a propagării sunetelor în incinta motorului.**

```
% COMSOL Multiphysics Model M-file

flclear fem

% COMSOL version
clear vrsn
vrsn.name = 'COMSOL 3.4';
vrsn.ext = '';
vrsn.major = 0;
vrsn.build = 248;
vrsn.rcs = '$Name: $';
vrsn.date = '$Date: 2007/10/10 16:07:51 $';
fem.version = vrsn;

% Geometry
% Import CAD data
garr = geomimport('D:\motor\motor4.IGS');
[g1]=deal(garr{:});

% Constants
fem.const = {'rho','1.2 [kg/m^3]', ...
            'cs','343.8 [m/s]'};

% Constants
fem.const = {'rho','1.2 [kg/m^3]', ...
            'cs','343.8 [m/s]'};

% Geometry

% Analyzed geometry
clear s
s.objs={g1};
s.name={'CO1'};
s.tags={'g1'};

fem.draw=struct('s',s);
fem.geom=geomcsg(fem);

% Constants
fem.const = {'rho','1.2 [kg/m^3]', ...
            'cs','343.8 [m/s]', ...
            'incarc1','1 [Pa]'};

% Constants
fem.const = {'rho','1.2 [kg/m^3]', ...
            'cs','343.8 [m/s]', ...
            'incarc1','1 [Pa]'};
```

```

% Initialize mesh
fem.mesh=meshinit(fem, ...
                 'hauto',5);

% (Default values are not included)

% Application mode 1
clear appl
appl.mode.class = 'AcoPressure';
appl.module = 'ACO';
appl.assignsuffix = '_acpr';
clear bnd
bnd.p0 = {0,'incarc1'};
bnd.type = {'SH','P0'};
bnd.ind = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,2,2,2,2,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1, ...
          1,1,1,2,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1, ...
          1,1,1,1];
appl.bnd = bnd;
fem.appl{1} = appl;
fem.frame = {'ref'};
fem.border = 1;
clear units;
units.basesystem = 'SI';
fem.units = units;

% ODE Settings
clear ode
clear units;
units.basesystem = 'SI';
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
                 'solcomp',{'p'}, ...
                 'outcomp',{'p'}, ...
                 'linsolver','spooles');

% Save current fem structure for restart purposes
fem0=fem;

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'slicexspacing',5, ...
        'sliceyspacing',0, ...

```

```

        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'title','Slice: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[5.5332520570982835,-1.860213159908548,1.9027382325657667], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.2869080201581092,-0.037079516039859664,0.9572402506472466],
...
        'camva',9.879296340538671, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'slicexspacing',5, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','Slice: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.763257831869851,-1.883083329422469,3.5687158613752326], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.4698127349146977,0.2086098526584361,0.8577633260321856], ...
        'camva',9.879296340538593, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'slicexspacing',5, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','Slice: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.763257831869851,-1.883083329422469,3.5687158613752326], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.4698127349146977,0.2086098526584361,0.8577633260321856], ...
        'camva',9.879296340538593, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...

```

```

        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',5, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.560974440610271,-3.1725789648346816,2.6304667012571947], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.36302765642455537,0.12446970922810319,0.9234274265775123],
...
        'camva',9.879296340538422, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',20, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.806315075690024,-1.9696263965752872,3.44124793686448], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.4146815539427063,0.2790941429641382,0.8661095012657324], ...
        'camva',9.879296340538382, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',20, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.806315075690024,-1.9696263965752872,3.44124793686448], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.4146815539427063,0.2790941429641382,0.8661095012657324], ...
        'camva',9.879296340538382, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution

```

```

postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[4.430150863654226,-3.518756131165895,2.3452326033680504], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.232007920745249,0.23115147446089201,0.9448498931396575], ...
    'camva',9.879296340538094, ...
    'transparency',0.5000000000000001, ...
    'renderer','opengl');

```

```
% Plot solution
```

```

postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[4.430150863654226,-3.518756131165895,2.3452326033680504], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.232007920745249,0.23115147446089201,0.9448498931396575], ...
    'camva',9.879296340538094, ...
    'transparency',0.5000000000000001, ...
    'renderer','opengl');

```

```
% Plot solution
```

```

postplot(fem, ...
    'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'slicexspacing',30, ...
    'sliceyspacing',0, ...
    'slicezspacing',0, ...
    'slicemap','jet(1024)', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','Slice: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[3.8251852675753475,-2.857403891155143,4.045064247478143], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.5538231036544702,0.231610736795807,0.7997727405078481], ...
    'camva',9.879296340538074, ...
    'transparency',0.5000000000000001, ...
    'renderer','opengl');

```

```

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[3.762598464151876,-4.080815745066163,2.626438797549967], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.43502759982197214,0.08219150858667362,0.8966579856943119],
...
    'camva',9.879296340537818, ...
    'transparency',0.20000000000000015, ...
    'renderer','opengl');

% Geometry
parr={point3(-0.69,0,0.2)};
g2=geomcoerce('point',parr);

% Analyzed geometry
clear p s
p.objs={g2};
p.name={'PT1'};
p.tags={'g2'};

s.objs={g1};
s.name={'CO1'};
s.tags={'g1'};

fem.draw=struct('p',p,'s',s);
fem.geom=geomcsg(fem);

% Initialize mesh
fem.mesh=meshinit(fem, ...
    'hauto',5);

% (Default values are not included)

% Application mode 1
clear appl
appl.mode.class = 'AcoPressure';
appl.module = 'ACO';
appl.assignsuffix = '_acpr';
clear bnd
bnd.p0 = {0,'incarc1'};
bnd.type = {'SH','P0'};
bnd.ind = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,2,2,2,2,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1, ...

```





```

        'camup', [0.22997752522488527, 0.10569604855900552, 0.9674392400613332],
    ...
        'camva', 9.879296340539163, ...
        'transparency', 0.5000000000000001, ...
        'renderer', 'opengl');

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem, 0, [9], ...
    'pointdata', 'Lp_acpr', ...
    'solnum', [1], ...
    'title', 'Sound pressure level', ...
    'axislabel', {'Sound', 'pressure', 'level'}, ...
    'refine', 'auto', ...
    'transparency', 0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem, 2, [], ...
    'surfdata', {'p', 'unit', 'Pa'}, ...
    'cont', 'internal', ...
    'surfmap', 'jet(1024)', ...
    'solnum', 'end', ...
    'title', 'Pressure [Pa]', ...
    'axislabel', {'s1', 's2'}, ...
    'refine', 'auto', ...
    'transparency', 0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem, 0, [9], ...
    'pointdata', 'Lp_acpr', ...
    'solnum', 'end', ...
    'title', 'Sound pressure level', ...
    'axislabel', {'Sound', 'pressure', 'level'}, ...
    'refine', 'auto', ...
    'transparency', 0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem, 0, [9], ...
    'pointdata', 'Lp_acpr', ...
    'title', 'Sound pressure level', ...
    'axislabel', {'Sound', 'pressure', 'level'}, ...
    'refine', 'auto', ...
    'transparency', 0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem, 0, [9], ...
    'pointdata', 'Lp_acpr', ...
    'title', 'Sound pressure level', ...
    'axislabel', {'Sound', 'pressure', 'level'}, ...
    'refine', 'auto', ...
    'transparency', 0.5000000000000001);

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'slicedata', {'p', 'cont', 'internal', 'unit', 'Pa'}, ...
    'slicexspacing', 30, ...

```

```
'sliceyspacing',0, ...
'slicezspacing',0, ...
'slicemap','jet(1024)', ...
'solnum','end', ...
'phase',(0.5)*pi/180, ...
'title','freq_acpr(11)=500    Slice: Pressure [Pa]', ...
'grid','on', ...
'campos',[5.074945072934516,-2.4719306637806464,2.4429226419020655], ...
'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
'camup',[-0.17844777788940833,0.3726755844555789,0.9106422455152328],
...
'camva',9.87929634053912, ...
'transparency',0.5000000000000001, ...
'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
'isolevels',20, ...
'isomap','jet(1024)', ...
'isostriptom',0.01, ...
'solnum','end', ...
'phase',(0.5)*pi/180, ...
'title','freq_acpr(11)=500    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
'grid','on', ...
'campos',[3.499010237842581,-4.462420548616618,2.307842109757699], ...
'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
'camup',[-0.1800354821836885,0.26589136065786595,0.9470422427127501],
...
'camva',9.879296340538993, ...
'transparency',0.5000000000000001, ...
'renderer','opengl');

% COMSOL Multiphysics Model M-file

% (Default values are not included)

% Application mode 1
clear appl
appl.mode.class = 'AcoPressure';
appl.module = 'ACO';
appl.assignsuffix = '_acpr';
clear bnd
bnd.p0 = {0,'incarc1',0};
bnd.type = {'SH','P0','P0'};
bnd.ind = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2,2, ...
3,2,2,2,2,2,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,2,2,1,2,2,1,2,1,2,2,1,1,1,1,1,1, ...
1,1,1,1];
appl.bnd = bnd;
```

```

fem.appl{1} = appl;
fem.frame = {'ref'};
fem.border = 1;
clear units;
units.basesystem = 'SI';
fem.units = units;

% ODE Settings
clear ode
clear units;
units.basesystem = 'SI';
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
    'solcomp',{'p'}, ...
    'outcomp',{'p'}, ...
    'pname','freq_acpr', ...
    'plist',[linspace(490,500,11)], ...
    'oldcomp',{}, ...
    'linsolver','gmres', ...
    'prefun','gmg', ...
    'mcase',[0 1]);

% Save current fem structure for restart purposes
fem0=fem;

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','freq_acpr(11)=500    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[4.604845142413345,-0.5204180444127515,4.348637306820441], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.6190251980961956,0.1385635400739106,0.7730510652499947], ...
    'camva',9.879296340538305, ...
    'transparency',0.5000000000000001, ...
    'renderer','opengl');

% (Default values are not included)

```



```

        'title','freq_acpr(11)=500   Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.475830471029329,-2.951579789406452,3.0751638080033454], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.224999999403953552], ...
        'camup',[-0.1666087287977331,0.4934303794402072,0.8536790920093432], ...
        'camva',9.879296340537765, ...
        'transparency',0.8, ...
        'renderer','opengl');

% (Default values are not included)

% Application mode 1
clear appl
appl.mode.class = 'AcoPressure';
appl.module = 'ACO';
appl.assignsuffix = '_acpr';
clear bnd
bnd.p0 = {0,'incarc1',0,'incarc1'};
bnd.type = {'SH','NA','P0','SH'};
bnd.nacc = {0,10,0,0};
bnd.ind = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4, ...
3,2,2,4,4,4,4,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,4,4,1,4,4,1,4,1,4,4,1,1,1,1,1,1, ...
1,1,1,1];
appl.bnd = bnd;
fem.appl{1} = appl;
fem.frame = {'ref'};
fem.border = 1;
clear units;
units.basesystem = 'SI';
fem.units = units;

% ODE Settings
clear ode
clear units;
units.basesystem = 'SI';
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
        'solcomp',{'p'}, ...
        'outcomp',{'p'}, ...
        'pname','freq_acpr', ...
        'plist',[linspace(490,500,11)], ...
        'oldcomp',{'}, ...

```

```

        'linsolver','gmres', ...
        'prefun','gmg', ...
        'mcase',[0 1]);

% Save current fem structure for restart purposes
fem0=fem;

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','freq_acpr(11)=500    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[4.10564277916009,-3.7059311042563596,2.6763614348551465], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.32608521042348904,0.20017655844160703,0.923903556110454],
    ...
    'camva',9.87929634053754, ...
    'transparency',0.8, ...
    'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'slicexspacing',30, ...
    'sliceyspacing',0, ...
    'slicezspacing',0, ...
    'slicemap','jet(1024)', ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','freq_acpr(11)=500    Slice: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[3.5701944011955624,-3.7244533931486155,3.441116913632688], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.37615240531540145,0.3234460474581406,0.8682695562779705],
    ...
    'camva',9.879296340537465, ...
    'transparency',0.200000000000000015, ...
    'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...

```

```

        'title','freq_acpr(11)=500    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.00720068430456,-3.7822311956129386,2.7253939944900325], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.25373716042821653,0.29068618425312104,0.9225611067578051],
...
        'camva',9.879296340537458, ...
        'transparency',0.200000000000000015, ...
        'renderer','opengl');

% (Default values are not included)

% Application mode 1
clear appl
appl.mode.class = 'AcoPressure';
appl.module = 'ACO';
appl.assignsuffix = '_acpr';
clear bnd
bnd.p0 = {0,'incarc1',0,'incarc1'};
bnd.type = {'SH','NA','P0','SH'};
bnd.nacc = {0,10,0,0};
bnd.ind = [1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4,4, ...
    3,2,2,4,4,4,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,4,4,1,4,4,1,4,1,4,4,1,1,1,1,1,1, ...
    1,1,1,1];
appl.bnd = bnd;
appl.var = {'freq','1000'};
fem.appl{1} = appl;
fem.frame = {'ref'};
fem.border = 1;
clear units;
units.basesystem = 'SI';
fem.units = units;

% ODE Settings
clear ode
clear units;
units.basesystem = 'SI';
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
    'solcomp',{'p'}, ...
    'outcomp',{'p'}, ...
    'pname','freq_acpr', ...
    'plist',[linspace(490,500,11)], ...

```





```

units.basesystem = 'SI';
fem.units = units;

% ODE Settings
clear ode
clear units;
units.basesystem = 'SI';
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Generate GMG mesh cases
fem=meshcaseadd(fem,'mgauto','meshrefine','mcasekeep',[0,1]);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem, ...
                    'mcase',[0,2]);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
                 'solcomp',{'p'}, ...
                 'outcomp',{'p'}, ...
                 'pname','freq_acpr', ...
                 'plist',[linspace(490,500,11)], ...
                 'oldcomp',{}, ...
                 'linsolver','gmres', ...
                 'prefun','gmg', ...
                 'mcase',[0 2]);

% Save current fem structure for restart purposes
fem0=fem;

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',20, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'solnum','end', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','freq_acpr(11)=500    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[-3.848262953236734,5.030613588651415,3.082711646669944], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[0.3331864544303429,-0.297273763979593,0.8947709739556499], ...
        'camva',9.879296340537195, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

```

```
% COMSOL Multiphysics Model M-file

% (Default values are not included)

% Application mode 1
clear appl
appl.mode.class = 'AcoPressure';
appl.module = 'ACO';
appl.assignedsuffix = '_acpr';
clear bnd
bnd.p0 = {0, 'incarcl', 'incarcl'};
bnd.type = {'SH', 'NA', 'SH'};
bnd.nacc = {0, 10, 0};
bnd.ind = [1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, 3, ...
    1, 2, 2, 3, 3, 3, 3, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 3, 3, 1, 3, 3, 1, 3, 1, 3, 3, 1, 1, 1, 1, 1, 1, ...
    1, 1, 1, 1];
appl.bnd = bnd;
appl.var = {'freq', '1000'};
fem.appl{1} = appl;
fem.frame = {'ref'};
fem.border = 1;
clear units;
units.basesystem = 'SI';
fem.units = units;

% ODE Settings
clear ode
clear units;
units.basesystem = 'SI';
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
    'solcomp', {'p'}, ...
    'outcomp', {'p'}, ...
    'pname', 'freq_acpr', ...
    'plist', [linspace(27, 135, 27)], ...
    'oldcomp', {}, ...
    'linsolver', 'gmres', ...
    'prefun', 'gmg', ...
    'mcase', [0 1 2]);

% Save current fem structure for restart purposes
```

```

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','freq_acpr(27)=135    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[5.473419079531171,-1.7180756019881587,2.255604857278625], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.25355890066438047,0.21258575589861634,0.9436711187076168],
...
    'camva',9.879296340537143, ...
    'transparency',0.5000000000000001, ...
    'renderer','opengl');

```

```

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',20, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','freq_acpr(27)=135    Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[5.2595030282549615,-1.201791269467782,3.129810182916069], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
    'camup',[-0.38943339772347724,0.25108391260743784,0.8861706932455442],
...
    'camva',9.879296340537074, ...
    'transparency',0.5000000000000001, ...
    'renderer','opengl');

```

```

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'slicexspacing',30, ...
    'sliceyspacing',0, ...
    'slicezspacing',0, ...
    'slicemap','jet(1024)', ...
    'solnum','end', ...
    'phase',(0.5)*pi/180, ...
    'title','freq_acpr(27)=135    Slice: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[5.2595030282549615,-1.201791269467782,3.129810182916069], ...
    'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...

```

```

        'camup', [-0.38943339772347724, 0.25108391260743784, 0.8861706932455442],
    ...
        'camva', 9.879296340537074, ...
        'transparency', 0.5000000000000001, ...
        'renderer', 'opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'tetdata', {'p', 'cont', 'internal', 'unit', 'Pa'}, ...
    'tetmap', 'jet(1024)', ...
    'tetkeep', 1, ...
    'tetkeeptype', 'random', ...
    'solnum', 'end', ...
    'phase', (0.5)*pi/180, ...
    'title', 'freq_acpr(27)=135    Subdomain: Pressure [Pa]', ...
    'grid', 'on', ...
    'campos', [4.260374073729153, 0.06960735653468642, 4.805211074045583], ...
    'camtarget', [-
0.35000002377062545, 0.3500000089406967, 0.22499999403953552], ...
    'camup', [-0.6570182757192898, 0.32310344847113565, 0.6811249128881659],
    ...
    'camva', 9.87929634053702, ...
    'transparency', 0.5000000000000001, ...
    'renderer', 'opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'lindata', {'p', 'cont', 'internal', 'unit', 'Pa'}, ...
    'linmap', 'jet(1024)', ...
    'solnum', 'end', ...
    'phase', (0.5)*pi/180, ...
    'title', 'freq_acpr(27)=135    Edge: Pressure [Pa]', ...
    'grid', 'on', ...
    'campos', [4.132013593003773, -1.7159858247820998, 4.462423665297486], ...
    'camtarget', [-
0.35000002377062545, 0.3500000089406967, 0.22499999403953552], ...
    'camup', [-0.6313507573752817, 0.17829641266062396, 0.7547228699290955],
    ...
    'camva', 9.87929634053687, ...
    'transparency', 0.5000000000000001, ...
    'renderer', 'opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'arrowdata', {'px', 'py', 'pz'}, ...
    'arrowxspacing', 7, ...
    'arrowyspacing', 7, ...
    'arrowzspacing', 7, ...
    'arrowtype', 'cone', ...
    'arrowstyle', 'proportional', ...
    'arrowcolor', [1.0, 0.0, 0.0], ...
    'solnum', 'end', ...
    'phase', (0.5)*pi/180, ...
    'title', 'freq_acpr(27)=135    Arrow: Pressure gradient', ...

```

```

        'grid','on', ...
        'campos',[4.132013593003773,-1.7159858247820998,4.462423665297486], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.6313507573752817,0.17829641266062396,0.7547228699290955],
...
        'camva',9.87929634053687, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'slicexspacing',30, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'solnum','end', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','freq_acpr(27)=135    Slice: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.132013593003773,-1.7159858247820998,4.462423665297486], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.6313507573752817,0.17829641266062396,0.7547228699290955],
...
        'camva',9.879296340536873, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'slicedata',{'Lp_acpr','cont','internal'}, ...
        'slicexspacing',30, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'solnum','end', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','freq_acpr(27)=135    Slice: Sound pressure level', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.423446082073604,0.05946982821504354,4.634343186003583], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.666908627225406,0.14257167178524316,0.7313728196594985], ...
        'camva',9.879296340536877, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...

```

```

        'slicedata',{'Lp_acpr','cont','internal'}, ...
        'slicexspacing',30, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'solnum','end', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','freq_acpr(27)=135    Slice: Sound pressure level', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.423446082073604,0.05946982821504354,4.634343186003583], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.666908627225406,0.14257167178524316,0.7313728196594985], ...
        'camva',9.87929634053688, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl');

% Animate solution
postmovie(fem, ...
        'slicedata',{'Lp_acpr','cont','internal'}, ...
        'slicexspacing',30, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'grid','on', ...
        'campos',[5.0091791674020865,-0.8554535974097248,3.709046907568366],
...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...
        'camup',[-0.4537636645943488,0.35055875940409076,0.8192722947219515],
...
        'camva',9.879296340536877, ...
        'transparency',0.5000000000000001, ...
        'renderer','opengl', ...
        'fps',10);

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'slicedata',{'Lp_acpr','cont','internal'}, ...
        'slicexspacing',30, ...
        'sliceyspacing',0, ...
        'slicezspacing',0, ...
        'slicemap','jet(1024)', ...
        'solnum','end', ...
        'phase',(0.5)*pi/180, ...
        'title','freq_acpr(27)=135    Slice: Sound pressure level', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[5.0091791674020865,-0.8554535974097248,3.709046907568366], ...
        'camtarget',[-
0.35000002377062545,0.3500000089406967,0.22499999403953552], ...

```

```

        'camup', [-0.4537636645943488, 0.35055875940409076, 0.8192722947219515],
    ...
    'camva', 9.879296340536877, ...
    'transparency', 0.5000000000000001, ...
    'renderer', 'opengl');

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem,2,[0 1 0;0 0 1;0 0 0], ...
    'surfdata',{'p','unit','Pa'}, ...
    'cont','internal', ...
    'geom','on', ...
    'surfmap','jet(1024)', ...
    'refine','auto', ...
    'sdl',{[1]}, ...
    'solnum',[1], ...
    'title','Pressure [Pa]', ...
    'transparency',0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem,2,[0 1 0;0 0 1;0.4 0.4 0.4], ...
    'surfdata',{'p','unit','Pa'}, ...
    'cont','internal', ...
    'geom','on', ...
    'surfmap','jet(1024)', ...
    'refine','auto', ...
    'sdl',{[1]}, ...
    'solnum',[1], ...
    'title','Pressure [Pa]', ...
    'transparency',0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem,2,[0 1 0;0 0 1;0.41 0.41 0.41], ...
    'surfdata',{'p','unit','Pa'}, ...
    'cont','internal', ...
    'geom','on', ...
    'surfmap','jet(1024)', ...
    'refine','auto', ...
    'sdl',{[1]}, ...
    'solnum',[1], ...
    'title','Pressure [Pa]', ...
    'transparency',0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem,2,[0 1 0;0 0 1;0.41 0.41 0.41], ...
    'surfdata','Lp_acpr', ...
    'cont','internal', ...
    'geom','on', ...
    'surfmap','jet(1024)', ...
    'refine','auto', ...
    'sdl',{[1]}, ...
    'solnum',[1], ...
    'title','Sound pressure level', ...
    'transparency',0.5000000000000001);

% Plot in cross-section or along domain
postcrossplot(fem,2,[0 1 0;0 0 1;0.41 0.41 0.41], ...

```

```
'surfdata','Ip_acpr', ...  
'cont','internal', ...  
'geom','on', ...  
'surfmap','jet(1024)', ...  
'refine','auto', ...  
'sdl',{[1]}, ...  
'solnum',[8], ...  
'title','Sound pressure level', ...  
'transparency',0.5000000000000001);
```







```

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'slicexspacing',5, ...
    'sliceyspacing',0, ...
    'slicezspacing',0, ...
    'slicemap','jet(1024)', ...
    'title','Slice: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[8.920221593930183,4.1370332480289695,-13.649599550553539], ...
    'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
    'camup',[-0.29420005903609064,0.9554663993488183,0.023027917373600847],
    ...
    'camva',9.752361138339575, ...
    'transparency',0.200000000000000015, ...
    'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'slicedata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'slicexspacing',5, ...
    'sliceyspacing',0, ...
    'slicezspacing',0, ...
    'slicemap','jet(1024)', ...
    'title','Slice: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[4.271776770072561,7.255149134343786,-15.0322145206524], ...
    'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
    'camup',[-0.31320086521005114,0.9102502360581917,0.2708315450380217],
    ...
    'camva',9.752361138339555, ...
    'transparency',0.200000000000000015, ...
    'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',5, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[4.271776770072561,7.255149134343786,-15.0322145206524], ...
    'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
    'camup',[-0.31320086521005114,0.9102502360581917,0.2708315450380217],
    ...
    'camva',9.752361138339555, ...
    'transparency',0.200000000000000015, ...
    'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...

```

```

        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',25, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.271776770072561,7.255149134343786,-15.0322145206524], ...
        'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
        'camup',[-0.31320086521005114,0.9102502360581917,0.2708315450380217],
    ...
        'camva',9.75236113833956, ...
        'transparency',0.200000000000000015, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',25, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[4.271776770072561,7.255149134343786,-15.0322145206524], ...
        'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
        'camup',[-0.31320086521005114,0.9102502360581917,0.2708315450380217],
    ...
        'camva',9.752361138339564, ...
        'transparency',0.200000000000000015, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',30, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
        'grid','on', ...
        'campos',[6.402023354647181,6.308425519272636,-14.498219361780663], ...
        'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
        'camup',[-0.23593017584223658,0.9438133193725451,0.23141601133462977],
    ...
        'camva',9.752361138339271, ...
        'transparency',0.200000000000000015, ...
        'renderer','opengl');

% Plot solution
postplot(fem, ...
        'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
        'isolevels',30, ...
        'isomap','jet(1024)', ...
        'isostriptom',0.01, ...
        'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...

```



```
ode.units = units;
fem.ode=ode;
% Multiphysics
fem=multiphysics(fem);

% Extend mesh
fem.xmesh=meshextend(fem);

% Solve problem
fem.sol=femstatic(fem, ...
    'solcomp',{'p'}, ...
    'outcomp',{'p'}, ...
    'linsolver','spooles');

% Save current fem structure for restart purposes
fem0=fem;

% Plot solution
postplot(fem, ...
    'isodata',{'p','cont','internal','unit','Pa'}, ...
    'isolevels',30, ...
    'isomap','jet(1024)', ...
    'isostriptom',0.01, ...
    'title','Isosurface: Pressure [Pa]', ...
    'grid','on', ...
    'campos',[8.317041714693012,-3.569855426060733,-13.86639154480447], ...
    'camtarget',[-1.277432158589363,0.6499999761581421,0.75], ...
    'camup',[0.44986833372277746,0.8922992927080475,0.0376889180822433], ...
    'camva',9.752361138338776, ...
    'transparency',0.200000000000000015, ...
    'renderer','opengl');
```

## ANEXA 5.1

**1. Program MATLAB pentru generarea semnalelor.**

```

AO = analogoutput('winsound');
chan = addchannel(AO,1);
duration = 5;
set(AO, 'SampleRate', 11025);
set(AO, 'TriggerType', 'Manual');
ActualRate = get(AO, 'SampleRate');
len = ActualRate*duration;
data = sin(linspace(0, 2*pi*F, len))';
putdata(AO, data);
start(AO);
trigger(AO);
waittilstop(AO, 5);
delete(AO);
clear AO;

```

**2. Program MATLAB pentru achiziția semnalelor sonore cu ajutorul microfonului și a plăcii audio.**

```

ai = analoginput('winsound');
addchannel(ai, 1);
set(ai, 'SampleRate', 11025);
set(ai, 'SamplesPerTrigger', 11025*5);
start(ai);
date_ach = getdata(ai);
delete(ai);
clear ai;
plot(date_ach);

```

**3. Program MATLAB pentru calculul valorilor Lp și trasarea diagramelor.**

```

clear all; clc;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%100
load norm100
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(1,1) = rms0;
load pep_20_100
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(1,2) = rms0;
load pep_50_100
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(1,3) = rms0;
load pex_20_100
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(1,4) = rms0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%200
load norm200
y = date_ach;
fonoabs1;

```

```
rms(2,1) = rms0;
load pep_20_200
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(2,2) = rms0;
load pep_50_200
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(2,3) = rms0;
load pex_20_200
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(2,4) = rms0;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%300
load norm300
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(3,1) = rms0;
load pep_20_300
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(3,2) = rms0;
load pep_50_300
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(3,3) = rms0;
load pex_20_300
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(3,4) = rms0;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%400
load norm400
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(4,1) = rms0;
load pep_20_400
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(4,2) = rms0;
load pep_50_400
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(4,3) = rms0;
load pex_20_400
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(4,4) = rms0;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%500
load norm500
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(5,1) = rms0;
load pep_20_500
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(5,2) = rms0;
load pep_50_500
y = date_ach;
```

```
fonoabs1;
```



```
rms(5,3) = rms0;
load pex_20_500
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(5,4) = rms0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%600
load norm600
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(6,1) = rms0;
load pep_20_600
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(6,2) = rms0;
load pep_50_600
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(6,3) = rms0;
load pex_20_600
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(6,4) = rms0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%700
load norm700
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(7,1) = rms0;
load pep_20_700
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(7,2) = rms0;
load pep_50_700
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(7,3) = rms0;
load pex_20_700
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(7,4) = rms0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%800
load norm800
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(8,1) = rms0;
load pep_20_800
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(8,2) = rms0;
load pep_50_800
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(8,3) = rms0;
load pex_20_800
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(8,4) = rms0;
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%900
load norm900
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(9,1) = rms0;
load pep_20_900
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(9,2) = rms0;
load pep_50_900
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(9,3) = rms0;
load pex_20_900
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(9,4) = rms0;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%1000
load norm1000
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(10,1) = rms0;
load pep_20_1000
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(10,2) = rms0;
load pep_50_1000
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(10,3) = rms0;
load pex_20_1000
y = date_ach;
fonoabs1;
rms(10,4) = rms0;
for i = 1:10
    rmsdb(i,:) = 20*log10(rms(i,:)./rms(i,1));
end
frecventa = 100:100:1000;
figure;
plot(frecventa, (rmsdb(:,1)), 'ko-')
hold on
plot(frecventa, (rmsdb(:,2)), 'ro-')
plot(frecventa, (rmsdb(:,3)), 'bo-')
plot(frecventa, (rmsdb(:,4)), 'mo-')
% figure;
% rms1
rms_fit1 = fit(frecventa', rmsdb(:,1), 'exp2');
rms_fit1_1 = rms_fit1.a*exp(rms_fit1.b*frecventa);
plot(frecventa, rms_fit1_1, 'k')
hold on
% rms2
rms_fit2 = fit(frecventa', rmsdb(:,2), 'exp1');
rms_fit2_1 = rms_fit2.a*exp(rms_fit2.b*frecventa);
plot(frecventa, rms_fit2_1, '--r', 'LineWidth', 2)
% rms3
rms_fit3 = fit(frecventa', rmsdb(:,3), 'exp1');
rms_fit3_1 = rms_fit3.a*exp(rms_fit3.b*frecventa);
plot(frecventa, rms_fit3_1, '--b', 'LineWidth', 2)
% rms4

```

```

rms_fit4 = fit(frecventa', rmsdb(:,4), 'exp1');
rms_fit4_1 = rms_fit4.a*exp(rms_fit4.b*frecventa);
plot(frecventa, rms_fit4_1, '--m', 'LineWidth', 2)
ylabel('Lp normalizat [dB_r_e_f_n_o_r_m]')
xlabel('Frecventa [Hz]')
h = legend('Referinta', 'PEP20', 'PEP50', 'PEX20', 2);

```

```

%%%%% Pref = 20*10^-6 Pa

```

```

for i = 1:10
    rmsc(i,:) = 20*log10(rms(i,:)/(20e-6));
end
figure;
plot(frecventa, (rmsc(:,1)), 'ko-')
hold on
plot(frecventa, (rmsc(:,2)), 'ro-')
plot(frecventa, (rmsc(:,3)), 'bo-')
plot(frecventa, (rmsc(:,4)), 'mo-')
ylabel('Lp [dB_r_e_f_2_0_m_i_c_r_o_P_a]')
xlabel('Frecventa [Hz]')
h = legend('Referinta', 'PEP20', 'PEP50', 'PEX20', 2);

```

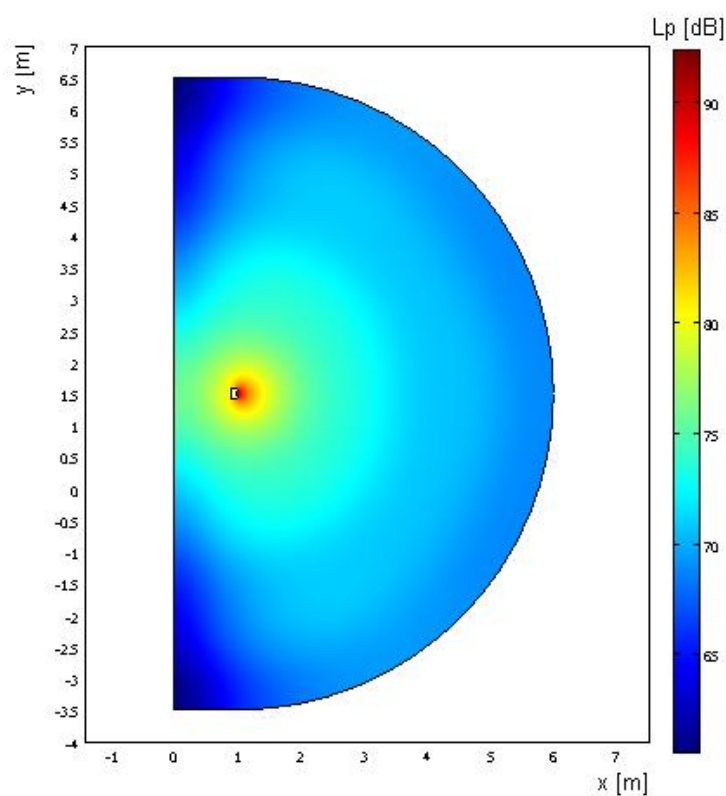
### Subprogram fonoabs1

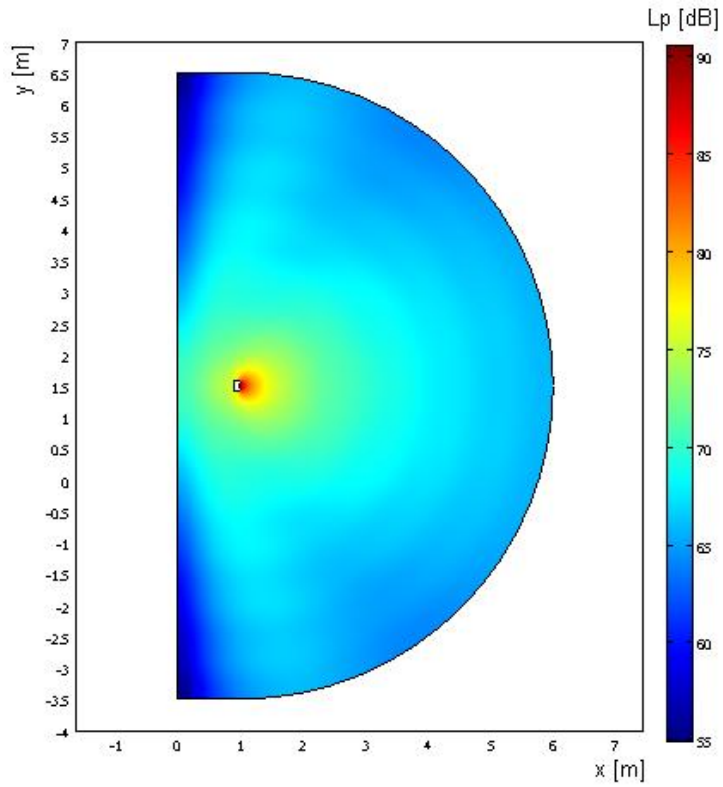
```

rms0 = sqrt(sum(y.^2)/size(y,1));

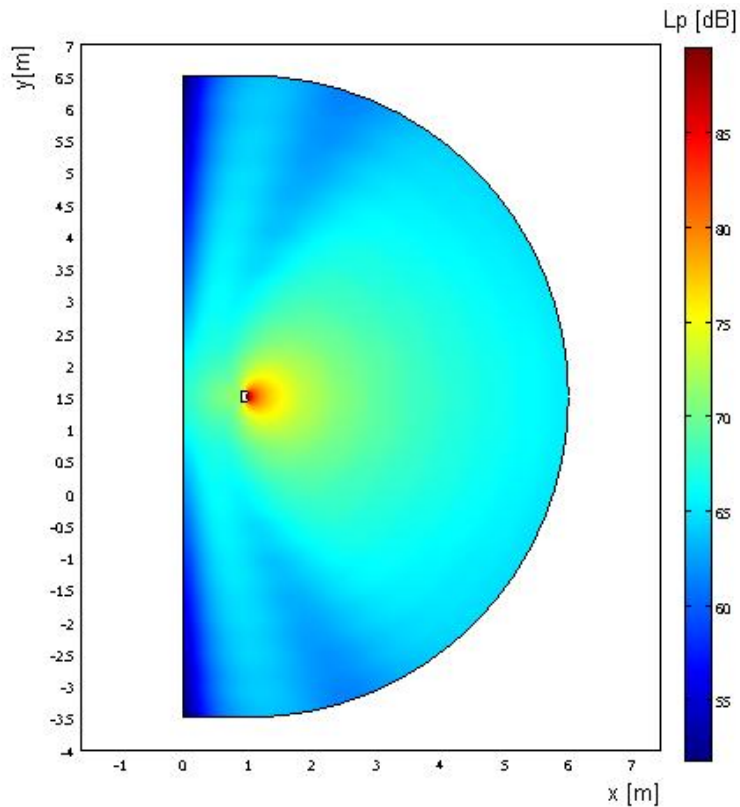
```

## ANEXA 5.2.

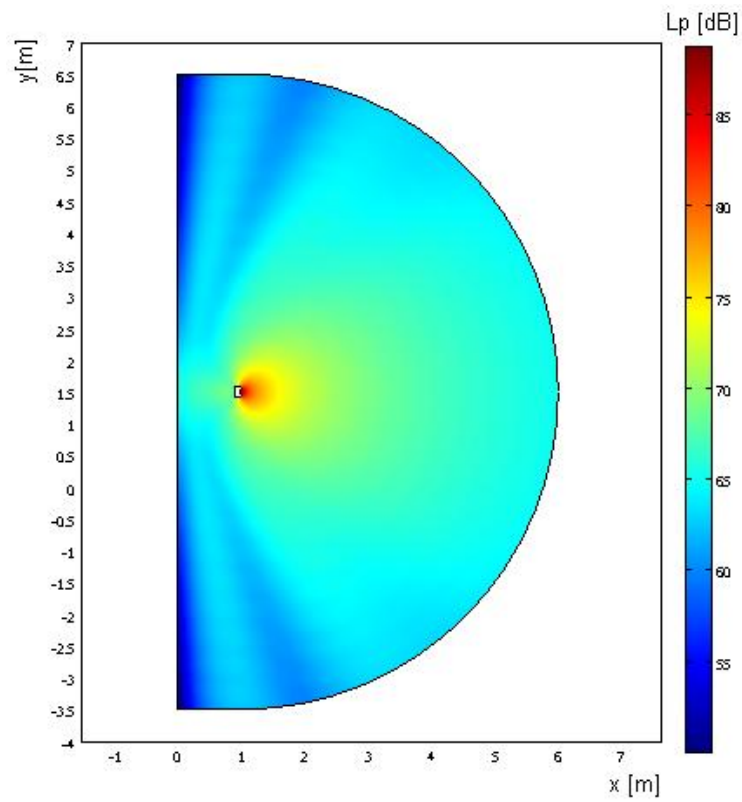
**DIAGrame DE VARIATIE A NIVELULUI DE PRESIUNE SONORĂ PENTRU MEDIU OMOGEN****Fig.A.5.2.1.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 100$  Hz.



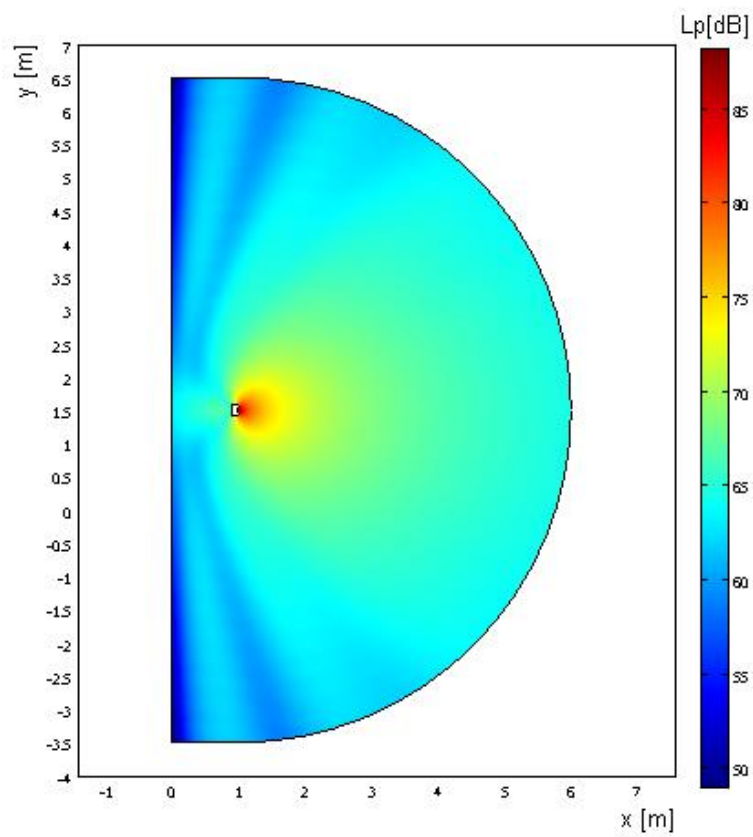
**Fig.A.5.2.2.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 200$  Hz.



**Fig.A.5.2.3.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 300$  Hz.



**Fig.A.5.2.4.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 400$  Hz.



**Fig.A.5.2.5.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 500$  Hz.

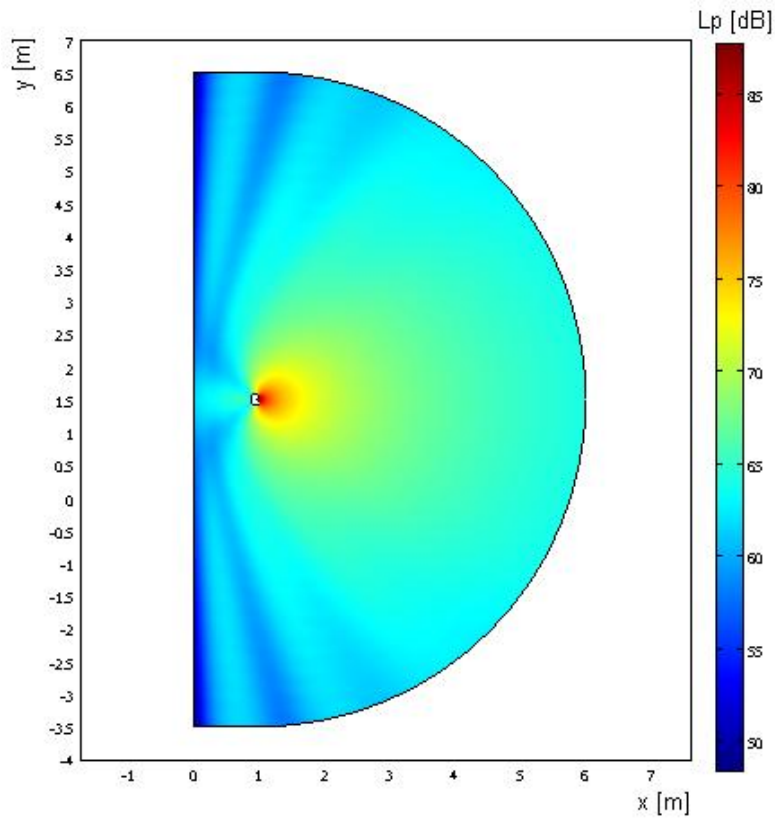


Fig.A.5.2.6. Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 600$  Hz.

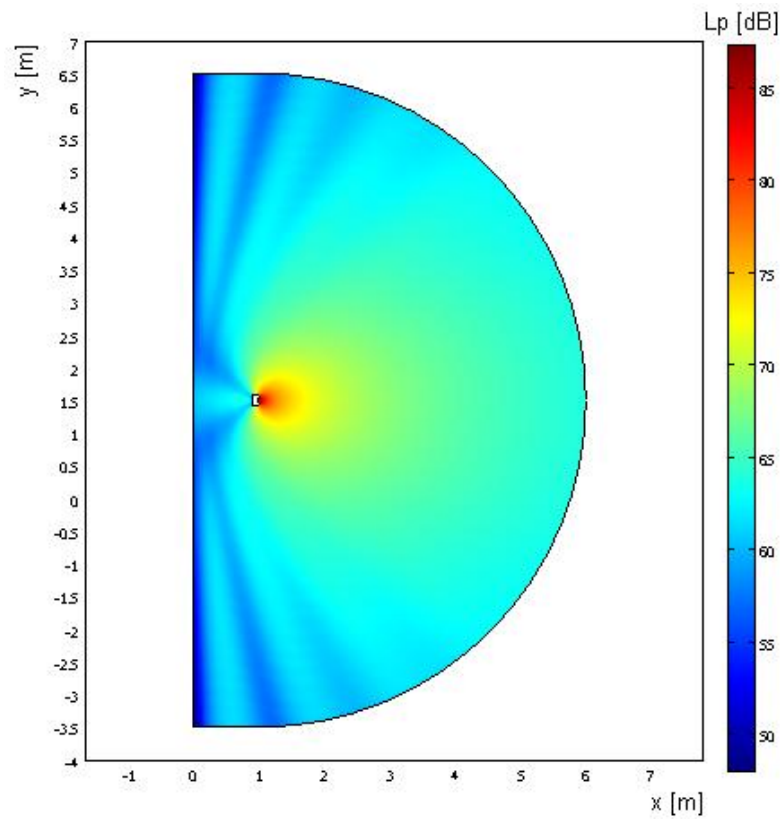
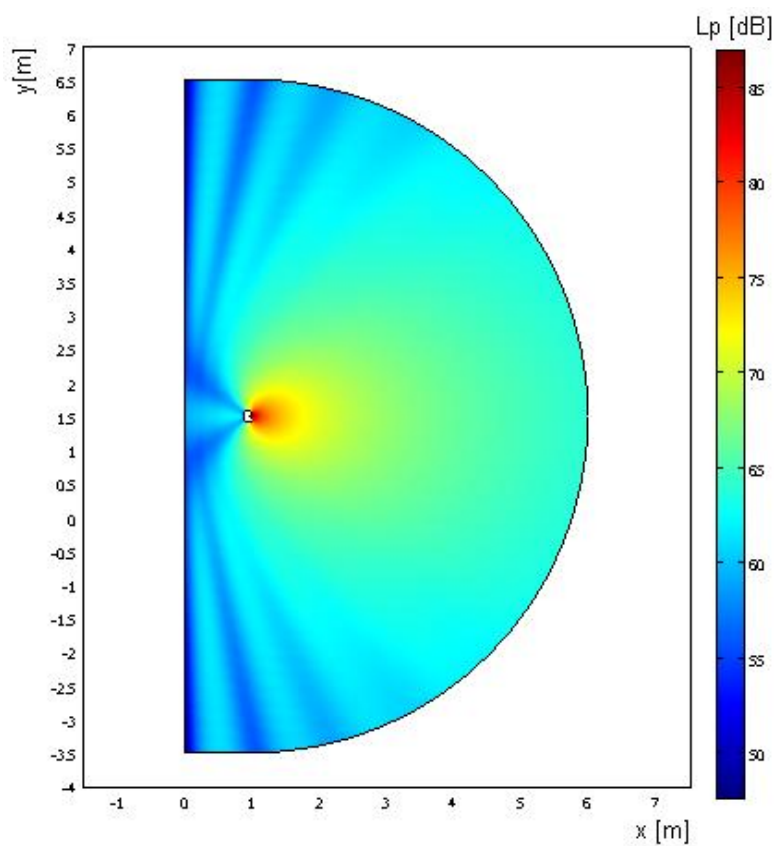
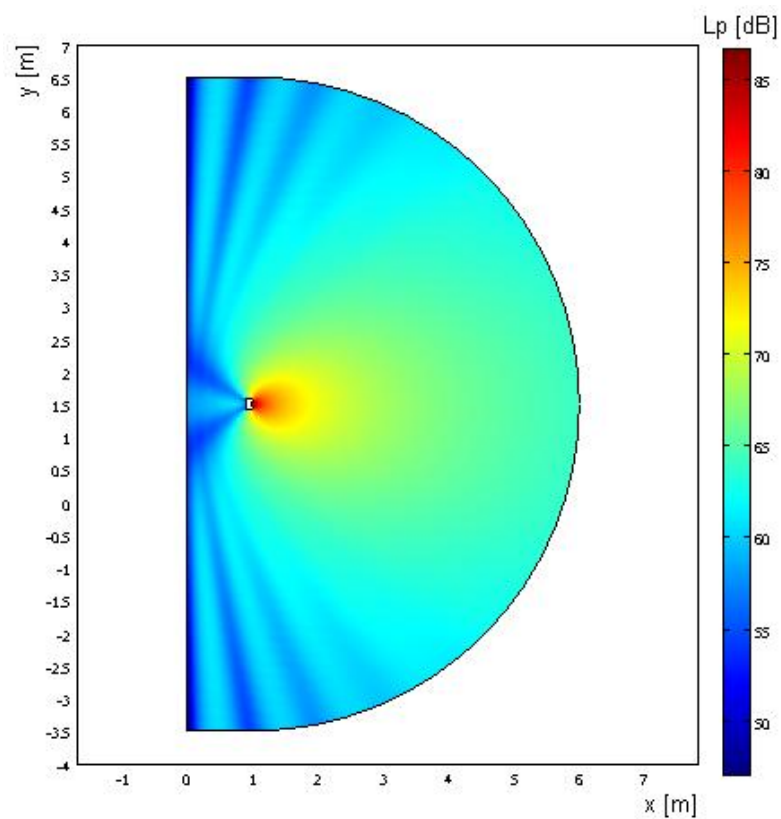


Fig.A.5.2.7. Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 700$  Hz.

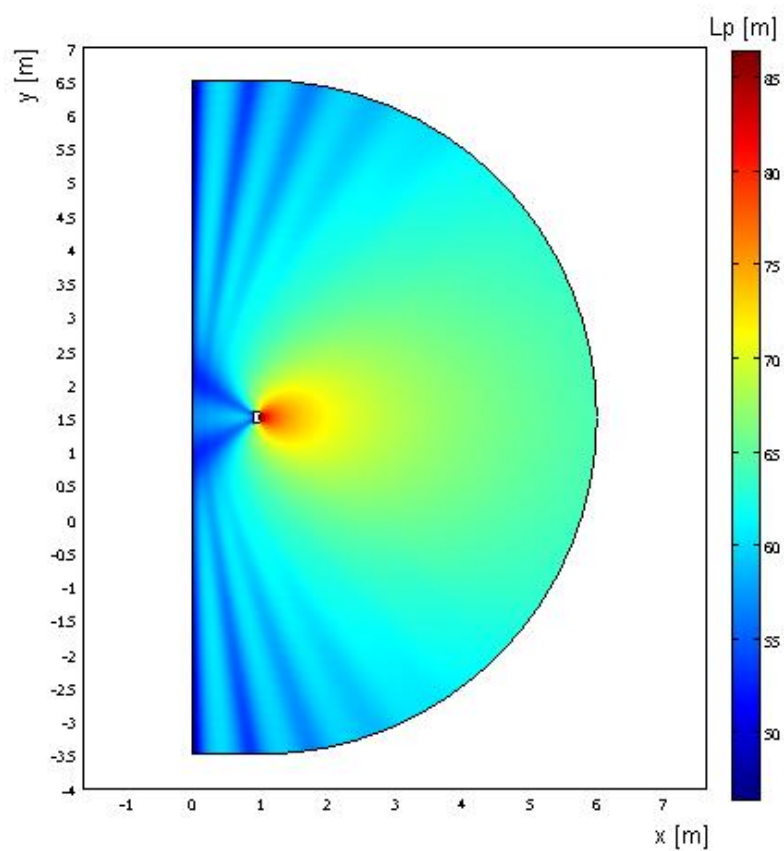


**Fig.A.5.2.8.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 800$  Hz.



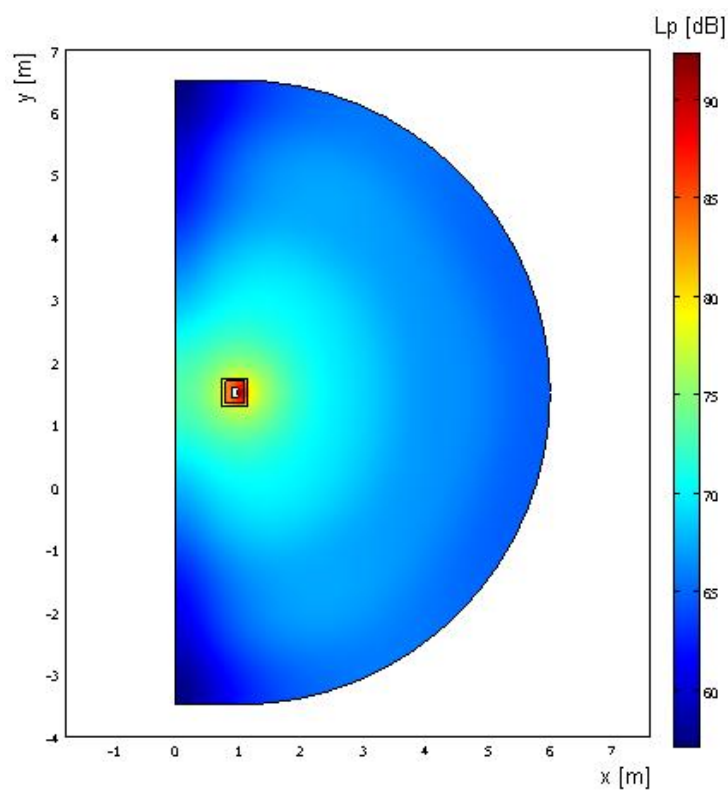
**Fig.A.5.2.9.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 900$  Hz.



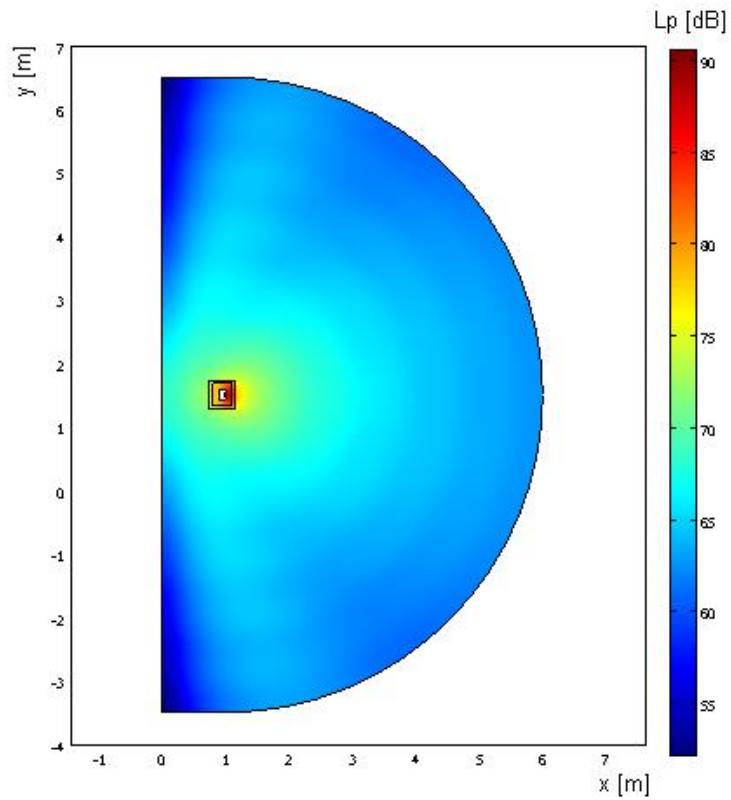


**Fig.A.5.2.10.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 1000$  Hz.

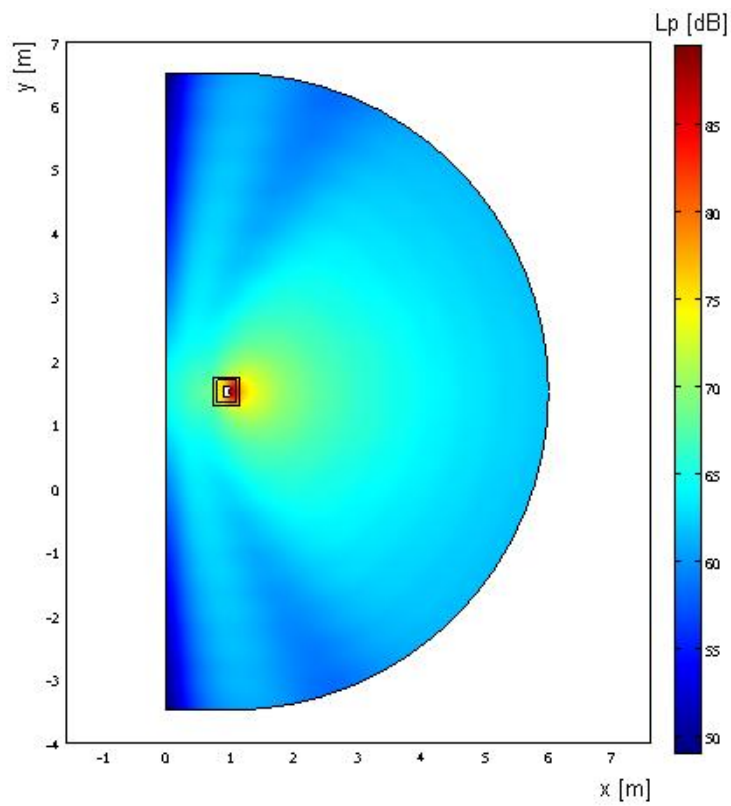
## ANEXA 5.3.

**DIAGrame DE VARIATIE A NIVELULUI DE PRESIUNE  
SONORĂ PENTRU MEDIU ABSORBANT**

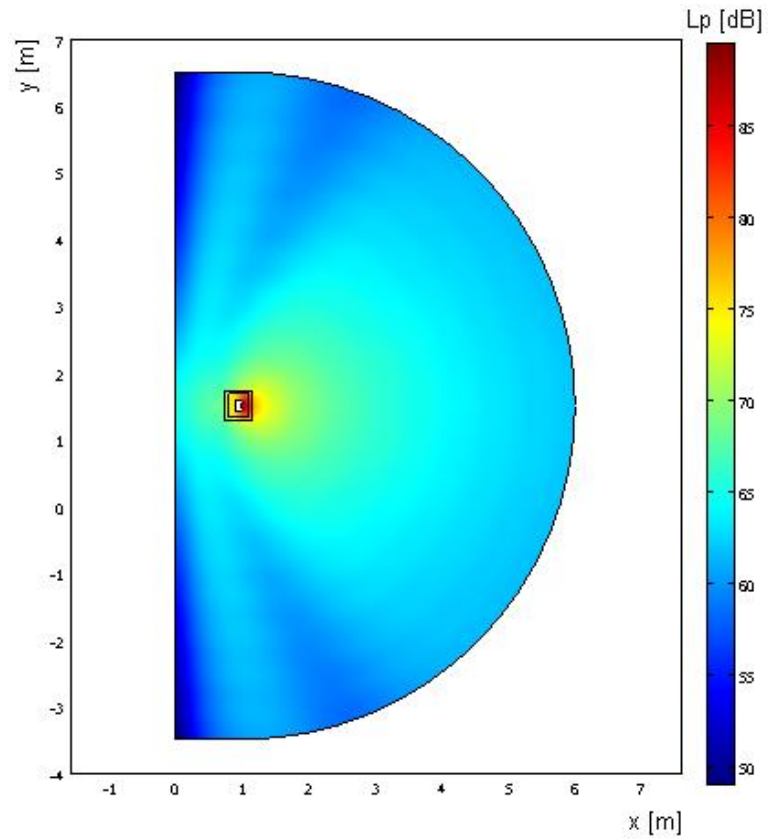
**Fig.A.5.3.1.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 100$  Hz,  $C_Z = 1,6$ ,  $C_k = 0,005$ .



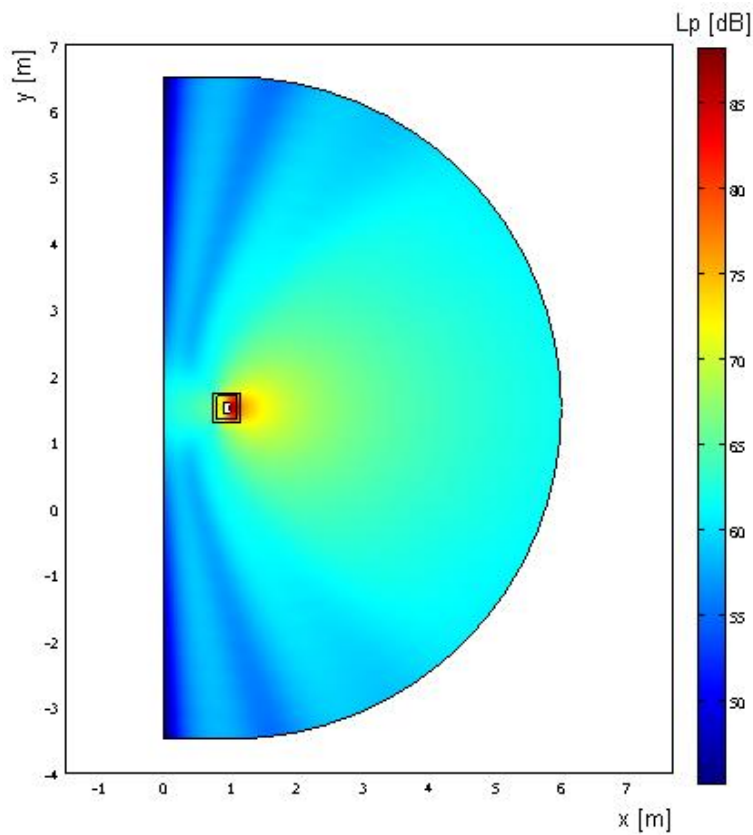
**Fig.A.5.3.2.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 200$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



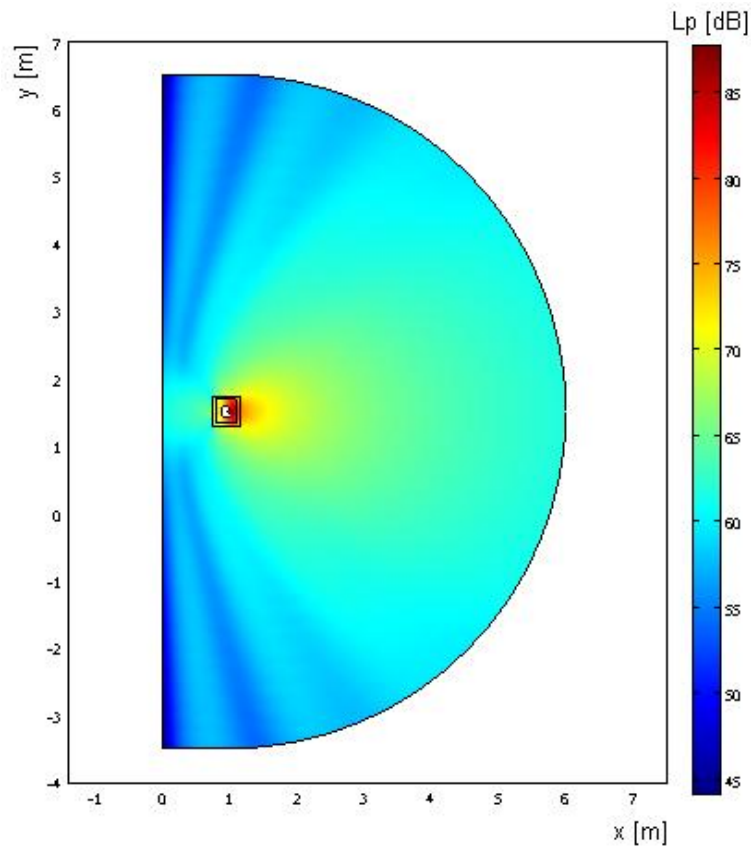
**Fig.A.5.3.3.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 300$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



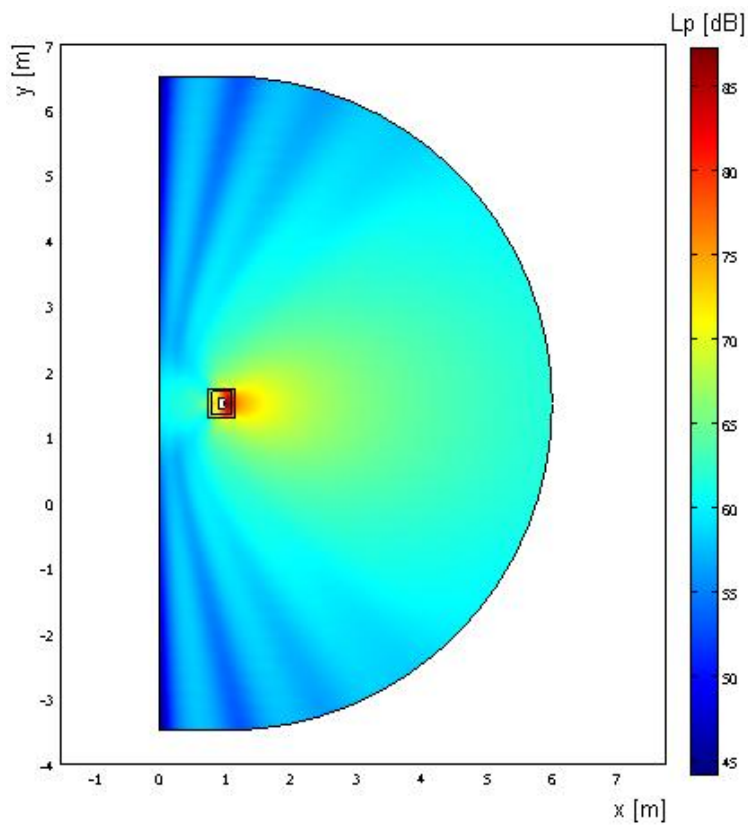
**Fig.A.5.3.4.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 400$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



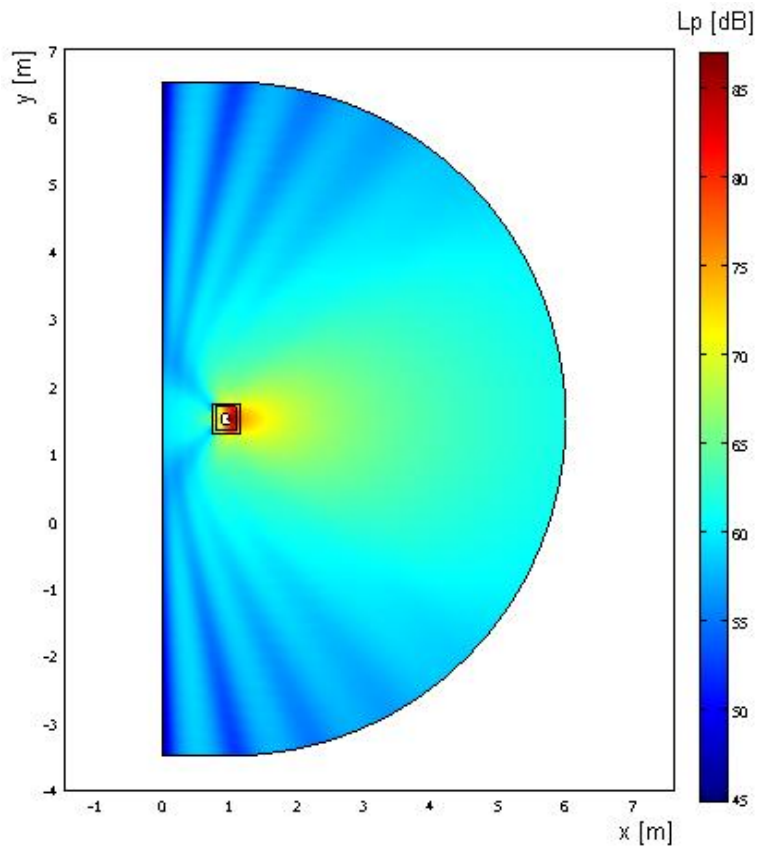
**Fig.A.5.3.5.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 500$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



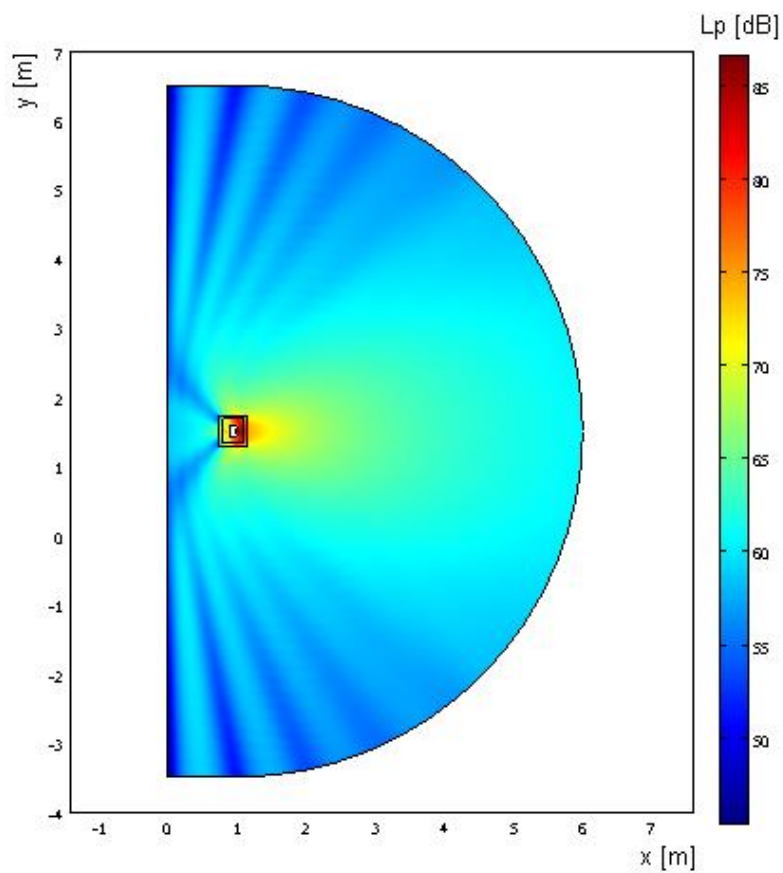
**Fig.A.5.3.6.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 600$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



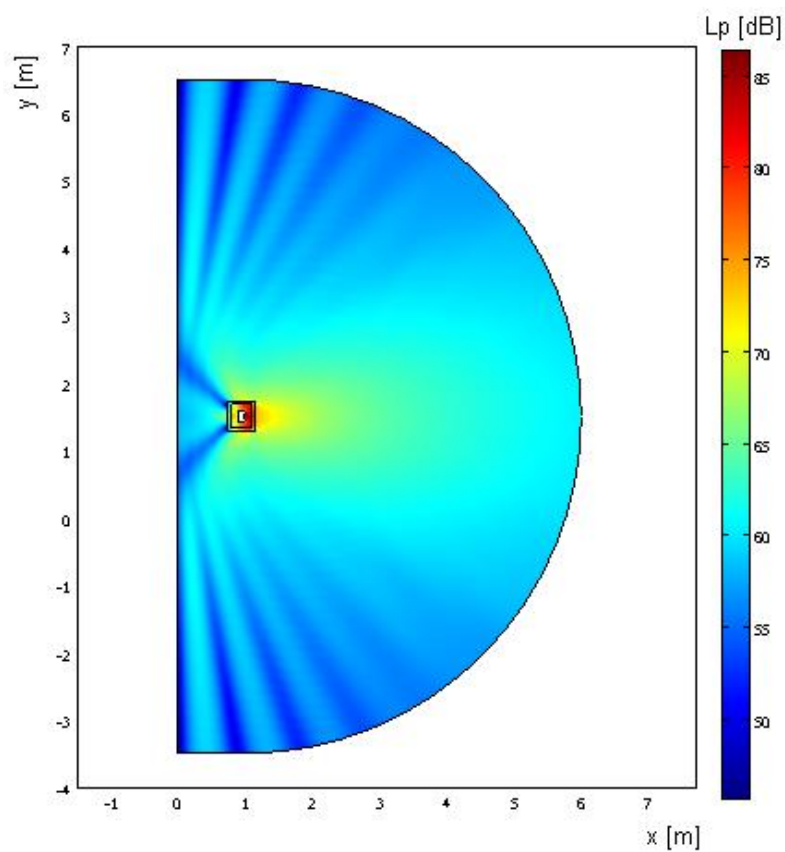
**Fig.A.5.3.7.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 700$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



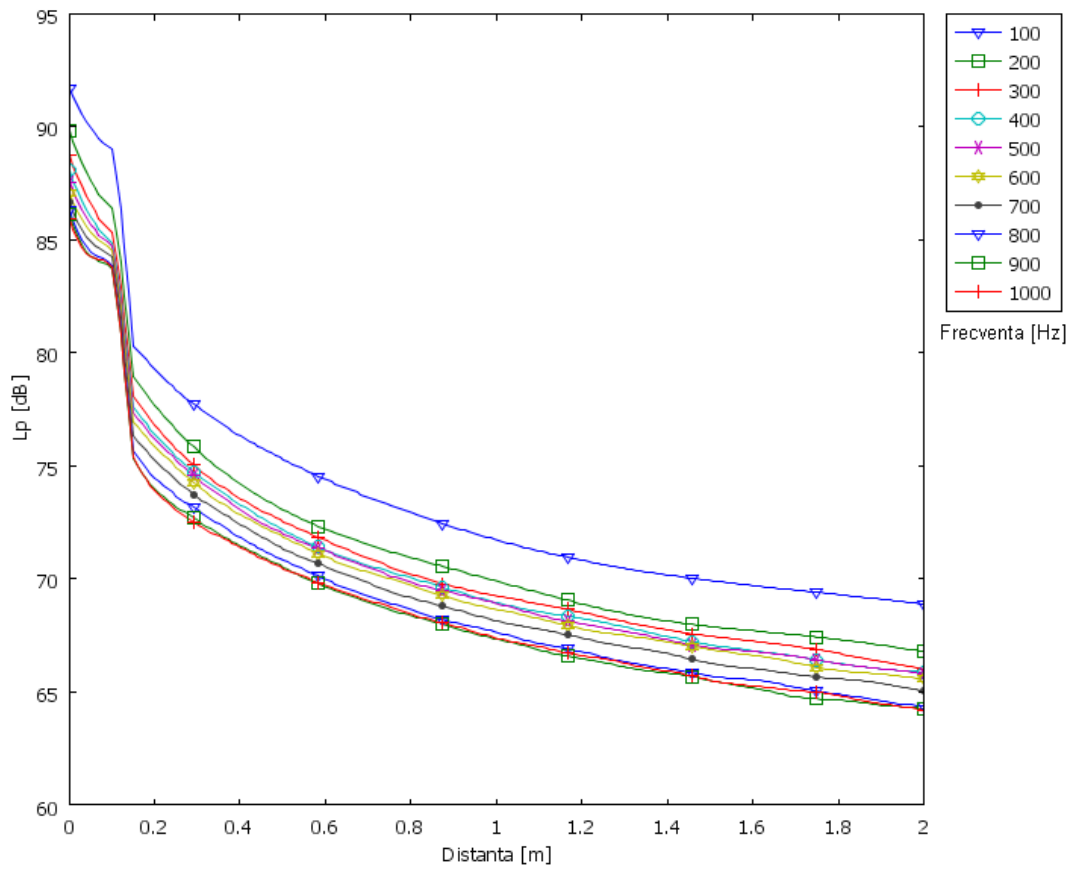
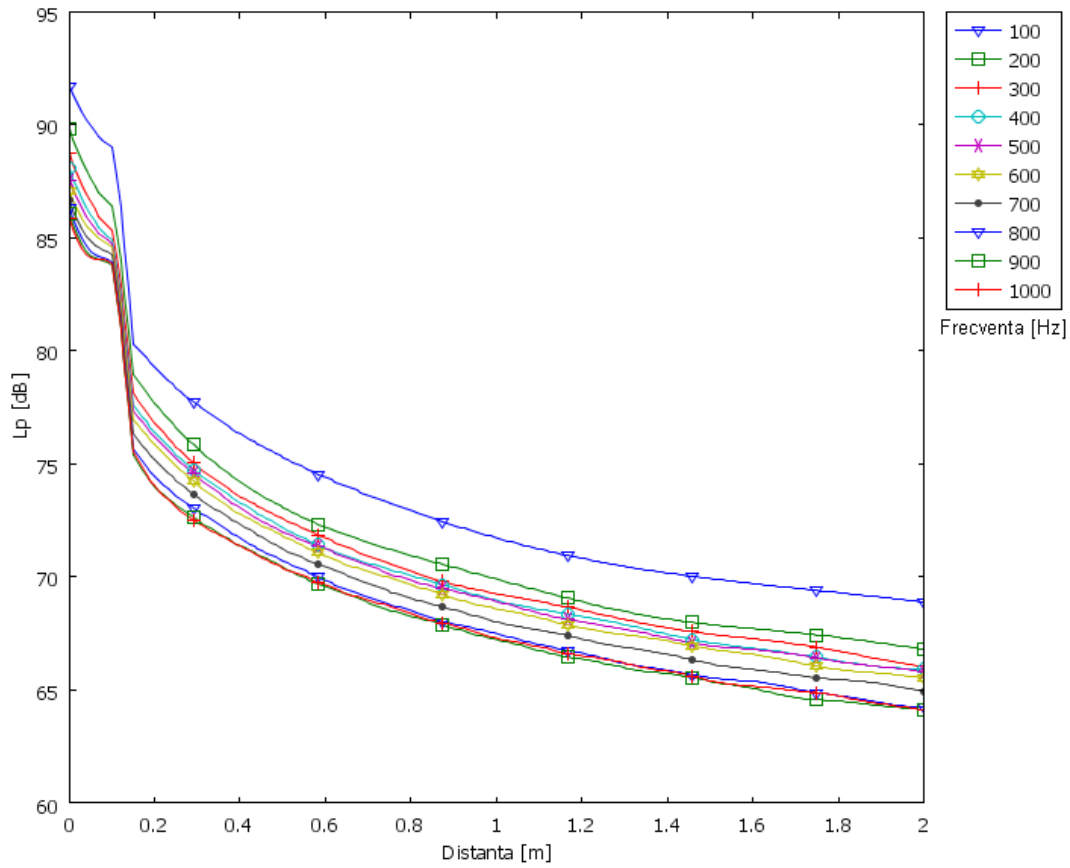
**Fig.A.5.3.8.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 800$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .



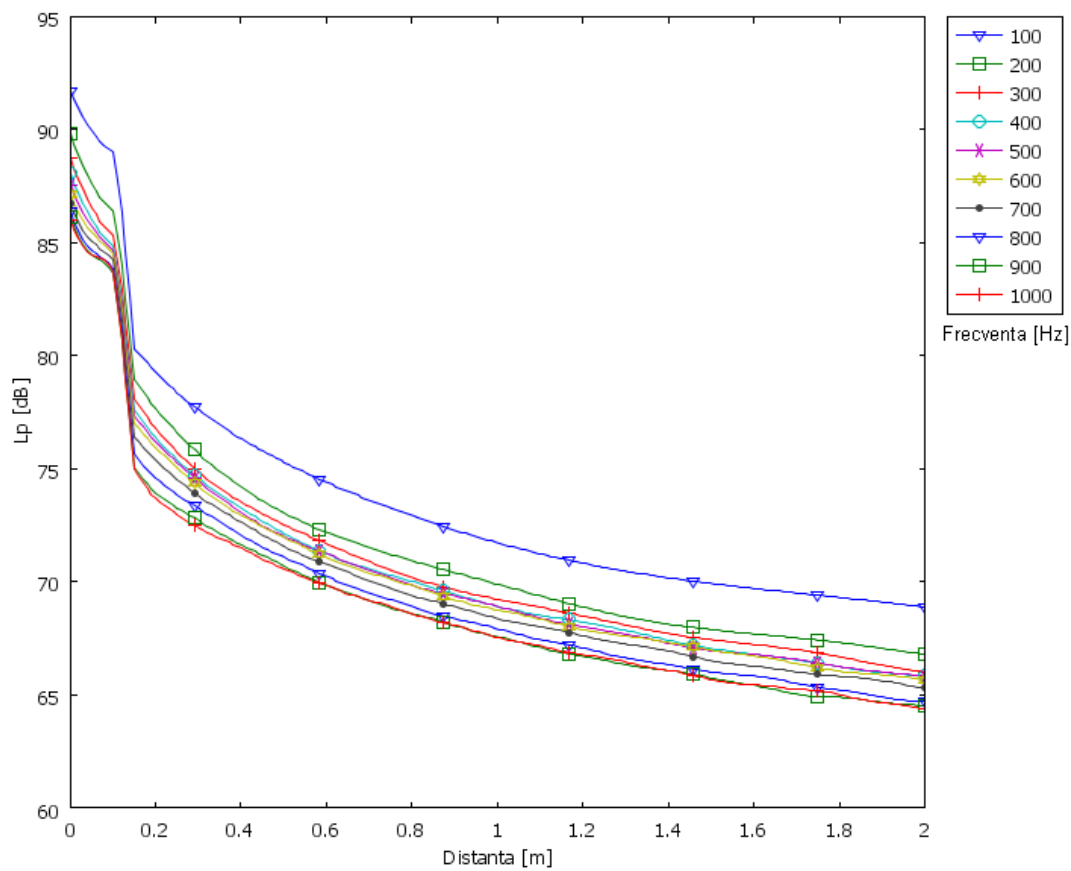
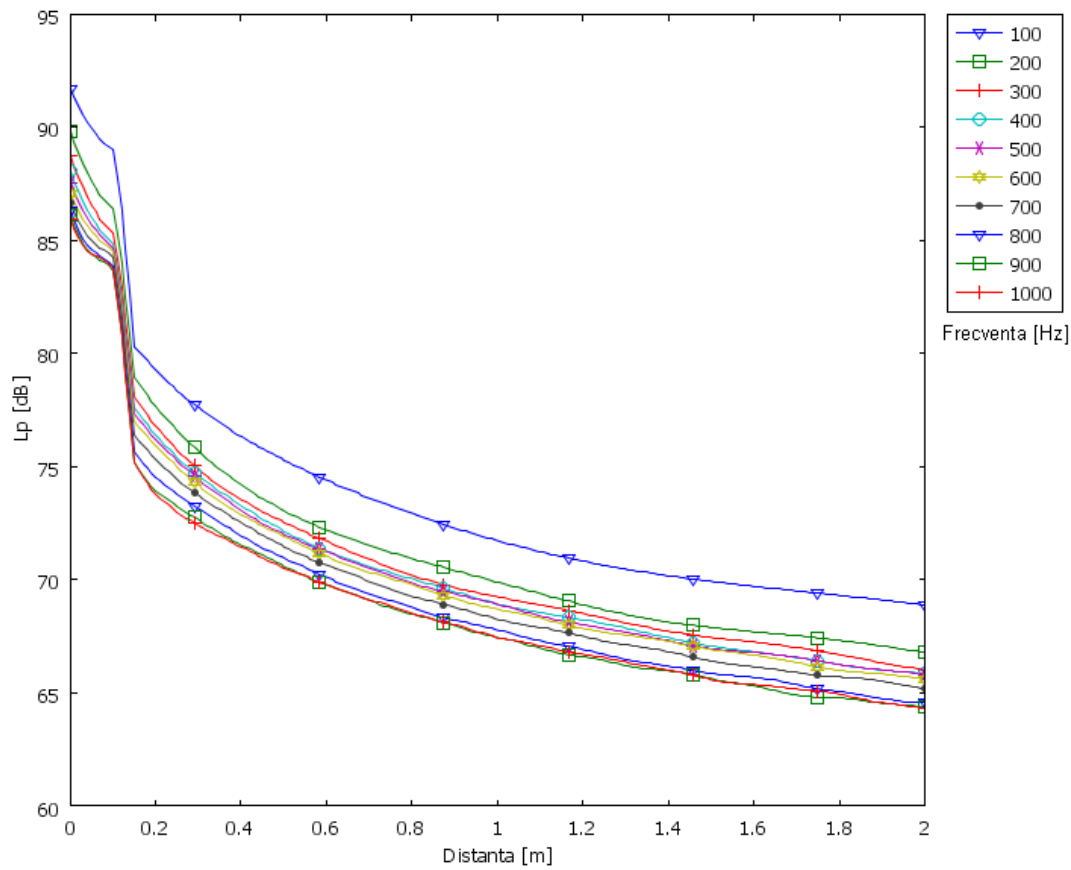
**Fig.A.5.3.9.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 900$  Hz,  $C_Z = 1,6, C_k = 0,005$ .

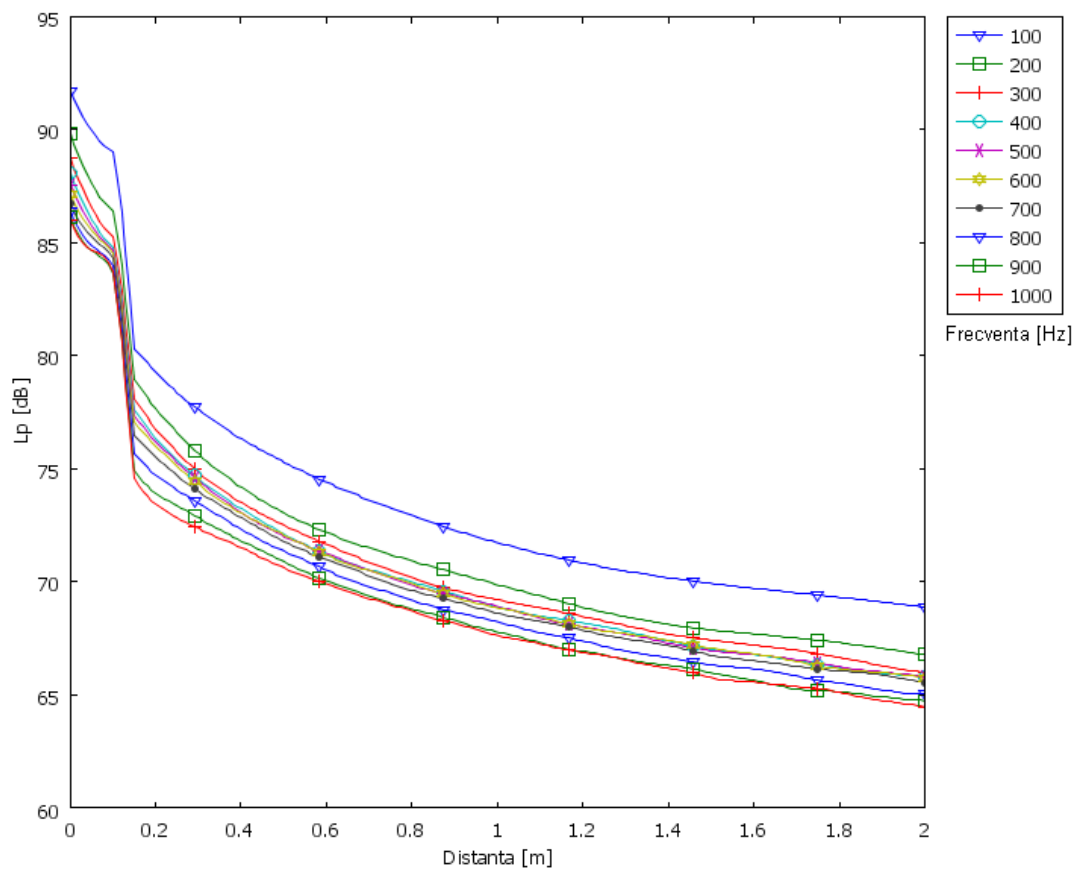
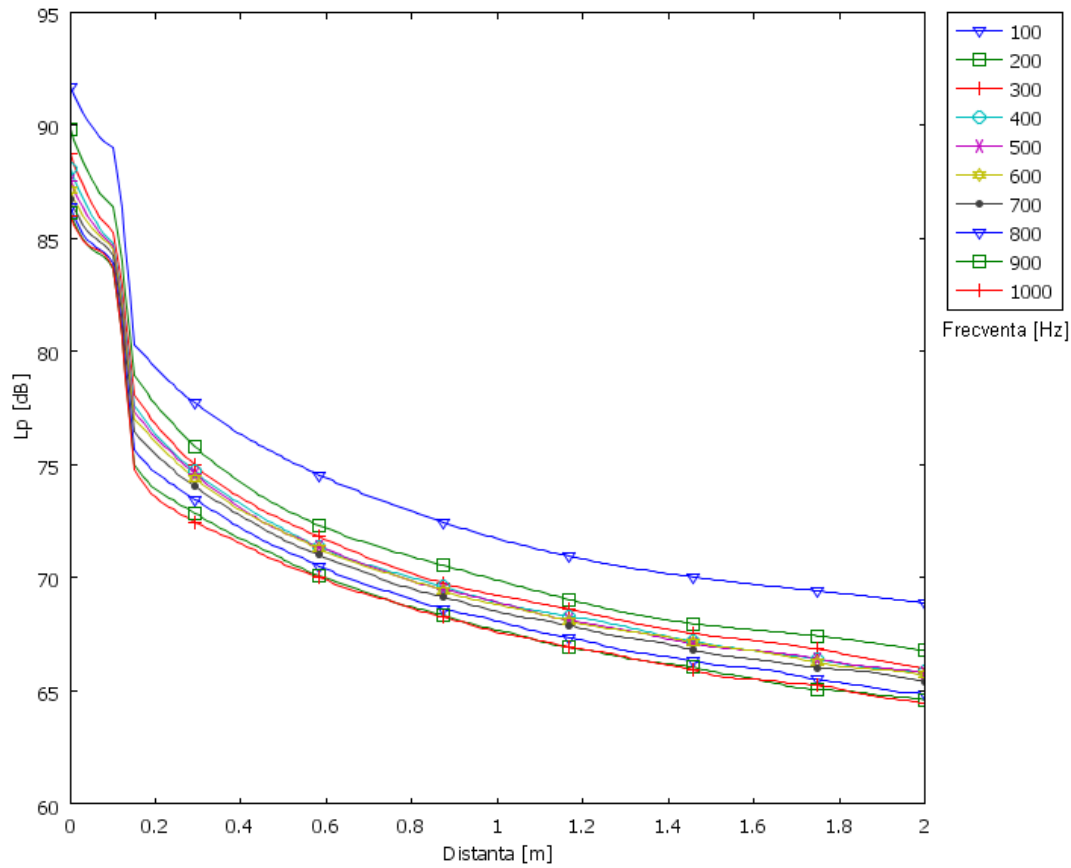


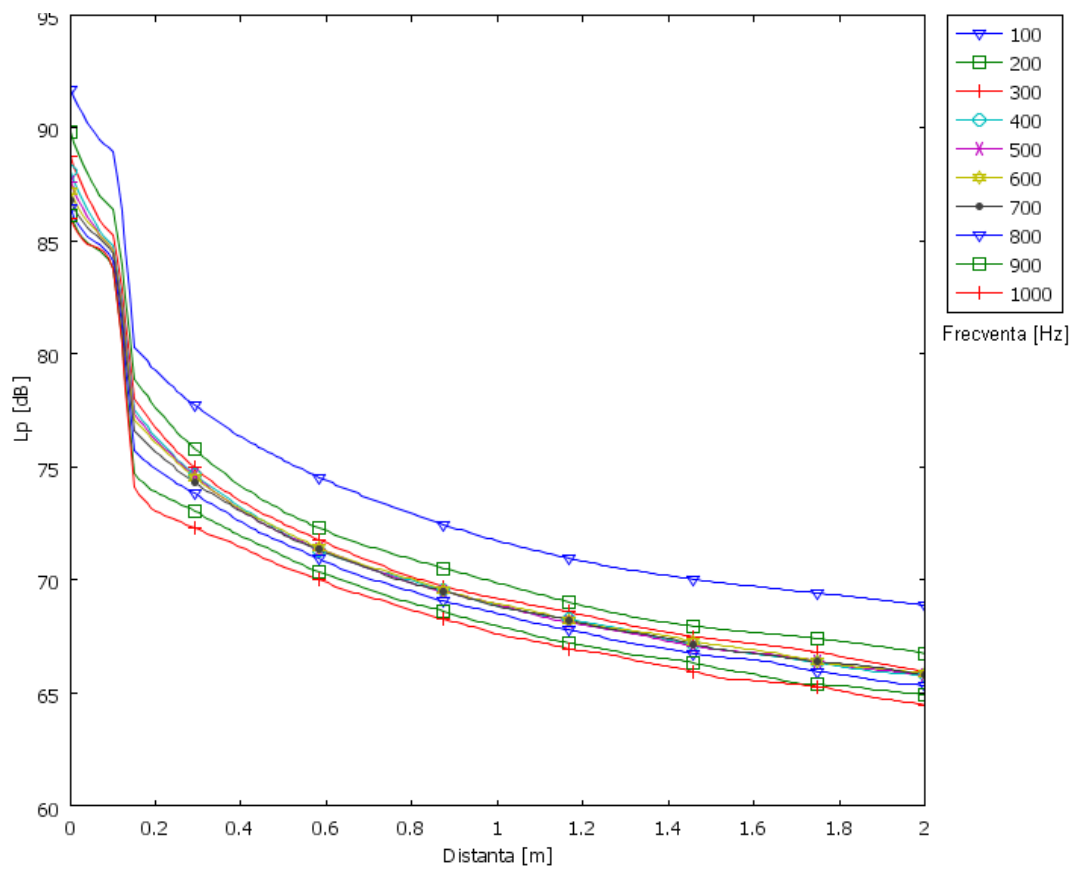
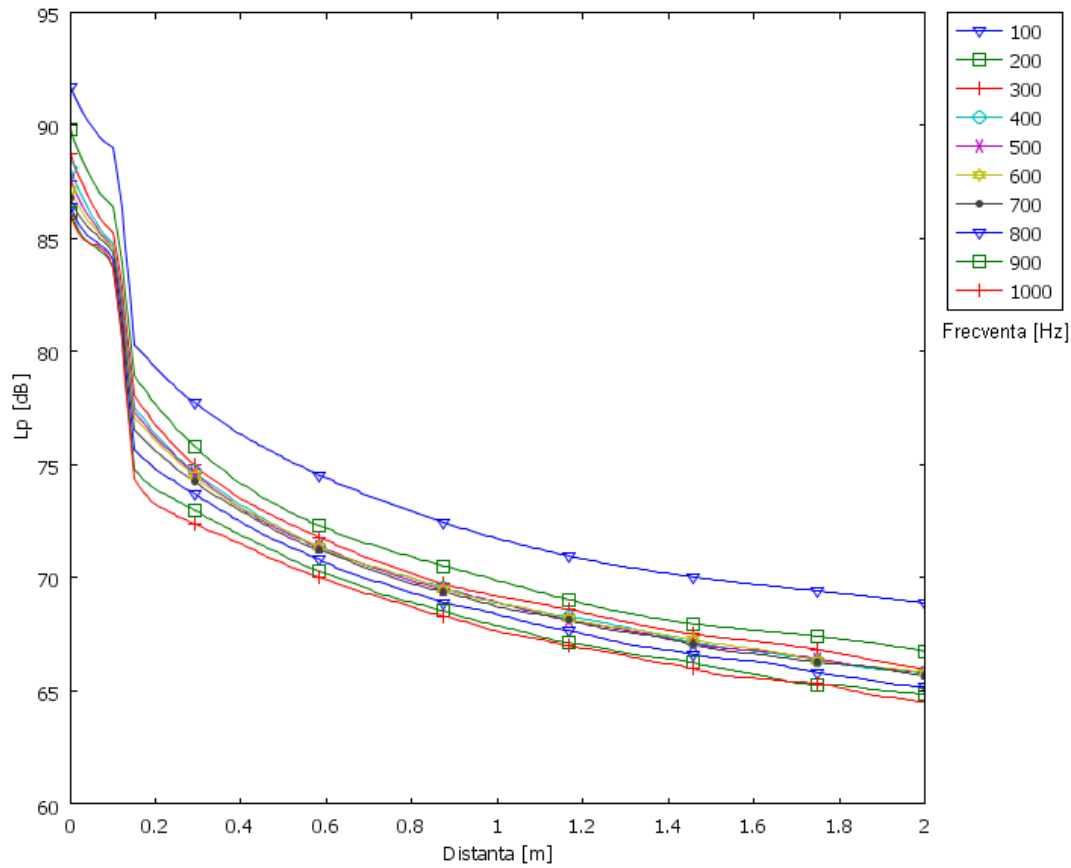
**Fig.A.5.3.10.** Diagrama de variație  $L_p$ , frecvența sursei  $f_0 = 1000$  Hz,  $C_Z = 1,6$ ,  $C_k = 0,005$ .

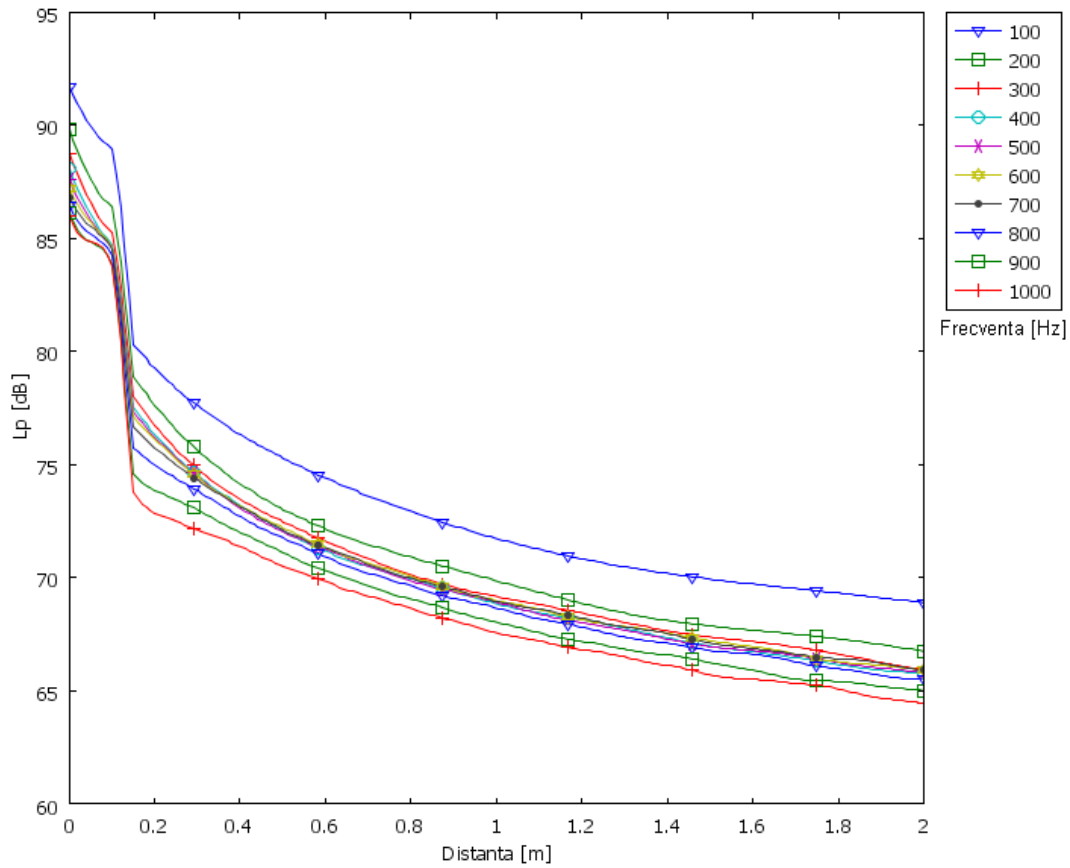




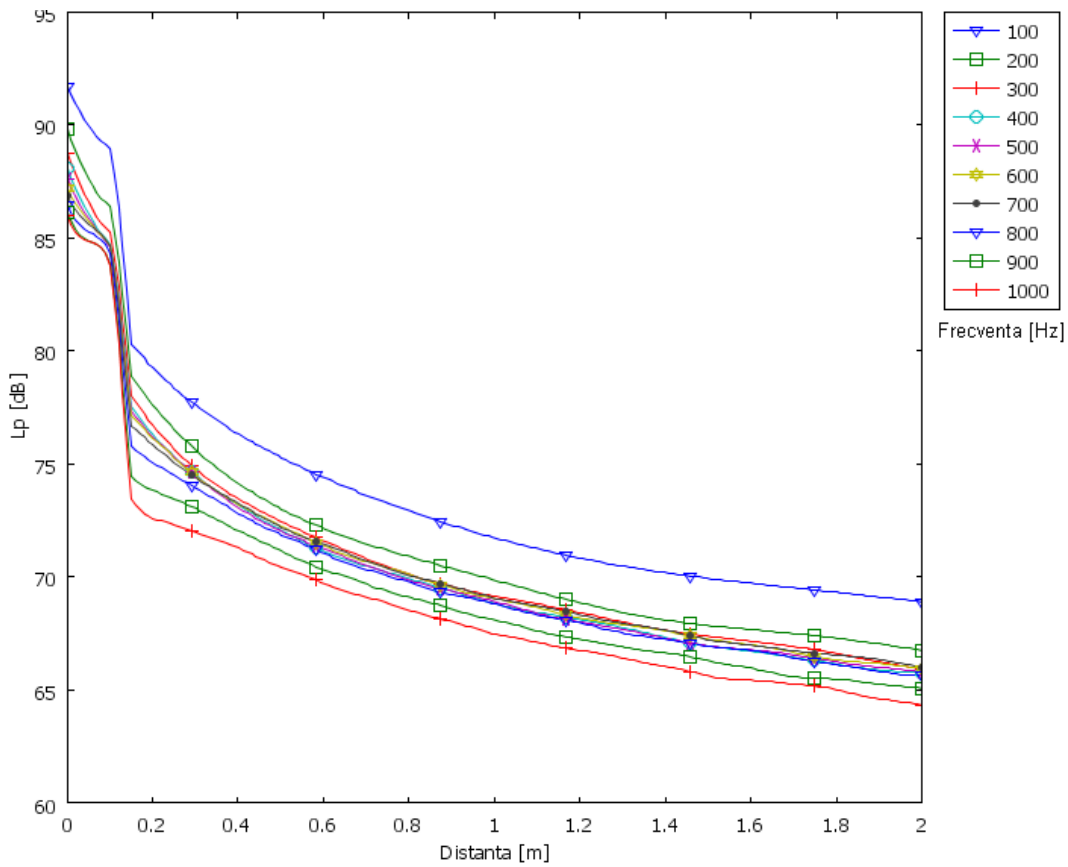




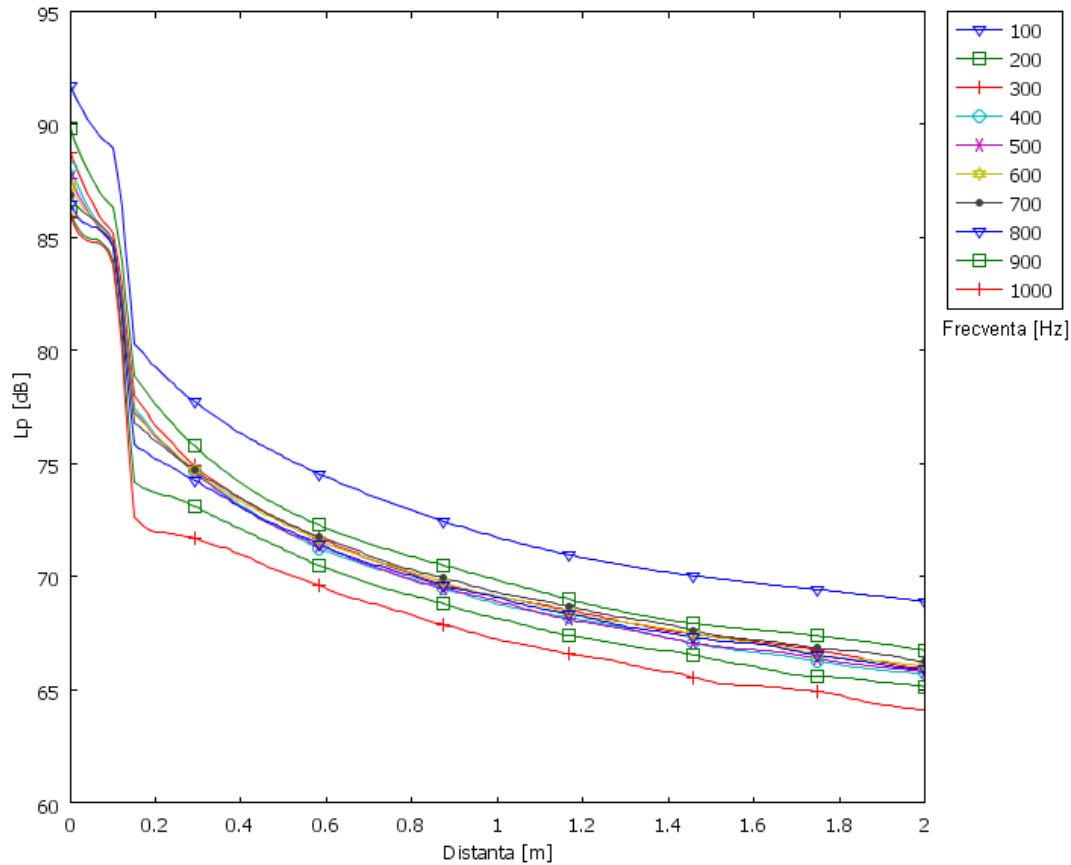
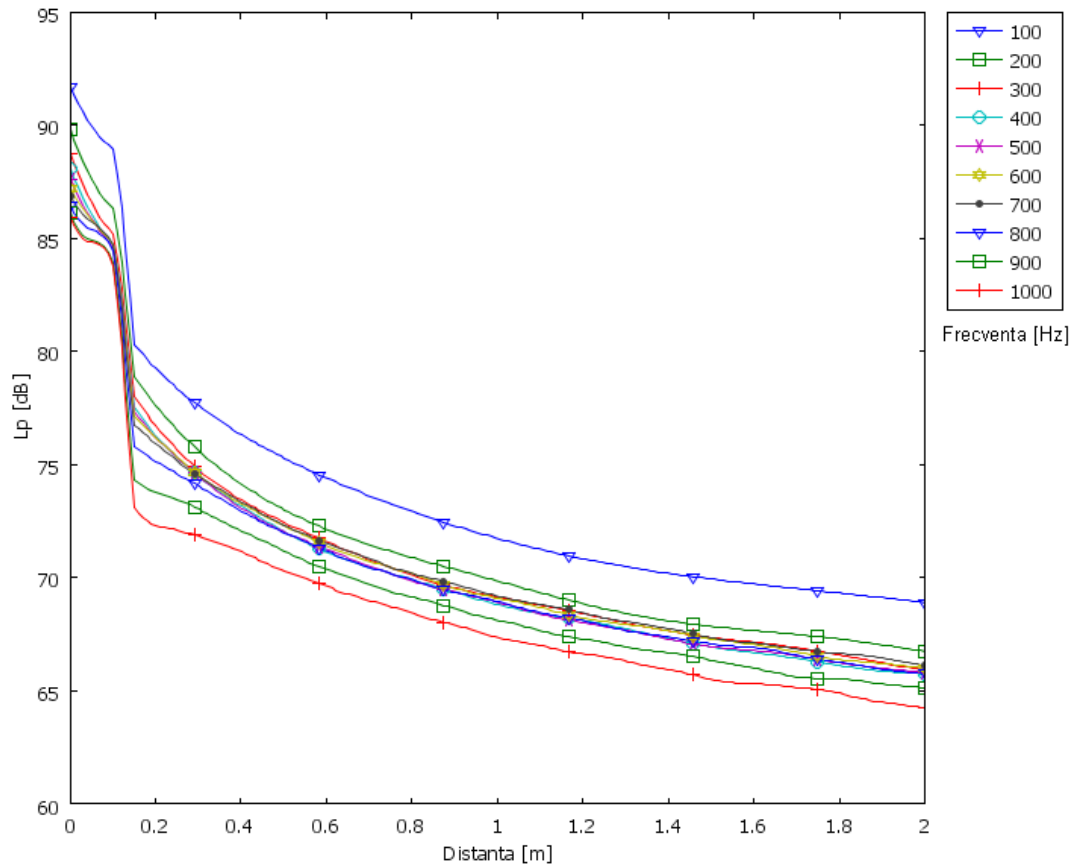


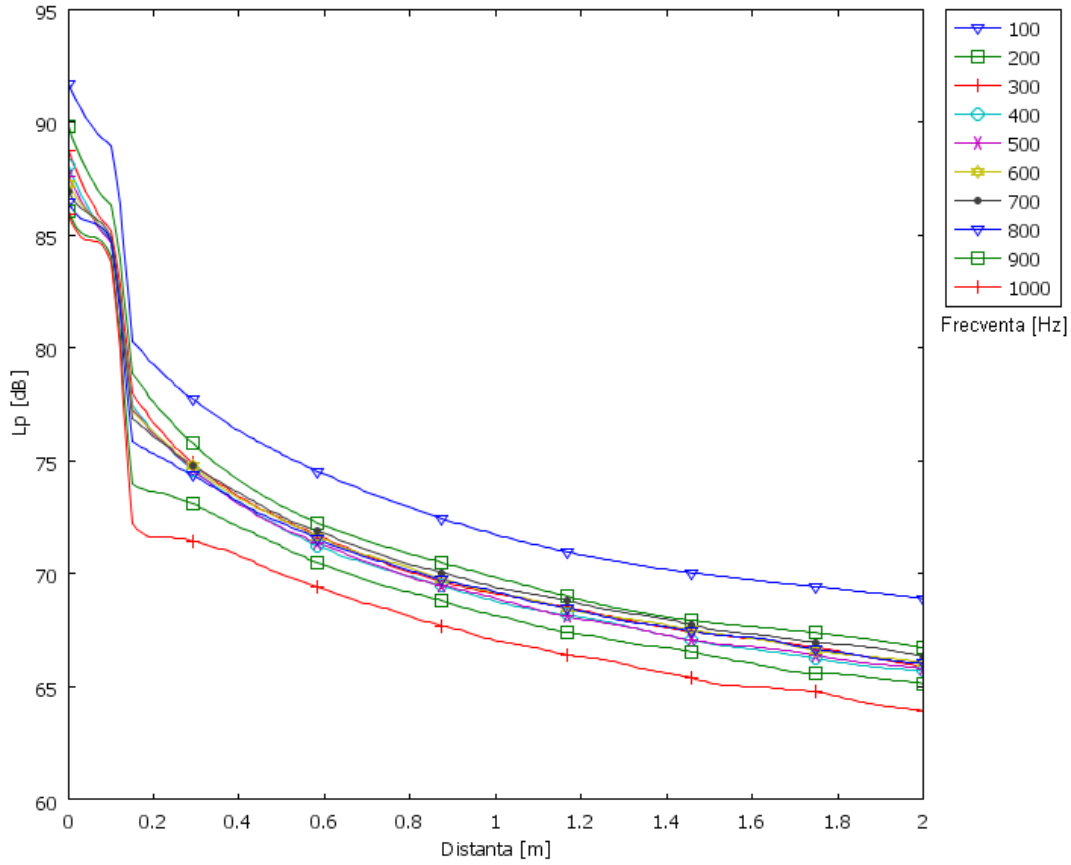


**Fig.A.5.3.19.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_Z = 1,8, C_k = 0,005$ .

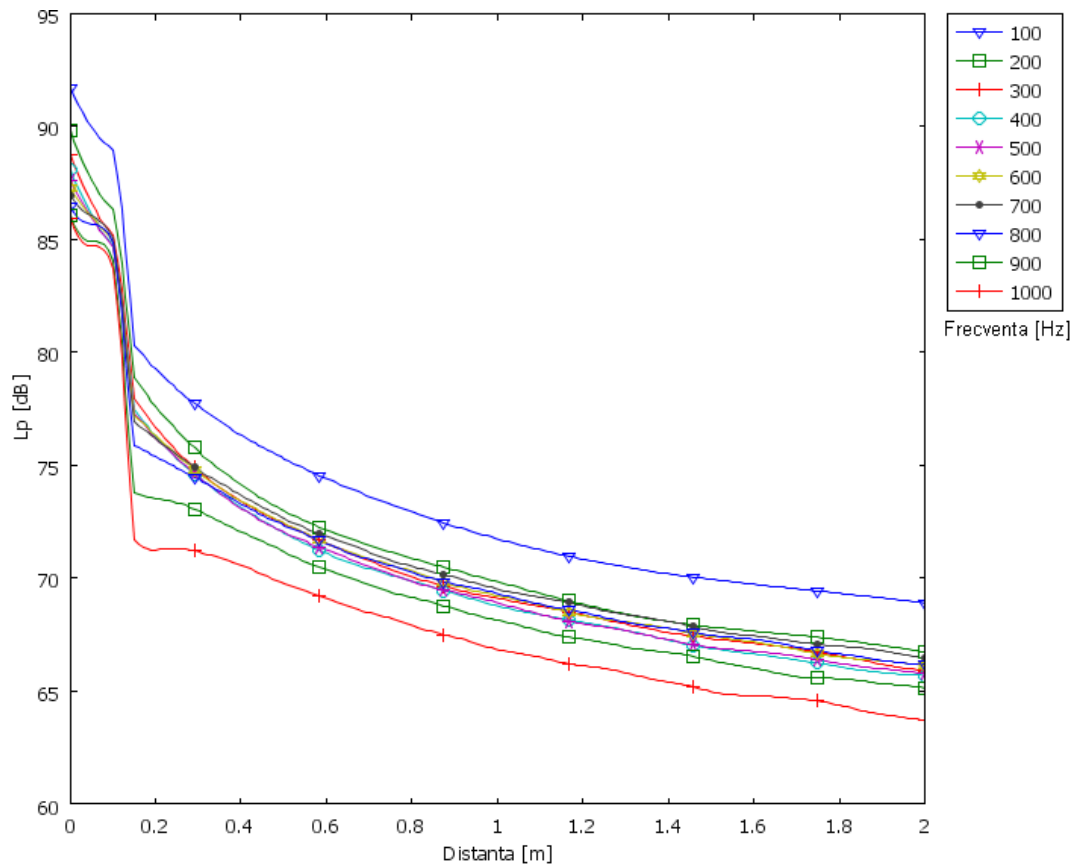


**Fig.A.5.3.20.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_Z = 2,0, C_k = 0,005$ .

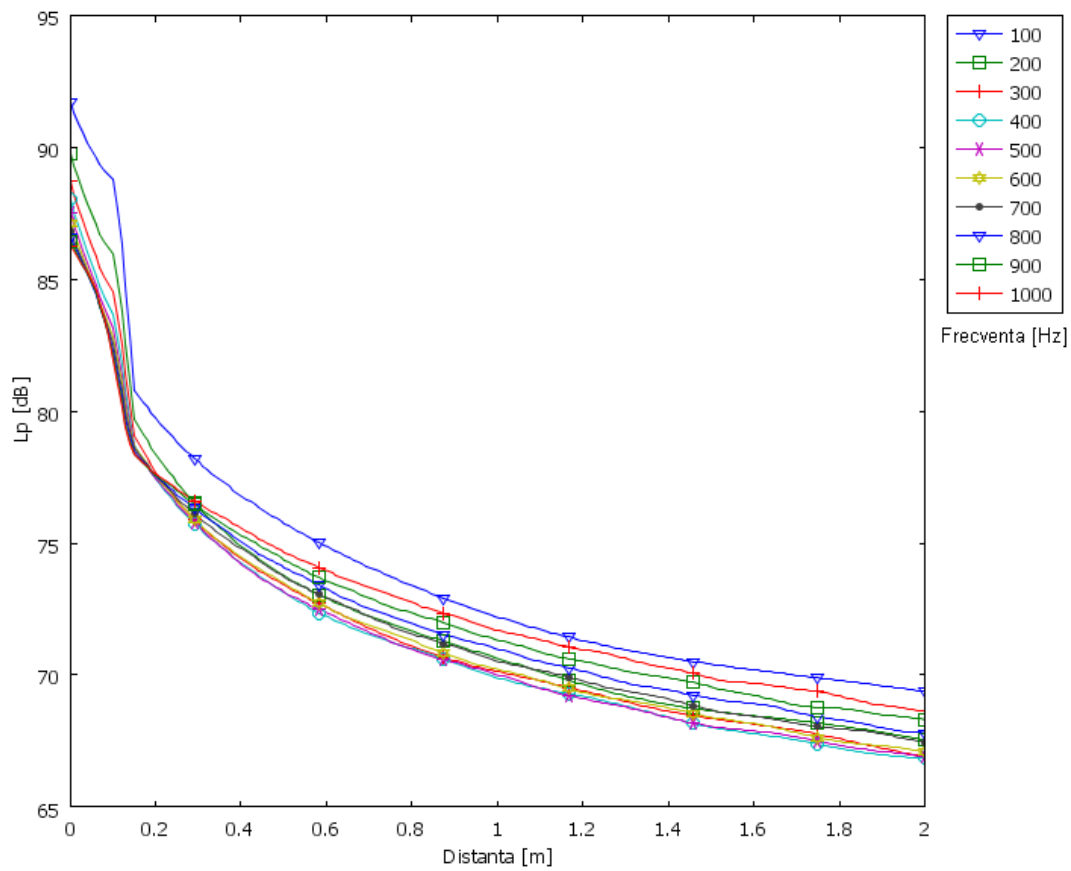
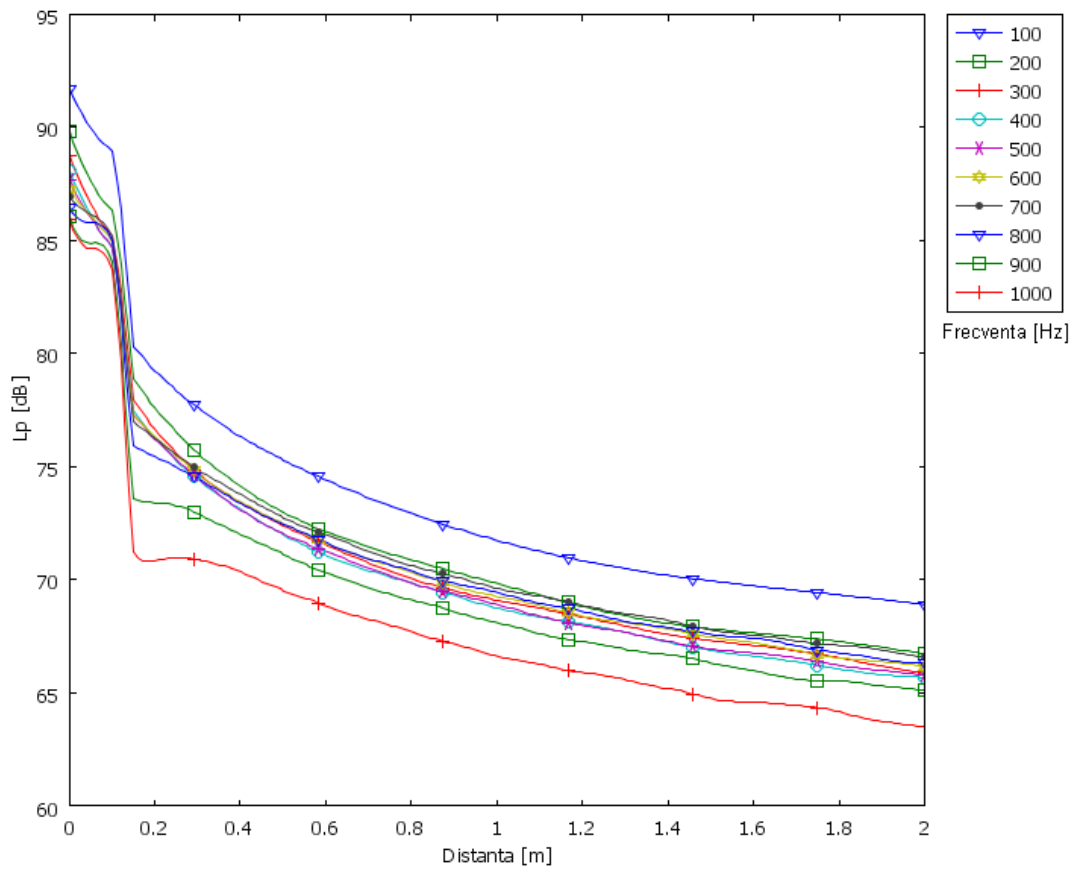


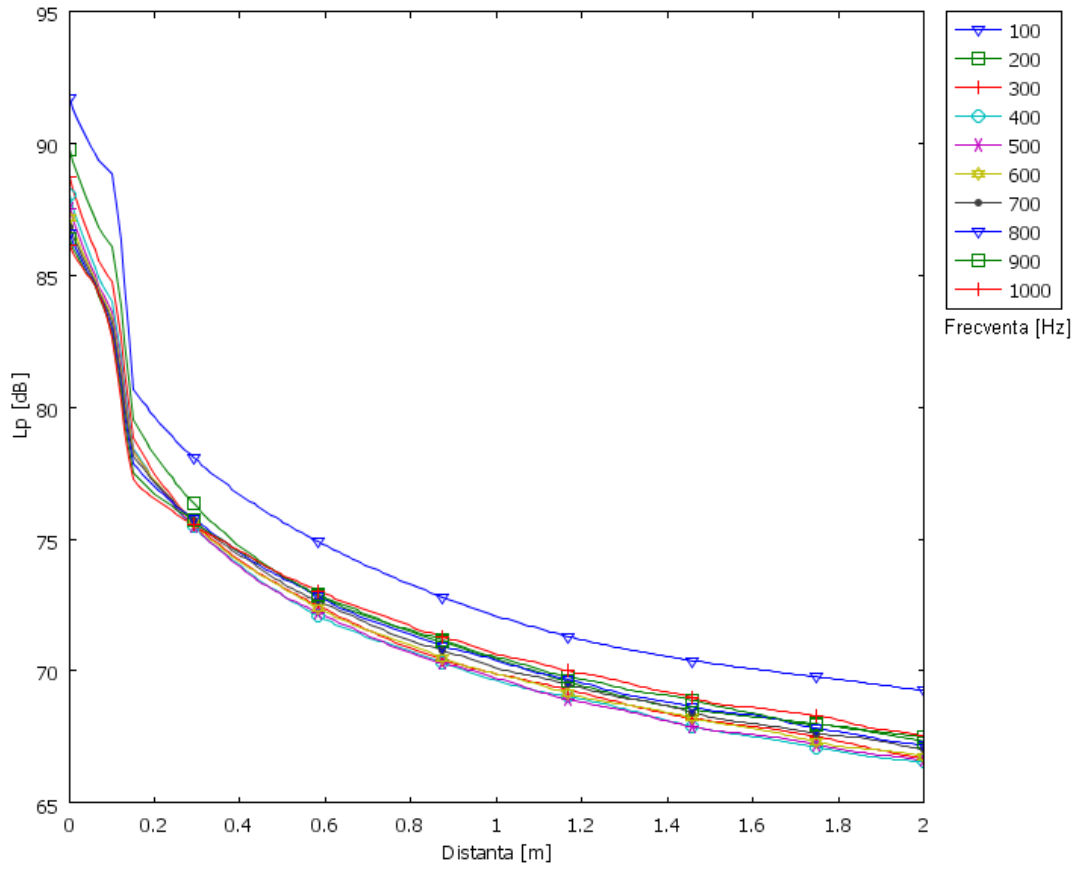


**Fig.A.5.3.23.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_Z = 2,6, C_k = 0,005$ .

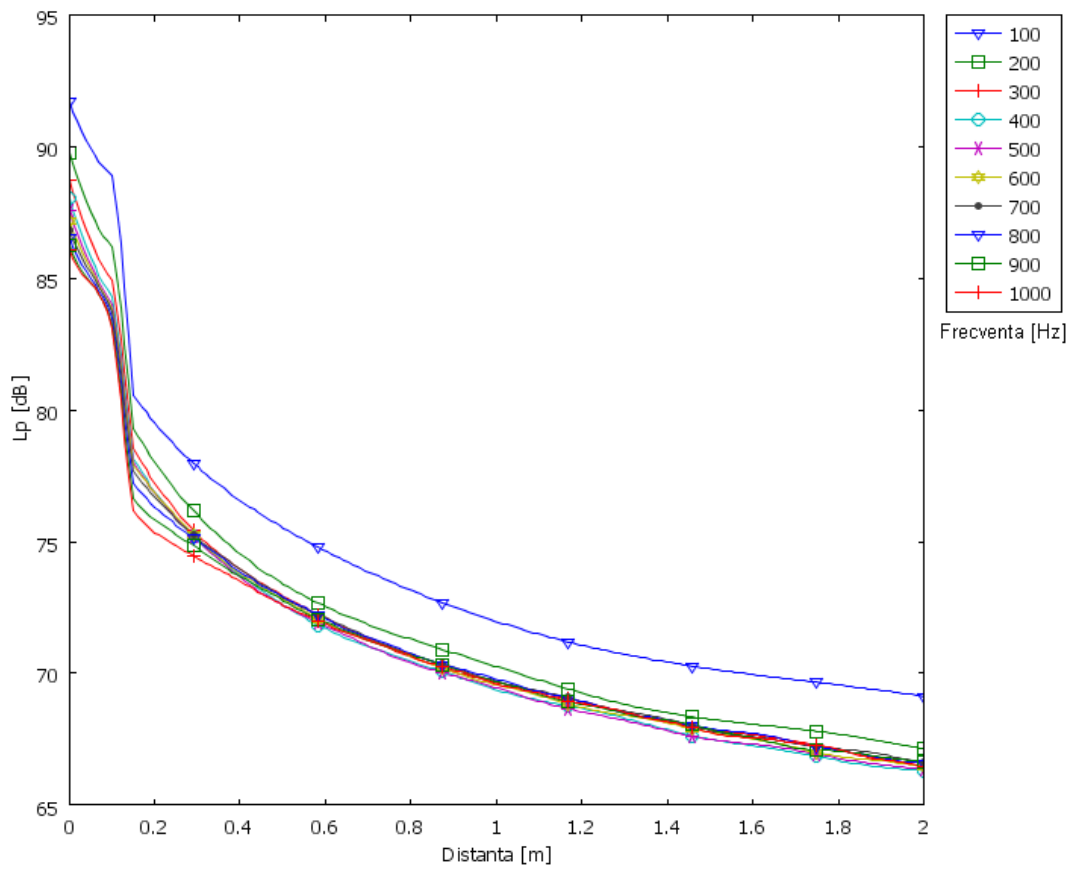


**Fig.A.5.3.24.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_Z = 2,8, C_k = 0,005$ .



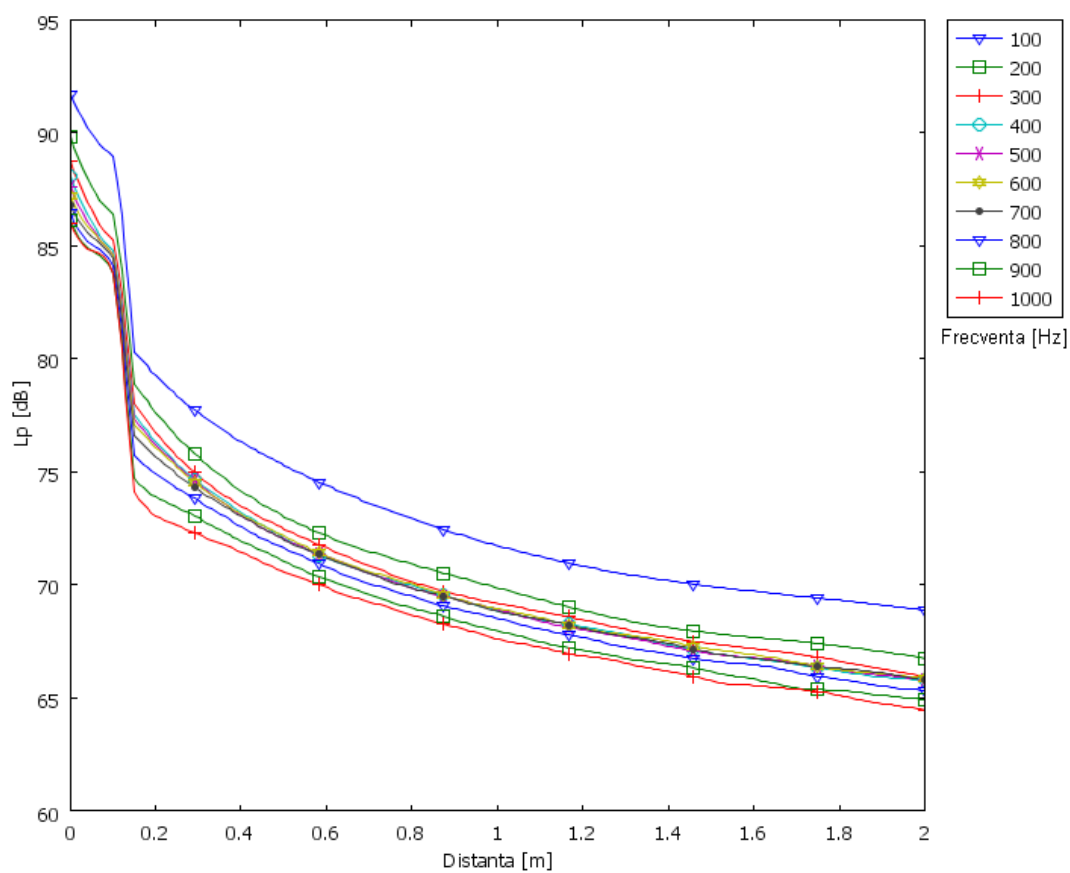
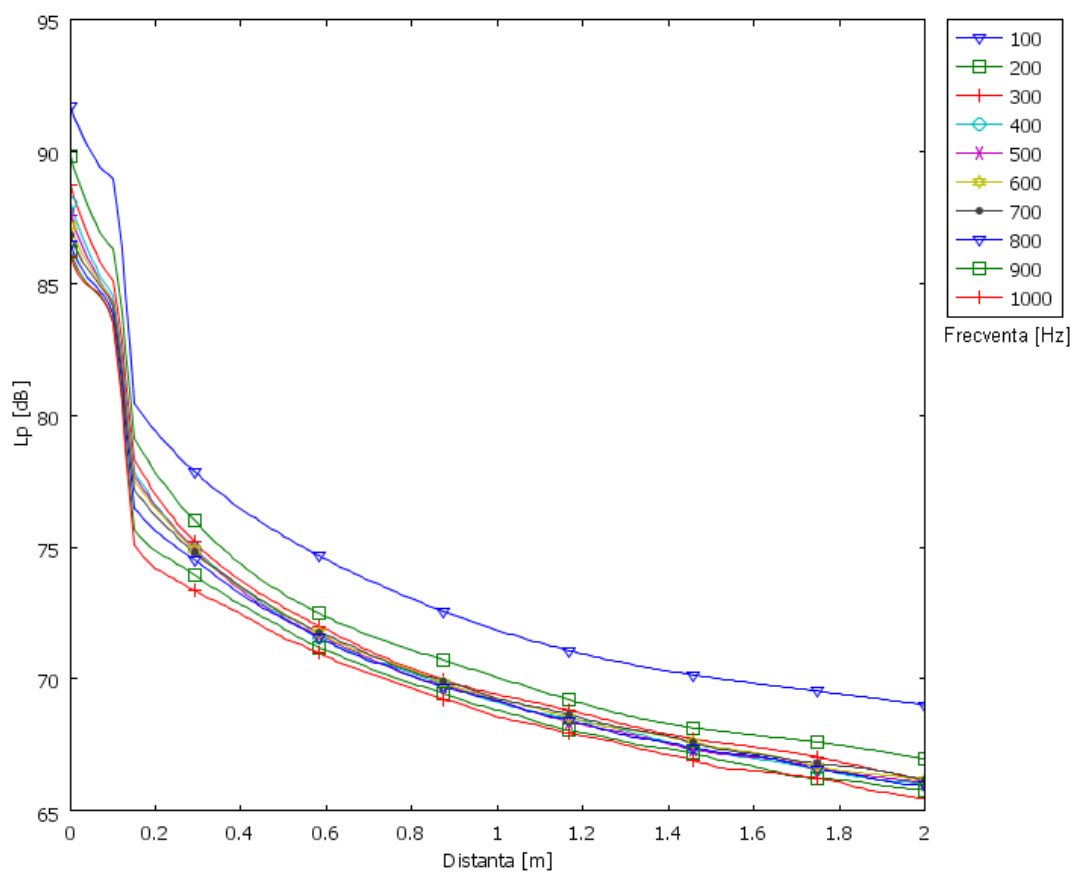


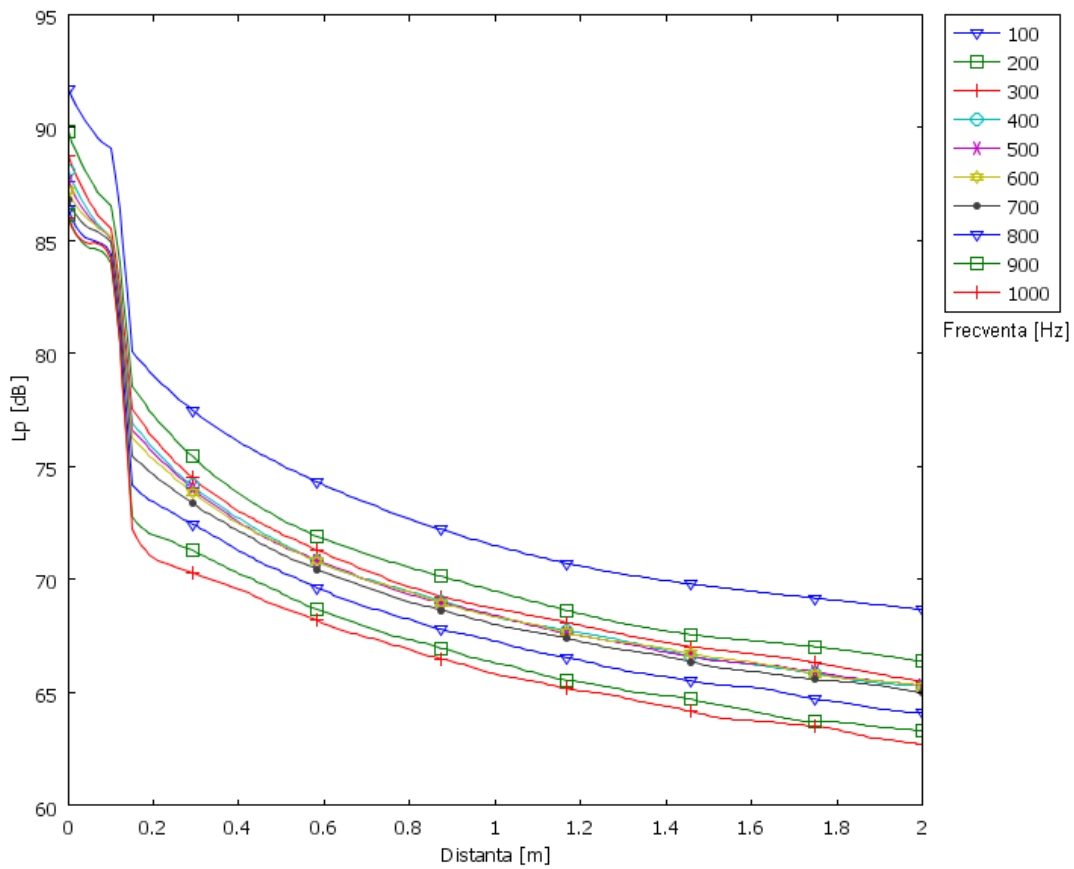
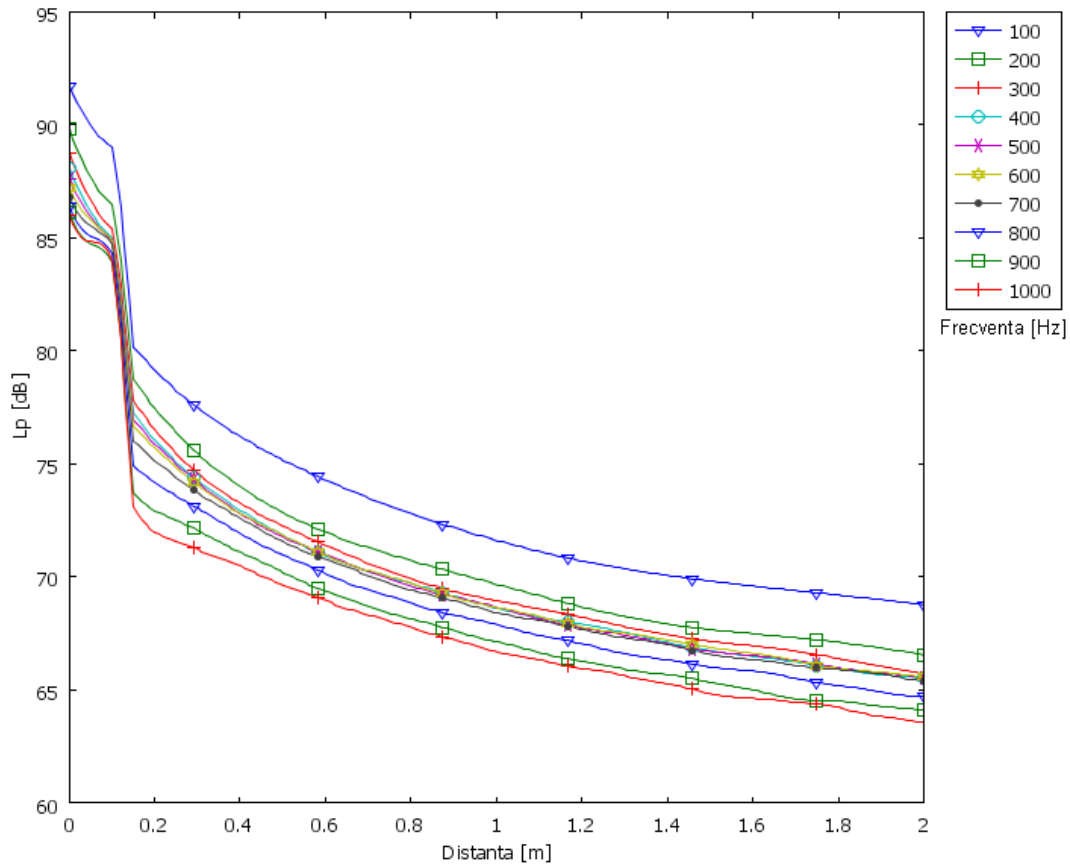
**Fig.A.5.3.27.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_k = 0,002$ ,  $C_Z = 1,6$ .

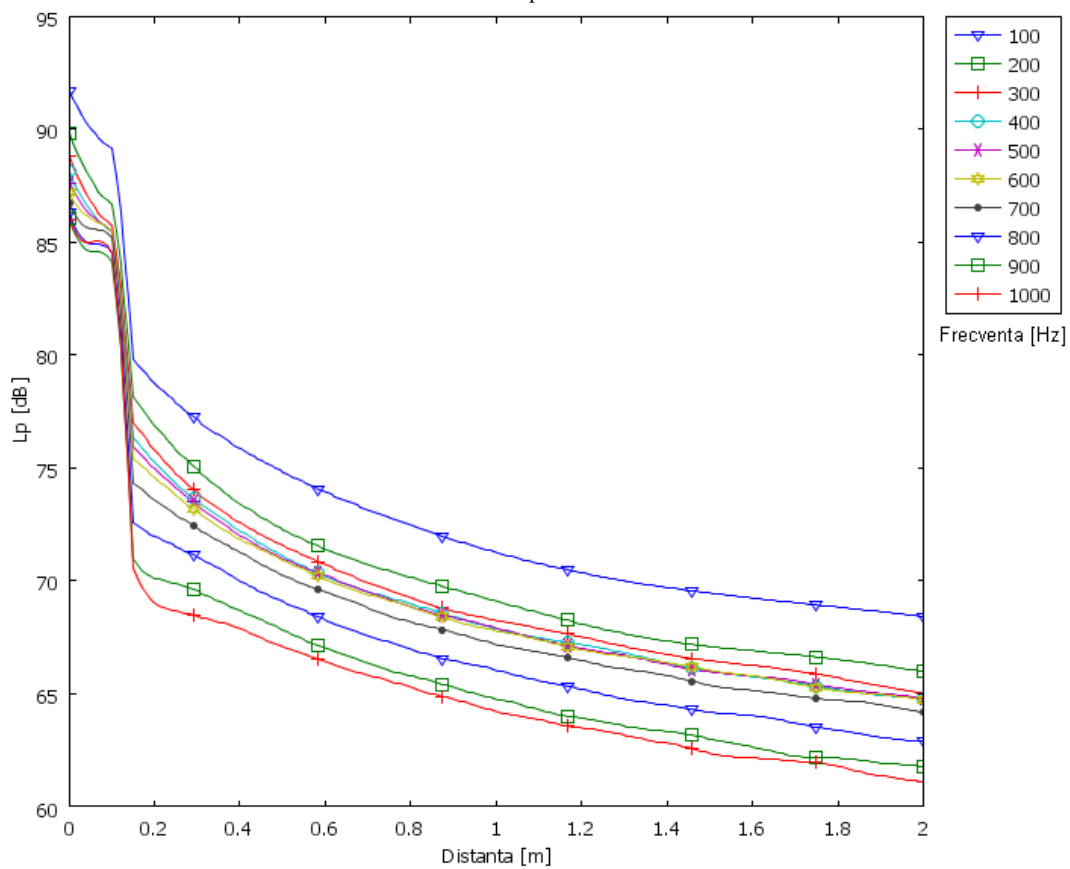
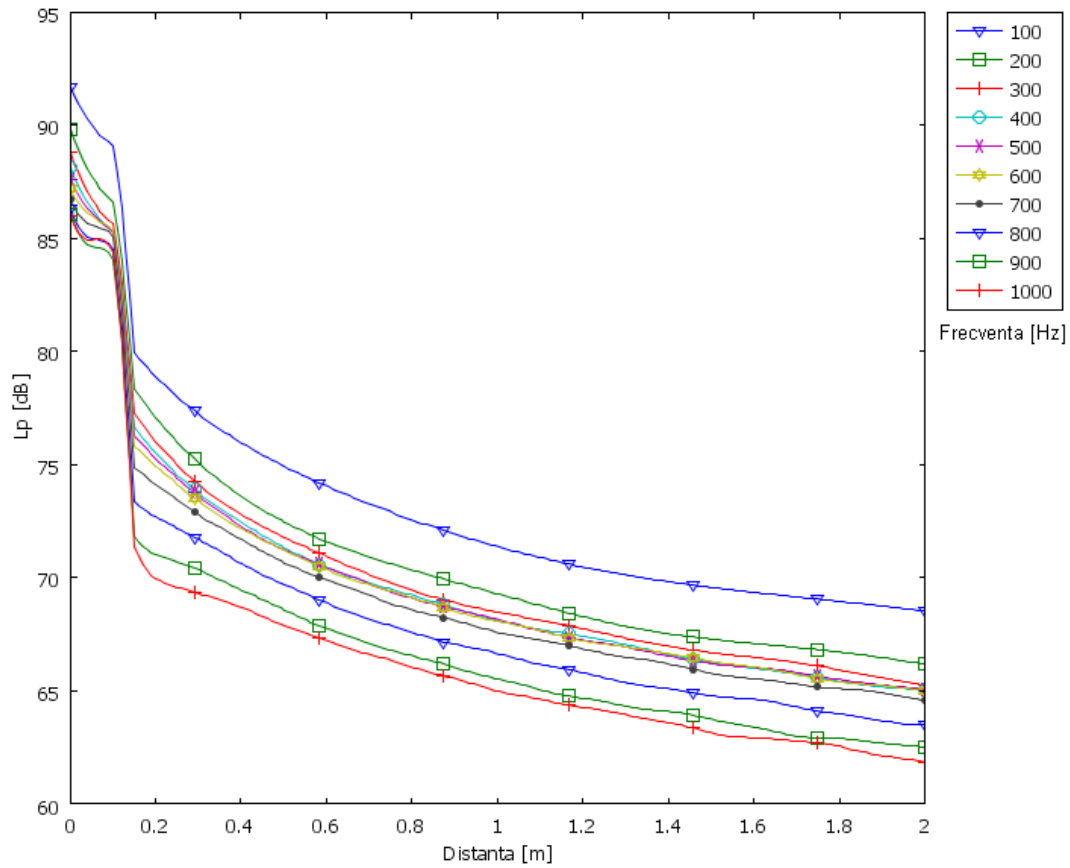


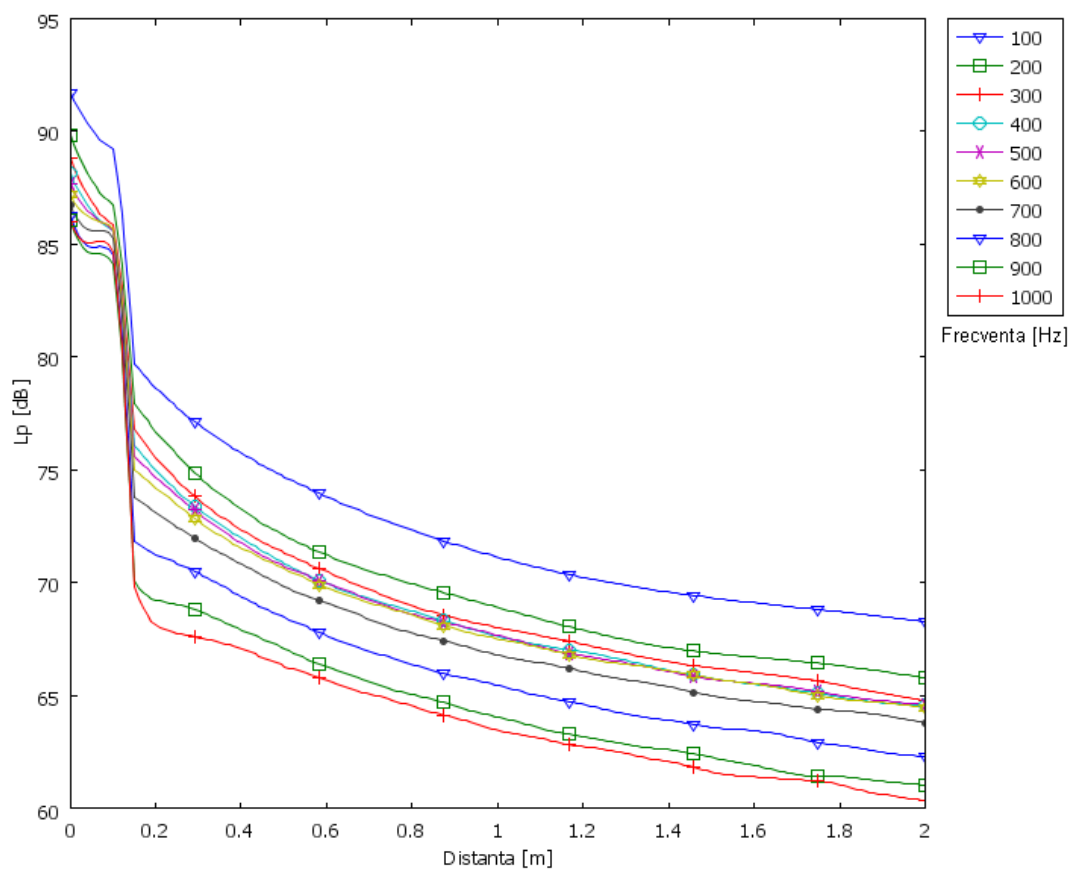
**Fig.A.5.3.28.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_k = 0,003$ ,  $C_Z = 1,6$ .











**Fig.A.5.3.35.** Diagrame  $L_p$ - distanță,  $C_k = 0,01$ ,  $C_Z = 1,6$ .

## ANEXA 6.1.

**Tabloul 6.1.1.** Caracteristicile plăcii de achiziție a datelor

National Instruments NI-USB 6251.

|                                     |                                    |
|-------------------------------------|------------------------------------|
| <b>Denumire</b>                     | USB-6251 Mass Term                 |
| Tip conector                        | USB                                |
| Sistem de operare                   | Windows                            |
| Tip dispozitiv                      | seria multifuncțională             |
| Mărime măsurată                     | Tensiune [V]                       |
| Condiționare semnal                 | Filtru trece jos                   |
| <b>Canale analogice de intrare</b>  | 16 (RSE, SE), 8 (Diferențiale)     |
| Rezoluție                           | 16 bit                             |
| Eșantionare                         | $1.25 \times 10^6$ eșantioane/sec. |
| Tensiune maximă                     | 10 V                               |
| Domeniu de tensiune maxim           | -10 V , 10 V                       |
| Sensibilitate la domeniu tens. max. | 112 $\mu$ V                        |
| Domeniu de tensiune minim           | -100 mV , 100 mV                   |
| Sensibilitate la domeniu tens. min. | 6 $\mu$ V                          |
| Memorie locală                      | 4095 eșantioane                    |

**Tabloul 6.1.2.** Caracteristicile accelerometrului

MetraMess KD42.

|                                       |                           |                       |
|---------------------------------------|---------------------------|-----------------------|
| Mărime de ieșire                      | Sarcină electrică         |                       |
| Tip încărcare                         | Compresie                 |                       |
| Sensibilitate                         | 100 $\pm$ 20 %            | pC/g*                 |
| Domeniu de măsurare (max/min)         | +1000 / -300              | g*                    |
| Domeniu de liniaritate în frecvență   | 11000                     | Hz                    |
| Frecvența de rezonanță                | > 20                      | kHz                   |
| Sensibilitate transversală            | < 10                      | %                     |
| Capacitanță fără cablu                | 0,8                       | nF                    |
| <b>Caracteristici de funcționare</b>  |                           |                       |
| Domeniu de temperatură (Tmin/Tmax)    | -35 / 150                 | °C                    |
| Coef. de sensibilitate la temperatură | 0,07                      | %/K                   |
| Sensibilitate magnetică               | 5                         | ms <sup>-2</sup> /T   |
| Sensibilitate acustică                | 0,04                      | ms <sup>-2</sup> /kPa |
| <b>Caracteristici mecanice</b>        |                           |                       |
| Masa                                  | 65                        | grame                 |
| Material carcasă                      | Oțel inoxidabil           |                       |
| Tip conector                          | UNF10-32                  |                       |
| Montare                               | alezaj filetat M5 în bază |                       |

\* g = 9.81 m.s<sup>-2</sup>

**Tabelul 6.1.3.** Caracteristicile convertorului de sarcină

MetraMess M32

|                                               |                                                                          |
|-----------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| Intrare                                       | conector IEPE, BNC                                                       |
| sursa senzor IEPE                             | 3.8 to 5.6 mA curent constant                                            |
| Amplificare                                   | $1 \pm 0,5 \% 1 / 10 / 100 \pm 1 \% \text{ typ.}; \pm 2 \% \text{ max.}$ |
| Nivel de ieșire                               | $> \pm 10 \text{ VSS} > \pm 10 \text{ VPP}$                              |
| Zgomot la ieșire (bandă largă 1 Hz .. 50 kHz) | $< 1 \text{ mV}_{\text{eff}} < 1 \text{ mV}_{\text{rms}}$                |
| Domeniul de frecvență (- 3 dB)                | 0.1 Hz .. 100 kHz 0.1 Hz .. 30 kHz                                       |
| Filtru trece jos                              | FB2-3-kHz                                                                |
| Tip filtru                                    | 4 poli, Butterworth, atenuare $> 70 \text{ dB/dec.}$                     |
| Sursa de tensiune                             | 5 .. 26 VDC / 200 mA                                                     |
| Conector sursă                                | DIN 453232                                                               |

## ANEXA 6.2

### Program pentru transferul datelor din fisierul ASCII generat de echipamentul de achiziție de date în fișiere compatibile MATLAB.

```

% NI VI Logger
% Created: 24.11.2008 17:21:20,324 E. Europe Standard Time
% Number of scans: 13500
% Row,Time,Voltage(Voltage)
% DECRYPTARE FISIER NI
[filename,pathname] = uigetfile('*.','Decod AMDTV',300,100);
if filename ~=0
    % Numarare blocuri
    fid = fopen(strcat(pathname,filename),'r');
    tline = fgetl(fid);
    i = 1;
    while 1
        tline = fgetl(fid);
        if ~ischar(tline)
            break
        end
        i = i + 1;
    end
    fclose('all');
    % Citire valori
    nnn = i;
    fid = fopen(strcat(pathname,filename),'r');
    tline = fgetl(fid);
    i = 1;
    h1 = waitbar(0,'Decriptare');
    while 1
        tline = fgetl(fid);
        if ~ischar(tline)
            break
        end
        virg = findstr(',',tline);
        ampl = str2num(tline(virg(3)+1:length(tline)));
        n_mat(i,1) = ampl;
        i = i + 1;
        waitbar(i/nnn);
    end
    close(h1);
    fclose('all');
end

```

### Program pentru analiza spectrală

```

Fs = 13500;
t = (0:1/Fs:4);
L = length(t);
NFFT = 2^nextpow2(L);
f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2);

load set1set2
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Diagrame motor oprit si functionare normala %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
i_culoare = 1;
figure;

```

```

for i = 1:2
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    if i_culoare == 1
        culoare = 'r';
    end
    if i_culoare == 2
        culoare = 'k';
    end
    i_culoare = i_culoare + 1;
    plot(t(1:13500),ya(1:13500), culoare);
    hold on;
end
xlabel('Timp (s)')
ylabel('Amplitudine [m/s^2]')
h = legend('Motor oprit','Functionare normala', 4);

i_culoare = 1;
figure;
for i = 7:8
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    if i_culoare == 1
        culoare = 'r';
    end
    if i_culoare == 2
        culoare = 'k';
    end
    i_culoare = i_culoare + 1;
    plot(t(1:13500),ya(1:13500), culoare);
    hold on;
end
xlabel('Timp (s)')
ylabel('Amplitudine [m/s^2]')
h = legend('Motor oprit','Functionare normala', 4);

i_culoare = 1;
figure;
for i = 1:2
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    vibratii_fft1;
end
xlabel('Frecventa (Hz)')
ylabel('Densitate Spectrala [dB_{ref 10^{-6} m/s^2}]')
h = legend('Motor oprit','Functionare normala', 4);

i_culoare = 1;
figure;
for i = 7:8
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    vibratii_fft1;
end
xlabel('Frecventa (Hz)')
ylabel('Densitate Spectrala [dB_{ref 10^{-6} m/s^2}]')
h = legend('Motor oprit','Functionare normala', 4);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Diagrame functionare normala si defecte %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```



```

i_culoare = 1;
figure;
for i = 2:6
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    if i_culoare == 1
        culoare = 'k';
    end
    if i_culoare == 2
        culoare = 'b';
    end
    if i_culoare == 3
        culoare = 'm';
    end
    if i_culoare == 4
        culoare = 'c';
    end
    if i_culoare == 5
        culoare = 'g';
    end
    i_culoare = i_culoare + 1;
    plot(t(1:13500),ya(1:13500), culoare);
    hold on;
end
xlabel('Timp (s)')
ylabel('Amplitudine [m/s^2]')
h = legend('Functionare normala', 'Cil. 1 oprit', 'Cil. 2 oprit',...
          'Cil. 3 oprit', 'Cil. 4 oprit', 4);

```

```

i_culoare = 1;
figure;
for i = 8:12
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    if i_culoare == 1
        culoare = 'k';
    end
    if i_culoare == 2
        culoare = 'b';
    end
    if i_culoare == 3
        culoare = 'm';
    end
    if i_culoare == 4
        culoare = 'c';
    end
    if i_culoare == 5
        culoare = 'g';
    end
    i_culoare = i_culoare + 1;
    plot(t(1:13500),ya(1:13500), culoare);
    hold on;
end
xlabel('Timp (s)')
ylabel('Amplitudine [m/s^2]')
h = legend('Functionare normala', 'Cil. 1 oprit', 'Cil. 2 oprit',...
          'Cil. 3 oprit', 'Cil. 4 oprit', 4);

```

```

i_culoare = 1;
figure;
for i = 2:6

```

```

    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    vibratii_fft2;
end
xlabel('Frecventa (Hz)')
ylabel('Densitate Spectrala [dB_{ref 10^{-6} m/s^2}]')
h = legend('Functionare normala', 'Cil. 1 oprit', 'Cil. 2 oprit',...
          'Cil. 3 oprit', 'Cil. 4 oprit', 4);

i_culoare = 1;
figure;
for i = 8:12
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    vibratii_fft2;
end
xlabel('Frecventa (Hz)')
ylabel('Densitate Spectrala [dB_{ref 10^{-6} m/s^2}]')
h = legend('Functionare normala', 'Cil. 1 oprit', 'Cil. 2 oprit',...
          'Cil. 3 oprit', 'Cil. 4 oprit', 4);

```

### ***Subprogram vibratii\_fft1***

```

ya = ya - mean(ya);
Y = fft(ya,NFFT);
Pyy = abs(Y(1:NFFT/2))/L;
% Diagrama spectrala a acceleraiei ISO R 1683
Pyy1 = Pyy(1:2800);
f2 = f(1:length(Pyy1));
if i_culoare == 1
    culoare = 'r';
end
if i_culoare == 2
    culoare = 'k';
end
i_culoare = i_culoare + 1;
plot(f2, 20*log10(Pyy1/(10e-6)), culoare);
hold on;

```

### ***Subprogram vibratii\_fft2***

```

ya = ya - mean(ya);
Y = fft(ya,NFFT);
Pyy = abs(Y(1:NFFT/2))/L;
% Diagrama spectrala a acceleraiei ISO R 1683
Pyy1 = Pyy(1:2800);
f2 = f(1:length(Pyy1));
if i_culoare == 1
    culoare = 'k';
end
if i_culoare == 2
    culoare = 'b';
end
if i_culoare == 3
    culoare = 'm';
end
if i_culoare == 4
    culoare = 'c';
end

```

```

end
if i_culoare == 5
    culoare = 'g';
end
i_culoare = i_culoare + 1;
plot(f2, 20*log10(Pyy1/(10e-6)), culoare);
hold on;

```

### Program pentru analiza wavelet.

```

load set1set2
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
nume_wav = 'db3';
for i = 3:6
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    j = i-2;
    [C1,L1] = wavedec(ya,5,nume_wav);
    [Ea1,Ed1] = wenergy(C1,L1);
    Ea2(j) = Ea1;
    Ed2(j,:) = Ed1;
end
Ea2 = Ea2 - mean(Ea2);

for i = 9:12
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    j = i-8;
    [C1,L1] = wavedec(ya,5,nume_wav);
    [Ea1,Ed1] = wenergy(C1,L1);
    Ea3(j) = Ea1;
    Ed3(j,:) = Ed1;
end
Ea3 = Ea3 - mean(Ea3);

figure;
plot(Ea2, 'ko-')
hold on
plot(Ea3, 'k*-')
set(gca, 'XTick', 1:1:4);
set(gca, 'XTickLabel', {'1','2','3','4'});
xlabel('Numar cilindru oprit')
ylabel('Energie [%]')
h = legend('Set 1','Set 2', 4);

figure;
plot(Ed2(:,1) - mean(Ed2(:,1)), 'ro-')
hold on
plot(Ed2(:,2) - mean(Ed2(:,2)), 'bo-')
plot(Ed2(:,3) - mean(Ed2(:,3)), 'mo-')
plot(Ed2(:,4) - mean(Ed2(:,4)), 'co-')
set(gca, 'XTick', 1:1:4);
set(gca, 'XTickLabel', {'1','2','3','4'});
xlabel('Numar cilindru oprit')
ylabel('Energie [%]')

plot(Ed3(:,1) - mean(Ed3(:,1)), 'r*-')

```

```

hold on
plot (Ed3(:,2)-mean(Ed3(:,2)), 'b*-' )
plot (Ed3(:,3)-mean(Ed3(:,3)), 'm*-' )
plot (Ed3(:,4)-mean(Ed3(:,4)), 'c*-' )
set (gca, 'XTick', 1:1:4);
set (gca, 'XTickLabel', {'1', '2', '3', '4'});
xlabel('Numar cilindru oprit')
ylabel('Energie [%]')

figure;
Ed4 = (Ed2(:,3)-mean(Ed2(:,3)));
plot (Ed4, 'ko-')
hold on
Ed5 = (Ed3(:,3)-mean(Ed3(:,3)));
plot (Ed5, 'k*-' )
set (gca, 'XTick', 1:1:4);
set (gca, 'XTickLabel', {'1', '2', '3', '4'});
xlabel('Numar cilindru oprit')
ylabel('Energie [%]')
h = legend('Set 1', 'Set 2', 4);

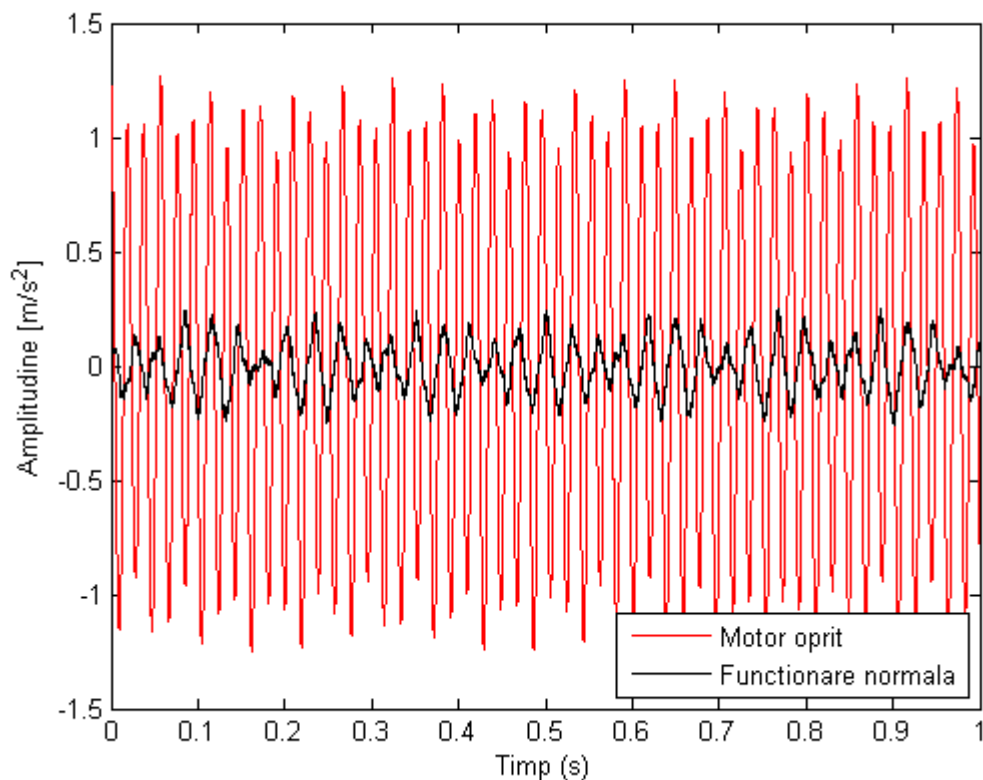
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
nume_wav = 'sym4';
for i = 3:6
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    j = i-2;
    [C1,L1] = wavedec(ya,5,nume_wav);
    [Ea1,Ed1] = wenergy(C1,L1);
    Ea2(j) = Ea1;
    Ed2(j,:) = Ed1;
end
Ea2 = Ea2 - mean(Ea2);

for i = 9:12
    ya = y(i,:);
    ya = 9.81*ya;
    j = i-8;
    [C1,L1] = wavedec(ya,5,nume_wav);
    [Ea1,Ed1] = wenergy(C1,L1);
    Ea3(j) = Ea1;
    Ed3(j,:) = Ed1;
end
Ea3 = Ea3 - mean(Ea3);

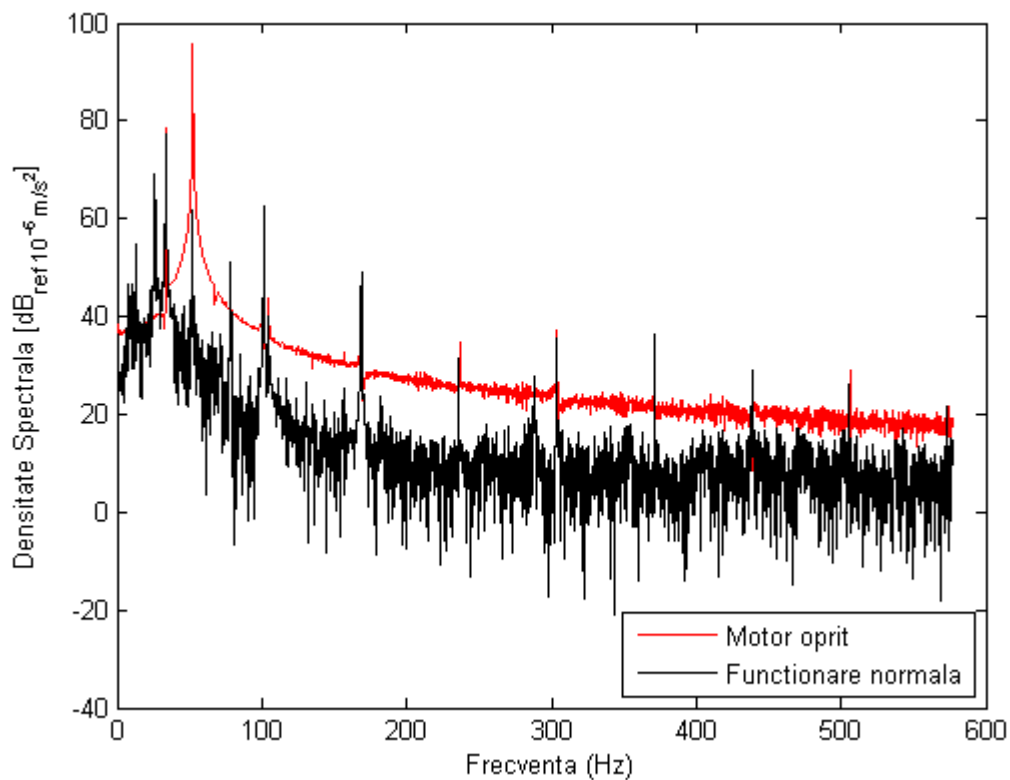
figure;
Ed6 = (Ed2(:,3)-mean(Ed2(:,3)));
plot (Ed4,Ed6, 'ko')
hold on
Ed7 = (Ed3(:,3)-mean(Ed3(:,3)));
plot (Ed5,Ed7, 'k*')
xlabel('Psi: db3. Energie [%]')
ylabel('Psi: sym4. Energie [%]')
h = legend('Set 1', 'Set 2', 4);

```

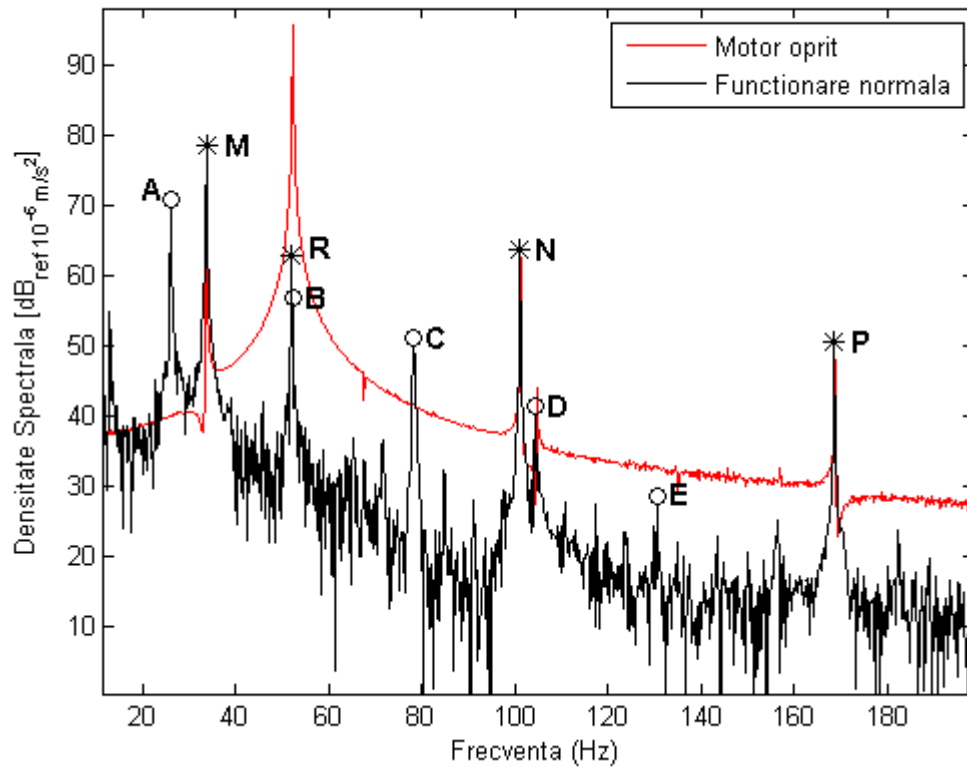
## ANEXA 6.3



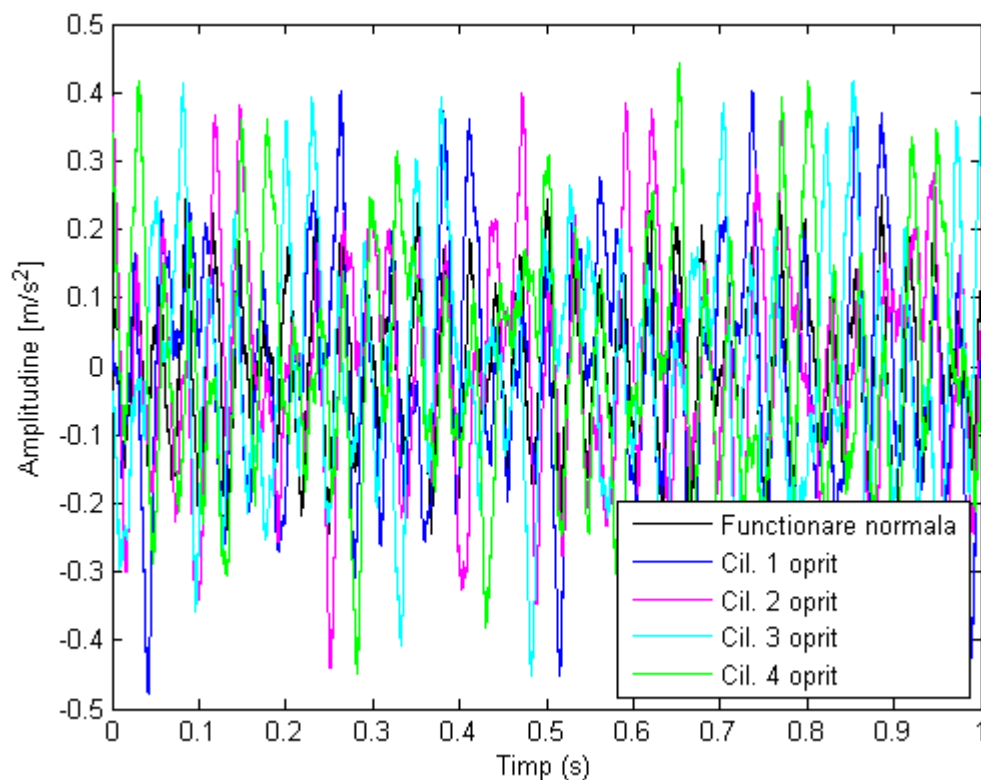
**Fig.A.6.3.1.** Diagrama semnalelor de funcționare normală și zgomote, pentru setul 2.



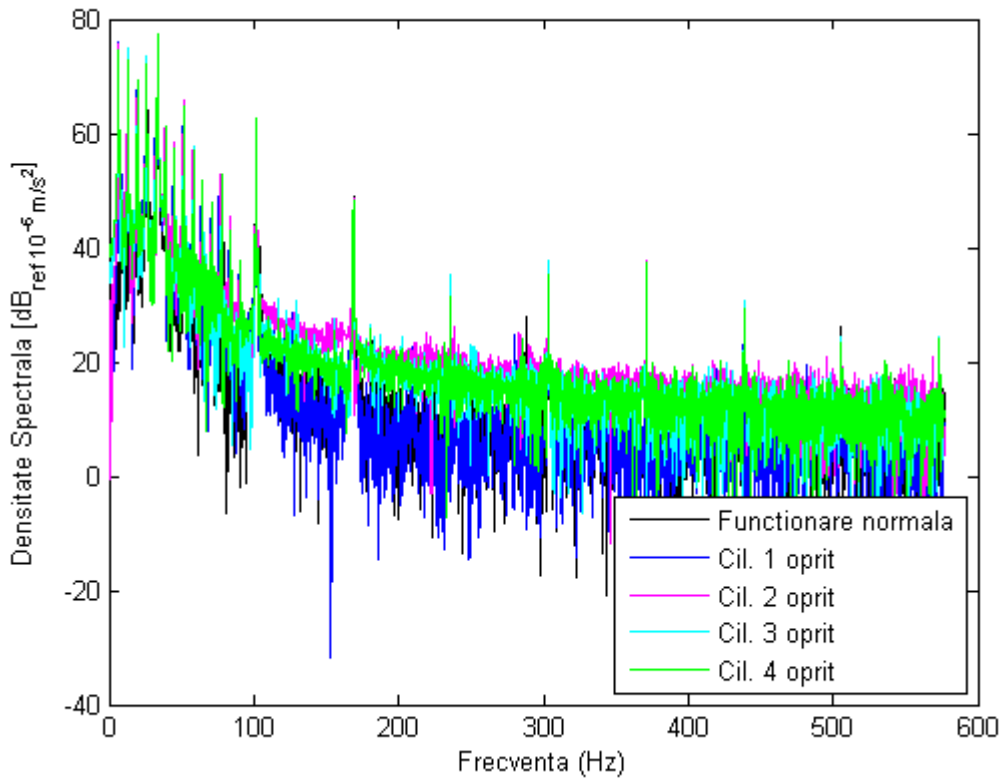
**Fig.A.6.3.2.** Diagrama spectrală a funcționării normale, pentru setul 2 de măsurări.



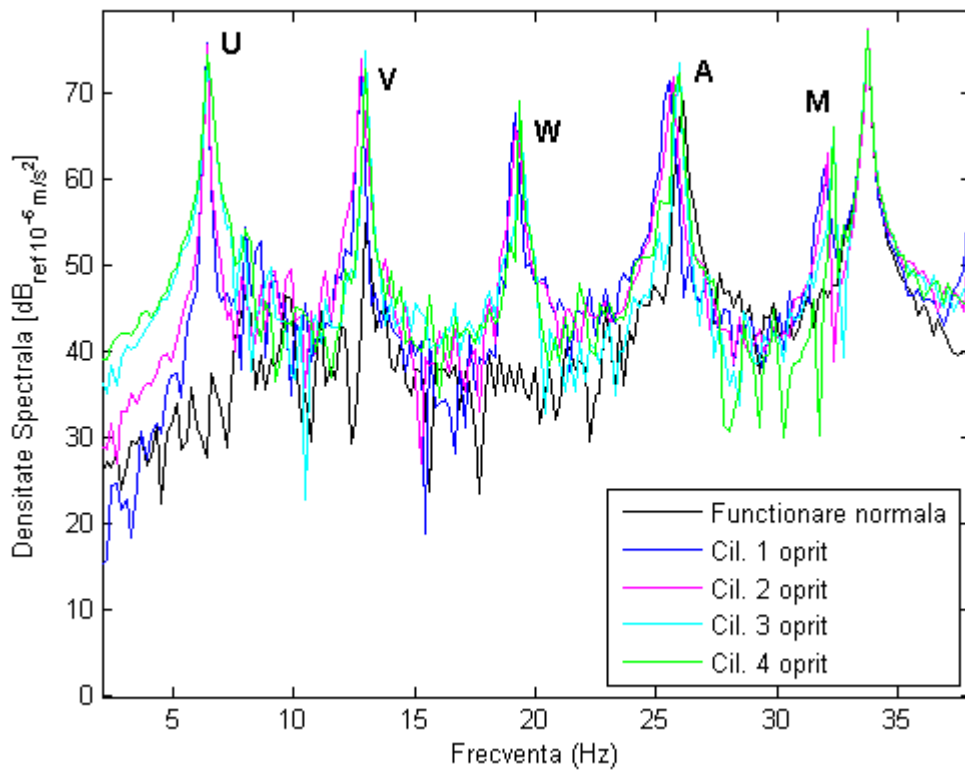
**Fig.A.6.3.3.** Diagrama spectrală a funcționării normale, pentru setul 2 de măsurări (detaliu).



**Fig.A.6.3.4.** Diagrama semnalelor măsurate pentru setul 2.



**Fig.A.6.3.5.** Diagrama spectrală cumulată pentru setul 2 de măsurări.



**Fig.A.6.3.6.** Diagrama spectrală cumulată pentru setul 2 de măsurări (detaliu).

## ANEXA 7.1.

## PROGRAMUL DE COMANDĂ AL ROBOTULUI PENTRU MĂSURAREA ZGOMOTELOR.

### Interfața grafică utilizator

```
% Directoare utilizate
addpath('C:\Fanrobl',...
        'C:\Fanrobl\tdr',...
        'C:\Fanrobl\grid',...
        'C:\Fanrobl\sursa',...
        'C:\Fanrobl\tdr\mpr');

% Sistem robotizat pentru achiizitie sunet - S.R.A.S.
fio0 = figure('Name','Sistem robotizat pentru achiizitie sunet',...
             'NumberTitle','off','Position',[200 200 430 105],'MenuBar','none');

% PROGRAM
fio10 = uicontrol('Style','text','String','START PROGRAM',...
                 'Position',[30 80 110 15],'HorizontalAlignment','left');
fio20 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Achizitie pe Grid',...
                 'Position',[30 55 110 20],'Callback','fan_ach_grid1');

% OPERATIV
fio70 = uicontrol('Style','text','String','OPERATIV',...
                 'Position',[160 80 110 15],'HorizontalAlignment','left');
fio80 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Initializare Robot',...
                 'Position',[160 55 110 20],'Callback','fan_init');
fio120 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Stop Program',...
                  'Position',[160 30 110 20],'Callback','fan_stop');

% INTRETINERE
fio130 = uicontrol('Style','text','String','MENTENANTA',...
                  'Position',[290 80 110 15],'HorizontalAlignment','left');
fio150 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Comenzi Robot',...
                  'Position',[290 55 110 20],'Callback','fan_tdr');

% Iesire
fio190 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
                  'Position',[290 5 110 20],'Callback','delete(fio0)');
```

### Subprogram execuție sarcini

```
% Dezactivare butoane
set(fio20,'Enable','off');
set(fio30,'Enable','off');
set(fio80,'Enable','off');
% set(fio120,'Enable','off');
set(fio150,'Enable','off');
set(fio190,'Enable','off');

global nr_mpr2
global date_ach

% Depalsarile sunt explicate in figura - MPR.bmp

% Fiecare MPR functioneaza astfel (exceptand MPR50 si MPR51) :
```



```

% 4. Se pozitioneaza in punctul de apropiere 'I-1' ((I-1)a);
% 1. Se pozitioneaza in punctul de apropiere 'I' (Ia);
% 2. Se pozitioneaza in punctul de masurare 'I' (Ib);
% 3. Se realizeaza masurarea in punctul 'I' (Ib);
% 5. i = i + 1.
% NOTA1 : Pentru punctul 1 al grid-ului punctul de apropiere i-1 este punctul 0
% NOTA2 : Dupa ultima masurare MPR 51 deplaseaza robotul in punctul de
% apropiere dupa care MPR 50 il aduce in punctul 0

% Punct 0 - oriunde ar fi se pozitioneaza in punctul 0
% nr_mpr2 = 52;
% fan_ach_mg;
% fan_ach_sg;
% date_2(1,:) = date_ach';
% clear date_ach;
% pause(10)

% Punct 1...17
nr_mpr_start = 9;
for i_mpr = 1:16
    nr_mpr2 = nr_mpr_start + (i_mpr - 1);
    fan_ach_mg;
    fan_ach_sg;
    date_1(i_mpr,:) = date_ach';
    clear date_ach;
end

% se deplaseaza in punctul de apropiere 15a si revine in punctul 0
% nr_mpr2 = 52;
% fan_ach_mg;
% fan_ach_sg;
% date_2(2,:) = date_ach';
% clear date_ach;
% pause(10)

```

### Subprogram deplasare robot la punct de achizitie

```

% Lansarea in executie a unui MPR
% Se trece in mod SEMI-AUTOMAT
% 1. Se selecteaza MPR cu numarul specificat
% 2. Se trece in mod SEMI-AUTOMAT
% 3. Se porneste executia MPR selectat
% 4. Se asteapta terminarea executiei MPR
% 5. Se trece inapoi in mod EDIT
global nr_mpr2 % nr_mpr2 = numeric

% 1.
nr_mpr_str2 = num2str(nr_mpr2);
tline1 = strcat('$D/',nr_mpr_str2);
fprintf(s1,tline1);
fscanf(s1);
pause(0.1);

% 2.
fprintf(s1,'AUTO');

```

```

fscanf(s1);
pause(0.1);
% 3.
fprintf(s1, 'G');
fscanf(s1);
pause(0.1);
% set(f30_7, 'String', 'Executie... ');

% 4.
pause(1);
k = 1;
while k == 1
    fprintf(s1, 'NS');
    tline2 = fscanf(s1);
    pause(0.1);
    tline3 = str2num(tline2(1:1));
    if tline3 == 5
        break
    end
end
% set(f30_7, 'String', 'Terminat. ');

%5
fprintf(s1, 'EDIT');
fscanf(s1);
pause(0.1);

```

### Subprogram achiziție date

```

%Achizitie sunet 5 secunde.
ai = analoginput('winsound');
addchannel(ai,1);
set(ai, 'SampleRate', 11025);
set(ai, 'SamplesPerTrigger', 11025*3);
start(ai);
date_ach = getdata(ai);
delete(ai);
clear ai
hhh = figure;
hold on
plot(date_ach);
pause(2);
close(hhh);

```

### Subprogram de inițializare a comunicării cu robotul

```

% Initializare comunicare seriala SC <-> CNC Robot

% Parametrii comunicarii seriale ce pot fi setati din matlab
%   BaudRate
%   BreakInterruptAction
%   DataBits
%   DataTerminalReady: [ {on} | off ]
%   FlowControl: [ {none} | hardware | software ]

```

```

% Parity: [ {none} | odd | even | mark | space ]
% PinStatusAction
% Port
% ReadAsyncMode: [ {continuous} | manual ]
% RequestToSend: [ {on} | off ]
% StopBits
% Terminator: [ CR | {LF} | CR/LF | LF/CR ]

% Initialize RS232 CNC Robot

s1 = serial('COM2');
set(s1, 'BaudRate', 4800, 'DataBits', 8, 'Parity', 'none', 'StopBits', 2, ...
    'FlowControl', 'hardware', 'Terminator', 'CR' );
set(s1, 'Timeout', 10);
fopen(s1);
fprintf(s1, 'RS232');
ans_rob1 = fscanf(s1);
ans_rob11 = ans_rob1(1:length(ans_rob1)-1);
if strcmp(ans_rob11, 'RS_ON: MANU') | strcmp(ans_rob11, 'RS_ON: EDIT') | ...
    strcmp(ans_rob11, 'RS_ON: SEMI') | strcmp(ans_rob11, 'RS_ON: AUTO')

    fs10_5 = figure('Name', 'Initializare', ...
        'NumberTitle', 'off', 'Position', [230 250 300 55], 'MenuBar', 'none');
    % Mesaj OK
    fs110_5 = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Robot: OK', ...
        'Position', [80 35 170 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
    % Iesire
    fs120_5 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire', ...
        'Position', [180 5 70 20], 'Callback', 'delete(fs10_5)');
else
    fs10_5 = figure('Name', 'Initializare', ...
        'NumberTitle', 'off', 'Position', [200 200 300 105], 'MenuBar', 'none');
    % Mesaj eroare
    fs110_5_1 = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Eroare: RS232!', ...
        'Position', [80 80 170 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
    fs110_5_2 = uicontrol('Style', 'text', 'String', '1. Verificati legatura
SC<->Robot!', ...
        'Position', [80 55 170 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
    fs110_5_3 = uicontrol('Style', 'text', 'String', '2. Verificati stare
Robot!', ...
        'Position', [80 35 170 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
    % Iesire
    fs120_5 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire', ...
        'Position', [180 5 70 20], 'Callback', 'delete(fs10_5)');
end

```

### Subprogram de terminare comunicare cu robotul

```

% Activare butoane
set(fio20, 'Enable', 'on');
set(fio30, 'Enable', 'on');
set(fio80, 'Enable', 'on');
set(fio120, 'Enable', 'on');
set(fio150, 'Enable', 'on');
set(fio190, 'Enable', 'on');
% Terminare comunicare SC <-> CNC Robot
if ~isempty(INSTRFIND)
    fprintf(s1, 'FIN')

```

```

fclose(s1)
delete(s1)
clear s1
end

```

## Subprogram de mentenanță a robotului

```

% Initializare variabile
title_mente = strcat('Program de mentenanta - ',title_robot);
f0 = figure('Name',title_mente,...
    'NumberTitle','off','Position', [150 200 590 205],'MenuBar','none');

% RS232
f10 = uicontrol('Style','text','String','RS232',...
    'Position', [60 180 110 15],'HorizontalAlignment','left');

f20 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Initializare',...
    'Position', [60 155 110 20], 'Callback', 'tdr_init');
f30 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Stop',...
    'Position', [60 130 110 20], 'Callback', 'tdr_stop');

% AFISARE
f40 = uicontrol('Style','text','String','AFISARE',...
    'Position', [60 80 110 15],'HorizontalAlignment','left');

f50 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Lista MPR',...
    'Position', [60 55 110 20], 'Callback', 'tdr_lista');
f60 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Pozitie curenta',...
    'Position', [60 30 110 20], 'Callback', 'tdr_poz');

% TRANSFER
f70 = uicontrol('Style','text','String','TRANSFER',...
    'Position', [180 180 110 15],'HorizontalAlignment','left');

f80 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Citire MPR',...
    'Position', [180 155 110 20], 'Callback','tdr_citire');
f90 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Scriere MPR',...
    'Position', [180 130 110 20], 'Callback','tdr_scriere');
f95 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Stergere MPR',...
    'Position', [180 105 110 20], 'Callback','tdr_stergere');

% PROGRAMARE
f100 = uicontrol('Style','text','String','PROGRAMARE',...
    'Position', [180 80 110 15],'HorizontalAlignment','left');

f110 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Editare MPR',...
    'Position', [180 55 110 20], 'Callback','tdr_editare');
f120 = uicontrol('Style','pushbutton','String','PostProc. MPR',...
    'Position', [180 30 110 20], 'Callback','tdr_postproc');

% EXECUTIE
f130 = uicontrol('Style','text','String','EXECUTIE',...
    'Position', [300 180 110 15],'HorizontalAlignment','left');

```

```

f140 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String','Lansare MPR',...
'Position', [300 155 110 20], 'Callback','tdr_lansare');
f150 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String','Oprire MPR',...
'Position', [300 130 110 20], 'Callback','tdr_oprire');
f160 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String','Origine',...
'Position', [300 105 110 20], 'Callback','tdr_origine');

% PARAMETRII MASINA

f130 = uicontrol('Style', 'text', 'String','PARAMETRII MASINA',...
'Position', [420 180 110 15], 'HorizontalAlignment','left');

f140 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String','Citire PM',...
'Position', [420 155 110 20], 'Callback','tdr_citire_pm');
f150 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String','Scriere PM',...
'Position', [420 130 110 20], 'Callback','tdr_scriere_pm');

% Iesire

f190 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
'Position', [420 5 110 20], 'Callback', 'delete(f0)');

```

## Subprogram de înscriere a secvențelor în memoria robotului

```

% Initializare comunicare seriala SC <-> CNC

% Parametrii comunicarii seriale ce pot fi setati din matlab
% BaudRate
% BreakInterruptAction
% DataBits
% DataTerminalReady: [ {on} | off ]
% FlowControl: [ {none} | hardware | software ]
% Parity: [ {none} | odd | even | mark | space ]
% PinStatusAction
% Port
% ReadAsyncMode: [ {continuous} | manual ]
% RequestToSend: [ {on} | off ]
% StopBits
% Terminator: [ CR | {LF} | CR/LF | LF/CR ]
global pathname filename
% Setari RS232
s = serial('COM1');
speed = 1200;
set(s, 'BaudRate', speed, 'DataBits', 8, 'Parity', 'none', 'StopBits', 2, ...
'FlowControl', 'hardware', 'Terminator', 'CR' );
set(s, 'Timeout', 10);
fopen(s);
fprintf(s, 'RS232');
ans_rob1 = fscanf(s);
ans_rob = ans_rob1(1:length(ans_rob1)-1);
if strcmp(ans_rob, 'RS_ON: MANU') | strcmp(ans_rob, 'RS_ON: EDIT') | ...
strcmp(ans_rob, 'RS_ON: SEMI') | strcmp(ans_rob, 'RS_ON: AUTO')

```

```
disp('Legatura SC <-> CNC : OK');
pause(3);
pathname = 'C:\labcell\work\prlnou';
filename = 'MPR10.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR105.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR11.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR12.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR13.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR20.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR21.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR22.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR23.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR30.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR31.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR32.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR33.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR40.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR41.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR42.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR43.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR44.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR45.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR50.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR51.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR52.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR53.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR54.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR55.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR60.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR61.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR62.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR63.prb'
scriere_mpr_manuall;
```

```

filename = 'MPR64.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR65.prb'
scriere_mpr_manuall;
filename = 'MPR5.prb'
scriere_mpr_manuall;
pause(5);
% Terminare comunicare SC <-> CNC
if ~isempty(INSTRFIND)
    fprintf(s, 'FIN')
    fclose(s)
    delete(s)
    clear s
end
else
    disp('Eroare la initializare RS232');
end

%%%%%%%%%%

[fid] = fopen(strcat(pathname, '\', filename), 'rt');
fprintf(s, 'EDIT');
pause(1);
fscanf(s);
pause(1);
fprintf(s, 'EC');
pause(1);
fscanf(s);
pause(2);
while feof(fid) == 0
    tline = fgetl(fid);
    fprintf(s, tline);
    fscanf(s);
    pause(2);
end
fclose(fid);
pause(6);
disp('Scriere OK')

```

### Subprogram citire secvență din memoria robotului

```

% Citire MPR
% 1. Se trimite : 'EDIT'
% 2. Se introduce <nr.MPR>
% 3. Se deschide fisier in care se va salva MPR
% 4. Se trimite : 'LC/<nr.MPR>'
% 5. Se citeste linie cu linie raspunsul CNC si se salveaza succesiv in fisierul
deschis
%   pana cand se intalneste caracterul '%'.
% 6. Se afiseaza mesajul 'Citire OK'
% 7. Se inchide fisierul.
% 1.
fprintf(s, 'EDIT');
fscanf(s);
% 2.
global nr_mpr
nr_mpr = 0;

f0_3 = figure('Name', 'Citire MPR din CNC in fisier', ...
    'NumberTitle', 'off', 'Position', [200 200 300 55], 'MenuBar', 'none');

```

```

% Specificare numar MPR

f10_3 = uicontrol('Style', 'Edit', 'String', nr_mpr,...
    'Position', [40 35 110 20], 'BackgroundColor','w','Callback','tdr_citire1');

% Start citire

f20_3 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Start citire',...
    'Position', [40 5 70 20], 'Callback', 'tdr_citire2');

% Mesaj citire OK

f30_3 = uicontrol('Style', 'text', 'String', '          ',...
    'Position', [180 35 70 15], 'HorizontalAlignment','left');

% Iesire

f40_3 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
    'Position', [180 5 70 20], 'Callback', 'delete(f0_3)');

% Specificare numar MPR : text in editbox
global nr_mpr
set(f30_3, 'String', '          ');
nr_mpr = str2num(get(f10_3, 'String'));

% Citire2
global nr_mpr
nr_mpr_str = num2str(nr_mpr);
if (nr_mpr >= 1) & (nr_mpr <= 40)
    % 3.
    [newfile,newpath] = uiputfile('*.','Salvare fisier',300,100);
    pause(1);
    if newfile ~=0
        [newfid] = fopen(strcat(newpath,newfile),'wt');
        set(f30_3, 'String', 'Citire... ');
        tline1 = strcat('LC/',nr_mpr_str);
        fprintf(s,tline1);
        k = [];
        while isempty(k)
            ans_robl = fscanf(s);
            tline = ans_robl;
            fprintf(newfid,'%s\n',tline);
            fprintf(s,'0')
            k = findstr(tline,'%');
        end
        fclose(newfid);
        pause(3);
        set(f30_3, 'String', 'Citire OK');
    end
end
end

```



## Subprogram citire parametrul robot

```

% Citire PM
fprintf(s, 'EDIT');
fscanf(s);

[newfile,newpath] = uiputfile('*.*', 'Citire parametrul masina', 300, 100);
pause(1);
if newfile ~=0
    [newfid] = fopen(strcat(newpath,newfile), 'wt');
    fprintf(s, 'LK/XX');
    k = [];
    while isempty(k)
        ans_rob1 = fscanf(s);
        tline = ans_rob1;
        fprintf(newfid, '%s\n', tline);
        fprintf(s, '0')
        k = findstr(tline, '%');
    end
    fclose(newfid);
    pause(3);
    msgbox('Citire : OK');
end

```

## Subprogram lansare în execuție secvență

```

% Lansarea in executie a ununi MPR
% 1. Se selecteaza MPR
% 2. Se cauta MPR si se transfera in memoria buffer.
% 3. Se lanseaza MPR selectat in executie.

fprintf(s, 'EDIT');
fscanf(s);
% 2.
global nr_mpr2
nr_mpr2 = 0;

f0_7 = figure('Name', 'Lansare MPR in executie', ...
    'NumberTitle', 'off', 'Position', [200 200 300 55], 'MenuBar', 'none');

% Specificare numar MPR

f10_7 = uicontrol('Style', 'Edit', 'String', nr_mpr2, ...
    'Position', [40 35 110 20], 'BackgroundColor', 'w', 'Callback', 'tdr_lansare1');
f30_7 = uicontrol('Style', 'text', 'String', ' ', ...
    'Position', [180 35 70 15], 'HorizontalAlignment', 'left');

% Start executie MPR

f20_7 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Start executie', ...
    'Position', [40 5 70 20], 'Callback', 'tdr_lansare2');

% Iesire

```

```
f40_7 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
    'Position', [180 5 70 20], 'Callback', 'delete(f0_7)');

% Specificare numar MPR : text in editbox
global nr_mpr2
nr_mpr2 = str2num(get(f10_7, 'String'));

% Lansarea in executie a unui MPR
% Se trece in mod SEMI-AUTOMAT
% 1. Se selecteaza MPR cu numarul specificat
% 2. Se trece in mod SEMI-AUTOMAT
% 3. Se executa MPR selectat
%
% 4. Se trece inapoi in mod EDIT
global nr_mpr2

% 1.
nr_mpr_str2 = num2str(nr_mpr2);
tline1 = strcat('$D/', nr_mpr_str2);
fprintf(s, tline1);
fscanf(s);
pause(0.1);

% 2.
fprintf(s, 'AUTO');
fscanf(s);
pause(0.1);
% 3.
fprintf(s, 'G');
fscanf(s);
pause(0.1);
set(f30_7, 'String', 'Executie... ');

% 4.
pause(1);
k = 1;
while k == 1
    fprintf(s, 'NS');
    tline2 = fscanf(s);
    pause(0.1);
    tline3 = str2num(tline2(1:1));
    if tline3 == 5
        break
    end
end
set(f30_7, 'String', 'Terminat.');
```

```
%5
fprintf(s, 'EDIT');
fscanf(s);
pause(0.1);
```

## Subprogram transcriere secvență în limbaj robot

```

% Calculul sumei de control si inscrierea acesteia in fisier MPR
[filename,pathname] = uigetfile('*.','Post-procesare fisier',300,100);
if filename ~= 0
    [fid] = fopen(strcat(pathname,filename),'rt');
    out_file = strcat(filename(1:length(filename)-3),'prb');
    [newfid] = fopen(strcat(pathname,out_file),'wt');
    k = 0;
    j = 0;
    while feof(fid) == 0
        tline = fgetl(fid);
        if ~isempty(tline)
            k = k+1;
        end
    end
    fclose(fid);
    [fid] = fopen(strcat(pathname,filename),'rt');
    while feof(fid) == 0
        tline = fgetl(fid);
        if ~isempty(tline)
            j = j+1;
            lung = length(tline);
            suma(1) = double(tline(1));
            for i = 2:lung
                suma(i) = mod(suma(i-1)+double(tline(i)),64);
            end
            chksum(j) = 64 + suma(lung);
            chksum_ch(j) = char(chksum(j));
            if j ~= k
                newline = strcat(tline,chksum_ch(j),'!');
            else
                newline = strcat(tline,chksum_ch(j),'!','%');
            end
            fprintf(newfid,'%s\n',newline);
        end
    end
    fclose(fid);
    fclose(newfid);
end

```

## Subprogram ștergere secvență din memoria robot

```

% Stergere MPR
% 1. Se trimite : 'EDIT'
% 2. Se introduce <nr.MPR>
% 3. Se verifica existenta <nr.MPR> in lista
% 4. daca nu exista <nr.MPR> se afiseaza mesaj de eroare
% 5. Se trimite : 'SC/<nr.MPR>'
% 6. Se afiseaza mesajul 'Stergere OK'
% 1.
fprintf(s,'EDIT');
fscanf(s);
% 2.

```

```

global nr_mpr1
nr_mpr1 = 0;

f0_6 = figure('Name','Citire MPR din CNC in fisier',...
    'NumberTitle','off','Position',[200 200 300 80],'MenuBar','none');

% Specificare numar MPR
f10_6a = uicontrol('Style','text','String','Inainte de stergere consultati
lista MPR',...
    'Position',[40 55 200 15],'HorizontalAlignment','left');
f10_6 = uicontrol('Style','Edit','String',nr_mpr1,...
    'Position',[40 35 110 20],'BackgroundColor','w','Callback','tdr_stergere1');

% Start stergere

f20_6 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Start stergere',...
    'Position',[40 5 70 20],'Callback','tdr_stergere2');

% Mesaj stergere OK

f30_6 = uicontrol('Style','text','String',' ','...
    'Position',[180 35 100 15],'HorizontalAlignment','left');

% Iesire

f40_6 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
    'Position',[180 5 70 20],'Callback','delete(f0_6)');

% Specificare numar MPR : text in editbox
global nr_mpr1
set(f30_6,'String',' ');
nr_mpr1 = str2num(get(f10_6,'String'));

% Stergere MPR
global nr_mpr1
set(f30_6,'String','Stergere... ');
nr_mpr_str1 = num2str(nr_mpr1);
tline2 = strcat('SC/',nr_mpr_str1);
fprintf(s,tline2);
tline3 = fscanf(s);
pause(2);
set(f30_6,'String','Stergere : OK');

```

### Exemplu de secvență de comandă cod robot.

9,

```

1,,35950,16730,4340,79280,19240,174300,*****,,*****,,*****,,*****,,40,,
2,,44390,26260,4150,101100,2300,169160,*****,,*****,,*****,,*****,,40,,

```

3,,45220,36850,13670,101100,2300,169160,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

4,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

5,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

6,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

7,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

8,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

9,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

10,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

11,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,,

12,,,,,, ,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,\*\*\*\*\* ,\*\*\*\*\* ,,,,,40,50,

**ANEXA 7.2.****Lista coordonatelor punctelor caracteristice program robot.**

| Punct<br>traietorie | Axe Robot |       |       |        |       |        |
|---------------------|-----------|-------|-------|--------|-------|--------|
|                     | 1         | 2     | 3     | 4      | 5     | 6      |
| 1a                  | 44390     | 26260 | 4150  | 101100 | 2300  | 169160 |
| 2a                  | 37140     | 25210 | 3270  | 112330 | 2300  | 165200 |
| 3a                  | 43560     | 27430 | 3440  | 39570  | 1990  | 171540 |
| 4a                  | 36910     | 27160 | 7500  | 26410  | 1990  | 175600 |
| 5a                  | 30270     | 27160 | 7500  | 48940  | 4010  | 175600 |
| 6a                  | 30080     | 29824 | 12880 | 65030  | 10380 | 175600 |
| 7a                  | 34650     | 28230 | 8570  | 65030  | 4050  | 175600 |
| 8a                  | 39200     | 28320 | 8570  | 65030  | 4050  | 175600 |
| 9a                  | 44300     | 28230 | 8570  | 65030  | 4050  | 175600 |
| 10a                 | 48250     | 28230 | 8570  | 65030  | 4050  | 175600 |
| 11a                 | 43440     | 30390 | 17830 | 82040  | 24580 | 169160 |
| 12a                 | 40190     | 28920 | 14490 | 82040, | 20530 | 169160 |
| 13a                 | 36720     | 29350 | 14760 | 82040  | 20530 | 169160 |
| 14a                 | 32790     | 29310 | 16110 | 81860  | 24770 | 169160 |
| 15a                 | 29760     | 30660 | 19550 | 75230  | 29690 | 175600 |
| 1b                  | 45220     | 36850 | 13670 | 101100 | 2300  | 169160 |
| 2b                  | 35420     | 36850 | 13120 | 127790 | 2300  | 163160 |
| 3b                  | 43560     | 37360 | 13580 | 33750  | 1990  | 170500 |
| 4b                  | 36910     | 37360 | 16410 | 26410  | 1990  | 175600 |
| 5b                  | 30270     | 36950 | 17110 | 48940  | 4010  | 175600 |
| 6b                  | 30370     | 39910 | 22950 | 65420  | 10380 | 175600 |
| 7b                  | 34650     | 33420 | 18200 | 65030  | 4050  | 175600 |
| 8b                  | 39200     | 38270 | 17530 | 65030  | 4050  | 175600 |
| 9b                  | 44300     | 38460 | 17830 | 65030  | 4050  | 175600 |
| 10b                 | 48250     | 40030 | 21660 | 65030  | 5230  | 175600 |
| 11b                 | 44080     | 42960 | 31650 | 80870  | 31550 | 169160 |
| 12b                 | 40460     | 40600 | 25730 | 82040  | 20530 | 169160 |
| 13b                 | 36720     | 39640 | 24080 | 82040  | 20530 | 169160 |
| 14b                 | 32630     | 41910 | 28090 | 83830  | 19990 | 171260 |
| 15b                 | 29760     | 44850 | 35720 | 75230  | 37170 | 175600 |

## ANEXA 7.3

**Program de procesare a datelor achiziționate cu ajutorul sistemului robotizat**

```
% EXPERIMENTAL
% load date_func_norm % - 1 functionare normala
% load date_cil123     % - 2 cilindrul 4 nefunctional
% load date_cil124     % - 3 cilindrul 3 nefunctional
% load date_cil134     % - 4 cilindrul 2 nefunctional
% load date_cil234     % - 5 cilindrul 1 nefunctional

% Generarea matricilor pentru afisare diagrame 3D
x = [1 2 3];
y = [1 2 3 4 5];
[X,Y] = meshgrid(x,y);
xi = linspace(1,3,70);
yi = linspace(1,5,70);
[XIe,YIe] = meshgrid(xi,yi);
% Afisare diagrame 3D
date_1a = date_1(1:16,10000:30000);
date_2 = 20*log10(sqrt(sum(date_1a(1:15,:).^2')./(length(date_1a))));
date_3(1,1:5) = fliplr(date_2(1:5));
date_3(2,1:5) = (date_2(6:10));
date_3(3,1:5) = fliplr(date_2(11:15));
Z = date_3';
ZIe = interp2(X,Y,Z,XIe,YIe,'spline');
XIe = (XIe-1).*-35;
YIe = (YIe-1).*-17.5 +70;

figure;
surf(XIe,YIe,ZIe)
xlabel('x')
ylabel('y')
```

## OPIS

LA TEZA DESTINATĂ OBȚINERII TITLULUI ȘTIINȚIFIC DE DOCTOR LA UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” DIN TIMIȘOARA ÎN DOMENIUL **INGINERIE MECANICĂ**, CU TITLUL:

*“CONTRIBUȚII PRIVIND ANALIZA ȘI REDUCEREA ZGOMOTELOR ȘI VIBRAȚIILOR PRODUSE DE MOTOARELE AUTOVEHICULELOR”*  
APLICAȚII LA UN MOTOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE DE 1600 cm<sup>3</sup>  
P<sub>emax</sub>=88 [KW] la turația n<sub>p</sub>=5400 [rot/min] ce echipează autoturismul  
ALFA ROMEO 147 1.6I TWIN SPARK

**Nr. Pagini: 246**

**Nr. Figuri: 103**

**Nr. Tabele: 12**

**Nr. de titluri bibliografice: 188**

**Nr. Anexe :15**

**Lucrarea este catalogată în seriile *Teze de doctorat ale UPT* – Editura Politehnica:**

**Seria: 9 Nr: 92 ISSN: 1842-4937 ISBN: 978-606-554-276-1**