



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII

Universitatea Națională de Știință și Tehnologie

POLITEHNICA BUCUREȘTI

Școala Doctorală de Ingineria Sistemelor Biotehnice

Ing. Florin-Marian NEAGOE

REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT

Conducator științific:

Prof. Univ. Habil. Dr. Ing. Mihai BUGARU (UNSTPB)

2023

**UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE
POLITEHNICA BUCUREȘTI
ȘCOALA DOCTORALĂ DE INGINERIA SISTEMELOR BIOTEHNICE**

REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE LA
STUDIUL ECRANELOR ACUSTICE FONOABSORBANTE**

Conducator științific:

Prof. Univ. Habil. Dr. Ing. Mihai BUGARU

Doctorand:

Ing. Florin-Marian NEAGOE

BUCUREȘTI

2023

Cuprins

Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale în domeniul atenuării zgomotului generat de traficul rutier, utilizând barierele acustice. ...	4
Capitolul 2. Cercetări experimentale privind atenuarea acustică a ecranelor fonoabsorbante realizate în camera anecoică.....	7
Capitolul 3. Cercetări experimentale privind atenuarea acustică a ecranelor fonoabsorbante în situ	17
Capitolul 4 .Modelarea atenuării acustice utilizând barierele acustice	23
Capitolul 5. Optimizarea pieptănelui de capăt asimetric la barierele acustice pentru atenuarea zgomotului generat de zonele industriale și de traficul rutier și feroviar.....	33
5.1. Introducere	33
5.2 Optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric pentru barierele acustice destinate atenuării zgomotului generat de activitățile de producție din zonele industriale	33
5.3. Optimizarea pieptănelui asimetric de difracție destinat atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar	41
Capitolul. 6. Concluzii finale. Contribuții originale. Direcții și perspective pentru cercetări viitoare	51
6.1. Concluzii finale.....	51
6.2. Contribuții originale.....	51
6.3. Direcții și perspective pentru cercetări viitoare	52
Bibliografie.....	53

Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale în domeniul atenuării zgomotului generat de traficul rutier, utilizând barierele acustice.

Problema reducerii zgomotului se pune atât la sursa de emisie acustică, dar mai ales pe calea de propagare a zgomotului spre receptori.

„ Poluarea fonică generată de activitatea omului continuă să constituie o problemă majoră de sănătate legată de mediu în Europa. Dovezile științifice arată că expunerea îndelungată la niveluri ridicate de poluare fonică poate duce la efecte grave asupra sănătății cum ar fi afecțiuni cardiovasculare, tulburări de somn și iritare (un sentiment de disconfort care afectează bunăstarea generală). Conform Organizației Mondiale a Sănătății (OMS), poluarea fonică duce la o rată a îmbolnăvirilor aflată pe locul doi, după poluarea aerului, în rândul cauzelor legate de mediu în Europa „ [B.C.1.2].

„ La nivelul UE, Directiva 2002/49/CE privind evaluarea și gestionarea zgomotului ambiental este instrumentul legislativ principal pentru protejarea cetățenilor de poluarea fonică excesivă determinată de traficul rutier, feroviar și aerian, precum și de zgomotul industrial. Scopul acestei directive este acela de a prevenii sau reduce efectele dăunătoare ale zgomotului ambiental și să ofere o bază pentru dezvoltarea măsurilor de reducere a zgomotului emis de sursele principale.” [B.C.1.3].

În ultimele decenii, pentru a reduce zgomotul din trafic în Europa, restricționarea reglementărilor emisiilor de zgomot de către vehicule au fost actualizate continuu. Însă reducerea nivelurilor de zgomot din trafic în această perioadă nu a fost semnificativă.

„ Barierele fonoabsorbante sunt utilizate pentru a reduce nivelului sonor existent sau previzibil, din zonele expuse fenomenului de poluare acustică fiind amplasate în imediata apropiere a clădirilor sau situate în imediata apropiere a surselor de zgomot (căi de comunicații importante autostrăzi, drumuri cu trafic rutier intens). Barierele acustice pot fi definite ca fiind un obstacol amplasat între sursa de zgomot (traficul rutier) și receptor (populația aflată în imediata apropiere a căilor de comunicații).” [B.C.1.2].

Aceste panouri acustice pot fi instalate în apropierea căilor rutiere cu trafic intens și în apropierea căilor ferate. Aceste panouri pot fi realizate din diverse materiale precum lemn, PVC, beton, metal etc. [B.G.2].

„Numai o parte din energie este absorbită de material, restul va fi transmisă prin barieră sau va fi transmisă prin difracție de marginea superioară a acesteia. Deci, calea de transmitere a zgomotului nu este numai cea directă. Unda care are direcția spre marginea superioară a barierei este transmisă prin difracție către receptor, acest fenomen manifestându-se și ca o pierdere de energie a zgomotului.” [B.G.2].

Asigurarea unui nivel de zgomot acceptabil este una dintre exigențele care stau la baza concepției și execuției corecte a cladirilor, din punct de vedere acustic.

Teza de doctorat este structurată pe parcursul a 6 capitole după cum urmează:

- Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale în domeniul atenuării zgomotului generat de traficul rutier, utilizând barierele acustice,

- Capitolul 2. Cercetări experimentale privind atenuarea acustică a ecranelor fonoabsorbante realizate în camera anecoică,
- Capitolul 3. Cercetări experimentale privind atenuarea acustică a ecranelor fonoabsorbante în situ,
- Capitolul 4 .Modelarea atenuării acustice utilizând barierele acustice,
- Capitolul 5. Optimizarea pieptănelui de capăt asimetric la barierele acustice pentru atenuarea zgomotului generat de zonele industriale și de traficul rutier și feroviar,
- Capitolul. 6. Concluzii finale. Contribuții originale. Direcții și perspective pentru cercetări viitoare.

În capitolul 2 s-au determinat caracteristicile fonoabsorbante a diferitelor tipuri de materiale, ce intră în componența unui panou fonoabsorbant, în camera anecoică din cadrul facultății de Ingineria Sistemelor Biotehnice. S-a confecționat un panou experimental cu dimensiunile de 2m x 1,5m s-au efectuat măsurători la diferite distanțe (0.5m, 1m, 2m) și înălțimi (0.5m, 1m, 1.5m) față de sursa de zgomot și la diferite unghiuri de incidență (0^0 , -45^0 , $+45^0$) efectuându-se un număr de 21 de măsurători pentru fiecare material în parte (vată bazaltică, polietilenă expandată, spumă poliuretanică reciclată)

Capitolul 3 din teza de doctorat prezintă capacitatea de izolare în situ a panourilor fonoabsorbante pentru fiecare material în parte dar și în combinație.

În capitolul 4 este prezentată o analiză detaliată a calculării atenuării zgomotului folosind patru abordări diferite: formularea Maekawa-Tatge [B.G.9 –B.G.10], Algoritmul Kurze și Anderson [B.G.11], Metoda Generală de Predicție [B.C.4.1; B.C.4.2] și Formularea Menounou [B.G.12]. Conform celor patru abordări s-au efectuat analizele rezultatelor numerice rezultând cea mai buna abordare ca fiind GPM îmbunătățit (MGPM).

Capitolul 5 tratează o investigație detaliată a unui pieptăn de difracție asimetric montat pe o barieră acustică rigidă concepută pentru atenuarea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar. Studiul cuprinde optimizarea pieptănelui de difracție asimetric folosind metoda de predicție generală modificată (MGPM) dezvoltată de autori în cercetările anterioare.

Capitolul 6 prezintă concluziile finale, originalitatea și direcțiile viitoare de cercetare.

Ne propunem în teza de doctorat să realizăm o metodă mai aproape de fenomenologia predicției atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar.

Metoda respectivă trebuie să realizeze o îmbunătățire a prevederilor standardelor în vigoare privind atenuarea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar. Cea mai utilizată metodă de predicție a atenuării zgomotului este Metoda Generala de Predictie (GPM), ce are la bază Standardul ISO 9613. Cu toate acestea, această metodă trebuie să fie îmbunătățită prin luarea în considerare a următoarelor efecte :

- **efectele meteorologice** (Prin acest efect se i-a în considerare modificarea constantei de propagare k cunoscută ca numărul de undă a sunetului în aer influențată de frecvența tonurilor pure și de viteza sunetului în aer.)
- **efectele atenuării generate de umiditatea aerului**, aceste efecte iau în calcul următoarele aspecte :
 - frecvența de relaxare a zgomotului asociată vibrației moleculelor de azot din aer
 - frecvența de relaxare asociată vibrației moleculelor de oxigen din aer,

- frecvența zgomotului,
- temperatura absolută a atmosferei,
- presiunea atmosferică.
- **efectele de absorbție-reflexie la sol.** (Acest model ia în considerare rezistivitatea efectivă de curgere a pământului σ_e și frecvența de sunet pur.)
- **efectele generate de difracțiile de capăt.**

Scopul lucrării este de a investiga difracția asimetrică a marginilor pentru barierele acustice proiectate pentru atenuarea zgomotului din traficul auto și feroviar. În acest scop, a fost folosită Metode de Predicția Generală Modificată (MGPM) care este deja utilizată pentru estimarea zgomotului industrial. Dacă MGPM dă rezultate satisfăcătoare pentru reducerea zgomotului industrial, poate fi folosit și pentru a estima reducerea zgomotului dacă poluarea fonică este cauzată de traficul rutier și feroviar.

Capitolul 2. Cercetări experimentale privind atenuarea acustică a ecranelor fonoabsorbante realizate în camera anecoică

Capitolul se bazează pe lucrările [BG.20, BG21]. Sunt prezentate cercetările experimentale efectuate, în camera anecoică de la Catedra de mecanică a Universității Politehnica din București, pentru a îmbunătăți reducerea zgomotului (la atenuare acustică) de la sursă (S) la receptor (R), folosind diferite straturi de material pentru barierea acustică.

Testele au fost efectuate pe un model experimental având dimensiunile 2mx1,5m, (figura.2.1) având în vedere un unghi de undă incidentă al sursei în raport cu receptorul, având inițial un unghi de difracție de 0° (în câmpul de umbră, ortogonal pe planul barierei), ulterior cu un unghi de difracție de $\pm 45^{\circ}$ (unghiul receptorului față de unghiul drept direct al sursei).

Rezultatele experimentale sunt prezentate în funcție de straturile interne ale structurii barierei, precum și în funcție de unghiul incident de difracție al unei sonore.

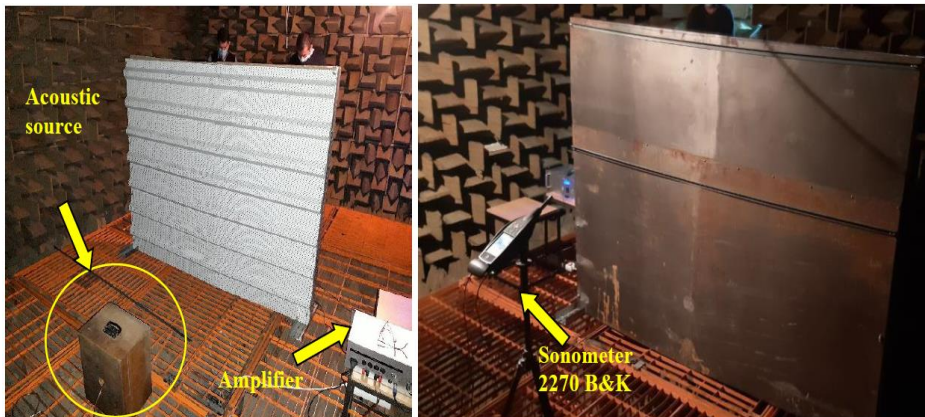


Figura.2.1. – Instalația experimentală [B.G.20; B.G.21]

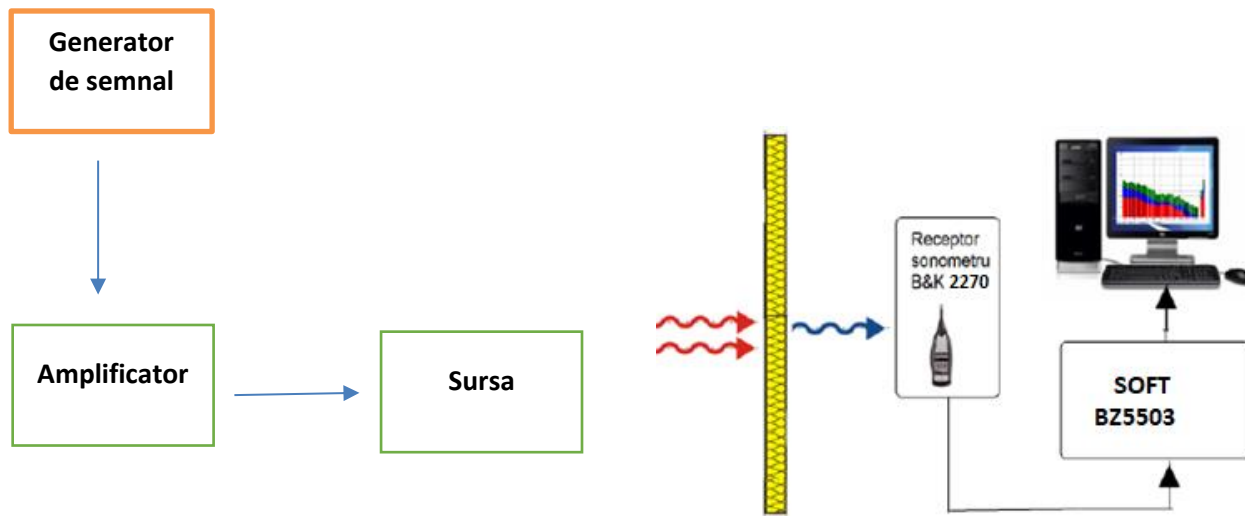


Figura.2.2 - Schema de principiu

Zgomotul generat de sonometru este amplificat de amplificatorul de putere și transmis către sursă, sursa emite zgomotul la un anumit nivel de zgomot.

Între sursă și receptor (reprezentat de sonometrul B&K 2270) este amplasată bariera acustică a căror parametri au fost măsurați. (figura.2.2)

Panoul fonoabsorbant este compus din tablă cu grosime de 0.8mm perforată spre generatorul de zgomot cu diametrul perforațiilor de 0.5mm și pasul de 15mm pe 70% din suprafața cu dimensiunea de 2000mm x 1500mm, tablă din spate este dreaptă și neperforată .

Tablele sunt prinse pe o structură de susținere formată din două profile tip U din oțel zincat perforat pe 3 laturi [B.G.20; B.G.21].

La interior panoul cuprinde 8 cm de material fonoabsorbant prins pe o placă de OSB de 150mm x 2000mmx1500mm.În interior, materialul fonoabsorbant e dispus astfel:

- 4cm de material fonoabsorbant + OSB + 4cm material fonoabsorbant. (figura.2.4)

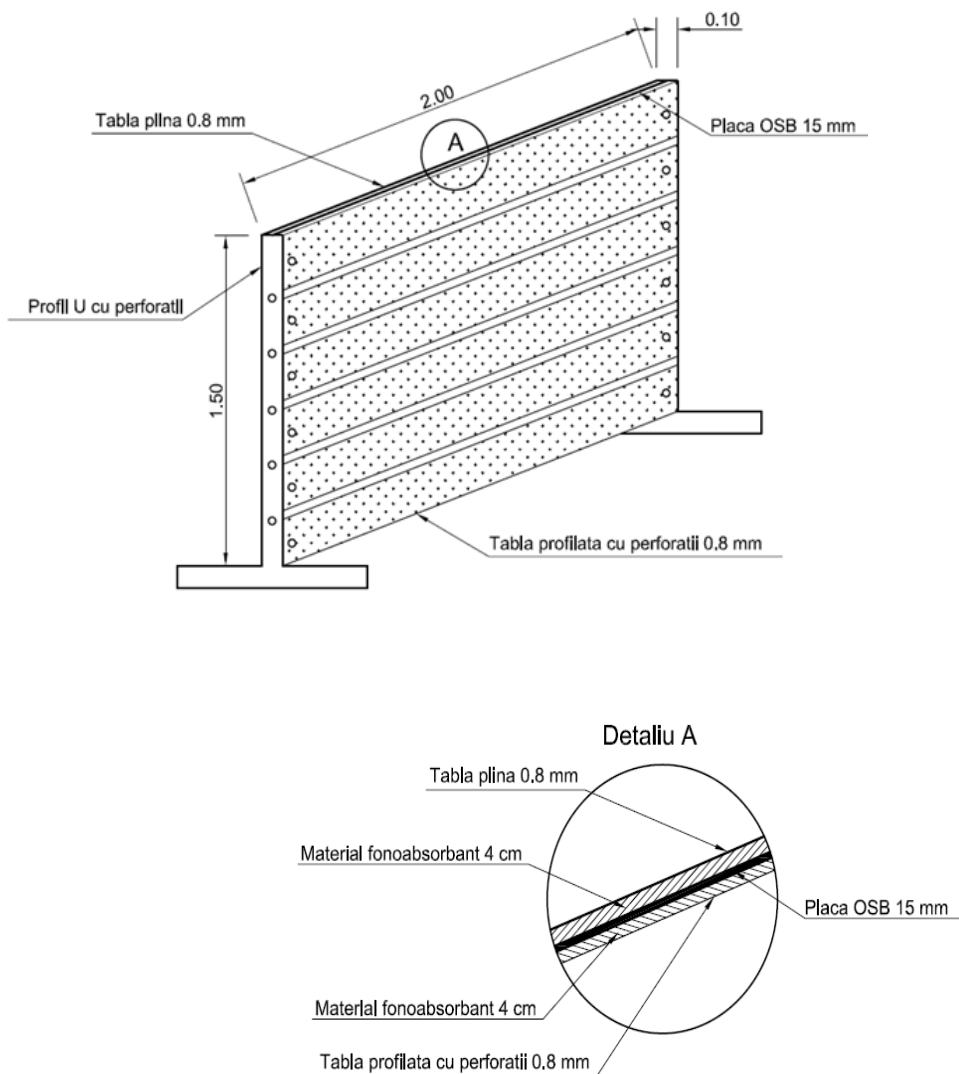


Figura.2.4- Panou fonoabsorbant și detaliu

Placa OSB este un produs prefabricat ce conține 95% aşchii din lemn. Modul de aranjare al aschiilor îi conferă o tenacitate ridicată, o bună rigiditate, o bună stabilitate dimensională, proprietăți acustice bune. Placile OSB se obțin prin presarea aschilor în amestec cu diferite rășini în proporție de 5% .



Figura.2.5- Detaliu de structura a barierei acustice

Spuma poliuretanică este compusă din următoarele materiale: - 50-70% fulgi spumă poliuretanică flexibilă, 10-20% lianți, 30-40% material textil. Dimensiunile materialului sunt de 100 cm x 100cm x 4cm.



Figura.2.6- Tipuri de materiale utilizate pentru absorbția acustică –
a) Spumă poliuretanică reciclată [B.G.20; B.G.21].

Acest tip de material este foarte utilizat în atenuarea zgomotelor, fiind utilizat în cluburi, hoteluri, restaurante, săli de cinema, studiouri etc.

Plăcile din vată bazaltică sunt utilizate la scară largă în izolarea termică și fonică, având următoarele caracteristici:

- coeficientul de conductivitate termică, $\lambda_{10} = 0.035 \text{ w/mK}$
- rezistența la compresiune de 20kPa pentru o deformare de 10%
- clasa de reacție la foc, Euroclasa A1
- absorbția acustică $AW=0,75 \text{ MH}$
- stabilitatea dimensională $\pm 1,0\%$
- coeficient ridicat de rezistență la absorbția de apă



Figura.2.7- Tipuri de materiale utilizate pentru absorbția acustică – b) vată bazaltică [B.G.20; B.G.21].

În prima etapă după montarea instalației experimentale a fost măsurat nivelul de zgomot emis de sursă la o distanță de 0.5m timp de 60 s .

În următoarea etapă au fost realizate înregistrări ale nivelului de zgomot în diferite cazuri de amplasare a receptorului, între sursă și receptor fiind amplasată bariera acustică.

Sonometrul utilizat pentru recepția nivelului de zgomot a fost amplasat succesiv la distanțe de 0.5m; 1m; 2m și înălțime de 0.5m;1m; 1.5m față de panou pe axă perpendiculară pe planul panoului și la unghi de $+45^0$ și -45^0 , efectuându-se un număr de 21 de măsurători pentru fiecare tip de material fonoabsorbant .

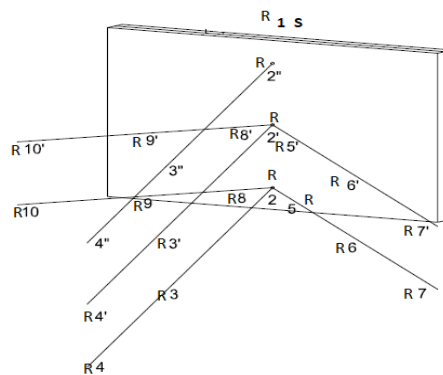


Figura.2.9- Punctele de măsurare a nivelului de zgomot [B.G.20; B.G.21].

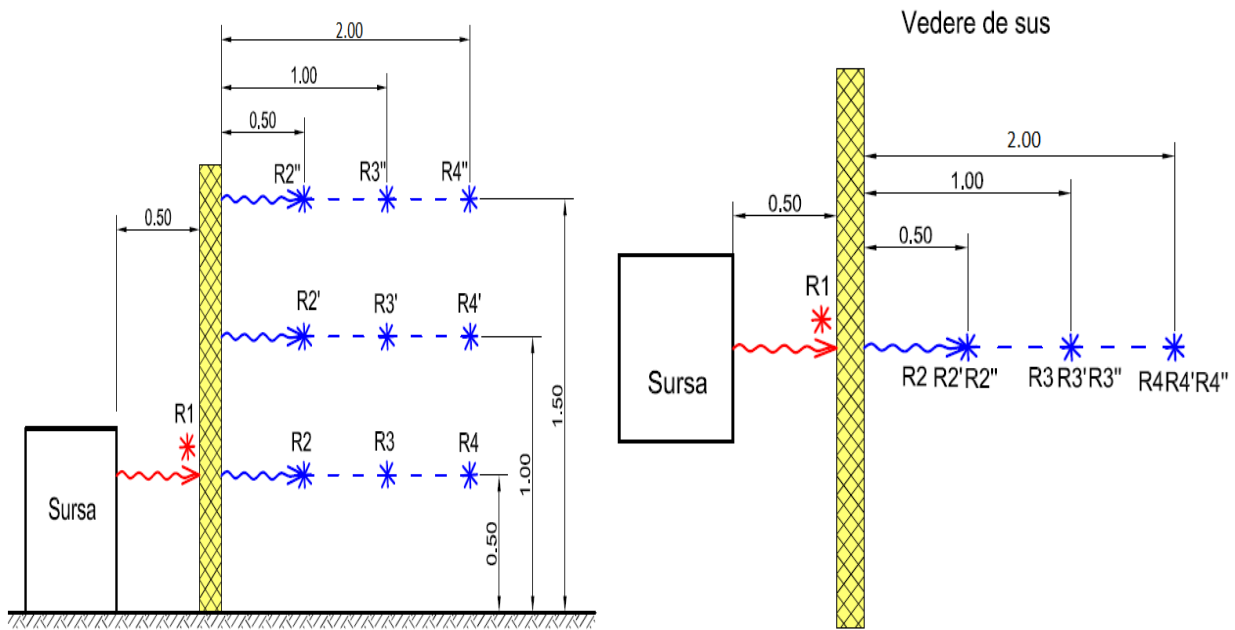


Figura.2.10- Schema poziționării sonometrului B&K2270 pentru înregistrarea zgomotului în punctele de recepționare amplasate [B.G.20; B.G.21].

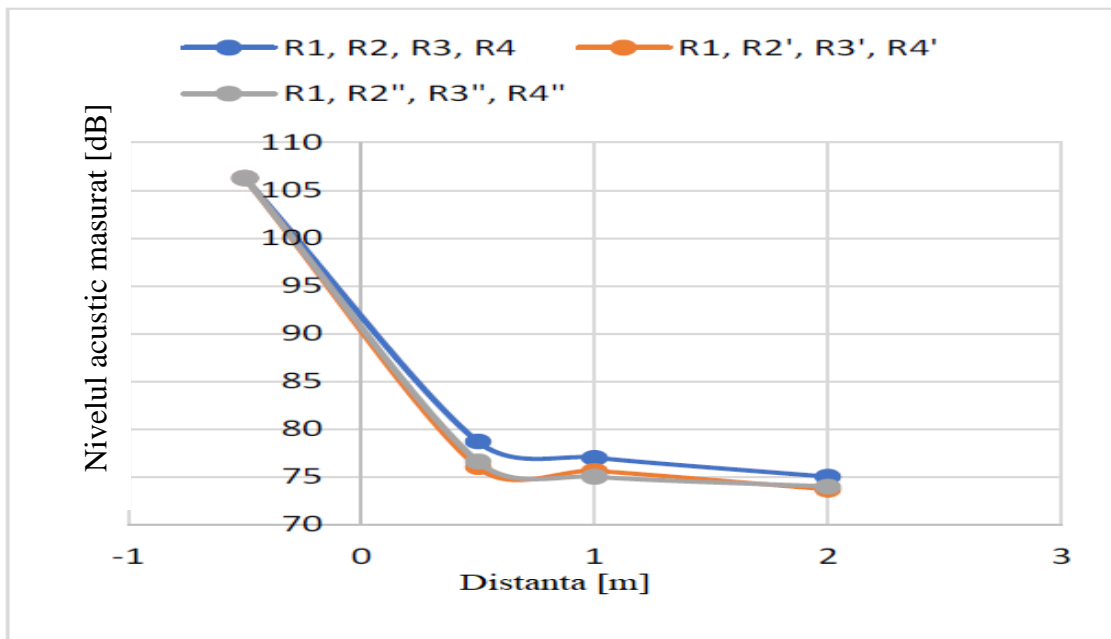


Figura.2.11- Atenuarea zgomotului, cazul 1, unghi de incidență de 0° . [B.G.20; B.G.21].

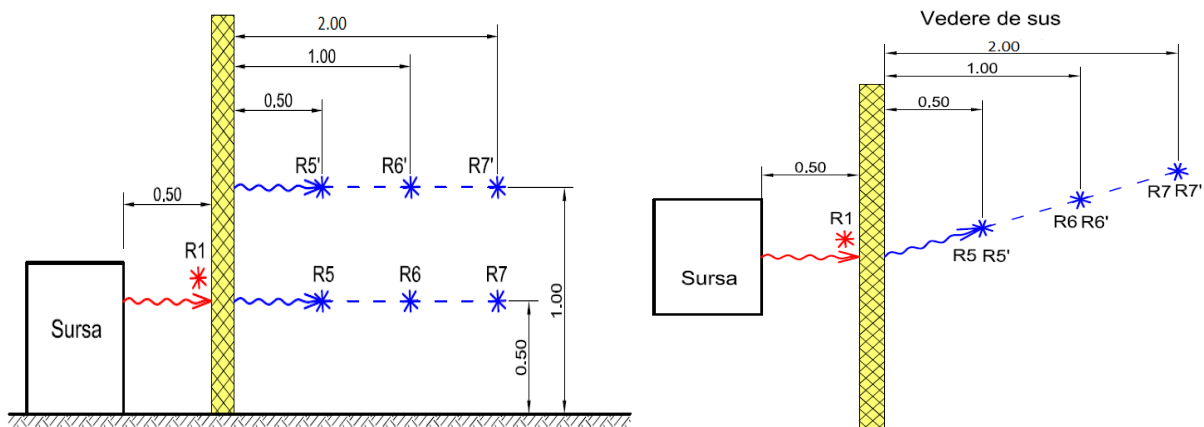


Figura.2.12- Schema poziționării sonometrului B&K2270 pentru înregistrarea zgomotului în cazul studierii influenței unghiului de măsurare. [B.G.20; B.G.21].

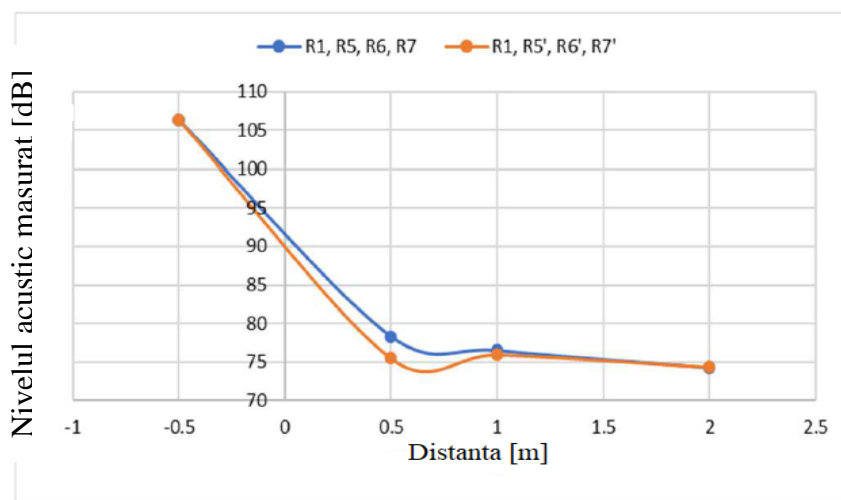


Figura 2.13- Atenuarea zgomotului, cazul 1, unghi de incidență de $+45^\circ$. [B.G.20; B.G.21].

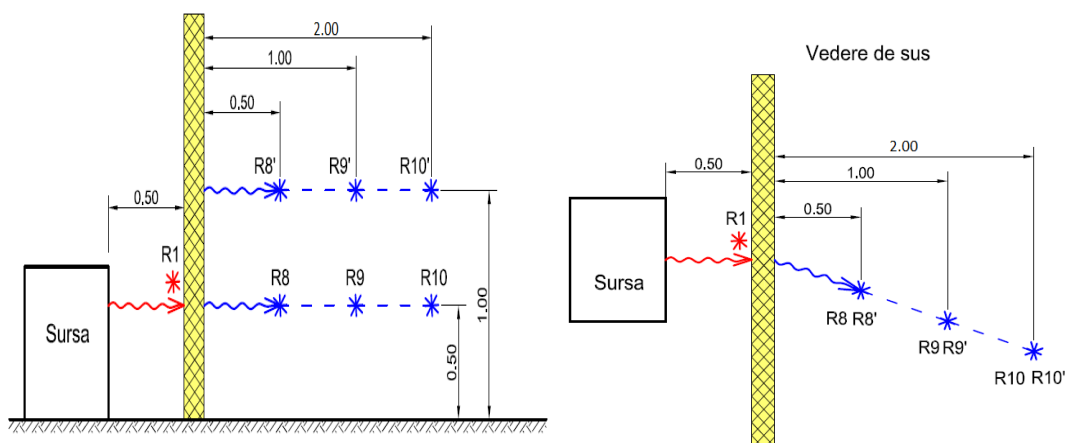


Figura.2.14- Schema poziționării sonometrului B&K2270 pentru înregistrarea zgomotului în cazul studierii influenței unghiului de măsurare. [B.G.20; B.G.21].

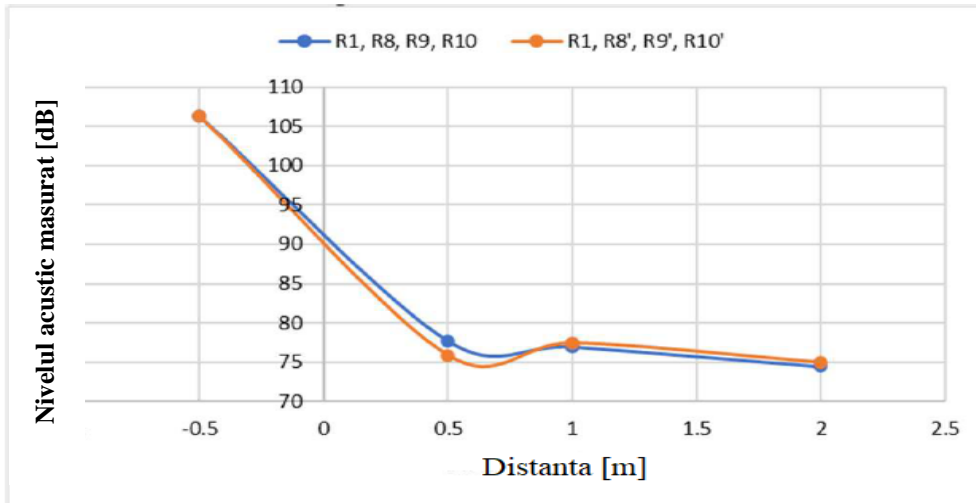


Figura 2.15 - Atenuarea zgomotului, cazul 1, unghi de incidență de -45° . [B.G.20; B.G.21].

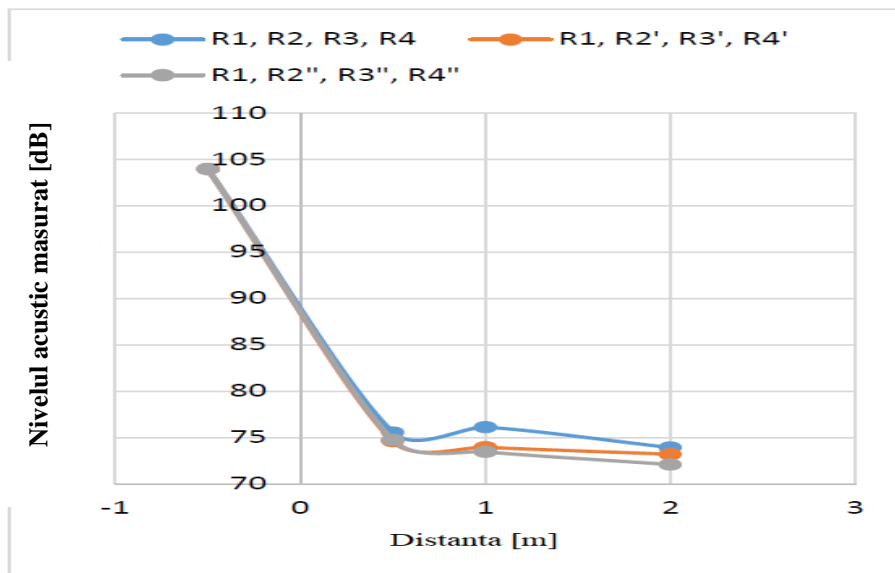


Figura 2.16- Atenuarea zgomotului, cazul 2, unghi de incidență de 0° . [B.G.20; B.G.21].

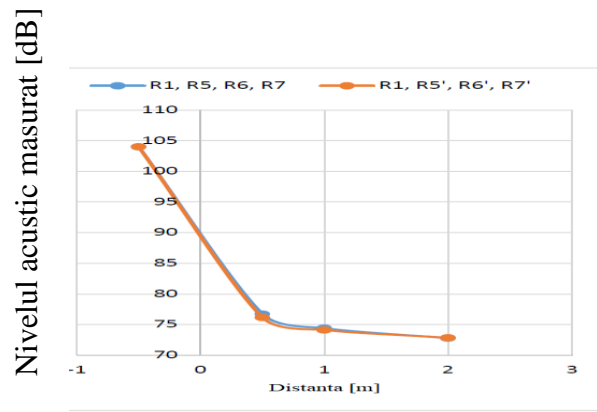


Figura 2.17- Atenuarea zgomotului, cazul 2, unghi de incidență de $+45^{\circ}$. [B.G.20; B.G.21].

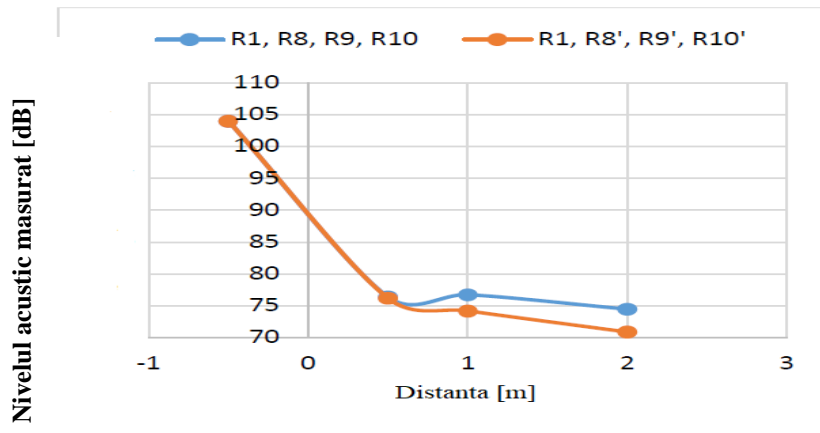


Figura 2.18- Atenuarea zgomotului, cazul 2, unghi de incidență de -45° . [B.G.20; B.G.21].

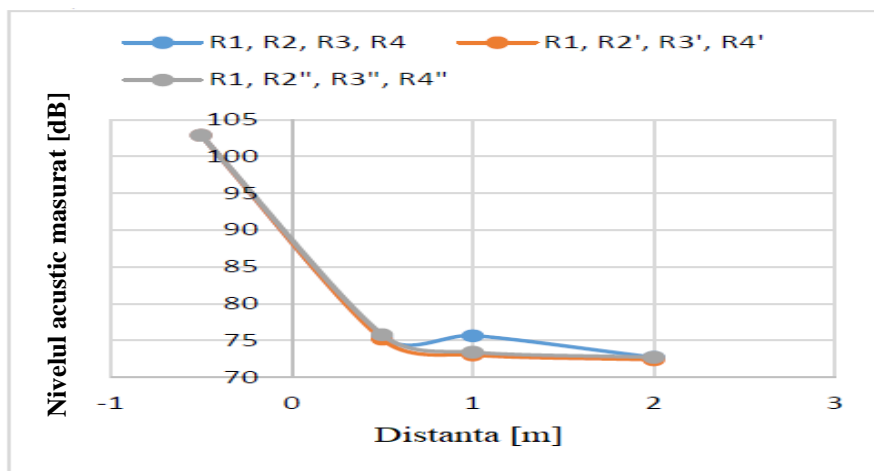


Figura 2.19- Atenuarea zgomotului, cazul 3, unghi de incidență de 0° . [B.G.20; B.G.21].

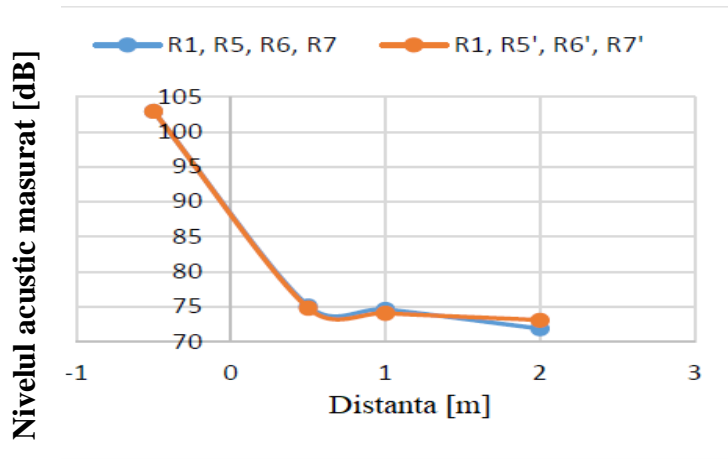


Figura 2.20- Atenuarea zgomotului, cazul 3, unghi de incidență de +45°. [B.G.20; B.G.21].

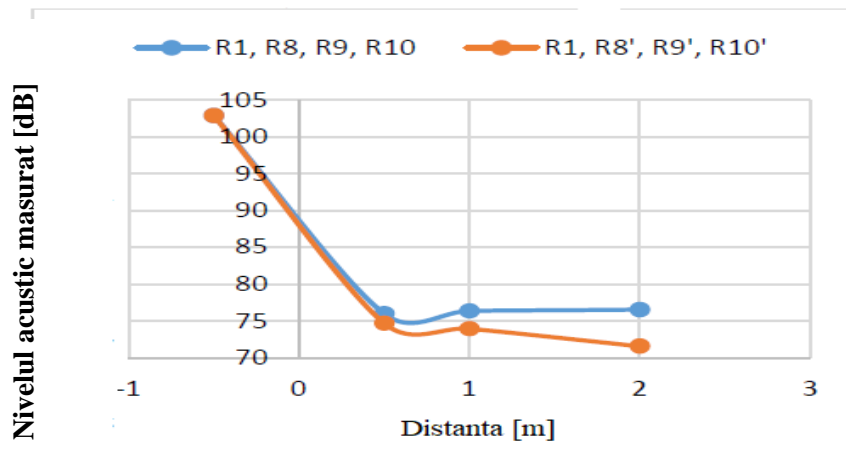


Figura 2.21- Atenuarea zgomotului, cazul 3, unghi de incidență de -45°. [B.G.20; B.G.21].

S-a constatat că atenuarea zgomotului în punctele măsurate este cu aproximativ 27 dB - 31.35 dB mai mică decât valoarea înregistrată la sursă, deci indicele de absorbție acustică se află în acest interval.

Înregistrările, realizate pe o perioadă scurtă de timp, în intervalul de o treime de octavă, mediat pe nivelul de referință, au fost prezentate doar ca niveluri acustice globale echivalente LAeq, ca variația între nivelul acustic măsurat la sursă (S, R1) și nivelul de măsurat la diferite puncte de recepție (R2,R3, ..., R10').

Pentru a defini parametrii acustici, au fost luați în considerare următorii termeni [B.C.2.7; B.C.2.8]:

$$L_{Aeq} = 10 \log \left[\frac{1}{T_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad (2.1)$$

$P_A(t)$ - este o presiune sonora instantanee

(t_2-t_1) - este un interval de timp specific, suficient de lung pentru a acoperi toate sunetele semnificative ale unui eveniment indicat

P_0 - presiunea sonora de referinta ($20\mu\text{Pa}$)

T_0 - este timpul de referinta (1s)

În corelarea cu metoda de măsurare indirectă [B.C.2.7], când datele presiunii acustice sunt colectate înainte și după bariera de zgomot, deoarece distanțele sunt relative scurte, se poate aproxima atenuarea zgomotului barierei sau pierderea inserției cu relația :

$$\Delta L_i = L_S - L_{Ri} \text{ [dB(A)]} \quad (2.2)$$

unde: L_S este nivelul presiunii acustice din apropierea sursei acustice (S, R1) și L_{Ri} este nivelul de presiune al sunetului măsurat în pozițiile R2, R3, ..., R10'.

În tabelele de la 2.16 la 2.18 este prezentat calculul de atenuare acustică pentru cazurile considerate a fi fracționate pentru înălțimi variabile la 0,5 m, 1 m și 1,5 m deasupra zăbrelei.

Tabel.2.16. Atenuarea acustică la o distanță de 0,5m [B.G.20; B.G.21].

ΔL_i	ΔL_2	ΔL_3	ΔL_4	ΔL_5	ΔL_6	ΔL_7	ΔL_8	ΔL_9	ΔL_{10}
Cazul 1	27.58	29.27	31.26	28	29.8	32.04	28.59	29.31	31.83
Cazul 2	28.44	27.88	30.06	27.28	29.59	31.22	27.6	27.26	29.5
Cazul 3	27.4	27.22	30.16	27.78	28.26	31.02	26.91	26.55	26.38

Tabel.2.17. Atenuarea acustică la o distanță de 1m [B.G.20; B.G.21].

ΔL_i	$\Delta L_{2'}$	$\Delta L_{3'}$	$\Delta L_{4'}$	$\Delta L_{5'}$	$\Delta L_{6'}$	$\Delta L_{7'}$	$\Delta L_{8'}$	$\Delta L_{9'}$	$\Delta L_{10'}$
Cazul 1	30.25	30.64	32.59	30.82	30.33	31.92	30.45	28.84	31.32
Cazul 2	29.39	30.04	30.08	27.86	29.89	31.16	27.79	29.79	33.09
Cazul 3	27.71	29.85	30.5	28.09	28.82	29.79	28.22	28.96	31.35

Tabel.2.18. Atenuarea acustică la o distanță de 1.5m [B.G.20; B.G.21].

ΔL_i [dB(A)]	$\Delta L_{2''}$	$\Delta L_{3''}$	$\Delta L_{4''}$
Cazul 1	29.67	31.27	32.29
Cazul 2	29.25	30.53	31.9
Cazul 3	27.07	29.46	30.14

În tabelul 2.16, se poate observa că în toate cazurile pentru înălțimea de 0,5 m valorile maxime de atenuare sunt ΔL_7 , corespund punctului R7, adică la 2 m distanță de la barieră la un unghi de incidență înclinat de $+45^0$. De asemenea, în tabelul 2.17 se poate remarca faptul că valorile maxime sunt pentru o înălțime de 1 m, la unghi de incidență înclinat de -45^0 . Pentru înălțimea de 1,5 m deasupra zăbrelei, înregistrările au fost efectuate numai în planul de simetrie a barierei de zgomot, datorită posibilității de alterare dată de dimensiunile geometrice ale barierei. În acest caz se poate remarca faptul că valoarea maximă pentru atenuarea acustică este $\Delta L_{4''}$ care corespunde punctului R4'. În concluzie, pe baza datelor obținute, de remarcat este eficiența puternică a barierei acustice la un unghi de incidență înclinat de $\pm 45^0$.

Capitolul 3. Cercetări experimentale privind atenuarea acustică a ecranelor fonoabsorbante în situ

Principali factori de zgomot datorati traficului rutier sunt cauzați de următoarele:

- zgomotul de interacțiune dintre pneu și calea de rulare,
- zgomotul aerodinamic al autovehiculului,
- zgomotul generat de grupul moto-propulsor.
- zgomote aleatoare de impact în transmisia mecanică a autovehiculului.

Principali factori predominanți de producerea zgomotului sunt grupul motopro-pulsor și contactul pneurilor cu partea carosabilă.

Utilizarea barierelor în aer liber pentru a controla zgomotul de la autostrăzi este aplicația cea mai cunoscută a barierelor. În timp ce barierelor de zgomot nu elimină tot zgomotul traficului de la autostradă, acesta se reduce în mod substanțial și îmbunătățește calitatea vieții pentru oamenii care locuiesc în apropierea autostrăzilor aglomerate.

Când barierelor sunt utilizate în teren, ele sunt în mod inevitabil afectate de prezența la sol și de condițiile meteorologice ale atmosferei. Turbulența atmosferică, de exemplu, poate risipi substanțial cantitatea de energie sonoră în zona de umbră a barierei. În general, domeniul de performanță al barierei este mai mic decât cel așteptat, în special la receptori unde atenuarea prezisă este mare.

O regulă importantă pentru proiectarea barierei de zgomot este de a o instala cât mai aproape de sursa de zgomot, astfel încât distanța de la sursa să fie mai mică sau egală cu înălțimea barierei $r_s \leq H$.

După montarea aparatului de măsurare, a fost măsurat nivelul de zgomot emis de sursa la o distanță de 2.5m față de sursa de zgomot înregistrându-se o valoare de 82.71 dB.

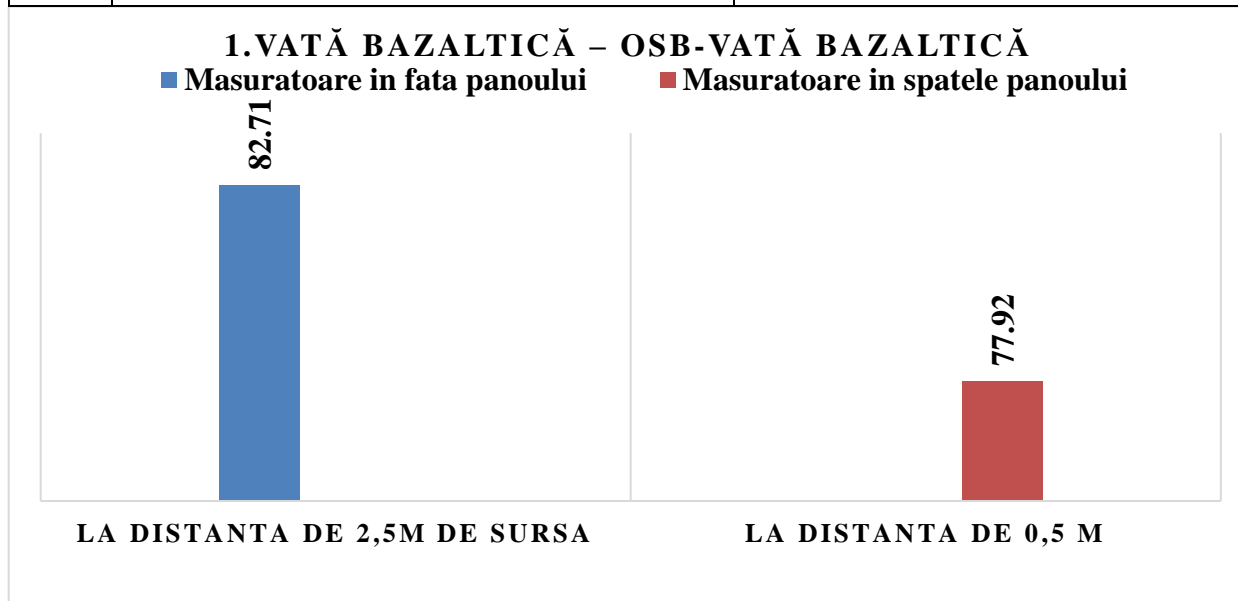
Viteza vântului slabă aprox 18 km/h, temperature 10-12°C.



Figura.3.1 Fotografii în timpul testelor

Tabel.3.1. Valori obținute

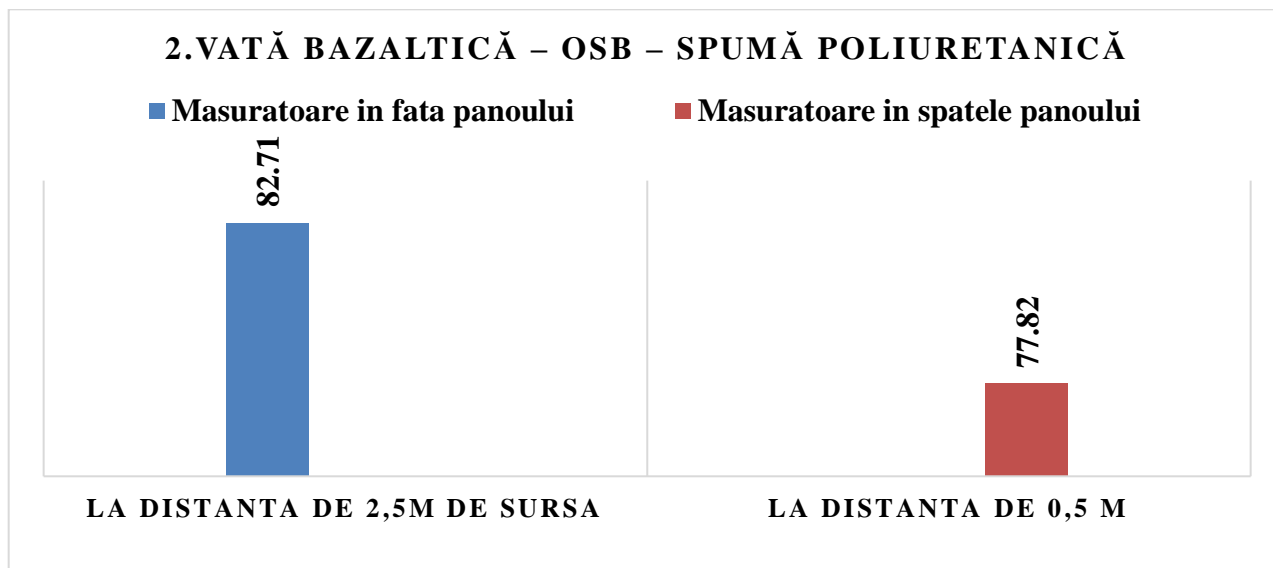
Nr. Crt.	Valori obținute LAeq - dB		Tip panou
	Înălțimea de măsurare-0.8m	Distanța față de panaou-0.5m	
1	R ₂ -77.92 dB		Vată bazaltică – OSB-vată bazaltică



Panoul compus din: Vată bazaltică – OSB – Spumă poliuretanică

Tabel.3.2. Valori obținute

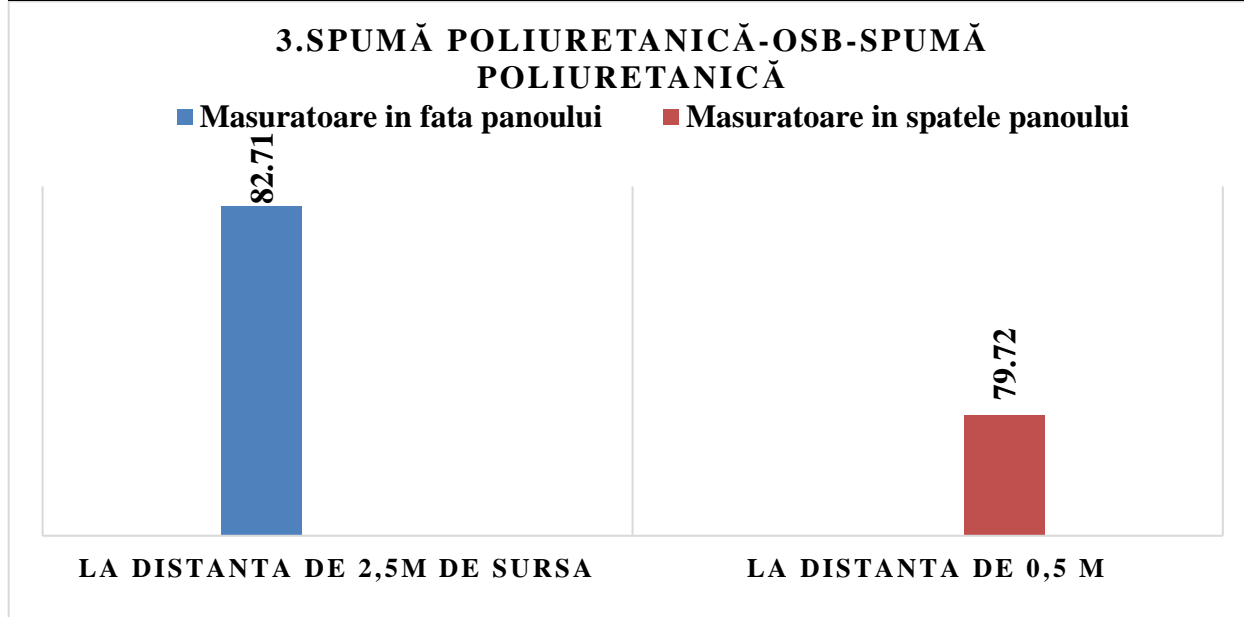
Nr. Crt.	Valori obținute LAeq - dB		Tip panou
	Înălțimea de măsurare-0.8m	Distanța față de panaou-0.5m	
2	R ₃ -77.82 dB		Vată bazaltică – OSB – Spumă poliuretanică



Panoul compus din: Spumă poliuretanică -OSB- Spumă poliuretanică

Tabel.3.3. Valori obținute

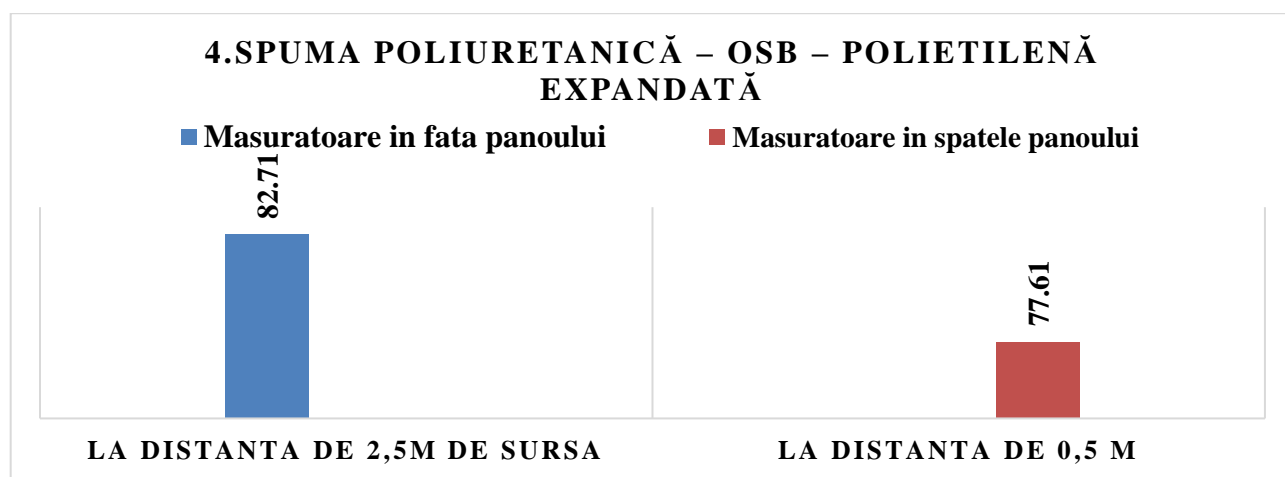
Nr. Crt.	Valori obținute LAeq - dB		Tip panou
	Înălțimea de măsurare-0.8m	Distanța față de panou-0.5m	
3	R ₄ -79.72 dB		Spumă poliuretanică -OSB- Spumă poliuretanică



Panoul compus din: Spumă poliuretanică – OSB – polietilenă expandată

Tabel.3.4. Valori obținute

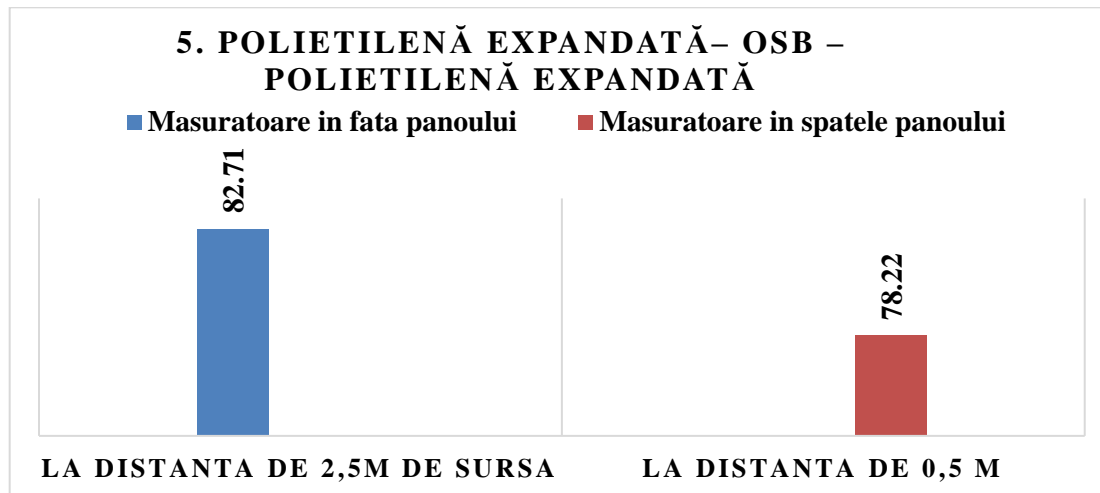
Nr. Crt.	Valori obținute LAeq - dB		Tip panou
	Înălțimea de măsurare-0.8m	Distanța față de panaou-0.5m	
4	R ₅ -77.61 dB		Spumă poliuretanică – OSB – polietilenă expandată



Panoul compus din: - Polietilenă expandată– OSB – polietilenă expandată

Tabel.3.5. Valori obținute

Nr. Crt.	Valori obținute LAeq - dB		Tip panou
	Înălțimea de măsurare-0.8m	Distanța față de panaou-0.5m	
5	R ₆ -78.22 dB		- Polietilenă expandată– OSB – polietilenă expandată



Izolarea fonică a materialelor analizate exprimă calitatea lor de atenuare a zgomotului.

Energia sonoră transmisă se definește ca fiind raportul dintre energia acustică transmisă și energia acustică emisă. Valoarea sa este influențată de caracteristicile materialului fonoabsorbant.

După efectuarea măsurătorilor s-a constatat că nivelul presiunii acustice în punctele măsurate este cu aproximativ 3-5 dB mai mică decât decât valoarea înregistrată fără bariera fonoabsorbantă.

- **Atenuarea acustică a panoului format din: Wată bazaltică – OSB-wată bazaltică**
 $\Delta L = 82.71 \text{ dB} - 77.92 \text{ dB} = 4.79 \text{ dB}$
- **Atenuarea acustică a panoului format din: Wată bazaltică – OSB – Spumă poliuretanică**
 $\Delta L = 82.71 \text{ dB} - 77.82 \text{ dB} = 4.89 \text{ dB}$
- **Atenuarea acustică a panoului format din: Spumă poliuretanică -OSB- Spumă poliuretanică**
 $\Delta L = 82.71 \text{ dB} - 79.72 \text{ dB} = 2.99 \text{ dB}$
- **Atenuarea acustică a panoului format din: spuma poliuretanică – OSB – polietilenă expandată**
 $\Delta L = 82.71 \text{ dB} - 77.61 \text{ dB} = 5.1 \text{ dB}$
- **Atenuarea acustică a panoului format din : polietilenă expandată– OSB – polietilenă expandată**
 $\Delta L = 82.71 \text{ dB} - 78.22 \text{ dB} = 4.49 \text{ dB}$

În cadrul cercetărilor s-a evaluat performanța acustică a panourilor din perspectiva parametrilor precum:

- distanța dintre sursă și bariera acustică
- distanța dintre barieră și receptori.

Cercetările experimentale realizate pe materialele fonoabsorbante au arată faptul că panourile realizate au o atenuare bună, însă capacitatea de izolare acustică este influențată și de distanța dintre sursă și receptor, poziția receptorilor față de sursă/barieră, mediul în care se desfășoară măsurătoarea (temperatura, absența precipitațiilor, viteza vântului)

Conform standardelor în vigoare (EN1438; EN14389-1, EN 1793-1 ; EN 1793-2) [B.C.3.1; B.C.3.2; B.C.3.3; B.C.3.4] performanțele unor materiale fonoabsorbante constau în:

- elementul acustic – principala caracteristică pe care trebuie să o îndeplinească
- elementul absorbant
- protecție – pe lângă funcția de reducere a zgomotului trebuie să asigure condiții de stabilitate și durabilitate.

Panourile fonoabsorbante trebui proiectate astfel încât să necesite un cost minim de întreținere și să fie adecvate localităților unde acestea se montează.

Astfel panourile care vor fi montate în locuri cu condiții meteo nefavorabile trebuie să aibă în componență materiale mai dure mai rezistente față de panourile care sunt montate în locuri cu condiții meteo favorabile.

Barierile de zgomot sunt rentabile numai pentru protejarea unor zone întinse, inclusiv mai multe clădiri și sunt rareori folosite pentru protecția proprietăților individuale.

Capitolul 4 .Modelarea atenuării acustice utilizând barierele acustice

Acest capitol prezintă analiza detaliată a calculării atenuării zgomotului folosind patru abordări diferite: formularea Maekawa-Tatge [B.G.9 –B.G.10], Algoritmul Kurze și Anderson [B.G.11], Metoda Generală de Predicție (GPM-ISO 9613) [B.C.4.1; B.C.4.2] și Formularea Menounou [B.G.12]. Atenuarea zgomotului a fost calculată pe baza teoriei difracției Kirchhoff, care implică faptul că teoria Huygens-Fresnel este aplicată pe o barieră acustică subțire semi-infinită. Formularea Maekawa-Tatge și Kurze și algoritmul Anderson oferă aproape aceleași rezultate numerice, deoarece exprimă atenuarea zgomotului folosind primul număr Fresnel. Aceasta indică faptul că doar unul se consideră fenomen: Efectul poziției relative a receptorului în raport cu sursa. Metoda Generală de Predicție are în vedere, pentru predicția atenuării zgomotului, două fenomene: efectul poziției relative a receptorului în raport cu sursa și efectul meteorologic în aval [B.G.19].

Formularea Menounou ia în considerare patru fenomene:

- efectul poziționării relative a receptorului în raport cu sursa
- efectul proximității sursei sau receptorul de planul mediu,
- efectul poziționării receptorului în zona de „umbră” a barierei,
- efectul de difracție datorat undelor incidente sferice,

După analiza datelor de simulare numerică a acestor patru metode, cea mai bună metodă de predicție pentru calculul atenuării zgomotului, pentru o bariera acustică rigidă semiinfinită de grosime mică, este GPM.

GPM a fost îmbunătățit prin introducerea de noi efecte, cum ar fi apropierea sursei sau receptorului de planul median al barierei, acest aspect inducând divergența geometrică [B.G.12], efectul absorbțiilor și reflexiilor solului [B.G.13] și efectul absorbției atmosferice [B.G.14; B.G.15]. Noua metodă denumită de autori MGPM, indică corecțiile necesare pentru standardul ISO-9613 precum și software-ul Sound PLAN (care predicționează propagarea zgomotului și atenuarea pentru zonele industriale cât și pentru zonele de proximitate a autostrăzilor ,căilor ferate și a aeroporturilor, a fost testată prin calculul atenuării induse de o formă “Y”.). Sa realizat optimizarea pieptanului de difracție în formă de “Y”, utilizând MGPM. Scopul cercetării în acest capitol a fost să dezvolte o metodă de predicție mai bună pentru atenuarea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar folosind barierele rigide [B.G.19].

Se prezintă o analiză a patru metode de calcul al atenuării zgomotului pentru bariere acustice :

- metoda Maekawa,
- metoda Kurze & Anderson,
- metoda Menounou
- metoda (GPM-ISO9613).

În acest fel s-a îmbunătățit calculul de predicție al atenuării zgomotului utilizând o barieră acustică.

În figura 4.1. este prezentată o barieră subțire semi-infinită având: înălțimea H , în partea stângă o sursă acustică S la distanța d_s de barieră, în partea dreaptă un receptor R la înălțimea y_R

și la distanța x_R . Considerăm că sursa produce doar tonuri pure și se află la 0,5 m deasupra. Dacă alegem un sistem de referință plan cu axa x fiind la „zero” orizontal și axa y trecând prin S și fiind verticală, atunci coordonatele receptorului sunt $R(x_R + d_s, y_R)$ cu privire la coordonatele sistemului. Pe baza teoriei difracției Kirchoff-Fresnel [B.G.8] numerele Fresnel ale sursei S și imaginea sursei S' (punctul geometric simetric față de planul barierei) sunt N_1 și N_2 date de relațiile:

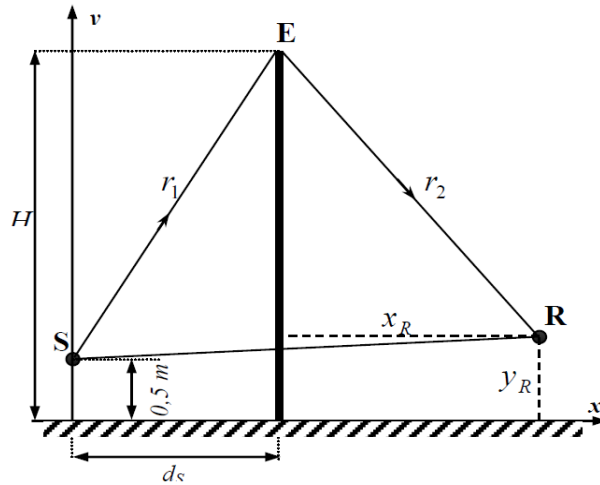


Figura.4.1 Difracția zgomotului la o barieră subțire [B.G.22; B.G.9]

$$N_1 = \frac{2\delta_1 f}{c} = \frac{k}{\pi}(r_1 + r_2 - d_1) \quad (4.1)$$

$$N_2 = \frac{2\delta_2 f}{c} = \frac{k}{\pi}(r_1 + r_2 - d_2) \quad (4.2)$$

- Unde: - f este frecvența în Hz a unui ton pur,
 - c este viteza sunetului în aer și
 - δ_1 și δ_2 sunt diferențele între calea de difracție S-E-R și cea mai scurtă cale S-R respectiv S'-R dată de relațiile:

$$\delta_1 = r_1 + r_2 - \sqrt{(d_s + x_R)^2 + (y_R - 0,5)^2} = r_1 + r_2 - d_1 \quad (4.3)$$

$$\delta_2 = r_1 + r_2 - \sqrt{(x_R - d_s)^2 + (y_R - 0,5)^2} = r_1 + r_2 - d_2 \quad (4.4)$$

Atenuarea unei bariere rigide subțiri dată de Maekawa [B.G.9], bazată doar pe numărul Fresnel sursă N_1 , este:

$$A_b^{Ma} = 10 \log_{10}(3 + 20N_1) \quad (4.5)$$

Formularea Maekawa a fost modificată de algoritmul Kurze-Anderson sub forma [B.C.4.3]:

$$A_b^{KA} = 20 \log_{10} \left(\frac{\sqrt{2\pi N_1}}{\tanh \sqrt{2\pi N_1}} \right) + 5 \quad (4.6)$$

Metoda Generala de Predicție (GPM) oferă o relație pentru atenuarea zgomotului bazată pe un număr Fresnel modificat „ N_1 ”, așa cum s-a menționat în ISO 9613-2[B.G.17], luând în considerare un factor de corecție pentru efectele meteorologice în aval K_{met} , dat prin relația :

$$K_{met} = e^{-\frac{1}{2000} \sqrt{\frac{r_1 r_2 d_2}{2\delta_1}}} \quad (4.7)$$

Cu acest factor de corecție K_{met} , numărul Fresnel modificat N_1 al sursei este:

$$N_1' = 0.5 N_1 K_{met} \quad (4.8)$$

și, prin urmare, atenuarea fonică a unei bariere rigide subțiri, considerată de GPM este:

$$A_b^{GPM} = 10 \log_{10} (3 + 20 N_1') \quad (4.9)$$

GPM este utilizat în soft SoundPLAN pentru a prezice atenuarea zgomotului pentru bariere rigide subțiri. Cum poate fi văzut în relația (4.9), dată de GPM, este similară cu abordarea Maekawa pentru atenuarea zgomotului, dată de relația (4.5).

Formularea Menounou [B.G.12] pentru atenuarea sonoră a unei bariere rigide subțiri este cea mai complexă abordare deoarece ia în considerare ambele numere Fresnel implicând următoarele efecte: poziția relativă a receptorului în raport cu sursa (care implica doar numărul Fresnel N_1), apropierea sursei sau receptorul la planul median (care implică raportul N_2 / N_1), apropierea receptorului de limita de umbră (implicând ambele numere Fresnel N_1 și N_2), efectul de difracție datorat undelor incidente sferice.

Atenuarea zgomotului pentru o barieră rigidă semi-infinită, luând în considerare tonurile pure, este dată de relația:

$$A_b^{Me} = A_b^1 + A_b^2 + A_b^3 + A_b^4 \quad (4.10)$$

unde atenuarea zgomotului dată de efectul poziției relative a receptorului față de sursă este:

$$A_b^1 = 20 \log_{10} \left(\frac{\sqrt{2\pi N_1}}{\tanh \sqrt{2\pi N_1}} \right) - 1 \quad (4.11)$$

atenuarea zgomotului dată de efectul apropierii sursei sau a receptorului de planul median este:

$$A_b^2 = 20 \log_{10} \left[1 + \tanh \left(0.6 \log_{10} \frac{N_2}{N_1} \right) \right] \quad (4.12)$$

atenuarea zgomotului dată de efectul apropierii receptorului de limita umbrei este:

$$A_b^3 = \left[6 \tanh \sqrt{N_2} - 2 - A_b^2 \right] \left[1 - \tanh \sqrt{10 N_1} \right] \quad (4.13)$$

iar atenuarea zgomotului dată de efectul de difracție datorat undelor sferice incidente este:

$$A_b^4 = 10 \log_{10} \left[\left(\frac{r_1 + r_2}{d_1} \right)^2 + \frac{r_1 + r_2}{d_1} \right] \quad (4.14)$$

Cea mai utilizată metodă de predicție a atenuării zgomotului este GPM [B.C.4.2], începând cu Standardul ISO 9613-2 a prescris modelul de atenuare. Cu toate acestea, această metodă trebuie să fie îmbunătățită prin luarea în considerare a cel puțin două fenomene: absorbția-reflexii la sol și absorbția atmosferică.

Pentru a lua în considerare atenuarea introdusă de reflexiile și absorbția la sol, a fost folosit modelul cel mai convenabil, modelul Delany-Bazley [B.G.13]. Acest model ia în considerare rezistivitatea efectivă de curgere a pământului σ_e și frecvența de sunet pur f . Prin modificarea constantei de propagare k (cunoscută ca număr de undă) a sunetului în aer, dat de frecvența tonurilor pure și de viteza sunetului în aer c , este dat de relația:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c}, \quad (4.15)$$

Se consideră un factor empiric α_{gr} astfel încât frecvența de propagare modificată este dată de relația :

$$k = \frac{k}{|\alpha_{gr}|} \quad (4.16)$$

$$\alpha_{gr} = 1 + 0.0978 \left(\frac{f}{\sigma_e} \right)^{-0.700} - i0.189 \left(\frac{f}{\sigma_e} \right)^{-0.595}, \quad i = \sqrt{-1} \quad (4.17)$$

În acest fel, numerele Fresnel N_1 și N_2 , date de relațiile (4.1) și (4.2), sunt modificate corespunzător relațiilor (4.15) - (4.17).

În plus se ține cont de fenomenul de absorbție atmosferică generat de umiditatea relativă a aerului utilizând modelul Larsson [B.G.14].

Acest model i-a în considerare următoarele efecte :

- frecvența de relaxare a zgomotului asociată vibrației moleculelor de azot din aer.
- frecvența de relaxare asociată vibrației moleculelor de oxigen din aer
- frecvența zgomotului
- temperatura absolută a atmosferei
- presiunea atmosferică

Se calculează coeficientul de atenuare generat de absorbția aerului utilizând α_{aa} , exprimat în dBA / m, dat de relația:

$$\alpha_{aa} = f^2 \left[\left(\frac{T_0}{T} \right)^{2.5} \left(\frac{0.10680 e^{-3352/T} f_{r,N}}{f^2 + f_{r,N}^2} + \frac{0.01278 e^{-2239.1/T} f_{r,O}}{f^2 + f_{r,O}^2} \right) + \left(\frac{1.84 \times 10^{-11}}{\left(\frac{T_0}{T} \right)^{0.5} \frac{p_s}{p_0}} \right) \right] \quad (4.18)$$

- unde:
- f - este frecvența sunetului,
 - T - este temperatura absolută a atmosferei în Kelvin 0 , $T_0 = 293,15$ K,
 - p_s - este presiunea atmosferică,

- $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$, $f_{r,N}$ și $f_{r,O}$ sunt frecvențe de relaxare asociate cu vibrația moleculelor de azot și oxigen.

Atenuarea zgomotului datorată absorbției atmosferice, în cazul unei bariere rigide subțiri (vezi fig.4.1), este:

$$A_\alpha = \alpha_{aa} (r_1 + r_2) \quad (4.19)$$

Luând în considerare acest efect precum și absorbția la sol, după corectarea numerelor Fresnel N_1 și N_2 care au fost utilizate în relațiile (4.5), (4.6) și (4.8)–(4.14) folosind relațiile (4.16) și (4.17), este necesar să se adauge corecția dată de relațiile (4.18) și (4.19) în relațiile modificate (4.5), (4.6), (4.9) și (4.10). Pe baza standardului ISO 9613-1 [B.C.4.9].

În Figurile de la 4.3–4.4 sunt prezentate atenuarea zgomotului [dB] a tonurilor pure pentru o barieră acustică semi-infinită rigidă subțire având o înălțime peste sol de 3 metri, sursa S este plasată la distanța de 3,5 la metri de barieră, la o înălțime de 0,5 metri deasupra solului, receptorul R este plasat la o distanță variabilă de la barieră 0,15 până la 35 de metri la o înălțime de 1,0 metri deasupra solului pentru diferite frecvențe ale sunetului 100 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz. După cum se poate vedea abordarea Maekawa și algoritmul Kurze-Anderson sunt aproximativ la fel, în timp ce abordarea GPM oferă o diferență cu mai puțin de 2-3 dBA față de primele 2 metode Menounou oferă o „atenuare excesivă”. Folosind relațiile (4.1) – (4.14), a fost dezvoltat un software MATLAB pentru a calcula atenuarea zgomotului tonurilor pure pentru bariere acustice subțiri rigide semi-infinite luând în considerare: formularea Maekawa-Tatge [B.G.10;B.G.11], algoritmul Kurze și Anderson [B.G.11], metoda generală de predicție (GPM-ISO 9613) [B.C.4.1; B.C.4.2] și formularea Menounou [B.G.12]. Simulările au fost toate reprezentate fără efectul solului și absorbția sunetului atmosferic.

După cum se poate observa din figurile 4.3-4.4, abordarea Maekawa-Tatge și Kurze și algoritmul Anderson sunt aproximativ aceleași, în timp ce abordarea GPM oferă o diferență mai mică de 3–3,5 dBA față de primele două metode. În plus, metoda Menounou dă o „supraatenuare”. În figurile 4.3 -4.4, atenuarea zgomotului [dBA] a tonurilor pure este prezentată pentru o barieră acustică rigidă subțire semi-infinită, incluzând o înălțime peste sol de 3 m, sursa S este așezată la distanța de 3,5 m de la barieră la o înălțime de 0,5 m deasupra solului, receptorul R este plasat la o distanță de la barieră 0,15 până la 35 m la o înălțime de 1,0 m deasupra solului pentru diferite frecvențe de sunet la 100, 250, 500 și 1000 Hz [B.G.8].

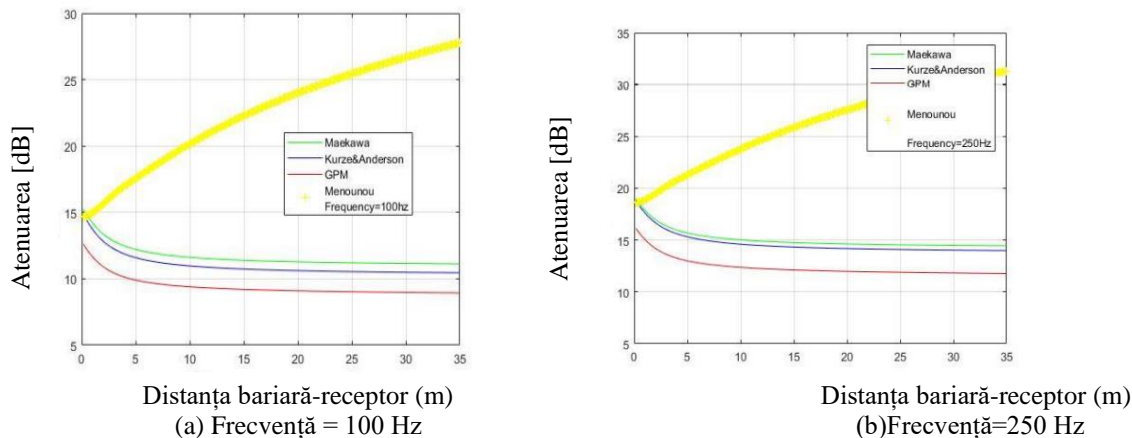
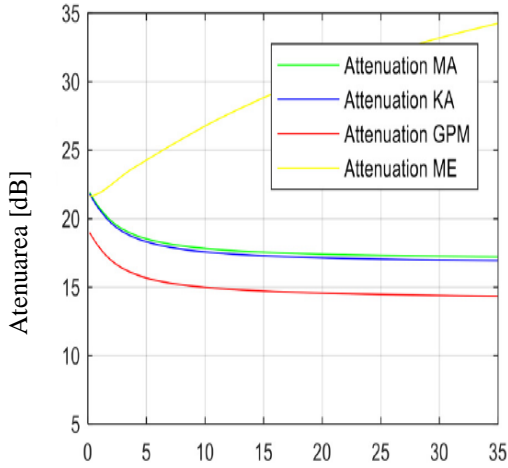
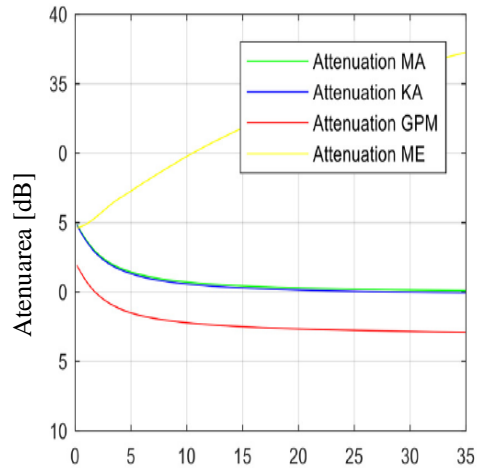


Figura. 4.3 Atenuarea zgomotului în funcție de distanța barieră-receptor și pentru un ton pur la 100Hz [B.G.8; B.G.22]

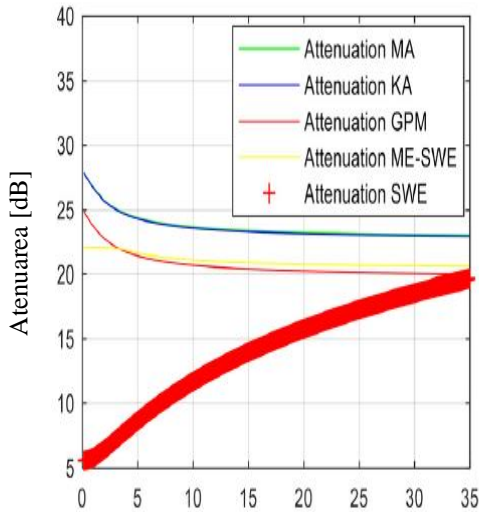


Distanța bariară-receptor (m)
(a) Frecvență 500Hz

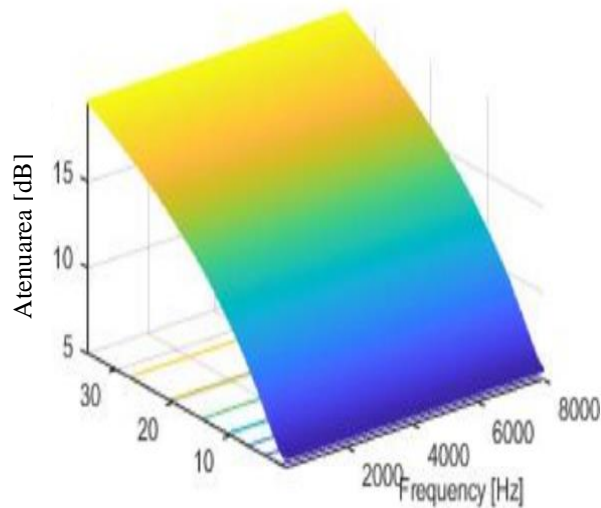


Distanța bariară-receptor (m)
(b) Frecvență 1000Hz

Figura.4.4 Atenuarea zgomotului în funcție de distanța bariară-receptor și pentru un ton pur la 500Hz [B.G.8; B.G.22]



Distanța bariară-receptor (m)
(a) Frecvență 2000 Hz



Distanța bariară-receptor (m)
(b) Gamă de frecvențe 100 – 8000 Hz

Figura.4.5. Atenuarea zgomotului în funcție de distanța bariară-receptor și pentru un ton pur: (a) la 2000Hz și (b) atenuarea datorată SWE. Gamă de frecvență 100–8000 Hz [B.G.8; B.G.22]

Toate simulările au fost reprezentate fără efectul solului și absorbția sunetului atmosferic. În figura 4.5 (a) au fost reprezentate atenuările zgomotului pentru toate cele patru metode la frecvența sunetului de 2000 Hz, dar separat a fost reprezentată atenuarea datorită propagării undelor sferice (SWE). În Figura 4.6 (a-b) a fost considerat efectul solului (și absorbția solului ca reflecții la sol), date de relațiile (4.16) și (4.17), precum și de absorbția aerului dată de relațiile (4.18) și (4.19) pentru o umiditate relativă a aerului de 20%, pentru două valori ale rezistivității efective a debitului solului $\sigma_e = 10 \text{ MPa sm}^{-2}$ și $\sigma_e = 104 \text{ kPa s m}^{-2}$ și frecvența

sunetului de 1000 Hz. ((în figuri, abordările sunt marcate după cum urmează: MMA-Modified Maekawa, MKA Modified Kurze și Anderson, MGPM-Modified GPM și MME-Modified Menounou) [B.G.8].

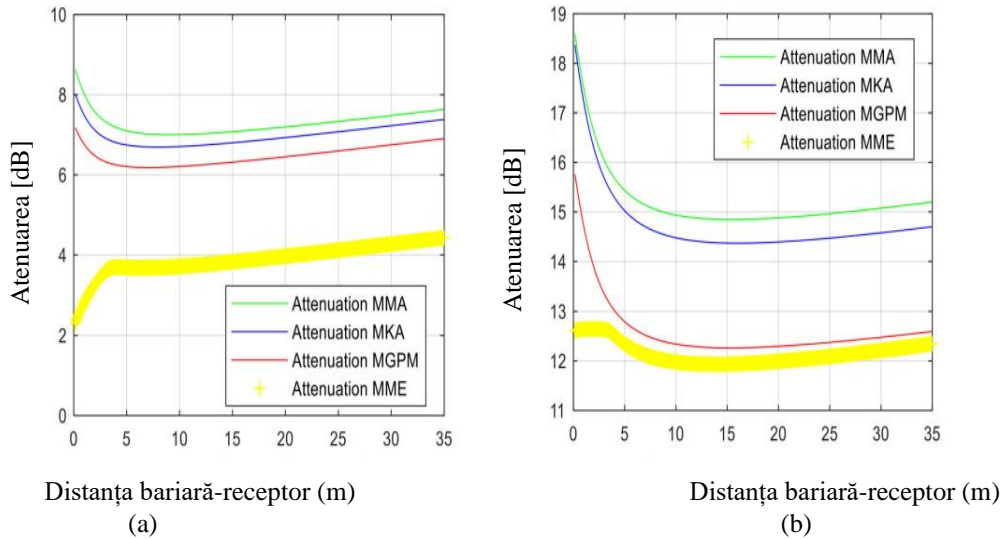


Figura.4.6 (a - b) Atenuarea zgomotului în funcție de distanța bariară-receptor și pentru un ton pur la 1000Hz
 (a) Umiditatea relativă a aerului = 20%. Rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului $\sigma_e = 10 \text{ MPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 (b)Umiditatea relativă a aerului = 20%. Rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{sm}^{-2}$
 [B.G.8]

După cum se poate observa din aceste două figuri atunci când solul este „greu”, rezistivitatea la curgere a solului este peste $1 \text{ MPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, toate formulările modificate introduc reflexiile solului și atenuarea zgomotului este mai mică, în timp ce rezistența la curgere a solului este mai mică de $30 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$ reflexiile solului dispar și datorită absorbției sunetului solului, atenuarea zgomotului dată de toate abordările sunt în creștere.

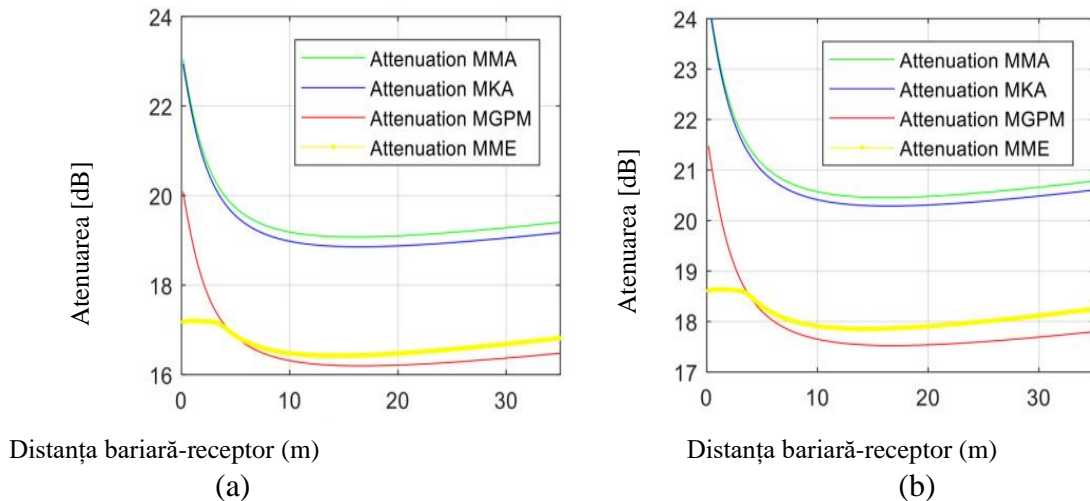


Figura. 4.7 (a; b) Atenuarea zgomotului.
 (a)Umiditatea relativă a aerului = 20%. Rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$ pentru o frecvență a sunetului de. 2000 Hz
 (b)Umiditatea relativă a aerului = 20%. Rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$ pentru o frecvență a sunetului de. 2500 Hz [B.G.9]

În Figura 7a, pentru o umiditate relativă a aerului de 20% și o rezistivitate la curgere la nivelul solului de $\sigma_e = 104 \text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$, este prezentată atenuarea zgomotului pentru o frecvență a sunetului de 2000 Hz. După cum se poate observa, analizând figurile 4.6a,b și 4.7a, atenuarea zgomotului crește cu frecvența sunetului. În Figura 4.7b, rezultatele obținute includ o frecvență a sunetului de 2500 Hz, umiditatea relativă a aerului de 20% și o rezistivitate la curgere a pământului de $\sigma_e = 104 \text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$. Compararea rezultatelor din Figura 4.7(a) cu datele experimentale din literatură [B.C.4.10,B.G.16] (p. 361 date experimentale globale în grafice), această metodă este în strâns acord cu date publicate în MGPM.

În figura 4.8, atenuarea zgomotului pentru toate cele patru abordări a fost modificată (MMae, MKA, MGPM, MMen) este prezentată în funcție de numărul Fresnel N1, având în vedere umiditatea relativă a aerului de 20% și rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului de $\sigma_e = 104 \text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$.

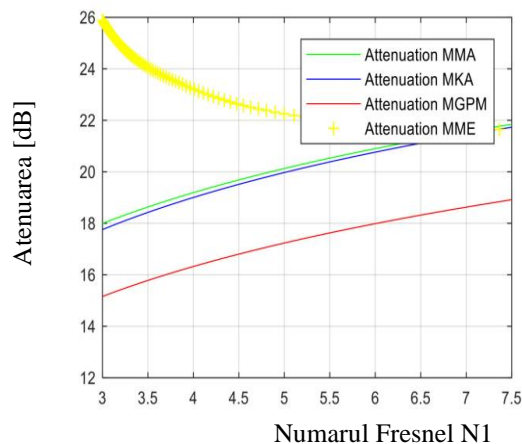


Figura.4.8 Atenuarea zgomotului cu abordări modificate: Umiditate relativă = 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$ [B.G.9]

Comparând rezultatele prezentate în Figura (4.13) cu datele experimentale publicate în literatură [B.C.4.10; B.G.16] algoritmul cel mai apropiat de experimente este GPM modificat (MGPM). Aceasta explică de ce se folosește softul SoundPLAN pentru prezicerea atenuării barierei de zgomot GPM [B.G.22].

Având în vedere toate aspectele menționate mai sus, exprimate prin relațiile (4.1-4.19), atenuarea zgomotului propusă prin MGPM este dat de ecuația:

$$A_{MGPM} = 10 \log_{10} \left(3 + 20N_1' \right) + \left[6 \tanh \sqrt{N_2} - 2 - 20 \log_{10} \left[1 + \tanh \left(0.6 \log_{10} \frac{N_2}{N_1} \right) \right] \right] \quad (4.28)$$

$$\left[1 - \tanh \sqrt{10N_1} \right] + \alpha_{aa} (r_1 + r_2)$$

Se consideră un „pieptăn” poziționat pe coama barierei acustice în formă de „Y” prezentat în figura 4.9.

Sau considerat umatoarele elemente variabile:

- s-a considerat unghiul α variabil de la 0° la 180°
- unghiul β care reprezintă unghiul dintre orizontala și linia de simetrie a formei Y de la 0° la 180°

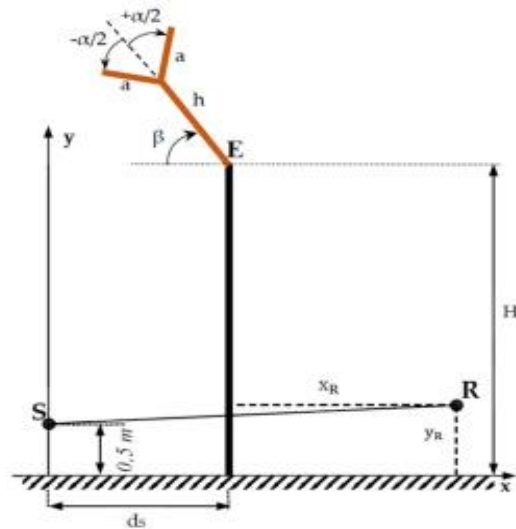


Figura.4.9, Forma de Y a „pieptănului” pentru o barieră de zgomot semi-infinită. [B.G.19]

Una dintre cele mai utilizate bariere de zgomot semi-infinite „cap barieră” este forma Y, prezentată în Figura 4.9. Acest lucru se datorează faptului că, variind unghiul de la 0^0 la 180^0 , forma „Y” este transformată într-o formă de „T” și unghiul de direcție pentru linia de simetrie a formei „Y” poate fi modificată în intervalul de la 0^0 la 180^0 , în raport cu linia solului, așa cum este prezentată în literatură [12]. Folosind MGPM (Metodă Generală de Predicție Modificată) pentru a calcula atenuarea zgomotului cu o barieră rigidă subțire semi-infinită pentru aceleași condiții geometrice prezentate mai sus a fost optimizat forma geometrică a pieptănului considerând $a = 0,2$ m, $h = 0,5$ m iar „pieptănul” este montat în planul de simetrie al barierei acustice. (vezi figura 4.9). În figurile 4.10 – 4.12 sunt prezentate rezultatele numerice pentru o distanță barieră-receptor de 35 m și pentru trei frecvențe ale sunetului 1000 Hz, 2000 Hz și 4000 Hz, și având în vedere că umiditatea relativă a aerului este de 20% și rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului este $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$.

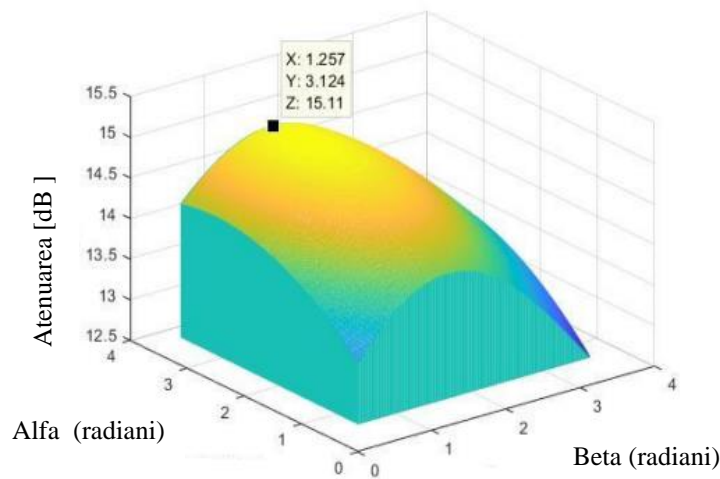


Figura. 4.10. Distanță-receptor barieră 35 m, frecvență sunet = 1000 Hz, umiditate relativă a aerului 20%, $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$ [B.G.19]

După cum se poate remarca din Figurile 4.10 – 4.12 unghiurile optime ale piaptanului în formă de „Y” care induce atenuarea sonoră maximă a barierei, calculată cu MGPM, este $\alpha = 179^0$ și $\beta = 72^0$, β fiind unghiul de înclinație față de orizontală, direcționat către sursă.

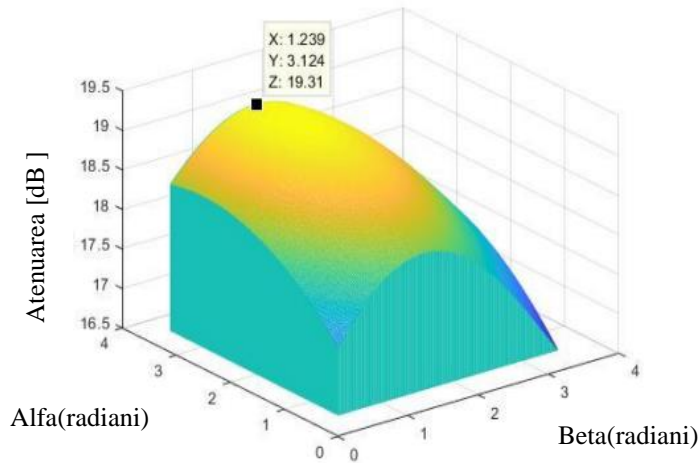


Figura.4.11. Distanță barieră-receptor 35 m, frecvență sunet = 2000 Hz, umiditate relativă a aerului 20%, $\sigma_e = 104$ kPa · s · m⁻² [B.G.19]

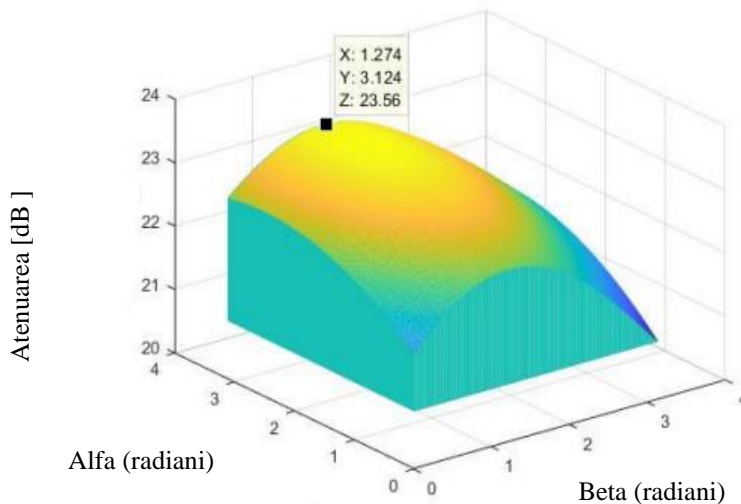


Figura.4.12. Distanță barieră-receptor 35 m, frecvență sunet = 4000 Hz, umiditate relativă a aerului 20%, $\sigma_e = 104$ kPa · s · m⁻² [B.G.19]

În consecință, MGPM este testat pentru a prezice atenuarea zgomotului, care este mai apropiată la fenomenele de realitate, decât GPM.

Putem concluziona că cea mai bună metodă de predicție a atenuării zgomotului cu ajutorul unei bariere de zgomot semi-infinite subțire rigidă este Metoda de Predicție Generală Modificată (bazată pe ISO 9613-2) care ia în considerare următoarele efecte: efectul de difracție al barierei de margine pe baza numărului Fresnel N_1 , efectele meteorologice ale vântului care modifică N_1 , efectul apropierii receptorului de limita de umbră care implică ambele numerele Fresnel modificate N_1 și N_2 , efectul absorbției zgomotului de aer (pe baza ISO 9613-1) și efecte combinate de reflexii-absorbții ale solului folosind un algoritm care conține următoarele relații (1),(2),(7),(8),(14) și (16-20). Optimizarea pieptănelui de difracție simetric în formă de „Y” poate fi extinsă pentru sursa de zgomot tip quadrupol sau cu un patru linii de zgomot într-o treime dintr-o bandă de octavă în intervalul de frecvență [100....16000] Hz.

Capitolul 5. Optimizarea pieptănelui de difracție asimetric la barierele acustice pentru atenuarea zgomotului generat în zonele industriale, de trafic rutier și feroviar

5.1. Introducere

Capitolul prezintă o investigație detaliată a unui pieptăn de difracție asimetric montat pe o barieră acustică rigidă concepută pentru atenuarea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar. Studiul cuprinde optimizarea pieptănelui de difracție asimetric folosind metoda de predicție generală modificată (MGPM) dezvoltată de autori în cercetările anterioare [B.G.8]. MGPM poate fi aplicată direct pentru optimizarea pieptănelui de difracție simetric (vezi Figura 5.1), dar trebuie modificată pentru difracția asimetrică a marginilor. În general, optimizarea pieptănelui de difracție asimetric este folosit pentru atenuarea zgomotului industrial, așa cum au menționat Okubo și Fujiwara în [B.C.5.1], dar autorii lucrării analizează și posibilitățile de utilizare a unor astfel de tipuri de difracție de margine pentru zgomotul generat de traficul rutier și feroviar [B.G.23].

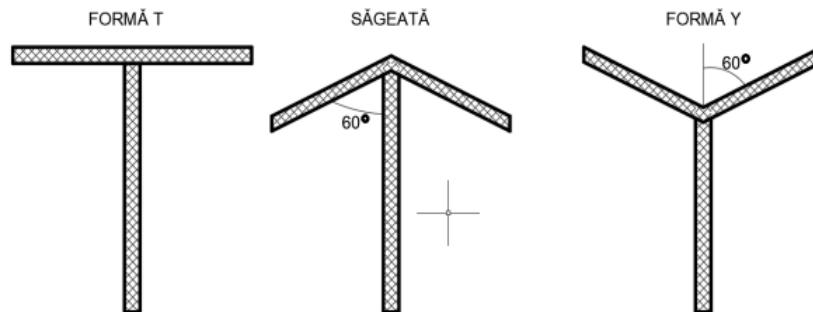


Figura 5.1. Difracția marginii simetrice [B.C.5.1]

MGPM [B.G.9] este o versiune îmbunătățită a metodei generale de predicție (GPM), GPM fiind prezentată în detaliu în standardul ISO-9613 [B.G.18]. Atenuarea zgomotului utilizând o barieră acustică, este calculată pe baza teoriei difracției Kirchhoff, care implică faptul că teoria Huygens-Fresnel este aplicată unei bariere acustice rigide subțiri semi-infinite. MGPM este o îmbunătățire a GPM prin introducerea de noi efecte acustice, cum ar fi „apropierea sursei sau a receptorului de planul median al barierei, acest aspect inducând divergența geometrică” [B.G.8; B.G.12], „efectul absorbțiilor și refelexiilor solului” [B.G.8; B.G.13] și „efectul absorbției atmosferice” [B.G.8; B.G.14; B.G.15]. Această cercetare și-a propus să realizeze o versiune modificată a MGPM pentru un pieptăn de difracție asimetric montat pe o barieră acustică semi-infinită rigidă [B.G.23].

5.2. Optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric pentru barierele acustice destinate atenuării zgomotului generat de activitățile de producție din zonele industriale

Pentru optimizarea pieptănelui de difracție asimetric montat la partea superioară a barierele acustice destinate atenuării zgomotului s-au utilizat următoarele relații matematice:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c}, \quad (5.1)$$

$$k_{\text{mod}} = \frac{k}{|\alpha_{gr}|}, \quad (5.2)$$

$$\alpha_{gr} = 1 + 0.0978 \left(\frac{f}{\sigma_e} \right)^{-0.7} - i0.189 \left(\frac{f}{\sigma_e} \right)^{-0.595}, \quad i = \sqrt{-1} \quad (5.3)$$

$$N_1 = \frac{2\delta_1 f}{c} = \frac{k_{\text{mod}}}{\pi} \delta_1, \quad N_2 = \frac{2\delta_2 f}{c} = \frac{k}{\pi} \delta_2 \quad (5.4)$$

$$\delta_1 = r_1 + r_2 - \sqrt{(d_s + x_R)^2 + (y_R - 0,5)^2} = r_1 + r_2 - d_1$$

$$\delta_2 = r_1 + r_2 - \sqrt{(x_R - d_s)^2 + (y_R - 0,5)^2} = r_1 + r_2 - d_2 \quad (5.5)$$

$$K_{\text{met}} = e^{-\frac{1}{2000} \sqrt{\frac{r_1 r_2 d_2}{2\delta_1}}} \quad N_1' = 0.5 N_1 K_{\text{met}} \quad (5.6)$$

$$\alpha_{aa} = f^2 \left[\left(\frac{1.84 \times 10^{-11}}{\left(\frac{T_O}{T} \right)^{0.5} \frac{p_S}{p_O}} \right) + \left(\frac{T_O}{T} \right)^{2.5} \left(\frac{0.10680 e^{-3352/T} f_{r,N}}{f^2 + f_{r,N}^2} + \frac{0.01278 e^{-2239.1/T} f_{r,O}}{f^2 + f_{r,O}^2} \right) \right] \quad (5.7)$$

$$A_{MGPM} = 10 \log_{10} (3 + 20 N_1') + \left[6 \tanh \sqrt{N_2} - 2 - 20 \log_{10} \left[1 + \tanh \left(0.6 \log_{10} \frac{N_2}{N_1} \right) \right] \right] \cdot \left[1 - \tanh \sqrt{10 N_1} \right] + \alpha_{aa} (r_1 + r_2), \quad (5.8)$$

unde semnificația termenilor din relațiile (5.1) – (5.8) este aceeași cu cea prezentată în capitolul patru. În Figura 5.2 este ilustrat un pieptăn de difracție asimetric montat la partea superioară a unei bariere acustice rigide subțiri semi-infinite, proiectate pentru atenuarea zgomotului într-o zonă industrială. Caracteristicile datelor geometrice ale pieptănului de difracție asimetric și ale bariere acustice rigide semi-infinite subțiri, sunt prezentate în tabelul 5.1. Unghiurile α , β și γ sunt variabile și necesită optimizare [B.G.19].

Tabel.5.1. Detalii geometrice ale marginii și barierei acustice rigide subțiri semi-infinite

H [m]	h [m]	x _R [m]	Y _R [m]	d _s [m]	a [m]	b [m]
4	0.2	0.530	1.7	10	0.30	0.60

A fost dezvoltat un software MATLAB pentru a calcula atenuarea unei bariere acustice rigide subțiri semi-infinite având geometria prezentată în Figura 5.2.[B.G.19]

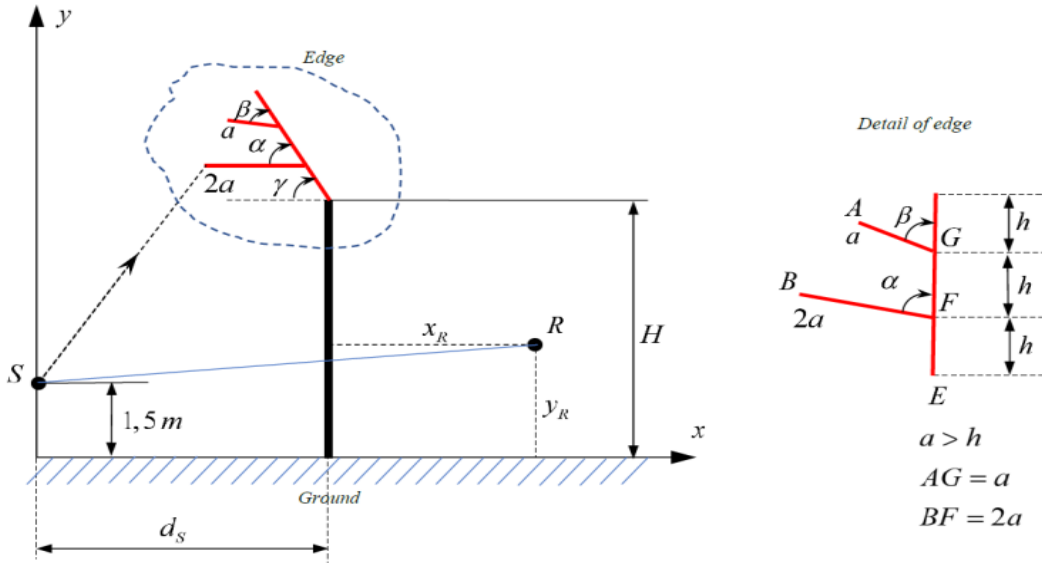
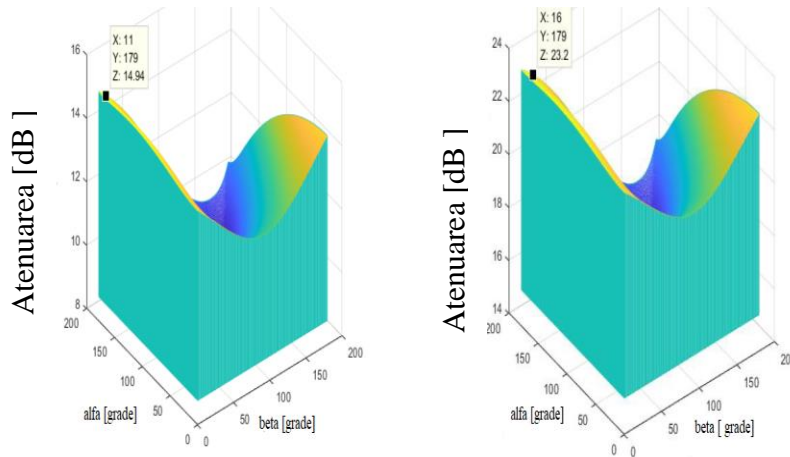


Figura.5.2. pieptăn de difracție asimetric la partea superioara a barierei acustice [B.G.19]

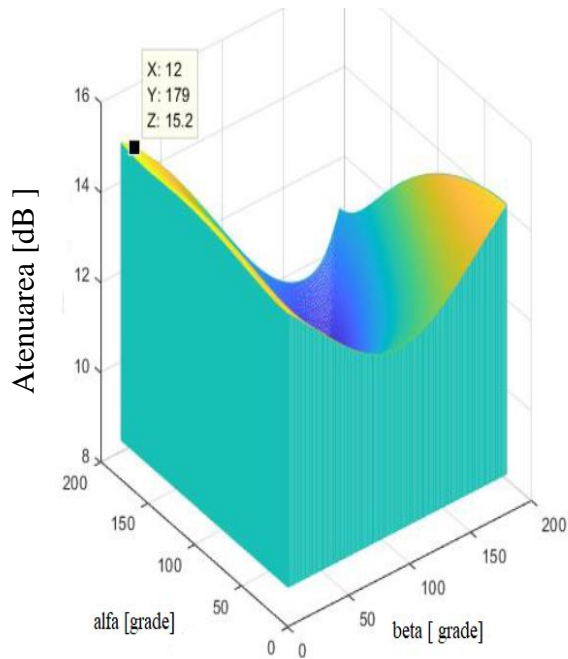
Figurile 5.3 – 5.14 ilustrează atenuarea zgomotului pentru un pieptăn de difracție asimetric montat pe o barieră rigidă subțire semi-infinită, având înălțimea $H = 4\text{m}$ într-o zonă industrială, având în vedere sursa plasată la $d_s = 10\text{m}$ la o înălțime $Y_R = 1,5\text{m}$ și geometria muchiei prezentate în tabelul 5.1. A fost considerată o distanță între barieră și receptor de 30m , pentru două frecvențe ale sunetului pur la 1000 Hz și 4000 Hz , sunt prezentate în Figurile 5.3-5.14 atenuarea zgomotului. În plus, s-au luat în considerare următorii factori: umiditatea relativă a aerului este de 20% , iar rezistivitatea efectivă de curgere la nivelul solului este $\sigma_e = 104\text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$. Unghiurile sunt în intervalul $\alpha = 1^\circ \dots 180^\circ$, $\beta = 1^\circ \dots 180^\circ$, $\gamma = -85^\circ \dots +85^\circ$.



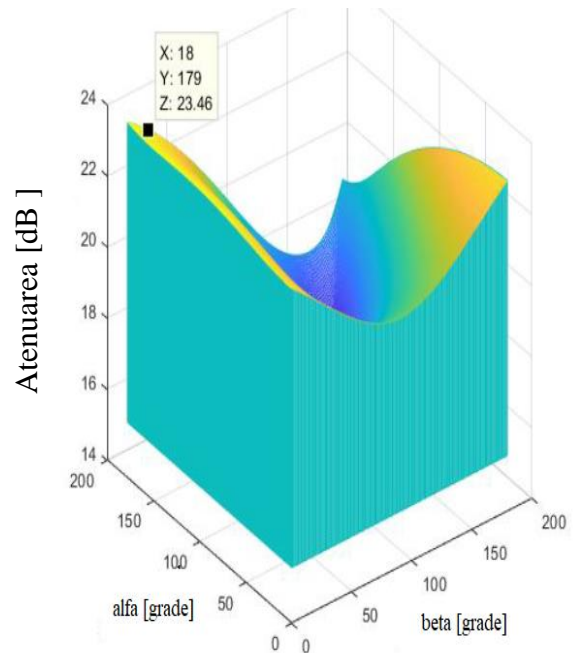
a) Frecvență 1000 Hz

b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.3. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m ; umiditatea relativă a aerului 20% ; $\sigma_e = 104\text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$, $\gamma = -85^\circ$. [B.G.19]

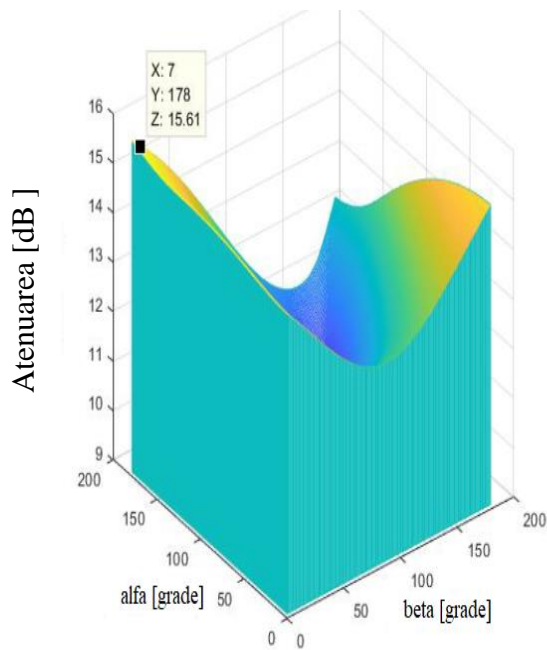


a) Frecvență 1000 Hz

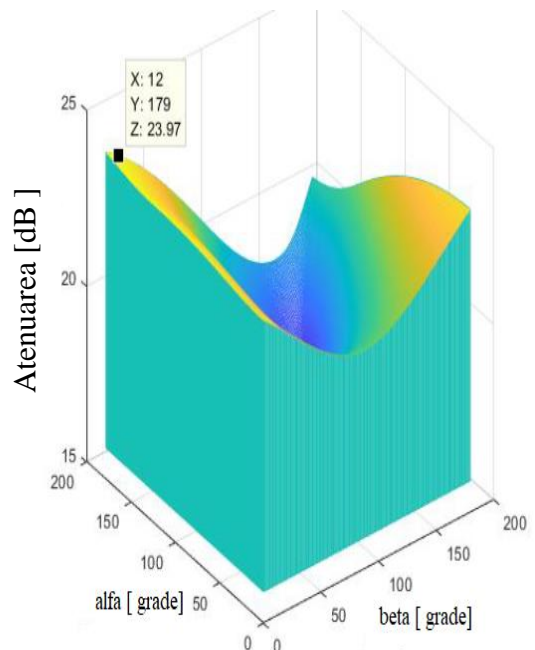


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.4. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104$ kPa·s·m⁻², $\gamma = -70^\circ$. [B.G.19]

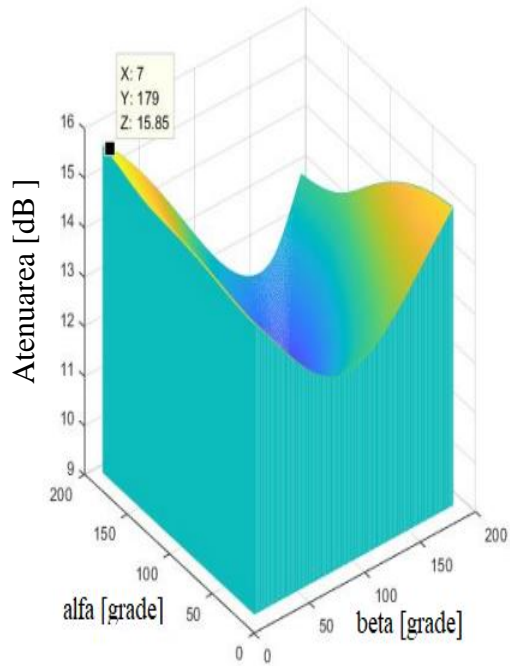


a) Frecvență 1000 Hz

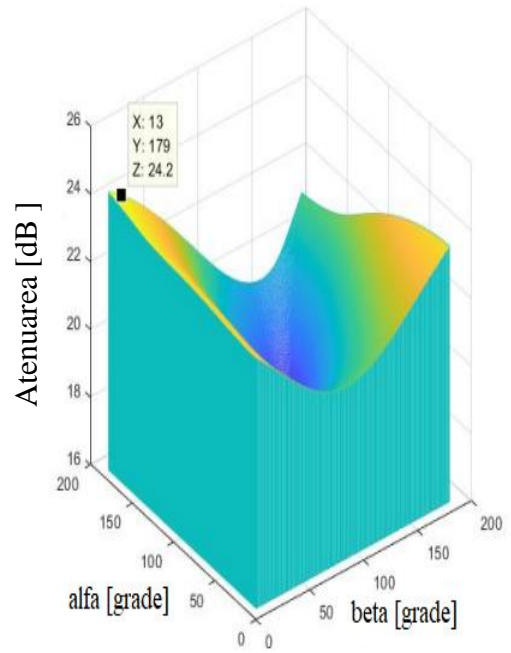


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.5. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104$ kPa·s·m⁻², $\gamma = -55^\circ$. [B.G.19]

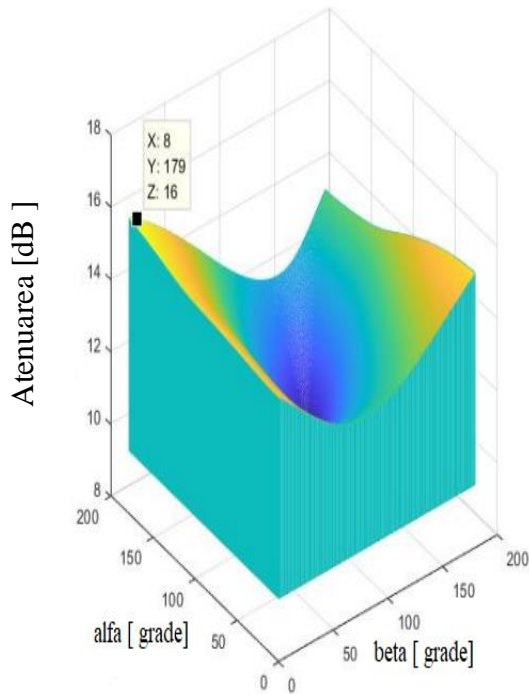


a) Frecvență 1000 Hz

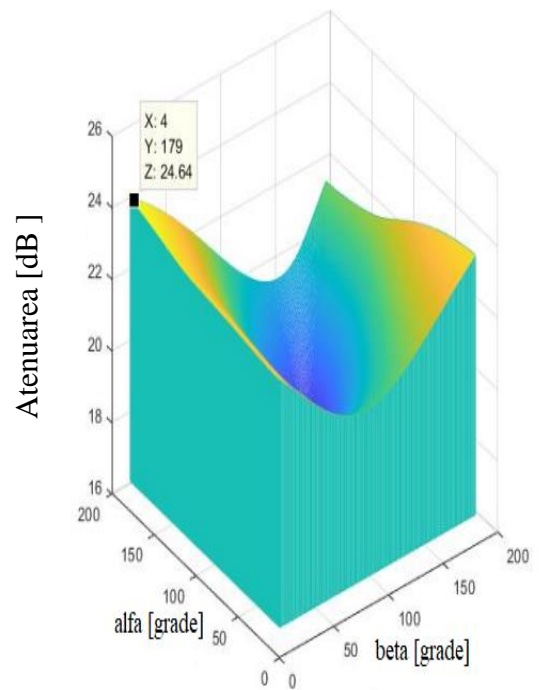


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.6. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = -40^\circ$. [B.G.19]

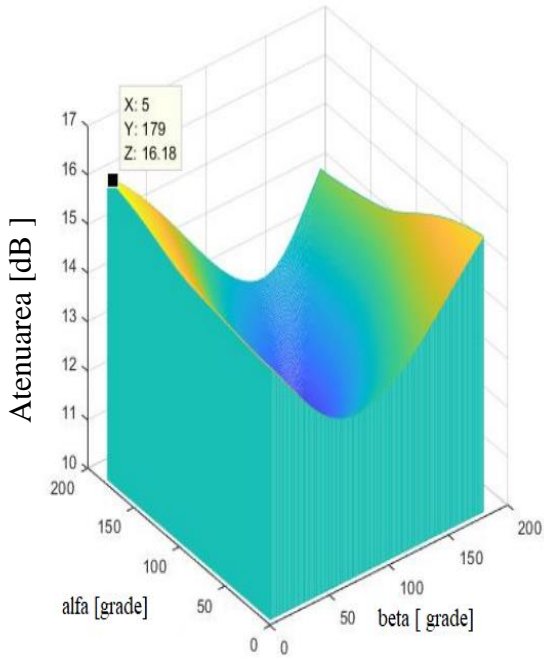


a) Frecvență 1000 Hz

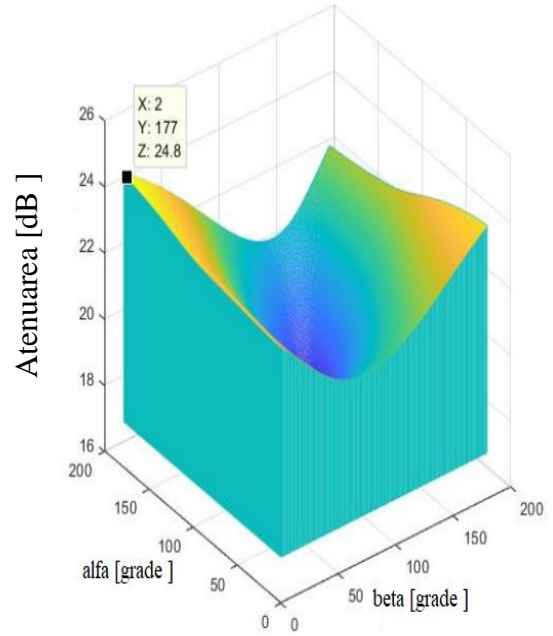


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.7. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = -25^\circ$. [B.G.19]

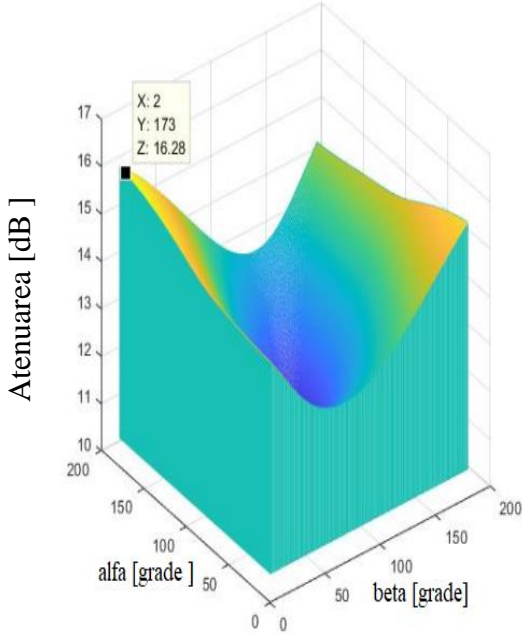


a) Frecvență 1000 Hz

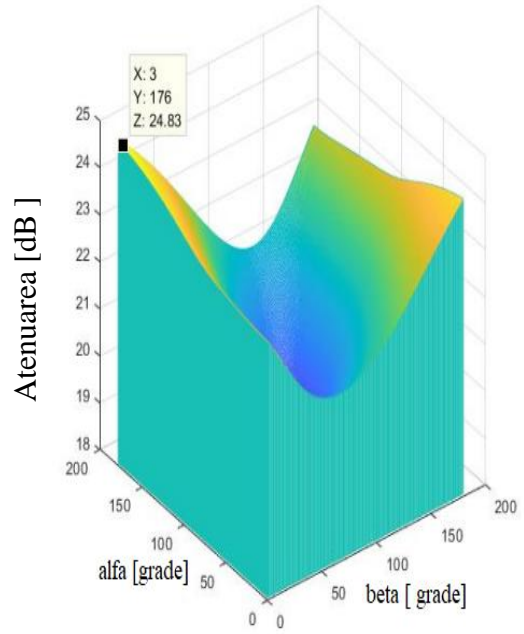


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.8. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = 10^0$. [B.G.19]

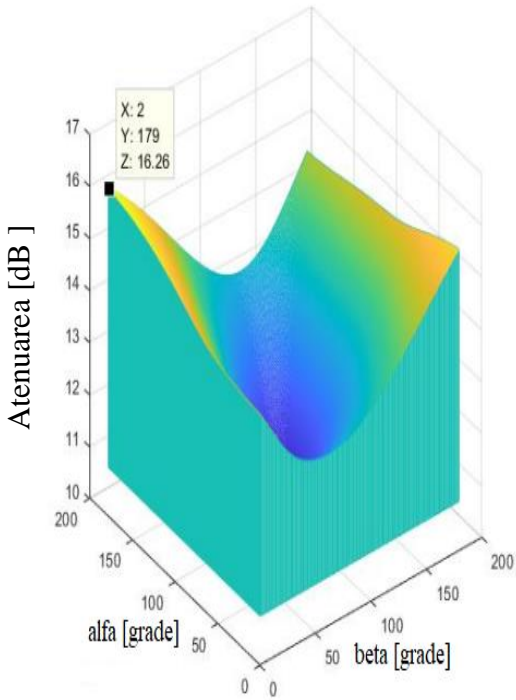


a) Frecvență 1000 Hz

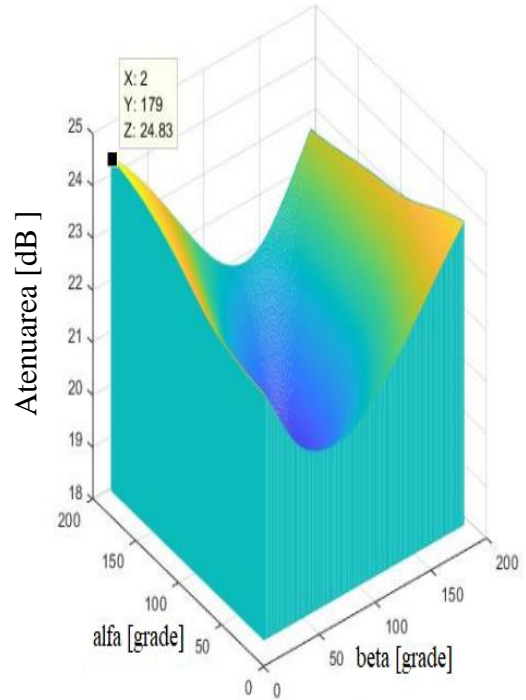


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.9. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = 10^0$. [B.G.19]

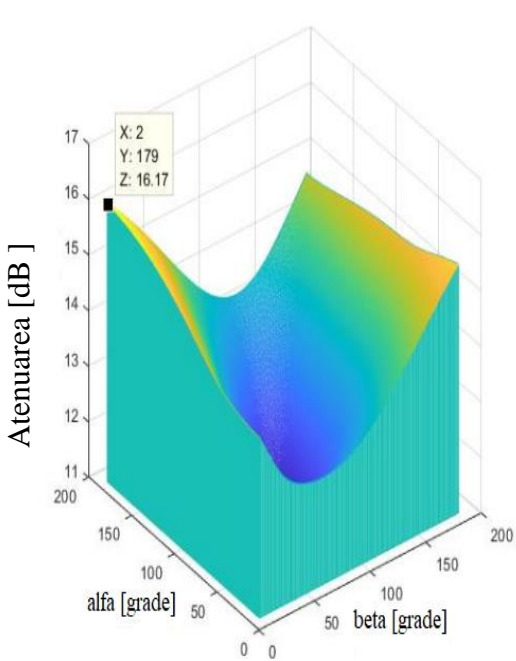


a) Frecvență 1000 Hz

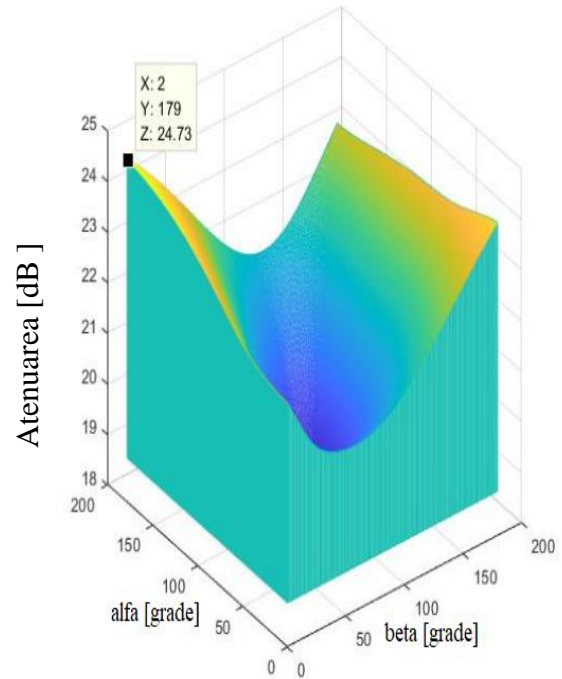


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.10. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = 25^\circ$. [B.G.19]

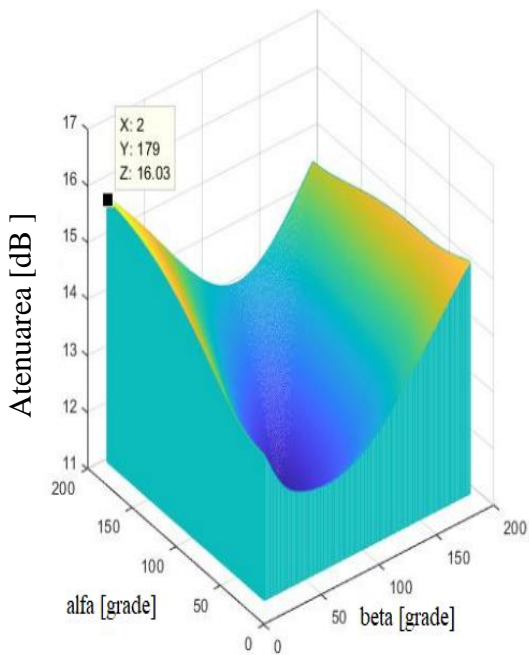


a) Frecvență 1000 Hz

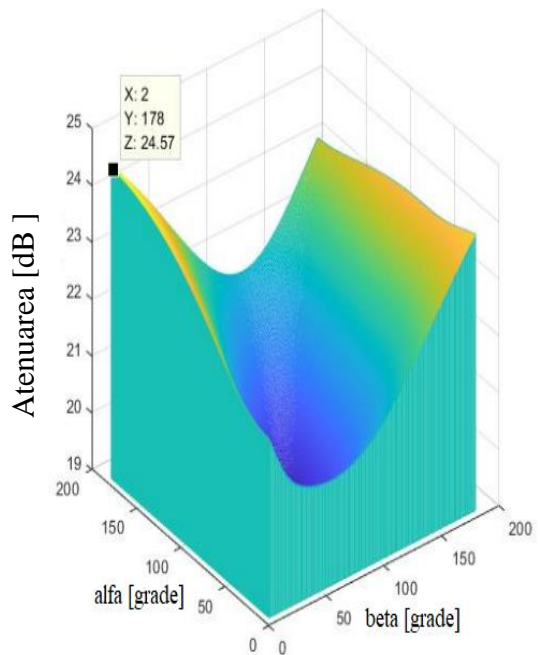


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.11. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = 40^\circ$. [B.G.19]

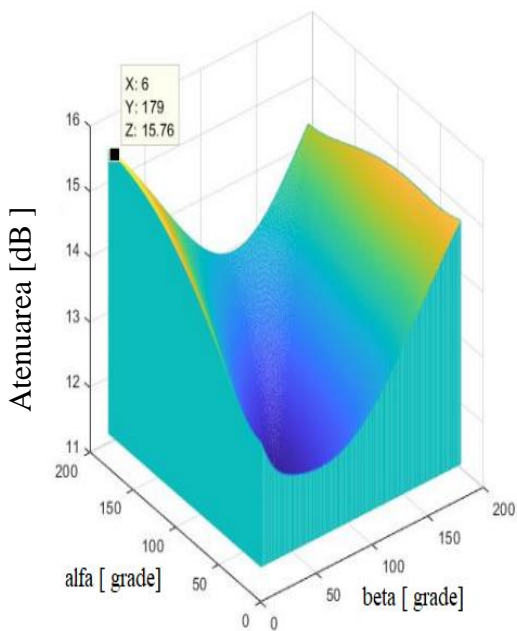


a) Frecvență 1000 Hz

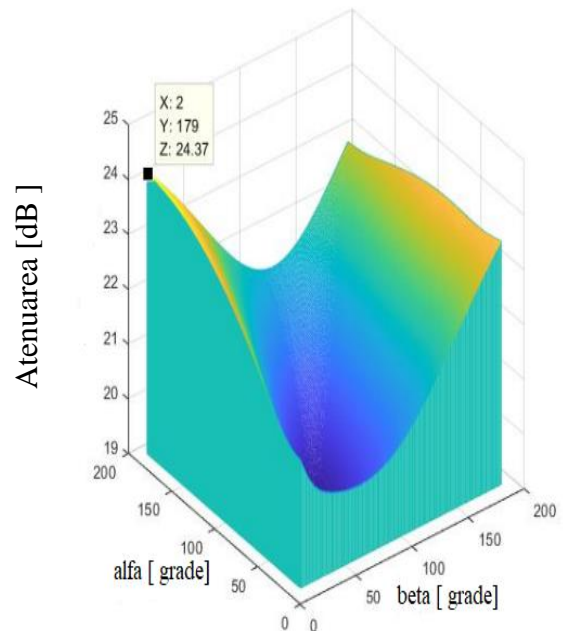


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.12. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$, $\gamma=55^\circ$. [B.G.19]

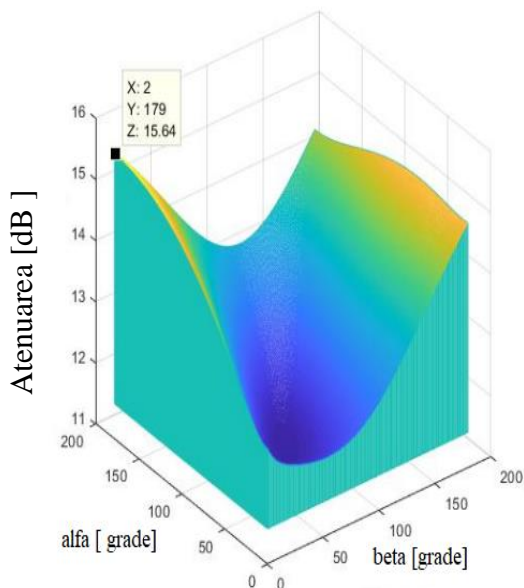


a) Frecvență 1000 Hz

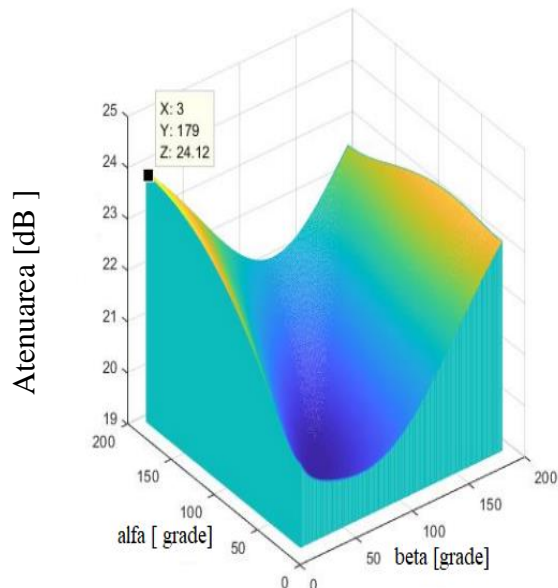


b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.13. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$, $\gamma=70^\circ$. [B.G.19]



a) Frecvență 1000 Hz



b) Frecvență 4000 Hz

Figura.5.14. Atenuarea zgomotului: Distanță barieră-receptor 30 m; umiditatea relativă a aerului 20%; $\sigma_e = 104 \text{ kPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\gamma = 85^\circ$. [B.G.19]

Analizând graficele prezentate în Figurile 5.6 – 5.14 se poate remarca că cea mai bună atenuare pentru ambele frecvențe de sunet pur 1 kHz și 4 kHz se obține pentru $\alpha = 179^\circ$, $\beta = 20^\circ$ și $\gamma = 85^\circ$ având în vedere că $a = 0,3\text{m}$ și $b = 0,6 \text{ m}$. Rezultatele sunt în strâns acord cu datele din literatură [B.G.3; B.G.4]. Se constată că MGPM este, de asemenea, o metodă adecvată pentru predicția atenuării zgomotului în zonele industriale folosind bariere acustice cu pieptăn de difracție, deoarece este o metodă adecvată care predicționează atenuarea zgomotului generat de traficul rutier folosind bariere acustice. Optimizarea pieptanului de difracție asimetric montat pe barierele acustice subțiri rigide semi-infinite este utilă în faza de proiectare. [B.G.23]

5.3. Optimizarea pieptănului asimetric de difracție destinat atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar.

Scopul analizei este de optimizare a pieptănului asimetric de difracție destinat atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar. În acest scop, a fost folosită Metoda Generală de Predicție Modificată (MGPM) care este deja utilizată pentru estimarea zgomotului industrial. Dacă MGPM dă rezultate satisfăcătoare pentru predicția atenuării zgomotului generat de activitățile de producție din zonele industriale, atunci ea poate fi folosită și pentru a estima reducerea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar [B.G.23]. Pe baza acestui aspect, caracteristicile geometrice ale pieptănului de difracției asimetrice au fost optimizate. Valorile predicționate au fost comparate cu datele experimentale din literatură și s-au constatat concordante satisfacatoare [B.G.23].

Figura 5.15 ilustrează o barieră semi-infinită rigidă subțire cu înălțimea H , o sursă acustică (AS) având coordonatele (O, y_s) , un receptor acustic (AR) având coordonatele $(x_R + x_S, y_R)$ și un pieptăn asimetric de difracție cu detaliile geometrice prezentate în figură.

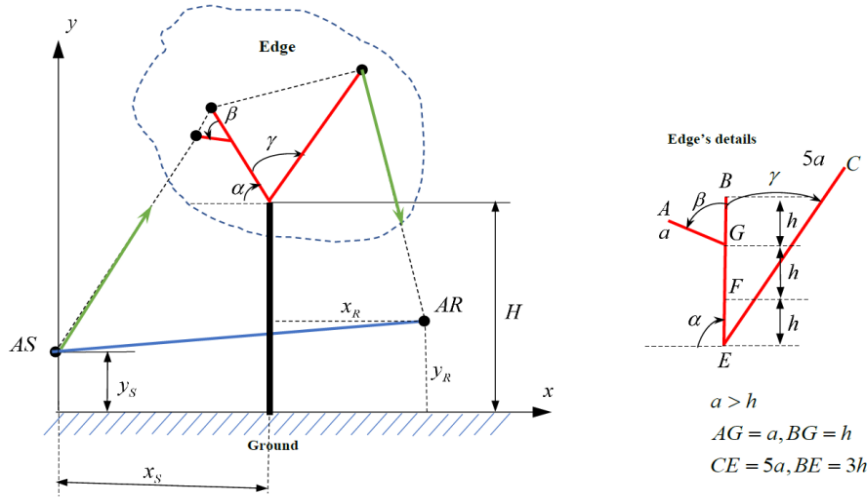


Figura 5.15. O barieră semi-infinită rigidă subțire cu un pieptăn asimetric de difracție montat în partea superioară [B.G.23]

MGPM ia în considerare atenuarea introdusă de reflexiile și absorbția solului, cel mai convenabil model fiind modelul Delany-Bazley [B.G.13], rezultând numărul de undă modificat k_{mod} datorită „efectului dat de absorbția la sol” [B.G.8]

$$K_{\text{mod}} = \frac{2\pi}{c \left[1 + 0.0978 \left[\frac{f}{\sigma_e} \right]^{-0.7} - i0.189 \left[\frac{l}{\sqrt{e}} \right]^{-0.595} \right]}, i = \sqrt{-1} \quad (5.9)$$

unde f este „frecvența tonului pur (PTF)” [B.G.8], σ_e este „rezistivitatea efectivă a curgerii în raport cu solul (EFRG)” [B.G.8; B.G.13] și c este „viteza sunetului în aer (SSA)” [B.G.8]. Pe baza teoriei difracției Kirchhoff-Fresnel [B.G.7], numerele Fresnel al sursei AS și imaginea sursei AS, respectiv AS' (punctul simetric al sursei în raport cu planul median al barierei) sunt N_1, N_2 , date de relațiile [B.G.23]

$$N_1 = \frac{2\delta_1 f}{C} = \frac{k_{1\text{mod}}}{\pi} \delta_1, N_2 = \frac{2\delta_2 f}{C} = \frac{k_{1\text{mod}}}{\pi} \delta_2 \quad (5.10)$$

unde δ_1, δ_2 sunt distanțele definite de căile de propagare a undelor acustice, respectiv (AS-A-B-C-AR)-(AS-AR) și (AS'-AR), definite de expresiile:

$$\delta_1 = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 - \sqrt{(x_S + x_R)^2 + (y_R - y_S)^2} = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 - d_1,$$

$$\begin{aligned}
r_1 &= \sqrt{(0-x_A)^2 + (y_S - y_A)^2}, r_2 = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}, \\
r_3 &= \sqrt{(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2}, r_4 = \sqrt{(x_R + x_S - x_C)^2 + (y_R - y_C)^2}, \\
x_A &= x_S - 2h \cos \alpha - a \cos(\alpha - \beta) = a(x_S / a - 2\zeta \cos \alpha - \cos(\alpha - \beta)), \zeta = h / a, \zeta = 0.5 - 0.9, \\
y_A &= H + 2h \sin \alpha + a \sin(\alpha - \beta) = a(H / a + 2\zeta \sin \alpha + \sin(\alpha - \beta)), \\
x_B &= x_S - 3h \cos \alpha = a(x_S / a - 3\zeta \cos \alpha), y_B = H + 3h \sin \alpha = a(H / a + 3\zeta \sin \alpha), \\
x_C &= x_S - 5a \cos(\alpha + \gamma) = a(x_S / a - 5 \cos(\alpha + \gamma)), y_B = H + 5a \sin(\alpha + \gamma) = a(H / a + 5 \sin(\alpha + \gamma)),
\end{aligned} \tag{5.11}$$

$$\delta_2 = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 - \sqrt{(x_R - x_S)^2 + (y_R - y_S)^2} = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 - d_2, x_R > x_S, y_R > y_S$$

Deoarece GPM [B.G.10; B.G.11] oferă o relație pentru predicția atenuării zgomotului bazată pe un număr Fresnel modificat N_1 așa cum este menționat în ISO 9613-2[B.G.17], luând în considerare un factor de corecție pentru efectul meteorologic în aval K_{met} , MGPM ia în considerare același factor de corecție, rezultând relațiile [B.G.23]:

$$K_{met} = \exp\left(-\frac{1}{2000} \sqrt[4]{\frac{r_1 r_2 r_3 r_4 d_1}{2\delta_1}}\right), N_1' = 0.5 N_1 K_{met} \tag{5.12}$$

MGPM consideră absorbția atmosferică (AA) folosind modelul Larsson[B.G.14], care induce în modelul predictiv următoarele caracteristici: frecvența zgomotului, umiditatea aerului, temperatura aerului și presiunea sa, folosind un coeficient de atenuare α_{aa} , exprimat în dBA/m, descris prin relația[B.G.23]:

$$K_{met} = f^2 \left[\left(\frac{1.84 \times 10^{-11}}{\left(\frac{T_0}{T}\right)^{0.5} \frac{p_s}{p_0}} \right) + \left(\frac{T_0}{T}\right)^{2.5} \left(\frac{0.1068 e^{-3352/T} f_{r,N}}{f^2 + f_{r,N}^2} + \frac{0.01278 e^{-2239.1/T} f_{r,O}}{f^2 + f_{r,O}^2} \right) \right] \tag{5.13}$$

unde semnificațiile termenilor sunt explicate în detaliu în [B.G.14, B.G.15]. Având în vedere toate aspectele menționate mai sus, exprimate prin relațiile (5.9)-(5.13), atenuarea zgomotului propusă de MGPM[B.G.8] la utilizarea unui bariere semi-infinite rigide subțiri pentru atenuarea zgomotului produs de traficul rutier și feroviar cu un pieptăn asimetric de difracție este dat de relația:

$$\begin{aligned}
A_{MGPM} &= 10 \log_{10}(3 + 20N_1') + \alpha_{aa}(r_1 + r_2 + r_3 + r_4) + \\
&+ \left[6 \tanh \sqrt{N_2} - 2 - 20 \log_{10} \left[1 + \tan g \left(0.6 \log_{10} \frac{N_2}{N_1'} \right) \right] \right] \left[1 - \tanh \sqrt{10N_1'} \right]
\end{aligned} \tag{5.14}$$

Algoritmul matematic generat de expresile 5.9 si 5.14 care cuprinde direcțiile de difracție ce induc atenuarea zgomotului necesită restricții geometrice de existență:

1. punctul A trebuie să fie „peste” linia de direcție AS-B,
2. punctul C trebuie să fie „peste” linia de direcție B-AR,
3. $h < a, h / a = \zeta \in [0.5, 0.9]$

Condiția 2, este îndeplinită dacă:

$$\alpha + \gamma \leq \pi \quad (5.15)$$

în timp ce condiția 1 este îndeplinită pentru

$$\beta \leq \beta_{\max} = \pi - \phi - \arcsin(\zeta \sin \phi) \phi = \arccos \left[\frac{x_B^2 + (y_b - y_s)^2 + 9(a\zeta)^2 - x_s^2 - (H - y_s)^2}{6a\zeta \sqrt{x_B^2 + (y_B + y_s)^2}} \right] \quad (5.16)$$

Condiția 3, împreună cu relațiile (5.15) - (5.16) definesc coordonatele $x_A; y_A; x_B; y_B; x_C; y_C$ din punct de vedere geometric posibilitatea propagării zgomotului de la sursa (AS) către punctele caracteristice ale pieptănului de difracție asimetric (A,B,C) către receptor (AR). Aspectele menționate anterior sunt valabile pentru unghiurile α, β, γ care satisfac condițiile [B.G.23]

$$\alpha \in [1^0, 179^0 - \phi_1], \phi_1 = \arctg \frac{H - y_s}{x_s}, \quad (5.17)$$

$$\beta \in [1^0, \beta_{\max}], \beta_{\max} \Leftarrow (8) \quad (5.18)$$

$$\gamma \in [1^0, \gamma_{\max}], \gamma_{\max} = 1^0 + \arctg \frac{H - y_s}{x_s} \quad (5.19)$$

iar atenuarea este calculată folosind algoritmul dat de ecuațiile (5.9)-(5.14), reprezentând prima parte a investigației. În a doua parte a investigației, unghiurile α, β, γ îndeplinesc condițiile

$$\alpha \in [180^0 - \phi_1, 179^0], \phi_1 = \arctg \frac{H - y_s}{x_s}, \quad (5.20)$$

$$\beta \in [1^0, 179^0], \quad (5.21)$$

$$\gamma \in \left[1^0, \arctg \frac{H - y_s}{x_s} \right], \quad (5.22)$$

dar atenuarea se calculează în acest caz prin modificarea ecuațiilor (5.11) și (5.12) datorită modificărilor modulului de propagare a undei acustice care sunt (AS-E-A-B-C-AR)-(AS-AR), respectiv (AS-E-A-B-C-AR)-(AS'-AR), definite de relațiile [B.G.23].

$$\delta_1 = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5 - \sqrt{(x_s + y_R)^2 + (y_R - y_s)^2} = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5 - d_1$$

$$r_1 = \sqrt{(x_S)^2 + (H - y_S)^2}, r_2 = \sqrt{(x_A - x_S)^2 + (y_A - H + y_S)^2}, r_3 = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}$$

$$r_4 = \sqrt{(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2}, r_5 = \sqrt{(x_R + x_S - x_C)^2 + (y_R - y_C)^2},$$

$$x_A = x_S - 2h \cos \alpha - a \cos(\alpha - \beta) = a(x_S / a - 2\zeta \cos \alpha - \cos(\alpha - \beta)), \zeta = h / a, \zeta = 0.5 - 0.9$$

$$y_A = H + 2h \sin \alpha + a \sin(\alpha - \beta) = a(H / a + 2\zeta \sin \alpha + \sin(\alpha - \beta)) \quad (5.23)$$

$$x_B = x_S - 3h \cos \alpha = a(x_S / a - 3\zeta \cos \alpha), y_B = H + 3h \sin \alpha = a(H / a + 3\zeta \sin \alpha)$$

$$x_C = x_S - 5a \cos(\alpha + \gamma) = a(x_S / a - 5 \cos(\alpha + \gamma)), y_B = H + 5a \sin(\alpha + \gamma) = a(H / a + 5 \sin(\alpha + \gamma))$$

$$\delta_2 = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5 - \sqrt{(x_R + x_S)^2 + (y_R - y_S)^2} = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5 - d_2,$$

și numărul Fresnel modificat N_1' , așa cum este menționat în ISO 9613-2 [B.G.17], luând în considerare factorul de corecție pentru efectul meteorologic în aval K_{met} , este definit de ecuația [B.G.23]:

$$K_{met} = \exp\left(-\frac{1}{2000} \sqrt[5]{\frac{r_1 r_2 r_3 r_4 r_5 d_1}{2\delta_1}}\right), N_1' = 0.5 N_1 K_{met} \quad (5.24)$$

În acest al doilea caz, atenuarea zgomotului propusă de MGPM [B.G.8] atunci când se utilizează o bariera semi-infinită rigidă subțire pentru atenuarea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar cu un pieptăn asimetric de difracție este dat de ecuația [B.G.23]:

$$A_{MGPM} = 10 \log_{10}(3 + 20N_1') + \alpha_{aa}(r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5) +$$

$$+ \left[6 \tanh \sqrt{N_2} - 2 - 20 \log_{10} \left[1 + \tanh \left(0.6 \log_{10} \frac{N_2}{N_1'} \right) \right] \right] \left[1 - \tanh \sqrt{10N_1'} \right] \quad (5.25)$$

unde N_1' se determină folosind ecuațiile (5.9), (5.10), (5.23), (5.24), iar pentru ultima ecuație, în plus, se folosește ecuația (5.13). Se poate concluziona că algoritmul matematic din al doilea caz pentru a calcula atenuarea zgomotului produsă de traficul rutier și feroviar folosind o barieră semi-infinită rigidă subțire cu un pieptăn asimetric de difracție este dat de ecuațiile (5.9), (5.10), (5.13), (5.23)-(5.25).

Figura 5.15 ilustrează un pieptăn asimetric de difracție montat pe partea superioară a unei bariere semi-infinite rigide subțiri proiectată pentru atenuarea zgomotului generat de traficul rutier și feroviar și caracteristicile pieptănului și barierei sunt menționate în tabelul 5.2, în timp ce unghiurile α , β și γ sunt variabile și trebuie optimizate [B.G.23].

Tabelul 5.2. Detalii geometrice ale pieptanului asimetric și S bariere semi-infinite rigide subțiri

H[m]	x_S [m]	y_S [m]	x_R [m]	y_R [m]	a[m]	$\zeta = h/a$
4	3.0	0.4	2...50	1.5	0.20	0.5...0.9

Folosind ecuațiile (5.9)-(5.14), pentru primul caz definit de condiții, sunt ecuațiile (5.17 - 5.19) și ecuațiile (5.9), (5.10), (5.13),(5.23)-(5.25), pentru al doilea caz definit de condițiile (5.20 – 5.22), a fost dezvoltat software-ul MATLAB pentru calcularea atenuării zgomotului produs de traficul rutier și feroviar pentru o barieră semi-infință rigidă subțire cu un pieptăn asimetric de difracție. Figurile 5.16-5.19 ilustrează atenuarea zgomotului pentru primul caz luat în considerare $x_R=25\text{m}$, frecvența sunetului pur –(PTF) $f.= 10 \text{ kHz}$, rezistivitatea efectivă a curgerii în raport cu solul (EFRG) $\sigma_e = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\zeta = 0.5, 0.9$ iar intervalul unghiurilor $\alpha \in [1^0, 129^0]$, $\gamma \in [1^0, 51^0]$, $\beta \in [1^0, \beta_{\max}]$ (pentru β_{\max} vedem(5.8)).

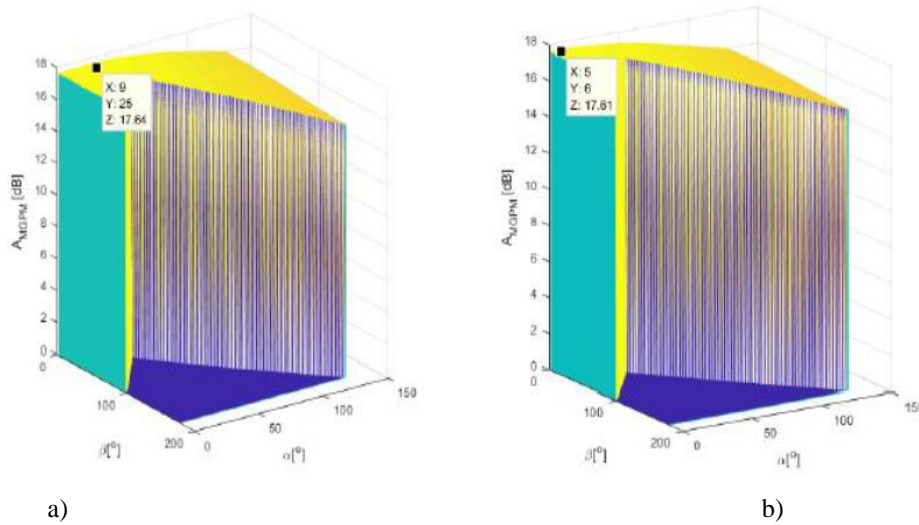


Figura.5. 16. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 10^0$, b. $\gamma = 20^0$ [B.G.23]

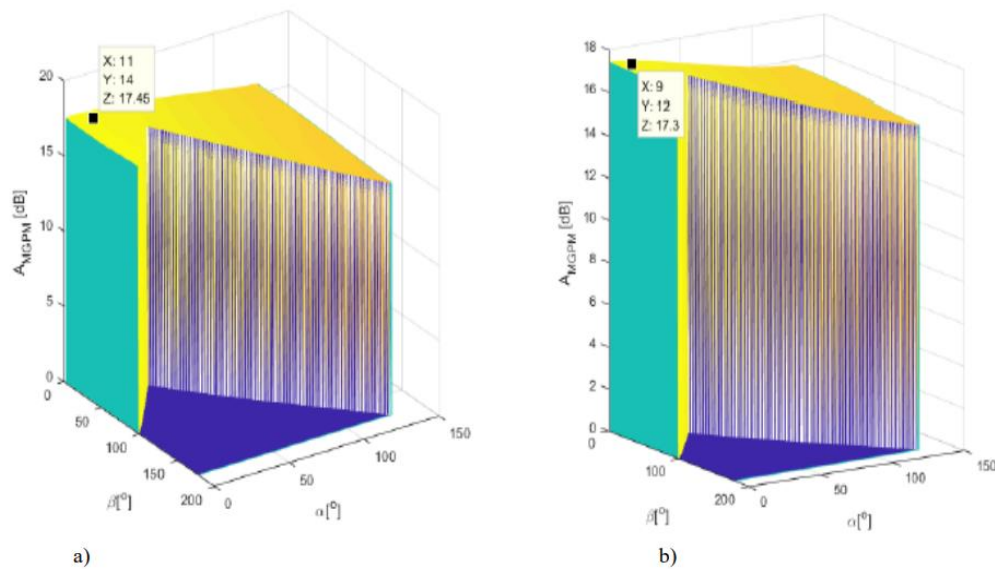


Figura 5.17. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 35^0$, b. $\gamma = 50^0$ [B.G.23]

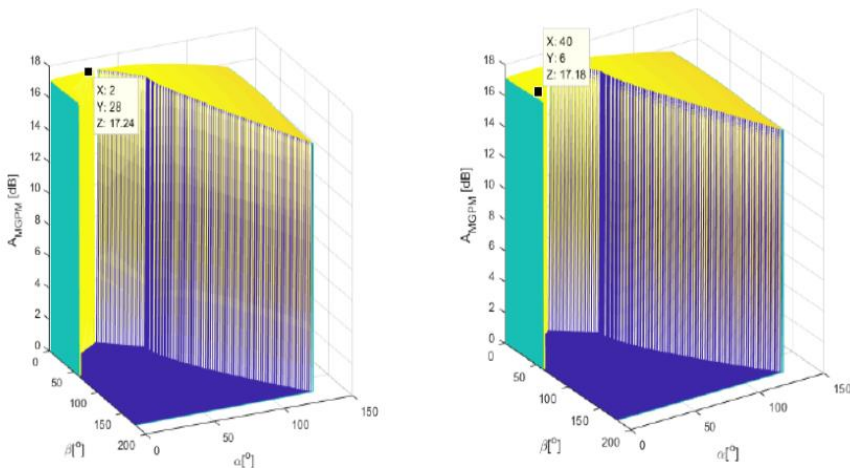


Figura 5.18. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.9$, a $\gamma = 10^\circ$, b. $\gamma = 20^\circ$ [B.G.23]

După cum se poate observa din Figurile 5.16-5.19, pentru primul caz al investigației, respectiv: pentru $x_R = 25$ m, frecvența sunetului pur (PTF) $f=1.0$ kHz, rezistivitatea efectivă a curgerii la nivelul solului (EFRG) $\sigma_e = 1.0 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\zeta = 0.5, 0.9$ iar unghiurile $\alpha \beta \gamma$ sunt cuprinse între $\alpha \in [1^\circ, 129^\circ]$, $\gamma \in [1^\circ, 51^\circ]$, $\beta \in [10, \beta_{\max}]$ (pentru β_{\max} vedem (5.16)).

Atenuarea maximă are valoarea de 17,64 dBA și se obține pentru $\zeta = 0.5$, $\alpha = 25^\circ$, $\beta = 9^\circ$, $\gamma = 10^\circ$ (vezi fig. 5.16. a.). Analizând Figurile 5.16-5.19, este evident că raportul $\zeta = h/a$ are o influență nesemnificativă asupra atenuării zgomotului folosind o barieră semi-infinită rigidă subțire cu un pieptăn asimetric de difracție montat în partea superioară. Figurile 5.20-5.24 ilustrează atenuarea zgomotului pentru al doilea caz considerând $x_R = 25\text{m}$, frecvența tonului pur (PTF) $f = 1.0$ kHz, rezistivitatea efectivă a curgerii în raport cu solul (EFRG) $\sigma_e = 1.0 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$, $\zeta = 0.5$ iar unghiurile sunt în intervalele $\alpha \in [130^\circ, 175^\circ]$, $\gamma \in [50^\circ, 5^\circ]$, $\beta \in [1^\circ, 179^\circ]$ [B.G.23].

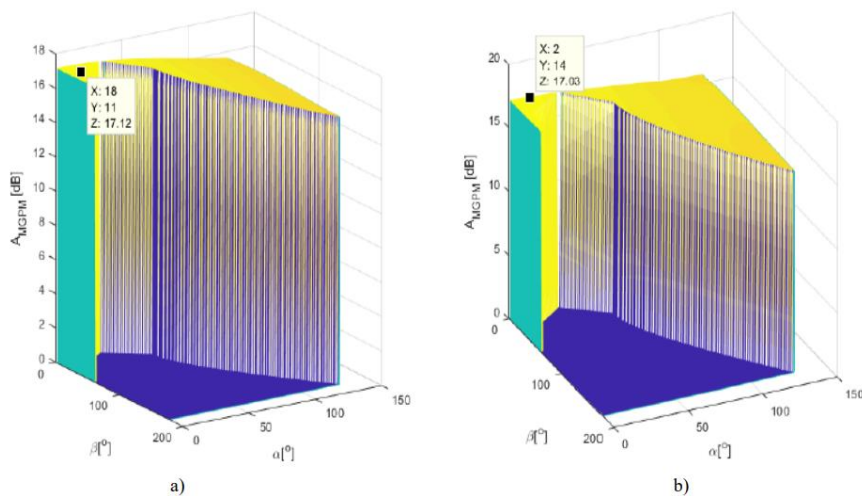
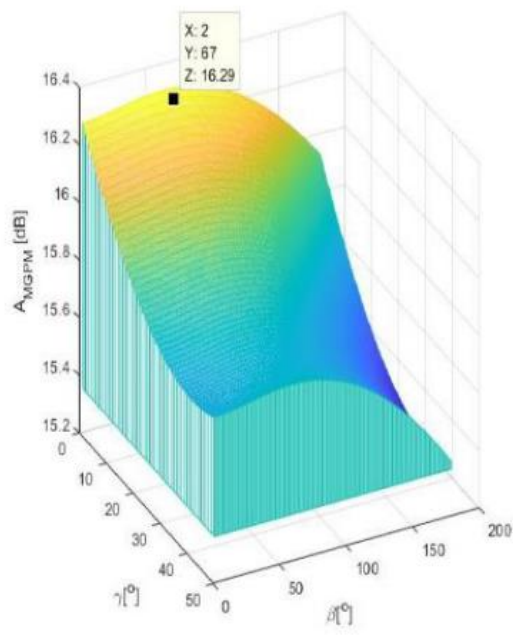
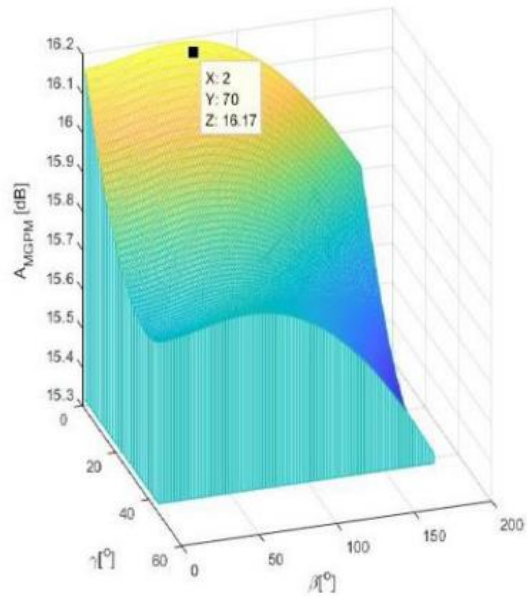


Figura 5.19. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.9$, a $\gamma = 35^\circ$, b. $\gamma = 50^\circ$ [B.G.23]

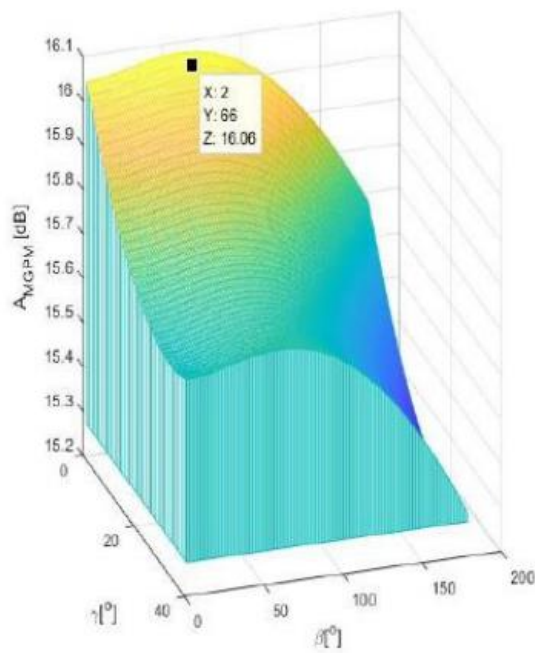


a)

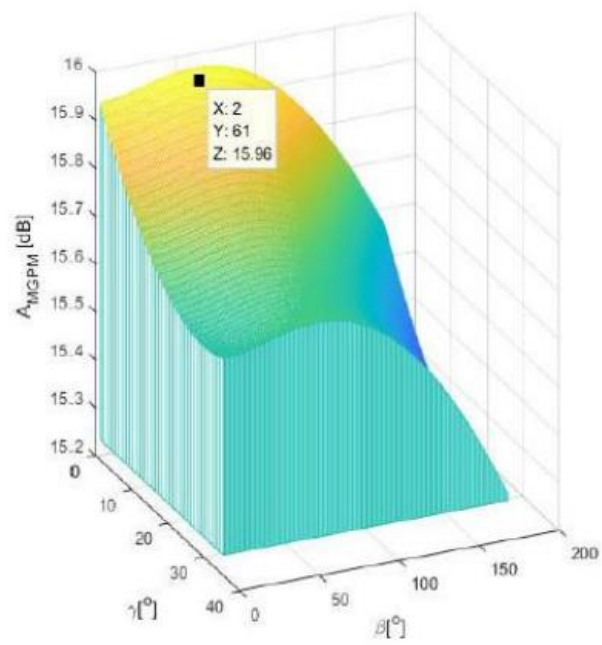


b)

Figura 5.20. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 130^\circ$, b. $\gamma = 135^\circ$ [B.G.23]



a)



b)

Figura 5.21. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 140^\circ$, b. $\gamma = 145^\circ$ [B.G.23]

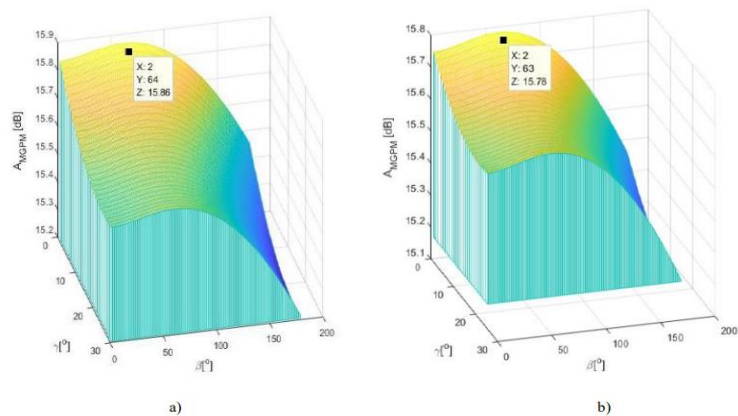


Figura 5.22. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 150^\circ$, b. $\gamma = 155^\circ$ [B.G.23]

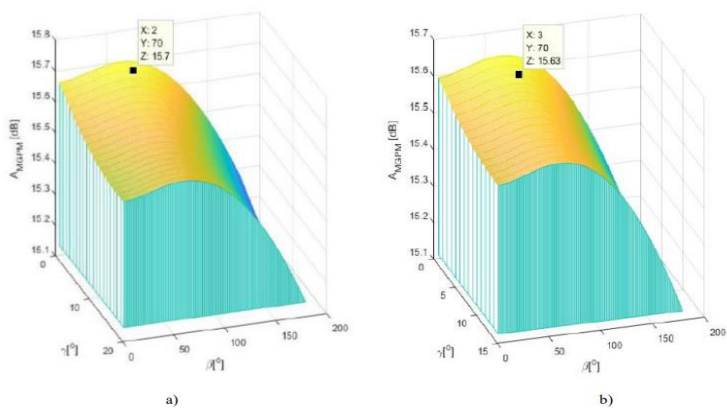


Figura 5.23. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 160^\circ$, b. $\gamma = 165^\circ$ [B.G.23]

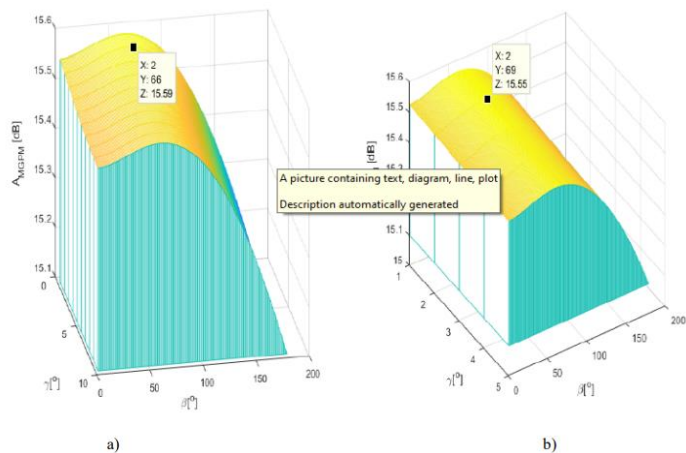


Figura 5.24. Atenuarea zgomotului pentru PTF $f=1.0\text{kHz}$, $\zeta=0.5$, a $\gamma = 170^\circ$, b. $\gamma = 175^\circ$ [B.G.23]

Analizând Figurile 5.20 - 5.24, este evident că atenuarea maximă a zgomotului are valoarea de 16,29 dB, ceea ce se obține pentru valorile $\zeta=0.5$, $\alpha=130^0$, $\beta = 67^0$, $\gamma=2^0$ (vezi Figura 5.20. a.). Această valoare de atenuare a zgomotului este inferioară cu mai mult de 1,3 dB decât valoarea maximă pentru primul caz, care este de 17,64 dB (vezi Figura 5.16. a.). Având în vedere valorile unghiurilor, variația atenuării zgomotului și posibilitatea practică de a realiza un astfel de pieptăn asimetric, geometria optimă pentru a obține o atenuare maximă a zgomotului de cel puțin 17,6 dB la distanța de 25 m față de bariera semi-infinită rigidă subțire pentru un zgomot de tip monopol având frecvența sunetului pur (PTF) $f=1,0$ kHz este $a=0,2$ m, $h=0,1$ m, $\alpha= 25^0$, $\beta = 9^0$, $\gamma =10^0$. Rezultatele sunt în acord cu datele publicate în literatură[13,14]. Figura 5.25 ilustrează atenuarea zgomotului produs de traficul rutier și feroviar a unei bariere semi-infinite rigide subțiri (având $H=4,0$ m) cu un pieptăn asimetric montat la partea superioară, cu următoarele caracteristici geometrice : $a=0,2$ m, $h=0,1$ m, $\alpha= 25^0$, $\beta = 9^0$, $\gamma =10^0$ pentru frecvența tonului pur (PTF) în intervalul $f \in [0.1,3.0]$ kHz iar receptorul având coordonatele $f \in [0.5,100.0]$ m, $y_R = 1.5$ m [B.C.5.1].

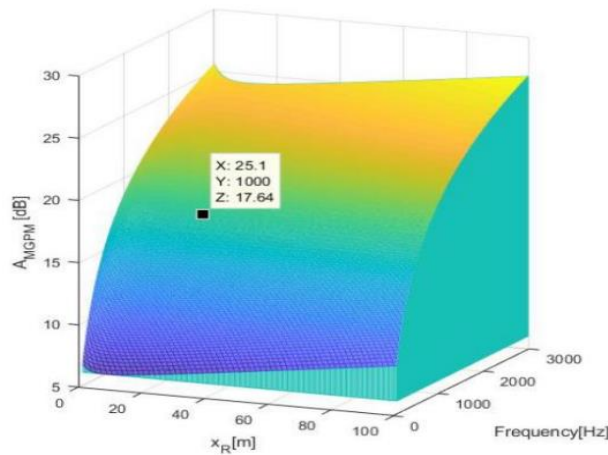


Figura 5.25 Atenuarea zgomotului pentru o barieră seminfinită rigidă subțire cu un pieptăn asimetric montat în partea superioară [B.G.23]

$$\alpha = 25^0, \beta = 9^0, \gamma = 10^0, H = 4\text{m}, a = 0.2\text{m}, h = 0.1\text{m}, x_R = 3\text{m}, y_S = 0.4\text{m}, x_R \in [0.5, 100]\text{m}, y_R = 1.5\text{m}$$

Dacă comparăm rezultatele prezentate în figura 5.25 cu cele din literatură[B.C.5.3], se pot remarca concordanțele. Investigațiile efectuate asupra pieptănelui asimetric de difracție montat la partea superioară a unei bariere semi-infinite rigide subțiri relevă că atenuarea zgomotului se obține nu numai la frecvențe înalte, ci și la frecvențe joase, arătând că acest tip de difracție de margine este convenabil pentru atenuarea zgomotului produs de traficul rutier și feroviar. De asemenea, metoda folosită pentru investigații, respectiv versiunea modificată a MGPM, indică necesitatea îmbunătățirii standardelor ISO în domeniu, mai precis, ISO 96312-2[B.G.17]. O altă contribuție originală adusă de prezenta investigație este utilizarea noului concept de difracții acustice multiple [B.C.5.2] în optimizarea caracteristicilor geometrice pentru pieptănelui asimetric de difracție [B.G.23].

Capitolul. 6. Concluzii finale. Contribuții originale. Direcții și perspective pentru cercetări viitoare

6.1. Concluzii finale

După cum se remarcă din parcurgerea prezentei teze de doctorat, obiectivele tezei menționate în paragraful 1.8 au fost atinse, respectiv:

1. construcția și dezvoltarea unei metode îmbunătățită pentru predicția atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar utilizând bariere rigide subțiri semi-infinite, respectiv MGPM (vezi capitolul 4 și capitolul 5) care introduce următoarele fenomene suplimentare: efectul meteorologic al vântului ceea ce implică modificarea numerelor Fresnel N_1, N_2 , efectul de absorbție al aerului bazat pe modelul Larsson[BG14](conform ISO9613-1[B.C.4.9]), efectul de absorbție și efectul reflexiilor solului conform modelului Delaney-Bazely[B.G.13] și efectul atenuării generat de divergența geometrică [B.G.8, B.G.12], față de metoda clasică GPM descrisă în ISO9613-2[B.C.4.9];
2. optimizarea unui pieptăn de difracție simetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM, pentru creșterea atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar [B.G.8];
3. optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM, pentru creșterea atenuării zgomotului generat în zonele industriale [B.G.19];
4. optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM modificată, pentru creșterea atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar[B.5.23, B.G.24].

Rezultatele teoretice obținute utilizând noua metodă MGPM pentru optimizarea unui pieptăn de difracție simetric sunt conforme cu rezultatele experimentale publicate în literatura de specialitate [B.G.16, B.G.18], iar pentru optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM modificată, pentru creșterea atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar rezultatele simulărilor numerice sunt de asemenea conforme cu rezultatele experimentale publicate în literatura de specialitate[B.C.5.1, B.C.5.2].

Rezultatele experimentale obținute în urma determinărilor experimentale prezentate în capitolul 2 și capitolul 3 au condus la comprehensiunea și modelarea fenomenelor de difracție multiplă prezentate în capitolul 4 și capitolul 5 ocazionate de optimizarea pieptenilor de difracție simetric și asimetrici menționați anterior la punctele 2-4.

6.2. Contribuții originale

Principalele contribuții originale ale tezei de doctorat sunt:

1. realizarea și dezvoltarea unei metode îmbunătățite pentru predicția atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar, cât și pentru predicția atenuării zgomotului din zonele industriale **MGPM**;
2. considerarea următoarelor efecte în calculul atenuării zgomotului: efectul meteorologic al vântului ceea ce implică modificarea numerelor Fresnel N_1, N_2 , efectul de absorbție al aerului bazat pe modelul Larsson[B.G.14](conform

ISO9613-1[B.C.4.9]), efectul de absorbție și efectul reflexiilor solului conform modelului Delaney-Bazely[B.G.13] și efectul atenuării generat de divergența geometrică [B.G.8, B.G.12];

3. optimizarea unui pieptăn de difracție simetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM, pentru creșterea atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar [B.G.8];
4. optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM, pentru creșterea atenuării zgomotului generat în zonele industriale [B.G.19];
5. optimizarea unui pieptăn de difracție asimetric, montat la partea superioară a unei bariere rigide subțiri semi-infinite, utilizând noua metodă MGPM modificată, pentru creșterea atenuării zgomotului generat de traficul rutier și feroviar[BC5.1, B.G.24].

6.3. Direcții și perspective pentru cercetări viitoare

Ținând cont de faptul că noua metodă MGPM a fost testată doar pentru zgomotele pure în intervalul de frecvență [100 . . . 4000] Hz, una din direcțiile de cercetare este testarea metodei într-o treime de octavă în gama de frecvență [0.100 . . . 16.000] kHz.

O altă direcție de cercetare este utilizarea surselor de zgomot de tip multi-pol mai precis pentru traficul rutier se are în vedere utilizarea liniilor de tip quadri-pol ca surse de zgomot, iar pentru traficul feroviar se vor utiliza liniile duale de tip multi-pol (20-30 de surse dispuse liniar). Astfel se vor respecta condițiile generării zgomotului de impact dintre pneu și calea de rulare pentru traficul rutier (patru pneuri dispuse într-o geometrie 3D specifică). În cazul generării zgomotului de impact dintre roată (obadă feroviară) și șina de cale ferată pentru traficul feroviar se va considera o linie dublă de tip multi-pol, adică două linii paralele la distanța specifică ecartamentului feroviar.

După cum se remarcă din aspectul ante-menționat al surselor multi-pol metoda MGPM trebuie să abordeze modelele geometrice 3D(spațiale) pentru dispunerea surselor de zgomot. Simultan sursele de zgomot trebuie considerate că sunt într-o mișcare oarecare, deci viteza lor de deplasare în raport cu bariera acustică este variabilă. Aceste ultime două aspecte reprezintă direcții suplimentare pentru cercetările viitoare.

Bibliografie

Bibliografie Generală

- 1.- Bugaru, M., Enescu, N., Stanila, R., Vasile, O., Reflection and absorption of the acoustical barriers of finite length, Proceedings of 12th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2005, Lisbon, Portugal, 2005, Vol. 3, pp. 2143-2149, ISBN 978-162748149-6, Scopus Indexed, https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-84881575176&origin=resultslist&sort=plff&src=s&st1=BUGARU&st2=Mihai&nlo=1&nlr=20&nls=countf&sid=ad5f4e3c8b353a67f99317754b89466c&sot=anl&sdt=aut&sl=31&s=AUID%28%22Bugaru%2c+M.%22+13805674800%29&relpos=16&citeCnt=0&searchTerm=&featureToggles=FEATURE_NEW_DOC_DETAILS_EXPORT:1
- 2.- Vasile O., "Insertion Loss Analysis of the Acoustic Panels with Composite Construction", pp. 85-91, Analele Universității "Eftimie Murgu", Anul XX, nr. 2, 2013, ISSN 1453-7397. (CNCSIS B+/ BDI:EBSCO, DOAJ, RePEc, ProQuest, ICAAP, Ulrich's, IndexCopernicus, Livre, Academic Journals Database, NewJour
- 3.- Rossing Th.D.Springer Handbook of Acoustics – Stanford University- Center for Computer Reserch in Music and Aacoustic-Stanford CA94305 USA- ISBN:978-0-387-30446-5; e-ISBN:0-387-30425-0
<https://link.springer.com/referencework/10.1007/978-0-387-30425-0>
4. - SR EN 1794-1 – Road traffic noise reducing devices – Non-acoustics performance. Part 1: Mechanical performance and stability requirements.
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/b9f56d54-37ce-48a4-ae93-725e689b5e36/en-1794-1-2018>
5. - CR 1-1-4:2012 - Design code. Evaluation of the wind action on constructions.
<https://www.scribd.com/document/259194806/Romanian-Wind-Code-CR1-1-4#>
- 6.- Bugaru, M., Dale, R., Acoustic properties of sound barriers, Proceedings of the 14th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2007, Cairns, Australia, 2007, Vol. 5, pp. 4244-4250, ISBN 978-162748000-0, Scopus Indexed,
[https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-84881402979&origin=resultslist&sort=plff&src=s&st1=BUGARU&st2=Mihai&nlo=1&nlr=20&nls=countf&sid=ad5f4e3c8b353a67f99317754b89466c&sot=anl&sdt=aut&sl=31&s=AUID\("Bugaru%2c+M."+13805674800\)&relpos=5&citeCnt=0&searchTerm=&featureToggles=FEATURE_NEW_DOC_DETAILS_EXPORT:1](https://www-scopus-com.am.e-nformation.ro/record/display.uri?eid=2-s2.0-84881402979&origin=resultslist&sort=plff&src=s&st1=BUGARU&st2=Mihai&nlo=1&nlr=20&nls=countf&sid=ad5f4e3c8b353a67f99317754b89466c&sot=anl&sdt=aut&sl=31&s=AUID()
- 7.- Bugaru M., Zaharia, M. C., Chereches, T., Arsene, M., (2008), Multi-layered phono-insulated and phonoabsorbing acoustic barrier- Invention Patent, Official Bulletin of Industrial Property, OSIM, RO-BOPI No.03/2010 Romanian PATENT no. 122864/2010.
- 8.- Bugaru, M., Vasile, O., **Neagoe, M.**, Recent Developments of Noise Attenuation Using Acoustic Barriers for a Specific Edge Geometry, MDPI-Computation, e-ISSN 2079-3197, **2021**, Vol 9, 9(12)-129, **WOS: 000736262800001**, DOI: 10.3390/computation9120129, <https://doi.org/10.3390/computation9120129>,

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/fullrecord/WOS:000736262800001?SID=EUW1ED0BAEcWoqNMuNgqJY88vtNwz>

9. - Maekawa, Z.(1968) „Noise reduction by screens.” Appl. Acoustics . Vol.1,no.3, pp. 157–173.

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0003682X68900200?via%3Dihub>

10. -Tatge, R.B.(1973) „Barrier-wall attenuation with a finite sized source.” Journal of the Acoustical. Society of America vol.53, no.5 pp. 1317–1319.11. -Kurze, U.J.; Anderson, G.S.(1971),” Sound attenuation by barriers” Applied Acoustics vol.4, no.1,pp. 35–53,

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0003682X71900247>

12. -Menounou, P. (2001) „A correction to Maekawa’s curve for the insertion loss behind barriers.” The Journal of the Acoustical. Society of America, Vol.110, no.3 pp.1828–1838,

<https://pubs.aip.org/asa/jasa/article-abstract/110/4/1828/547382/A-correction-to-Maekawa-s-curve-for-the-insertion?redirectedFrom=fulltext>

13. -Delany, M.E.; Bazley, E.N.(1970)” Acoustical properties of fibrous absorbent materials”. Applied. Acoustics Vol.3, no.2 pp. 105–116.

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0003682X70900319?via%3Dihub>

14. -Larsson, C.(1997),” Atmospheric Absorption Conditions for Horizontal Sound Propagation.” Applied. Acoustics, Vol.50, no.3, pp. 231–245.

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X96000680?via%3Dihub>

15. International Standard Organization. ISO 9613-1(1993): Acoustics: Noise Absorption by Air. Attenuation of Sound during Propagation Outdoors. Part 2: Calculation of the Absorption of Sound by the Atmosphere; International Standard Organization: Geneva,Switzerland,

<https://www.iso.org/obp/ui/en/#iso:std:iso:9613:-1:ed-1:v1:en>

16.- Karimi, M., Younesian, D., (2014), “Optimized T-Shape and Y-Shape Inclined Sound Barriers for Railway Noise Mitigation”, Journal. of Low-Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol.33,no.3 pp. 357-370.

<https://journals.sagepub.com/doi/10.1260/0263-0923.33.3.357>

17. International Standard Organization. ISO 9613-2(1996): Acoustics: Attenuation of Sound During Propagation Outdoors. Part 2: General Method of Calculation (International Standard Organization, Geneva, Switzerland).

<https://www.iso.org/standard/20649.html>

18. - Ishizuka, T. , Fujiware, K.(2004)” Performance of noise barriers with various edge shapes and acoustical conditions”, Applied Acoustics, Vol. 65, no.2 pp.125-141

[Performance of noise barriers with various edge shapes and acoustical conditions - ScienceDirect](#)

19 - Bugaru, M., Vasile, O., **Neagoie, M.**, Optimization of a Specific Edge Diffraction for Industrial Areas Using the MGPM, Proceedings of the 10th IC-SCCE, 10th International Conference from Scientific Computing to Computational Engineering, 6-9 July 2022, Athens, Greece, ISSN 2241-8865, ISBN 978-618-84028-4-3, pp. 170-178

20. - Bugaru, M., Vasile,O., **Neagoie, M.**, ANALYSIS OF NOISE REDUCTION AND THE INFLUENCE OF WAVE'S DIFFRACTION ANGLE USING NOISE BARRIERS, Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics and Engineering, ISSN 1221-

5872, 2022, Vol. 65, Issue, 1, pp. 29-36, **WOS:000832312500005**,

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:000832312500005>

21.- **Neagoe, M.**, Bugaru, M., Vasile, O.(2021), “Analysis of noise reduction and the influence of wave’s diffraction angle using noise barriers”, 9th International Conference from “Experiments/Process/System Modeling/Simulation/Optimization” 9th IC-EPSMSO Athens, 7-10 July, 2021 ©LFME pp.57-65

22.- Bugaru, M., **Neagoe, M.**, Vasile, O., Recent developments of noise attenuation using acoustic barriers for a specific edge geometry, 9th International Conference on “Experiments/Process/System Modeling/Simulation/Optimization”, 9th IC-EPSMSO, Athens, Greece, 7-10 July 2021, pp. 271-279, ISSN: 2241-9209, ISBN: 978-618-84028-2-9

23.- Bugaru, M., **Neagoe M.** (2023) “ Analysis of antisymmetric edge diffraction for acoustic barriers designed for automotive and railway traffic noise attenuation” 10th International Conference on “Experiments/Process/System Modeling/Simulation/Optimization” Athens, 5-8 July 2023 pp.20-29

24. - Bugaru, M., **Neagoe M.** (2023) “ Investigation of asymmetric edge diffraction for acoustic barriers” U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. ..., Iss. ..., 2023 ISSN 1454-2358 (în curs de publicare)

Bibliografie Capitolul 1

1. – CEEEX, Modulul I, A6761/2006, 2006-2008, nr. int. 31-06-05, Cercetări avansate privind reducerea nivelului poluării sonore, în zonele locuite, generată de traficul feroviar și rutier, prin amplasarea de bariere acustice, CO: UPB,P1:ATM,P2:INCERC,P3:S.C.Afico S.A.- Director responsabil contract :prof. unv. dr. ing. Bugaru M.

2. - <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/TXT/PDF/?uri=CELEX:52017DC0151&from=EN>

3.- http://ier.gov.ro/wp-content/uploads/publicatii/Pais1_studiu_B1-2_ro.pdf

4. - Moser M.- Engineering Acoustics- An Introduction to Noise Control - Second Edition – ISBN 978-3-540-92722-8; e-isbn 978-3-540-92723-5 Springer Dordrecht Heidelberg London New York [Engineering Acoustics: An Introduction to Noise Control | SpringerLink](#)

5. - Sandberg U., Will tire / road noise limit future vehicle noise reductions?, Proceedings of Inter Noise 1982, San Francisco, USA, 1982.

6. - Enescu N., Vasile O., The Decrease of Noise with Acoustics Barriers, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. IV, Number 2, December 2007, pp. 71-74, ISSN 1584-7284 https://www.academia.edu/1128592/The_Decrease_of_Noise_with_Acoustics_Barriers

7. – Pascu C, Badea G., Lepadatu I.; C.D.Comeaga, Sound-absorbing and sound-insulating modular panel for noise barriers, Proceedings of CEEEX Conference ISBN 978-973-0-05258-9 Edited by A.Voicilă, D. Cuniță, A.Eșanu, E.Fileru – UCP AMTRAS – Bucharest, Nov. 2007, p75-78(inRomanian)

8.- https://mfinante.gov.ro/documents/35673/980619/sausticsi678541_12022021.pdf

9. - LEIER ROM S.R.L. ; Dispozitive pentru reducerea zgomotului produs de traficul rutier și feroviar - panouri fonoizolante din elemente durisol - Infrastructura de transport protecție împotriva zgomotului 23 – 24.09.2014, București

<https://www.leier.ro/panouri-fonoizolante-durisol/>

10. - Universitatea.Politehnică.București.- Teză de doctorat – Materiale compozite ecologice destinate reducerii zgomotului – 2012 – drd. Ing. Bratu Mihai
http://dspace.incdecoind.ro/bitstream/123456789/456/1/Rezumat_teza_Mihai%20BRATU.pdf
- 11.- <https://xdocs.ro/doc/reabilitarea-acustica-cursul-7ppt-6nw56rxx2n1>

Bibliografie Capitolul 2

- 1 - EN 14388:2016 – Specifications. Road traffic noise reducing devices.
<https://www.en-standard.eu/une-en-14388-2016-road-traffic-noise-reducing-devices-specifications/>
- 2.- Bratu, M., Bucur, E., Danciulescu, V., Petrescu, M., Gheorghita, T., Vasile, O. (2020), Assessment of the level of noise and chemical air pollution in two distinct urban areas, <http://Doi.Org/10.21698/Rjeec.2020.216>
https://www.researchgate.net/publication/346277127_Assessment_of_the_level_of_noise_and_chemical_air_pollution_in_two_distinct_urban_areas
- 3.- Karakitsios, S.P., Papaloukas, C.L., Kassomenos, P.A., Pilidis, G., Assessment and prediction of benzene concentrations in a street canyon using artificial neural networks and deterministic models: their response to “what if” scenarios,
<http://Doi.Org/10.1016/J.Ecolmodel.2005.07.024>.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0304380005003984>
- 4.- Sygna, K., Aasvang, G.M., Aamodt, G., Oftedal, B., Krog, N.H., Road traffic noise, sleep and mental health, <http://Doi.Org/10.1016/J.Envres.2014.02.010>.
<https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/24637180/>
- 5.- Begou, P., Kassomenos, P., Kelessis, A., Effects of road traffic noise on the prevalence of cardiovascular diseases: the case of Thessaloniki, Greece,
<http://Doi.Org/10.1016/J.Scitotenv.2019.134477>.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0048969719344687>
- 6.-https://envi.ro/wp-content/uploads/2019/08/Utilizarea_noului_analizor_tip_2270.pdf
7. - Piechowicz, J. (2011), “Sound Wave Diffraction at the Edge of a Sound Barrier”, Acta Physica Polonica Series A 119(6A), DOI:10.12693/APhysPolA.119.1040
https://www.researchgate.net/publication/266881035_Sound_Wave_Diffraction_at_the_Edge_of_a_Sound_Barrier
8. - CR 1-1-3:2012 - Design code. Evaluation of the action of snow on constructions.
<https://www.matrixrom.ro/en/produs/cr-1-1-3-2012-design-code-evaluation-of-the-action-of-snow-on-constructions-supplement-calculation-examples-design-recommendations/>
- 9.- Tămaș-Gavrea, D.-R.; Dénes, T.-O.; Iștoan, R.; Tiuc, A.E.; Manea, D.L. Vasile, O., A novel acoustic sandwich panel based on sheep wool, Coatings, <http://Doi.Org/10.3390/Coatings10020148>.
<https://www.mdpi.com/2079-6412/10/2/148>
- 10.- Jin, Y., Fang, X., Li, Y, Torrent, D., Engineered diffraction gratings for acoustic cloaking, <http://Doi.Org/10.1103/PhysRevApplied.11.011004>.
<https://journals.aps.org/prapplied/abstract/10.1103/PhysRevApplied.11.011004>

11.- Pirinchieva, R.K., The influence of barriersize on its sound diffraction, [http://Doi.Org/10.1016/0022-60x\(91\)90570-A](http://Doi.Org/10.1016/0022-60x(91)90570-A)
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0022460X9190570A>

Bibliografie Capitolul 3

1 - SR EN 14388:2008 , Dispozitive de reducere a zgomotului din traficul rutier. Specificații
<https://www.scribd.com/document/140021924/SR-EN-14388-AC-2008-Dispozitive-de-Reducere-a-Zgomotului-Din-Traficul-Rutier-Specificatii>

2 - SR EN 1793-1: 2017 Dispozitive pentru reducerea zgomotului din traficul rutier. Metoda de încercare pentru determinarea performanței acustice.
<https://magazin.asro.ro/ro/standard/254365>

3 - SR EN 14389-1:2015 Dispozitive de reducere a zgomotului.Proceduri de evaluare a performanțelor pe termen lung
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/e2bbd859-2b47-491e-8ffc-c6a24567f660/en-14389-1-2015>

4- SR EN 1793-2: 2018 Dispozitive pentru reducerea zgomotului din traficul rutier. Metoda de încercare pentru determinarea performanței acustice.
<https://www.en-standard.eu/bs-en-1793-2-2018-road-traffic-noise-reducing-devices-test-method-for-determining-the-acoustic-performance-intrinsic-characteristics-of-airborne-sound-insulation-under-diffuse-sound-field-conditions/>

Bibliografie Capitolul 4

1 -Smith, M. Barriers to consistent results: The effects of weather. In Proceedings of the ACOUSTICS, AAS'08, Geelong, VIC, Australia, 24–26 November 2008; Acoustics and Sustainability; pp. 1–5.

<https://www.semanticscholar.org/paper/Barriers-to-consistent-results%3A-the-effects-of-Smith/d57ad1570b97e07b1321b105bcfbfd8cd9c2058f>

2 -International Standard Organization. ISO 9613-2: Acoustics: Attenuation of Sound during Propagation Outdoors. Part 2: General Method of Calculation; International Standard Organization: Geneva, Switzerland, 1996.

<https://www.iso.org/standard/20649.html>

3 -H.E. Bass, L.C. Sutherland, A.J. Zuckewar: Atmospheric absorption of sound: Further developments, J. Acoust. Soc. Am. 97, 680–683 (1995)

<https://pubs.aip.org/asa/jasa/article-abstract/97/1/680/835919/Atmospheric-absorption-of-sound-Further?redirectedFrom=fulltext>

4 -Heinrich Kuttruf:Acoustics –An introduction-this edition published in the Taylor and Francis 2006 ISBN 0-203-97089-6

<https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/9780367807696/acoustics-heinrich-kuttruff>

https://www.academia.edu/7130258/Acoustics_An_introduction_Heinrich_Kuttruff_Taylor_and_Francis_English_Edition_2007_Paperback_XIII_478_pages_ISBN_978_0_415_38680_7

5 -SR ISO 10847 - Acoustics – In-situ determination of insertion loss of outdoors noise barriers of all types.58

<https://www.iso.org/standard/1314.html>

6 –Bugaru M.*, Enescu N.*, Vasile O.*, Raluca Nicoleta Stanila* Specific noise attenuation with acoustic barriers - International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization 1st IC-EpsMsO Athens, 6-9 July, 2005

<https://www.researchgate.net/publication/258211988> Reflection and absorption properties of the acoustical barriers of finite length

7 -Michael Moser - Engineering Acoustics- An Introduction to Noise Control - Second Edition – ISBN 978-3-540-92722-8; e-isbn 978-3-540-92723-5 Springer Dordrecht Heidelberg London New York

<https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-540-92723-5>

8 - F. Alton Everest- The Master Handbook of Acoustics –fourth edition

<https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9780071360975>

9 - ISO 9613-1: Acoustics: Noise Absorption by Air. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere (International Standard Organization, Geneva, Switzerland 1993).

<https://www.iso.org/standard/17426.html>

10- Bugaru, M., Zaharia, M. C., Chereches, T., Arsene, M., (2008), Multi-layered phono-insulated and phonoabsorbing acoustic barrier, Romanian PATENT no. 122864/2010.

Bibliografie Capitolul 5

1. Okubo, T., Fujiwara, K.(1999), “Efficient of a noise barrier with an acoustically soft cylindrical edge for practical use”, in The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 105, no. 6, pp. 3326-3335.

<https://pubs.aip.org/asa/jasa/article-abstract/105/6/3326/553411/Efficiency-of-a-noise-barrier-with-an-acoustically?redirectedFrom=fulltext>

2. Pardo-Quiles, D., Rodriguez, J.V.(2020), “A Fast UTD-Based Method for the Analysis of Multiple Acoustic Diffraction over a Series of Obstacles with Arbitrary Modeling, Height and Spacing”, Symmetry-MDPI, Vol. 12, no. 654, pp. 1-24.

<https://www.mdpi.com/2073-8994/12/4/654>