

# SISTEM DE UMECTARE A DEPOZITULUI DE ZGURĂ ȘI CENUȘA DE LA UTVIN – COMPARTIMENT II - TIMIȘOARA

**Autor: Mihai Alexandru AUNER** <sup>1</sup>  
[aunerma1989@gmail.com](mailto:aunerma1989@gmail.com)

**Coordonator: Șef.lucr.dr.ing. Stela DINESCU** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de inginerie Mecanică și Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului, anul IV*

<sup>2</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

## Rezumat

Unul dintre cele mai mari pericole privind poluarea atmosferei cu praf din Timișoara și din județul Timiș îl reprezintă depozitele de steril (zgură și cenușă) de la Utvin. Sutele de mii de tone de cărbune descărcate aici întotdeauna pot deveni surse de poluare, iar siliciul și praful de la zgură și cenușă pot afecta grav sănătatea. Pentru a preveni acest efect, depozitul de steril trebuie umectat din când în când, pentru ca praful să nu fie antrenat de curenții de aer. Singurele surse de apă din zona depozitului sunt precipitațiile și cursurile de apă din regiune (canalul Bega și râul Timiș, aflate la distanțe mai mari de 2 km). Soluția de menținere a suprafeței compartimentului depozitului în stare umedă fiind montarea unei pompe centrifugale în stația de pompe, care să asigure vehicularea apei până la compartimentul II a depozitului.

## Cuvinte cheie

*Electropompă, aripi de ploaie, convertizor, sorb cu clapetă.*

## 1. Introducere

Sursele poluante datorate activităților umane, de realizare a bunurilor și confortului necesar vieții, contribuie esențial la poluare. Poluanții aerului rezultă ca urmare a generării energiei electrice, a funcționării milioanei de vehicule, a materialelor aruncate de populație și realizării a numeroase produse necesare traiului zilnic. Anual, sunt generate sute de milioane de tone de aer poluant. Pe amplasamentul analizat se desfășoară activitatea de depozitare a deșeurilor industriale de zgură și cenușă, deșeu rezultat din arderea cărbunilor în capacitățile de producție instalate la CET Sud Timișoara. Depozitul de zgura și cenușă Utvin se întinde pe o suprafață de 50 ha și este împărțit în trei compartimente de decantare și de depozitare a zgurii și cenușii. Praful antrenat de curenții de aer din zonă de pe suprafața celei II a depozitului afectează sănătatea oamenilor și nu numai, fapt ce determină proiectarea unui sistem de umectare a depozitului pentru a menține suprafața acestuia într-o stare mereu umedă.

## 2. Scopul lucrării

Pentru a elimina antrenarea prafului de pe suprafața compartimentului II a depozitului de zgură și cenușă Utvin, de către vânturile ce bat în zonă se propune soluția de menținere a suprafeței compartimentului depozitului în stare umedă. Cel mai avantajos sistem de alimentare cu apă industrială fiind montarea unei pompe centrifugale în stația de pompe, care să asigure vehicularea apei până la compartimentul II a depozitului.

Având în vedere că la suprafața de cca 15 ha a compartimentului II ar fi necesar un debit de apă de 970 m<sup>3</sup>/h, însemnând diametre mari de conducte și pompă cu debit mare, se propune soluția de umectare alternativă a două jumatăți de compartiment. Împărțind suprafața în două se crează posibilitatea depunerii de material concomitent cu umectarea restului de compartiment.

## 2. Descrierea obiectivului

Depozitul de zgură și cenușă Utvin este amplasat la o distanță de cca 4 km vest de municipiul Timișoara, la cca 1,5 km sud – vest față de satul Utvin și la cca. 4 km vest de localitatea Sânmihaiu Român. Depozitul de zgura și cenușă Utvin este o construcție hidrotehnică, pusă în funcțiune în anul 1985, construcția are categoria de importanță B, clasa de importanță II. Un depozit de șes/câmpie, dezvoltat pe o suprafață de aproximativ 50 ha. Are formă trapezoidală cu dimensiunile: B=1100 m, b=900 m și h=500 m, împărțit în trei compartimente / celule (I, II, III) pentru depozitarea deșeurilor rezultat din arderea cărbunilor în capacitățile de producție instalate la CET Sud Timișoara.

Pe suprafața celulelor I și II nu se mai fac depuneri de zgură și cenușă. Suprafața compartimentului I este în mare parte înierbată și împădurită. Suprafața compartimentului II, doar aprox. 20 % este acoperită cu vegetație, ceea ce înseamnă ca în perioadele secetoase, materialul de pe depozit este antrenat de vânt și dus peste suprafețele învecinate cu depozitul, sau pe distanțe mai mari, până spre locuințele din localitățile apropiate, producând astfel poluare.

Singurele surse de apă din zona depozitului sunt precipitațiile și cursurile de apă din regiune (canalul Bega și râul Timiș, aflate la distanțe mai mari de 2 km). Nivelul apei subterane este ușor ascensional iar adâncimea sa variază, în general, în funcție de sezon și de morfologia terenului. În perioada analizată s-a atins în general un nivel mai mic de 2 m adâncime.

### 3. Materiale și metode

Dat fiind faptul că în apropiere există o sursă de apă industrială se propune următorul sistem compus din:

- Traseu conducte de transport apă industrială propus:

Lungimea totală a conductei DN 300 mm este de 1625 m (se vor poza conducte pentru transportul apei, iar pe compartimentul II, o ramură de-a lungul digului de compartimentare dintre compartimentul I și II, iar cealaltă ramură de-a lungul digului de compartimentare dintre compartimentul II și III).

Țeava este confecționată din polietilena de înaltă densitate care trebuie să asigure transportul apei până la temperatura de 50 °C și presiunea de 10 bar.

Materialul elementelor de conductă trebuie să reziste acțiunii razelor solare UV.

- Filtru pentru filtrarea apei care intră în instalație, necesar pentru evitarea înfundării aspersoarelor.

Tipul de filtru este cu autocurățire comandată manual. Gradul de filtrare este 120 microni, presiunea nominală = 10 bar, debit = 520 m<sup>3</sup>/h.

- Instalația de golire-aerisire a conductelor

În vederea asigurării golirii și aerisirii conductelor (la punerea în funcțiune, sau la golirea lor în situații de avarii sau la efectuarea de reparații), în punctele de cotă minimă se vor monta stuturi cu armături de golire, iar în punctele de cot maximă, stuturi cu armături de aerisire.

Apele rezultate în urma golirii conductelor, în situații de reparații sau avarii, vor fi evacuate în canalul perimetral existent sau direct pe depozitul de zgura și cenușă.

- Pompa pentru vehicularea apei industriale

Se va monta în sala pompelor o pompă cu montaj clasic uscat. Pompa este de construcție specială, pentru apă cu particule în suspensie, rezistența la abraziune și va avea următoarele caracteristici:

○ debit	486 m <sup>3</sup> /h
○ înălțime de pompare	circa 55 m
○ puterea	132 kW
○ turația	1490 rot/min
○ tensiunea	380 V/50Hz
○ temperatura de lucru	0-120 °C

Motorul de antrenare al pompei este prevăzut cu convertizor de frecvență cu reglaj încărcare în funcție de semnalul de referință.

- Dispozitive rotative de stropire (aripi de ploaie cu aspersoare)

Au rolul de stropire a suprafeței compartimentului II a depozitului. Pentru funcționarea dispozitivelor de stropire este necesară filtrarea apei.

Parametrii fluxului tehnologic de alimentare cu apă industrială în vederea umectării în soluția propusă, sunt:

- debit apă necesar	486 m <sup>3</sup> /h
- înălțimea de pompare	aproximativ 55 m

Apa necesară umectării este pompată prin intermediul unei electropompe centrifugale montate în stația de pompe de la baza depozitului. Aspirația pompei se realizează printr-o conductă de aspirație prevăzută cu sorb și clapetă de reținere, iar refularea se realizează prin conducta de refulare prevăzută cu un robinet cu sertar până. Acest tip de robinet este necesar pentru pornirea pompei, care se face cu robinetul închis la 1/3 din debitul nominal. Golirea traseului de refulare al pompei se face în punctul cel mai de jos al traseului, în apropierea bazinului de aspirație al pompei, printr-o conductă de golire, prin intermediul unui robinet cu bila. Conducta de la sorbul pompei până la ieșirea din pompă este metalică Ø323,9 x 10 mm. De la ieșirea din pompă, în interiorul clădirii stației de pompe și până la intrarea pe depozit se montează o conductă principală din PEHD cu diametrul de 315 mm, care va alimenta întreaga rețea. De la ieșirea din stația de pompe, până în dreptul digului de compartimentare, conducta se va monta îngropat. Pe digurile de compartimentare, cele două conducte se vor așeza pe suporturi metalici. Distanța maximă dintre suporturi, fără sprijinire continuă între suporturi, va fi de 3,0 m. Pe depozit se vor monta aripi de ploaie cu aspersoare distanțate la 18 m între ele, iar distanța dintre aripile de ploaie va fi de 20 m.

Pentru alimentarea cu apă industrială, în vederea asigurării umectării compartimentului II din cadrul depozitului, se vor monta următoarele utilaje:

- Electropompa centrifugală, având următoarele principale caracteristici tehnice: Debitul necesar Q = 486 m<sup>3</sup>/h; Înălțimea de pompare H= 55 m; (CA) NPSH < 8 m.
- Filtru pentru filtrarea apei care intră în instalație, având următoarele principale caracteristici tehnice: Debitul de filtrare > 486 m<sup>3</sup>/h; Grad de filtrare: sub 120 microni; Diametre de intrare și ieșire DN250 mm.

#### **Conductele din polietilenă de înaltă densitate (PEHD)**

Majoritatea traseului conductei de alimentare cu apă a aripilor de ploaie va fi alcătuit din tuburi din PEHD. Țevile din PEHD sunt ideale pentru transportarea fluidelor cu temperaturi cuprinse între - 40 și + 60 °C, deci și pentru transportul apei de umectare a depozitului de cenușă și zgura. La execuția traseului de alimentare cu apă a aripilor de ploaie, pe lângă țevile din PEHD pot fi folosite și fittinguri prefabricate, din același material (curbe, coturi, ramificații, reducții). Traseul conductei din PEHD va fi demontabil, îmbinarea diferitelor tronsoane, fittinguri și armături se va face cu flanse metalice. Flansele metalice vor fi montate pe stuturi prefabricate, cu guler. Stuturile vor fi fixate de conducte fie prin sudura cap la cap fie prin sudura electrică.

### **Traseu conductă alimentare cu apă pentru umectare depozit**

Apa industrială necesară umectării compartimentului din cadrul depozitului de zgura și cenușă este pompată cu electropompa centrifugala montată în stația de pompe. Conducta de alimentare cu apă industrială, traseu de la ieșire camera pompe până la digul de compartimentare se va monta îngropată, pentru a o feri de razele ultraviolete și de alungirea din diferențe de temperatura.

### **Cămin de vane**

Pe traseul montării conductei de alimentare cu apă industrială filtrată, în dreptul digului, se va construi un cămin din beton armat pentru robineti – 1 buc ; D= 2,3 x 2,3 m; H = 2 m

### **Aripi de ploaie**

Pentru umectarea suprafeței depozitului împărțit în compartimente, al depozitului de cenușă și zgură, au fost prevăzute 40 de kituri de “Aripi de ploaie”. Ele vor fi alimentate cu apa din conductele din PEHD, montate pe digurile de separație dintre compartimente. Pentru a acoperi un semi-compartiment s-a optat pentru „ARIPA DE PLOAIE 90 mm – 198 m - 12 x 12”, din care se vor folosi un număr corespunzător de aspersoare, restul elementelor vor fi folosite ca și piese de schimb. O astfel de aripa de ploaie are lungimea totală de 198 m. Distanța dintre aspersoare este de 12 metri. Diametrul conductei principale este de 90 mm iar lungimea tronsoanelor este de 6 metri. Pentru aplicația de față distanța între aspersoare va fi de 18 m, cu un necesar de apă pentru un aspersor de 2,2 m<sup>3</sup>. La intrarea în aripa de ploaie se va asigura o presiune de 2,3 bari. Pentru a asigura umectarea unei suprafețe cât mai mari, distanța între două aripi de ploaie a fost stabilită la 20 de metri. Aripa de ploaie va fi echipată cu aspersoare tip „1610” de ¾ toli, fiecare aspersor livrând un debit de 2,2 m<sup>3</sup>/h. Raza de udare a aspersoarelor este de 12 metri (raza de udare și debitul sunt calculate pentru o presiune de lucru de 2 bari și o înălțime a aspersorului de 65 cm). Aspersorul „1610” este prevăzut cu două duze de 4,2 mm și 5 mm și cu o duză de schimb de 6 mm. Aripa de ploaie este prevăzută cu robineti de 1 tol montați la fiecare aspersor. În acest mod, procedurile de operare sunt facile iar sistemul de aspersie poate funcționa indiferent de eventualele modificări temporare ale caracteristicilor hidraulice ale grupului de pompare sau de capacitatea sursei de apă. Utilajele instalației tehnologice sunt:

- Electropompa Grundfos NK 200 – 400/404; Tablou de comandă electropompă spălare (TC-PS);
- Convertizor de frecvență: CUE 3X380-500V IP54 132KW;
- Vana cu sertar cauciucat, corp oval, DN300, Pn10 + roata de manevra;
- Robinet cu bila DN300, Pn16;
- Robinet cu bila DN250, Pn16;
- Robinet cu bila DN100, Pn16;
- Filtru pentru apă cu curățare automată Model FMA 9010;
- Vana cu sertar cauciucat, corp oval, acționată electric, AUMA NORM, DN40, PN10;
- Sorb cu clapeta de fontă DN300, Pn16;
- Aripa de ploaie 90 mm – 198 m – 12 x 12;
- Conducta PE 100 SDR 17 PN 10 Ø315 x 18,7.

## **5. Rezultate și discuții**

Parametrii tehnologici ai instalației sunt determinați într-un Breviar de calcul.

- **Determinarea debitului necesar de apă**

Pentru a umecta o jumătate din compartimentul II sunt necesare un număr de 221 aspersoare. Din specificațiile tehnice ale “Aripilor de ploaie” rezultă un necesar de 2,2 m<sup>3</sup>/h de apă per aspersor. Rezultă un necesar total de apă de Q = 221 x 2,2 = 486,2 m<sup>3</sup>/h; sau 0,135 m<sup>3</sup>/s; sau 135 l/s.

- **Alegerea conductei principale de alimentare cu apă a “Aripilor de ploaie**

Pentru a asigura o viteză convenabilă a apei în conducta s-a optat pentru teava din polietilena de înaltă densitate (PEHD), PE 100 SDR 17 PN 10 bari, standard EN 12201, PAS 1075 Tip 1, având următoarele caracteristici:

- diametrul exterior de 315 mm
- grosimea peretelui de 18,7 mm
- greutatea liniară de 17,68 kg/m.

- **Determinarea vitezei de circulație a apei în conductă**

Diametrul interior al conductei D<sub>i</sub> = 315 – 2 x 18,7 = 278 mm; sau 0,278 m.

$$\text{Secțiunea interioară } S_1 = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,278^2}{4} = 0,061 \text{ m}^2$$

$$\text{Viteza apei } v_2 = \frac{Q}{S_1} = \frac{0,135}{0,061} = 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Determinarea coeficientului f<sub>p</sub> de pierderi liniare prin frecare**

Din nomograma UPNOR de mai jos (fig.1), pentru: Q = 127 l/s; v<sub>2</sub> = 2,2 m/s ; D<sub>i</sub> = 278 mm. Rezultă un coeficient f<sub>p</sub> = 13 m (CA) / km; sau 0,013m (CA) / ml.

- **Pierderea de presiune pe conducta din PEHD**

Pe traseul cel mai lung (până pe digul de separare între compartimentele II și III)

Lungimea liniară a țevilor din conducta, prin însumarea tronsoanelor, este de 1192 m. La această lungime se adaugă lungimile echivalente ale armăturilor. Pe acest traseu se găsesc: 4 coturi la 90°, 1 robinet cu ventil, 2 coturi la 45°, 1 reducere, 1 difuzor.

Lungimile echivalente pentru aceste armături au fost determinate din diagrama catalogului SALMSON (fig.2).

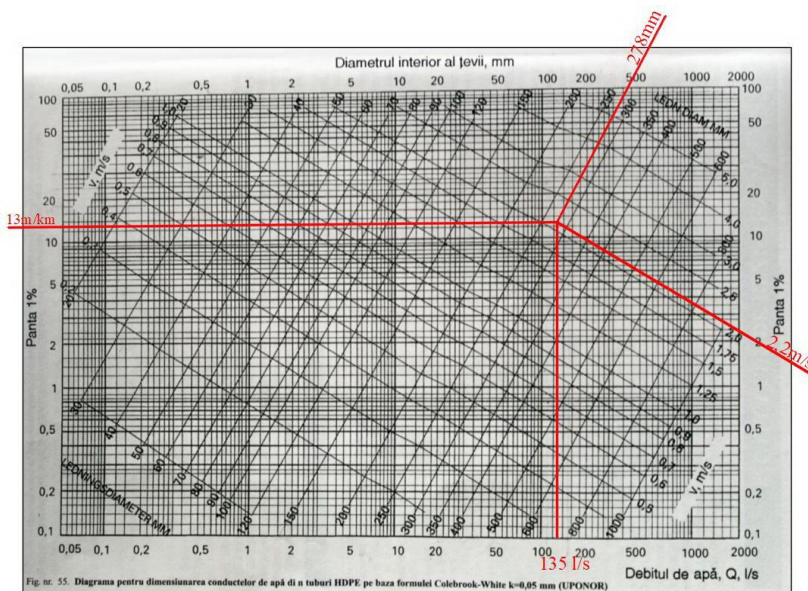


Fig. 1. Nomograma pierderilor specifice in conducta din PEHD

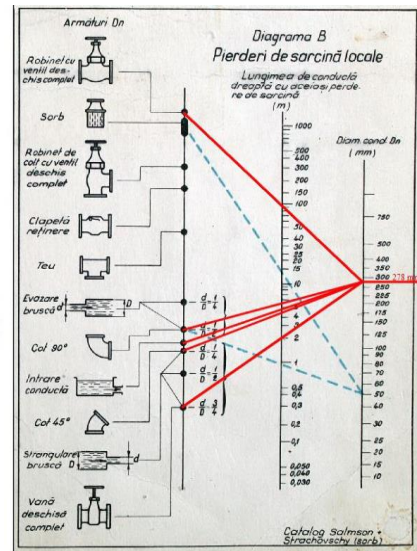


Fig. 2. Diagrama de echivalare a armăturilor în lungimi de conductă

- Coturi la 90° - 4 buc x 5,5 m/buc = 22 m
- Robinet cu ventil = 90 m
- Coturi la 45° - 2 buc x 4,5 m/buc = 9 m
- Reducție ¾ = 2 m
- Difuzor ½ = 5 m

Total în conducta echivalenta = 128 m. Lungimea echivalenta a conductei din PEHD este:  $L_{p1} = 1192 + 128 = 1320$  m. Pierderea totala de presiune pe conducta din PEHD se determina cu formula:

$$H_{p1} = \frac{f_p \cdot v_2^2 \cdot L_p}{2 \cdot g \cdot D_i} = \frac{0,013 \cdot 2,2^2 \cdot 1320}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,278} = 15,23 \text{ m (CA)}$$

- Pe traseul cel mai scurt (până pe digul de separare între compartimentele I și II)

Lungimea liniara a țevilor din conducta, prin însumarea tronsoanelor, este de 795 m. La această lungime se adaugă lungimile echivalente ale armăturilor. Pe acest traseu se găsesc: 3 coturi la 90°, 1 robinet cu ventil, 2 coturi la 45°, o ramificație în forma de T, 1 reducere, 1 difuzor.

Lungimile echivalente pentru aceste armături au fost determinate din diagrama catalogului SALMSON (fig.3).

- Coturi la 90° - 3 buc x 5,5 m/buc = 16,5 m
- Robinet cu ventil = 90 m
- Coturi la 45° - 2 buc x 4,5 m/buc = 9 m
- Teu = 20 m
- Reducție ¾ = 2 m
- Difuzor ½ = 5 m
- Total în conducta echivalenta = 143 m

Lungimea echivalenta a conductei din PEHD este:  $L_{p2} = 795 + 143 = 938$  m.

Pierderea totală de presiune pe conducta din PEHD:

$$H_{p2} = \frac{0,013 \cdot 2,2^2 \cdot 938}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,278} = 10,08 \text{ m (CA)}$$

- Pierderea de presiune pe filtru

Pentru debitul de 486,2 m³/h, pe filtrul de apă, DN250, model 9010, pierderea de presiune pe filtru este de 0,09 bar  $H_{pf} = 0,9$  m (CA).

- Pierderea de presiune pe conducta DN100 din OL de legatura cu aripa de ploaie

Conducta de legatură între robinetul de secționare DN100 și aripa de ploaie a fost prevăzută din țeava Ø110 x 6,2 mm și lungimea de 2 m. Diametrul interior al conductei:  $D_i = 110 - 2 \times 6,2 = 97,6$  mm. Secțiunea interioara a conductei:

$$S_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0976^2}{4} = 0,0075 \text{ m}^2$$

Debitul corespunzator de apă corespunzator la 11 aspersoare este:  $Q = 2,2 \text{ m}^3/\text{h}$ , aspersor x 11 aspersoare = 24,2 m³/h, adică 0,007 m³/s. Viteza de circulație a apei în conductă:

$$v = \frac{Q}{S_i} = \frac{0,007}{0,0075} = 0,93 \text{ m/s}$$

Corespunzator acestor parametri, rezultă un coeficient  $f_m$  de pierderi liniare prin frecare de 1,2 m (CA)/100 ml = 0,012 m (CA)/ml. Lungimea echivalenta de conducta între conducta de PEHD și aripa de ploaie este de:  $L = 2 + 35 = 37$

m. Pierderea de presiune pe acest segment este:

$$H_{ps} = \frac{0,012 \cdot 0,93^2 \cdot 37}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0976} = 0,2 \text{ m (CA)}$$

- *Pierderile de presiune pe conducta din OL, porțiunea dintre refulare pompa și conducta din PEHD*  
Se alege o țeava având același diametru nominal DN300 ca și conducta din PEHD.  
S-a optat pentru țeava Ø323,9 x 10 EN 10220:2002 (E), având:

- diametrul exterior de 323,9 mm;
- grosimea peretelui de 10 mm;
- greutatea liniară de 77,4 kg/m.

*Determinarea vitezei de circulație a apei în conductă*

Diametrul interior al conductei  $D_i = 323,9 - 2 \times 10 = 304 \text{ mm}$ ; sau 0,304 m.

$$\text{Secțiunea interioară } S_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,304^2}{4} = 0,073 \text{ m}^2$$

$$\text{Viteza apei } v = \frac{Q}{S_i} = \frac{0,135}{0,073} = 1,84 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

*Determinarea coeficientului  $f_m$  de pierderi liniare prin frecare*

Din nomograma Handbuch KSB pentru:  $Q = 460 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $v = 1,8 \text{ m/s}$ ;  $D_i = 304 \text{ mm}$ .

Rezultă un coeficient  $f = 1,2 \text{ m (CA)} / 100\text{m}$ ; sau  $0,012 \text{ m (CA)} / \text{ml}$ .

*Pierderea de presiune pe conducta din oțel*

Lungimea liniară a țevilor din conducta metalică de refulare, prin însumarea tronsoanelor, este de 1,25 m. La această lungime se adaugă lungimile echivalente ale armăturilor. Pe acest traseu se găsesc:

- 1 cot la  $90^\circ$ ,  $D_i = 304 \text{ mm}$  - 6 m
- 1 cot la  $90^\circ$ , DN200 - 3 m
- 1 robinet cu ventil DN300 - 100 m
- 1 difuzor  $\frac{1}{4}$  - 4,5 m

Total metri echivalenți de conductă = 113,5 m. Lungimea echivalentă a conductei din oțel este:  $L_m = 1,25 + 113,5 = 115 \text{ m}$ . Pierderea totală de presiune pe conducta din oțel:

$$H_{pr} = \frac{0,012 \cdot 1,84^2 \cdot 115}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,304} = 0,78 \text{ m (CA)}$$

- *Pierderile de presiune pe conducta de aspirație*

Lungimea liniară a țevilor din conducta metalică de aspirație, prin însumarea tronsoanelor, este de 6,20 m. Pe acest traseu se găsesc:

- 1 cot la  $90^\circ$ ,  $D_i = 304 \text{ mm}$  - 6 m
- 1 robinet cu ventil DN300 - 100 m
- 1 reductie  $\frac{3}{4}$  - 2 m
- 1 clapeta de retenere - 40 m
- 1 sorb - 90 m

Total metri echivalenți de conductă = 238 m. Lungimea echivalentă a conductei din oțel a aspirației este:  $L_{as} = 6,20 + 238 = 244,2 \text{ m}$ .

$$\text{Pierderea totală de presiune pe conducta de aspirație } H_{pa} = \frac{0,012 \cdot 1,84^2 \cdot 244,2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,304} = 1,62 \text{ m (CA)}$$

- *Determinarea pierderilor totale de presiune pe conducte și armături*

Pe traseul cel mai lung:  $H_1 = H_{p1} + H_{pf} + H_{ps} + H_{pr} + H_{pa} = 15,23 + 0,9 + 0,2 + 0,78 + 1,62 = 18,55 \text{ m (CA)}$ ;

Pe traseul cel mai scurt:  $H_2 = H_{p2} + H_{pf} + H_{ps} + H_{pr} + H_{pa} = 10,08 + 0,9 + 0,2 + 0,78 + 1,62 = 13,40 \text{ m (CA)}$ ;

- *Determinarea înălțimii de pompare pentru alegerea pompei*

Se determină pentru traseul cel mai lung.

Pierderea totală de presiune în instalație se determină cu formula:

$$H_i = H_{geo} + \frac{(p_{i2} - p_{i1})}{\rho \cdot g} + H_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}, \text{ unde:}$$

- $H_{geo}$  (m) - diferența de nivel între suprafețele libere la aspirație și respectiv la refulare;
- $p_{i1}$  (Pa) - presiunea statică relativă exercitată pe suprafața liberă a lichidului la aspirație;
- $p_{i2}$  (Pa) - presiunea statică relativă exercitată pe suprafața liberă a lichidului la refulare;
- $g$  ( $\text{m/s}^2$ ) - atracția gravitațională la nivelul pompei;
- $H_1$  (m) - înălțimea totală pierdută în instalație;
- $v_1$  (m/s) - viteza medie în conducta de aspirație;
- $v_2$  (m/s) - viteza medie în conducta de refulare;

Termenul  $\frac{(p_{i2} - p_{i1})}{\rho \cdot g}$  este practic neglijabil.  $H_{geo} = 11,46 \text{ m}$ , restul termenilor sunt cunoscuți.

$$H_i = 11,46 + 18,55 + \frac{2,2^2 - 1,84^2}{2 \cdot 9,81} = 30,08 \text{ m}$$

Conform fișei tehnice a "Aripii de ploaie" presiunea apei la intrarea în ea este recomandată la 2,3 bar. La această presiune Aripa de ploaie funcționează la parametrii. Pentru siguranță presiunea se mărește cu 10 % și în calcul presiunea la intrare va fi de:  $P_a = 2,3 \times 1,1 = 2,53 \text{ bar}$ .

Având în vedere că la intrarea în aripa de ploaie trebuie asigurată o presiune de 2,53 bar adică 25,3 m (CA), rezultă că pompa trebuie să asigure o înălțime de pompare de:  $H = 30,08 + 25,3 = 55,38 \text{ m} \approx 55 \text{ m}$ .

- *Determinarea caracteristicii de cavitație (NPSH-ului disponibil a instalației de aspirare)*  
NPSH-ul disponibil al instalației se determina cu formula:

$$NPSH_i = \frac{p_b - p_v}{\rho \cdot g} + H_{1geo} - H_{as} - \frac{v_1^2}{2g}, \text{ unde:}$$

- $p_b = 98000 \text{ Pa}$  - presiunea barică absolută la locul de montare al pompei;
- $p_v = 2228 \text{ Pa}$  - presiunea absolută la care are loc vaporizarea lichidului pompat, la temperatura de  $20^\circ\text{C}$  la aspiratie;
- $H_{1geo} = 1,7 \text{ m}$  - diferența de nivel între suprafața liberă a lichidului aspirat și axul pompei;
- $H_{as} = 1,38 \text{ m}$  - înălțimea pierdută în conducta de aspiratie.
- $v_1 = 1,84 \text{ m/s}$  - viteza medie în conducta de aspiratie;
- $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  - densitatea fluidului vehiculat

$$NPSH_i = \frac{98000 - 2228}{1000 \cdot 9,81} + 1,7 - 1,38 - \frac{1,84^2}{2 \cdot 9,81} = 9,91 \text{ m}$$

Pentru: Debitul  $Q = 486,2 \text{ m}^3/\text{h}$ ; Înălțimea de pompare;  $H = 55 \text{ m}$   $NPSH_i = 9,91 \text{ m}$ .

A fost aleasă electropompa Grundfos NK 200-400/404 cu convertizor de frecvență. Pompa lucrează în condiții optime, fără producerea fenomenului de cavitație, întrucât  $NPSH_i = 9,94 \text{ m}$  al instalației este mai mare decât  $NPSH = 3,36 \text{ m}$  al pompei. În cazul când se umectează semi-compartimentul dinspre compartimentul I (traseul scurt), pierderea totală de presiune este de:

$$H_i = 11,46 + 13,40 + \frac{2,2^2 - 1,84^2}{2 \cdot 9,81} = 29,53 \text{ m}$$

Înălțimea de pompare necesară este  $H' = 29,53 + 25 = 54,53 \text{ m}$ . Această înălțime se realizează modificând frecvența și implicit turația electromotorului, conform relației:

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2; \text{ adică } \frac{54,53}{55} = \left(\frac{n'}{1450}\right)^2 \text{ deci } n' = 1450 \sqrt{\frac{54,53}{55}} = 1443 \text{ rpm.} \approx$$

- *Stabilirea distanței între suportii de rezemare a conductei din PEHD, la suprafața*

La secțiunea conductei de  $0,061 \text{ m}^2$  greutatea pe metru liniar a apei din conducta este:  $0,061 \text{ m}^2 \times 1 \text{ m} \times 1000 \text{ kg/m}^3 = 61 \text{ kg}$ . Greutatea liniară a conductei pline cu apă  $G = 17,68 + 61 = 78,68 \text{ kg/m}$ . Din diagrama firmei VALROM, distanța între două rezeme este de 2,80 m.

## 6. Concluzii

Soluția pentru a preveni antrenarea prafului de curenții de aer de pe suprafața compartimentului II a depozitului de zgură și cenușă Ultvin este o măsură eficientă atât tehnic cât și economic. Menținerea suprafeței depozitului în stare umedă printr-un sistem de alimentare cu apă industrială va combate substanțial efectele negative din vecinătățile depozitului, mai cu seamă în perioadele secetoase cu precipitații semnificativ scăzute și vânturi puternice.

## Bibliografie

1. C. Iamandi (1985) – *Hidraulica instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații*, Editura tehnică București
2. D. Cioc (1983) – *Hidraulica*, Editura didactică și pedagogică București
3. P.G. Kiselev (1988) – *Îndreptar pentru calcule hidraulice*, Editura tehnică București
4. SALMSON – *Catalog pompe*

# DETERMINAREA POLUĂRII FONICE ÎN PRINCIPALELE INTERSECȚII DIN MUNICIPIUL PETROȘANI

**Autori: Anca Ecaterina BUMBEA (MUSZYNSKI) <sup>1</sup>, Victorița JITARU (BURCEA) <sup>1</sup>**  
[e.ancamuszynski@gmail.com](mailto:e.ancamuszynski@gmail.com) [davidemma49@yahoo.com](mailto:davidemma49@yahoo.com)

**Coordonator: Prof.univ.dr.fiz Aurora STANCI <sup>2</sup>**  
**Asistent univ.dr.ing. Andreea Cristina TATARU <sup>3</sup>**  
**Asistent univ.dr.ing.ec. Dorin TATARU <sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Mine, specializarea: Ingineria Mediului, anul II

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Mine, Departamentul de Ingineria Mediului și Geologie

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Industrială și Transporturi

## Abstract

Lucrarea reprezintă câteva elemente de analiză a expunerii la zgomot, prezintă fenomenul de poluare fonică, sursele sale și efectele nocive. Scopul lucrării este de a analiza zgomotul traficului rutier, cea mai larg răspândită poluare din zonele urbane. Obiectul cercetării este de a analiza zgomotele înregistrate în cele mai mari intersecții din Petroșani folosind un multimetru, iar rezultatele măsurătorilor fiind reprezentate și interpretate.

## Cuvinte cheie

*Poluare sonora, trafic auto.*

## 1. Introducere

Poluarea fonică (sonoră) reprezintă o componentă importantă a poluării mediului, atât prin caracterul nociv cât și prin prezența sa în toate compartimentele vieții moderne, poluarea fonică constituie o problemă majoră pentru toate țările dezvoltate economic sau în curs de dezvoltare.

Poluarea fonică reprezintă agresiunea continuă, determinată de diferite zgomote produse de mașini, utilaje, aparatură industrială sau casnică, în incinta construcțiilor sau în afara acestora, zgomote favorizate de modul de amplasare și izolare constructivă a acestora.

În România există o tendință, care de altfel se manifestă și pe plan mondial, de creștere a nivelului de zgomot și de producere a vibrațiilor, ale căror surse apar odată cu dezvoltarea impetuoasă a tuturor ramurilor economiei și transportului.

Unul din factorii perturbatori ai mediului, care influențează ambianța în care se desfășoară activitatea și viața omului este zgomotul asociat și identificat, în general, cu poluarea fonică (acustică sau sonoră).

Sunetele sunt vibrații transmise printr-un mediu elastic sub formă de unde.

Pentru anumite valori ale intensității și frecvenței sunetele sunt percepute de urechea omenească, producând senzații auditive.

Sunetele pot fi simple sau complexe. Sunetele supărătoare, indiferent de natura lor, reprezintă zgomote. Acestea au o influență dăunătoare asupra sistemului nervos, provocând o stare de oboseală.

Din acest motiv izolările fonice sunt necesare, atât la clădirile civile cât și la cele industriale, pentru a opri răspândirea zgomotelor ce se produc în interiorul și în exteriorul construcțiilor.

Zgomotele produse de lovituri se numesc zgomote de impact și se transmit atât prin structură (elemente) cât și prin aer.

În mediile industriale, o sursă importantă de poluare acustică o reprezintă țevile prin care circulă gazele, vaporii sau lichidele, acestea reprezentând adeseori un risc grav pentru sănătatea și siguranța muncitorilor.

Alte surse de poluare acustică în mediul industrial sunt:

- compresoare și turbocompresoare;
- ventilatoare și turbosuflete;
- conducte prin care se vehiculează gaze cu viteze mari;
- pompe și electropompe;
- centrale termoelectrice;
- ventilatoare, generatoarele de energie electrică, compresoarele cu piston pentru furnizarea aerului comprimat, arzătoarele de la cazanele de abur;
- -cuptoare industriale (sursa cea mai importantă de zgomot o constituie arzătoarele, ventilatoarele de tiraj forțat, supapele de reglare și suflantele).

În localități, sursele de poluare fonică sunt clasificate în:

- surse fixe, incluzând zonele rezidențiale, industriale, de construcții și demolare;
- surse mobile care sunt date de rețeaua de transport urban de suprafață, aeroporturi.

La reuniunea de la Paris din anul 1990, s-a stabilit că transporturile rutiere constituie principala sursă de zgomot în societatea modernă, circa 80% din poluarea fonică a unui oraș fiind zgomotul emis de autovehicule.

## 2. Poluarea sonoră

Acțiunea poluării fonice asupra activității și sănătății factorilor de mediu este deosebit de complexă, efectele dăunătoare resimțindu-se diferit, în funcție de caracteristicile fizice și fiziologice ale zgomotului perceput.

Impactul semnificativ al poluării fonice este argumentat de eficiența redusă a măsurilor de atenuare a zgomotului, de costurile mari necesare combaterii efectelor acestora, uneori de insuficiența preocupare a factorilor responsabili și de multiplele acțiuni provocate.

Depășirea limitelor admise ale zgomotului în funcție de perioada de expunere și de caracteristicile specifice spațiului de lucru asupra sănătății oamenilor, provoacă:

- afecțiuni ale organismului auditiv
- afecțiuni ale unor organe și aparate ale corpului
- reducerea productivității muncii
- reducerea inteligibilității vorbirii

Afecțiunile organelor auditive sunt produse în urma unor acțiuni îndelungate a zgomotului puternic. Afecțiunea se agravează în cazul zgomotului discontinuu cu spectru larg de frecvențe și este însoțit de vibrații mecanice.

Afecțiunile unor organe și aparate ale corpului sunt provocate de zgomote care depășesc nivelul de 40 dB, și constau în:

- creșterea tensiunii arteriale
- accelerarea pulsului
- creșterea tensiunii vasculare intra craniene
- scăderea acuității vizuale
- schimbarea ritmului respirator.

Reducerea productivității muncii este determinată de starea de oboseală a organismului provocată de acțiunea întregului complex de efecte dăunătoare produse de zgomot.

Reducerea inteligibilității vorbirii este provocată de nivelele ridicate ale zgomotului perturbător în medii de lucru închise, datorată diminuării posibilităților de semnalizare și de comunicare.

Acțiunea nocivă a zgomotului asupra organismului variază în raport cu caracteristicile fizice (intensitate, frecvență) precum și cu durata prezentei în mediul respectiv.

În condiții egale de intensitate și frecvență, acțiunea dăunătoare se accentuează dacă:

- zgomotul se produce discontinuu sau sub formă de impulsuri;
- apariția zgomotului este neașteptată;
- zgomotul acționează într-o gamă largă de frecvențe;
- zgomotul este însoțit de vibrații mecanice;

La acești factori se adaugă cei de natură subiectivă: afecțiunile anterioare, sensibilitatea individuală, vârsta, s.a.

În literatura de specialitate zonele de nivel de zgomot sunt delimitate astfel:

- 0 – 30 dB – zonă care nu afectează sănătatea
- 30 – 60 dB – zona efectelor psihice
- 60 – 90 dB – zona efectelor psihice și fiziologice
- 90 – 120 dB – zona efectelor patologice.

Efectul nociv al zgomotelor asupra sănătății organismelor impune un control al zgomotului și acest lucru este posibil în trei stadii diferite ale transmisiei acesteia:

- reducerea sunetului produs
- întreruperea căii sunetului
- protejarea receptorului.

Zgomotul produce perturbari și la nivelul dezvoltării plantelor. Plantele aflate în zone în care zgomotul este mai puternic se dezvoltă mult mai încet decât cele aflate în zone liniștite.

### Limite admisibile ale nivelului de zgomot în mediul înconjurător

Limitele admisibile ale nivelurilor de zgomot în mediul înconjurător sunt stabilite în funcție de caracteristicile activităților în aer liber sau din clădirile din zonele funcționale respective, considerate ca protejate sau ca sursă de zgomot.

**Tabelul 1.** Limite admisibile ale nivelului de zgomot în mediul înconjurător

r. Crt.	Zona funcțională considerată	Limita admisibilă a nivelului de zgomot echivalent dB (A)
	Parcuri	50
	Piețe, spații comerciale, restaurante în aer liber	65
	Incinte de școli, creșe, grădinițe, spații de joacă	75
	Incinte industriale	65
	Stadioane, cinematografe în aer liber	90
	Parcaje auto	90
	Parcaje auto cu stații service subterane	90
	Zone feroviare	70



### Limite admisibile ale nivelului de zgomot echivalent în exterior în apropierea clădirilor protejate.

Limitele admisibile ale nivelurilor de zgomot echivalent Lech exterior clădirilor, la distanța de 2,00 m de fațadă și înălțimea de 1,30 m față de sol sau nivelul considerat pentru clădirile protejate.

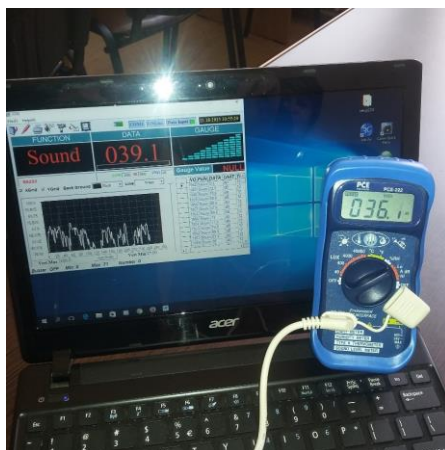
**Tabelul 2.** Limite admisibile ale nivelului de zgomot echivalent în exterior în apropierea clădirilor protejate.

Nr. crt.	Clădire protejată	Limita admisibilă a nivelului de zgomot echivalent dB (A)
1	Locuințe, hoteluri, cămine, case de oaspeți	55
2	Spitale, policlinici, dispensare	45
3	Școli	55
4	Grădinițe de copii, creșe	50
5	Clădiri de birouri	65

### 3. Rezultate si discuții

Pentru determinarea nivelului de poluare sonoră în principalele intersecții din Municipiul Petrosani au fost facute masurati de zgomote în mai multe puncte.

Măsurătorile au fost realizate cu ajutorul aparatul de măsură digital 4 în 1 PVE-222 (Fig. 1), cu o acuratețe de  $\pm 3.5$ dB în măsurarea intensității acustice.



**Fig. 1.** Aparatul PCE-222

Locurile de realizare a măsurătorilor au fost stabilite astfel. P1 – Intersecția între DN66 și Strada 1 Decembrie 1918 (giratoriul de la LIDL), P2 Intersecția între DN66 și Strada Mihai Viteazul (giratoriul de la PENY), P3 - zona KEOPS, P4 – Strada Carol Schreter, zona pieței. P5 Strada Carol Schreter scara blocului. În Figura 2 se pot observa locațiile în care au fost făcute măsurătorile.



**Fig. 6.** Locul de amplasare a punctelor de măsurare

Studiile, respectiv măsurătorile au fost făcute în Municipiul Petroșani, în principalele intersecții. Umiditatea aerului în timpul efectuării măsurătorilor a fost de aproximativ 55%, temperatura fiind de 22 grade Celsius. Măsurătorile au fost făcute între orele 12-13 traficul nefiind foarte intens. Timpul de înregistrare a unui grafic în întregime este de 300 secunde.

Determinările au fost efectuate în conformitate cu STAS-urile în vigoare, în timpul zilei, și au fost calculate cu ajutorul relației:

$$L_{\text{echivalent}} = L_{\text{max}} - \frac{1}{3}(L_{\text{max}} - L_{\text{min}})$$

Pentru primele două locații de măsurare a zgomotului și anume P1 și P2 Poloarea sonora ajunge la o medie de 79.1dB pentru P1 și 96.3dB pentru P2. Locația nu este în apropierea de clădiri protejate, deoarece este o intersecție care face legătură și cu centura orașului pe care circula și mașinile de mare tonaj. (Fig. 1). Valoarea înregistrată nu are efecte negative asupra zonelor locuite.

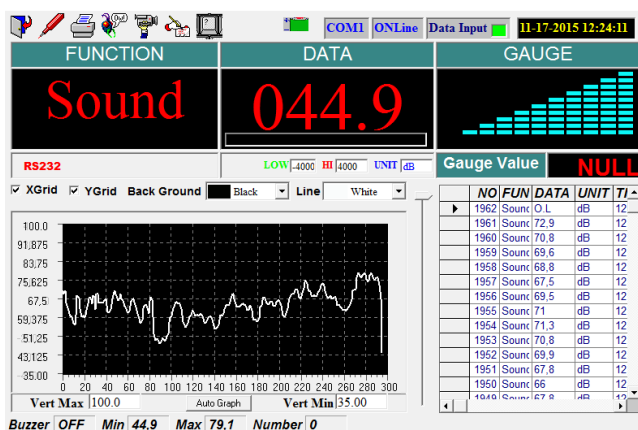


Fig. 1.

În cazul punctului de măsurare P3 valoarea maximă înregistrată a fost de 82,2 dB, limita admisă este depășită cu 27.2 dB ceea ce reprezintă un factor de poluare sonora pentru locatarii blocurilor aflate în apropiere. (Fig. 2)

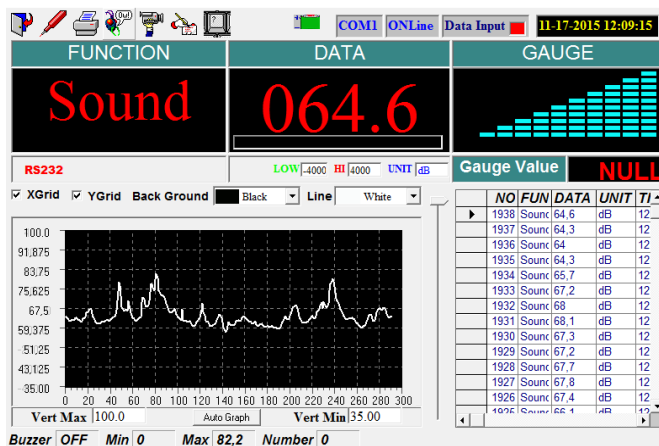


Fig. 2.

Punctul de măsurare P4 este amplasat în intersecția aflată în apropierea pieței. La fel ca în situația precedentă limita admisă este depășită cu 42.3 dB, fiind un factor de poluare pentru oamenii care locuiesc în vecinătate. (Fig. 3)

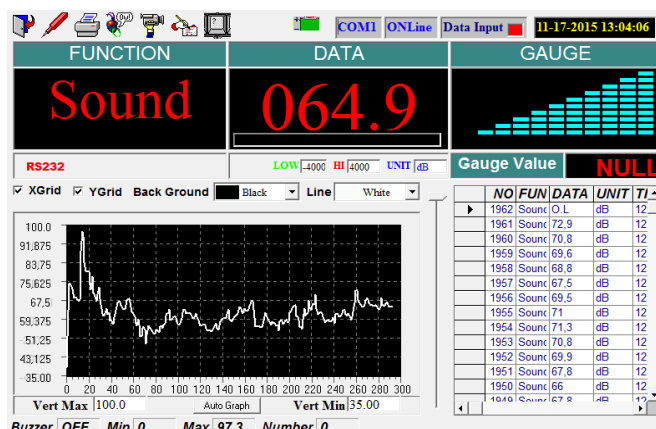


Fig. 3.

Punctul de măsurare P5 a fost stabilit într-o scară de bloc la etajul 1, trebuie specificat faptul ca blocul nu este dotat cu geamuri termopan. Valorile intensității acustice se afla in limitele normale.(Fig. 4)

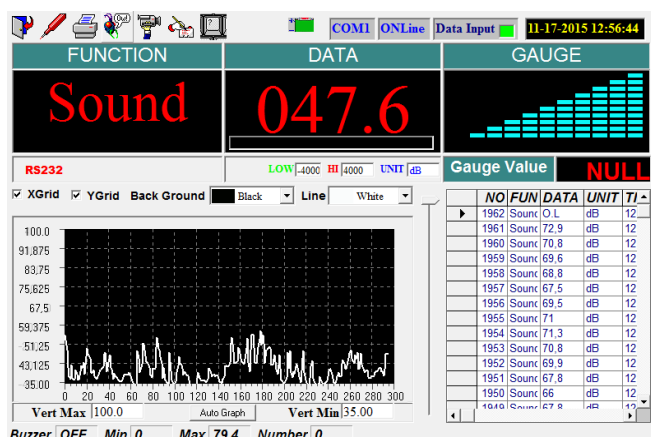


Fig.4.

Zgomotul în punctele de măsurare P1 și P2 are valori mari dar fiind amplasate în zone nelocuite acesta nu are efecte asupra populației Municipiului Petroșani. Zgomotul ridicat este dat de traficul auto de mare tonaj care tranzitează Șoseaua de Centura a Municipiului Petroșani.

În cazul intersecțiilor din interiorul Municipiului Petroșani, în cazul punctelor de măsurare P3 și P4 limita maximă admisibilă nivelului de poluare sonoră este depășit în exterior dar după cum se poate observa din măsurătorile de la punctul de măsurare P5 aceste valori nu duc la depășirea limitelor admisibile în locuințe. Pentru a reduce nivelul de zgomot din locuințe în cazul în care acesta este depășit, acest nivel se poate reduce prin izolarea blocurilor și prin montarea geamurilor de tip termopan

#### 4. Concluzii

Prezența centurii reduce poluarea sonora din oraș prin devierea traficului de mare tonaj.

Trecerile de pietoni și semafoarele reprezintă locuri unde poluarea fonică crește datorită opririlor și plecărilor mașinilor.

Se observa depășirea zgomotului admis în majoritatea locațiilor.

Reducerea zgomotului se poate realiza prin izolarea blocurilor și prin montarea geamurilor de tip termopan.

#### Bibliografie

1. A. C. Stanci, A. Stanci, I. Dumitrescu, The Noise Pollution in Career Rosia of Jiu Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi, Published by Technical University "Gheorghe Asachi" Iasi Vol. LVII (LXI), Fasc. 4, ISSN 0254-7104, pp. 57-62, 2011

2. I. Chilibon, Publishing ELECTRA, Acustica și metodele ei de testare, ISBN 978-606-507-024-0, 2009.

3. N. Enescu, I. Magheți, M. A. Sârbu, Publishing ICPE Bucuresti, Acustica tehnică, , ISBN 973-98801-2-6, 1998.

4. A. C. Stanci, A. Stanci: Methods to Reduce the Noise Pollution Produced by Band Conveyors, J Environ Prot Ecol, 4. 15 (1), 242 (2014)

# MODELAREA CINEMATICĂ ȘI DINAMICĂ A COMPORTAMENTULUI PASAGERILOR REȚINUȚI DE CENTURA DE SIGURANȚĂ

**Autori:** Ana Maria KOCSIS<sup>1</sup>, Florin Adrian COLCERIU<sup>2</sup>  
[anacolceriu80@gmail.com](mailto:anacolceriu80@gmail.com)

**Coordonator:** Șef.lucr.dr.ing. **Stela DINESCU<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de inginerie Mecanică și Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului, anul IV*

<sup>2</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de inginerie Mecanică și Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului, anul IV*

<sup>3</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

## Rezumat

Siguranța autovehiculelor se compune din două mari grupe: siguranța activă și siguranța pasivă. În general, rolul sistemelor de siguranță active este acela de a ajuta cât mai mult șoferul să evite un accident. La polul opus, sistemele de siguranță pasive sunt acele sisteme care rămân pasive până în momentul în care devin active. Și devin active numai în cazul unei coliziuni. În categoria sistemelor de siguranță pasive intră centurile de siguranță, airbagurile, coloana de direcție retractabilă, tetierele, etc. Centurile de siguranță reprezintă echipamentul principal de asigurare a ocupanților în habitacul autovehiculului, fiind proiectate să reducă riscul de traumatizare în toate tipurile de coliziuni și situații periculoase de accidente. Modelarea cinematică și dinamică a reținerii dată de centurile de siguranță oferă informații relevante asupra comportării pasagerilor în caz de accident.

## Cuvinte cheie

*siguranța pasivă, centura de siguranță, modelare cinematică, model fizic*

## 1. Introducere

O mașină se bazează în principal pe sistemele active, dar când acestea dau greș sau șoferul face un accident, intră în scenă sistemele pasive. Li se spune pasive pentru că sunt folosite doar în cazuri extreme.

Sistemele de siguranță *active* sunt toate acele mijloace prin care mașina ajută șoferul să evite un accident.

Sistemele de siguranță *pasive* sunt toate acele mijloace prin care mașina și pasagerii sunt protejați în cazul unui impact.

O parte dintre sistemele de siguranță auto te ajută să eviți accidentele, precum ABS, ESP, senzori diverși, etc., iar unele îți fac "viața" mai ușoară în caz de impact. Adică centurile de siguranță, airbaguri, tetiere, etc. (Gaiginschi et al., 2006)

De mare importanță rămân *centurile de siguranță* a căror prezență este din ce în ce mai necesară în condițiile unui trafic rutier aglomerat în care riscul producerii de accidente este tot mai mare. În același timp, purtarea centurilor de siguranță a devenit obligatorie prin lege, pentru reducerea, cât mai mult posibil, a gravității accidentelor rutiere.

*Centura de siguranță* (fig. 1) este unul din cele mai importante și inovative dispozitive din istoria automobilului, și, deși a fost inventată acum peste 40 de ani continuă să joace un rol esențial în protejarea vieții omenești chiar și la autovehiculele moderne.



**Fig. 1** Centura de siguranță

Prin asigurarea cu centură, pasagerii sunt expuși unui risc mai scăzut atât în coliziunile din față cât și în cele din spate, în coliziunile simple sau cele multiple, precum și la cele laterale cu sau fără rostogolire, prevenindu-se proiectarea lor în afara caroseriei sau în corpurile dure din interiorul acesteia.

## 2. Modelarea cinematică și dinamică

Pe plan național, european și mondial se acordă o atenție deosebită siguranței circulației rutiere, urmărindu-se dezvoltarea optimă a sistemelor de prevenire și diminuare a accidentelor de circulație.

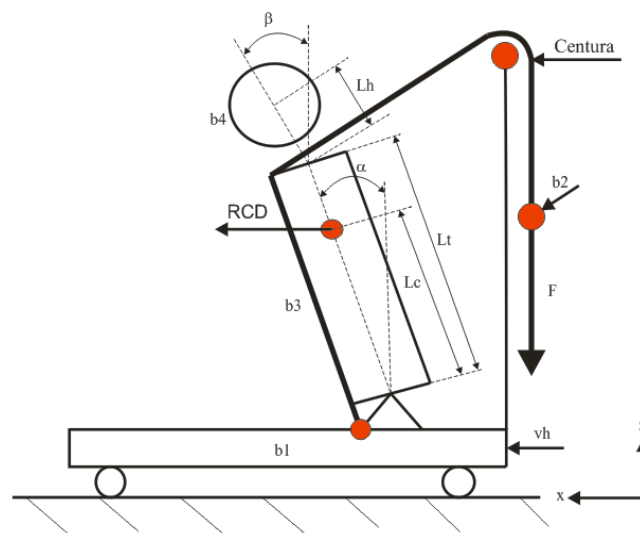
Centura de siguranță, asigură reținerea pasagerilor în scaune, astfel încât aceștia să nu lovească diferitele obstacole din habitacul sau să nu fie aruncați în afara autovehiculului; asigură o reducere a forțelor și accelerațiilor care acționează asupra ocupanților datorită alungirii centurii în timpul impactului.

Prin introducerea modelelor fizice și matematice în studiul reținerii pasagerilor automobilelor, se caută să se reducă pagubele materiale și cele umane datorate accidentelor de circulație rutieră, prin îmbunătățirea sistemelor de protejare a vieții umane. (Hesseling,2004)

Aceste programe permit reducerea costurilor de testare reală a unor echipamente, ele oferind o imagine de ansamblu a unor cazuri virtuale de impact.

Modelarea reținerii dată de centurile de siguranță oferă informații relevante asupra comportării pasagerilor în caz de accident. (Dinescu și Andraș, 2019)

Modelul fizic al unui dummy (manechin folosit la testele de impact) bidimensional reținut de centura de siguranță de tip D-ring (centură de siguranță fabricată de firma Delphi), se prezintă în figura 2, în care sunt evidențiate mărimile luate în studiu. Centura este modelată dintr-o serie de trei structuri fără masă.



**Fig. 2.** Schița modelului fizic al unui manechin reținut de centura de siguranță

în care:  $b1$  este prinderea de jos a centurii;  $b2$  este actuatorul centurii;  $b3$  este toracele dummy-ului;  $b4$  este capul dummy-ului;  $L1$  - lungimea toracelui;  $Lc$  - locația centrului de greutate a toracelui raportat la pelvis;  $Lh$  - locația centrului de greutate a capului față de baza gâtului;  $RCD$  (Required Chest Displacement) este deplasarea necesară a pieptului;  $v_h$  - viteza autovehiculului;  $\alpha$  - rotația pieptului în jurul axei  $y$ ;  $\beta$  - rotația capului în jurul axei  $y$ ;  $F$  este forța aplicată centurii de actuatorul  $b2$ .

Centura este conectată rigid de corpul  $b1$  (figura 2). Actuatorul poartă o mișcare de translație doar pe direcția  $z$  față de corpul  $b1$ . Capul  $b4$  este legat de torace  $b3$  prin gâtul dummy-ului, astfel încât singurul grad de libertate pe care îl are este rotirea  $\beta$  în jurul axei  $y$ .

Un capăt al centurii este conectat de actuator (figura 2), corpul  $b2$ , trece prin locaș și reține toracele  $b3$  dummy-ului, iar celălalt capăt este prins în  $b1$ . De altfel se impune ca deplasarea corpului  $b1$  pe  $x$  să fie în direcția de înaintare a autovehiculului.

Centurii i se aplică forța  $F$  de către actuatorul  $b2$ . Pentru a se folosi mărimile adecvate, se utilizează date aferente dummy-ului HIBRID III (figura 3).

Astfel se vor lua masele  $m3=40$  kg (masa toracelui),  $m4=4,5$  kg (masa capului) și lungimile  $Lt=0,5$  m,  $Lc=0,3$  m,  $Lh=0,22$  m. Deplasarea orizontală a centrului de greutate a corpului  $b3$  se ia ca și măsură pentru deplasarea necesară a pieptului.

Condițiile inițiale pentru model sunt alese astfel încât rotația corpului  $b3$  și a capului  $b4$  să fie asemănătoare cu cele ale unui dummy real.



**Fig. 3.** Dummy HYBRID III pentru colectare de date

Se adoptă  $F_{\max}=6$  kN. Pentru  $t=0$  ms și până la  $t=35$  ms, accelerația presupusă a pieptului nu este precisă, ea fluctuând în limite mai mari decât cea adevărată. Acest lucru se poate explica asemănător fenomenului de compresie din toracele dummy-ului. Pentru  $t>35$  ms accelerația pieptului corespunde cu cea reală.

Deplasarea totală a pasagerului ( $\delta_{pi}$ ) poate fi stabilită în modelul ideal (Fig. 4) prin descrierea performanțelor sistemului de reținere în funcție de caracteristicile acestuia.

Deplasarea totală a pasagerului reprezintă suma distanțelor parcurse de acesta, între prima faza de începere a deplasării (când viteza este constantă) și faza accelerației constante:

$$\delta p_i = V0_i \cdot (t_e + \frac{Ap_i}{2 \cdot \alpha}) + 0,015 \cdot \frac{V0_i^2}{Ap_i \cdot 9,81} - 1,342 \cdot \frac{Ap_i^3}{\alpha^2}, \quad (1)$$

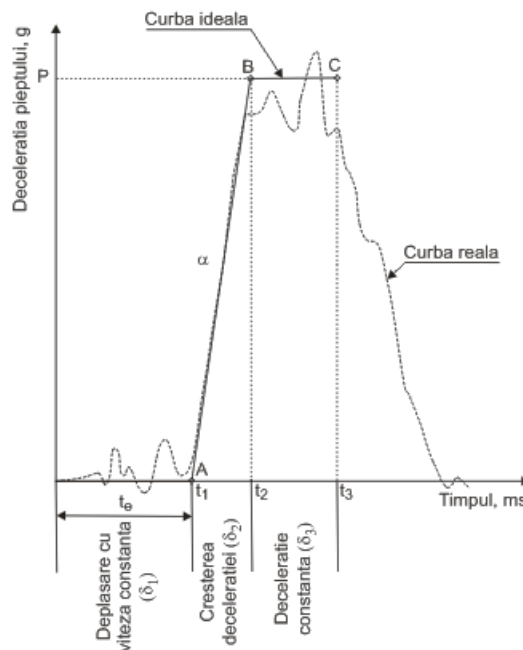
în care:

$V0$  este viteza autovehiculului în m/s;

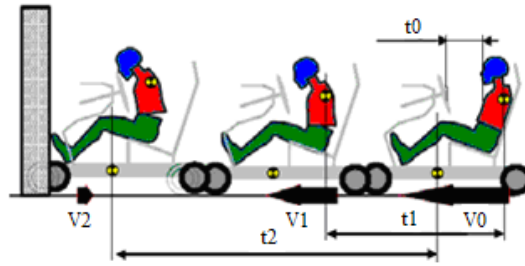
$Ap$  este decelerația maximă a pieptului ocupantului în funcție de g;

$t_e = t2$  este momentul de începere a deplasării ocupantului =0,034 s, corespunzător întârzierilor până la activarea forței din centură;

$\alpha$  este rata de creștere a decelerației.



**Fig. 4.** Timpii de decelerare ai pieptului în modelul ideal



**Fig. 5.** Deplasarea pasagerului în timpul unui accident

Interpretarea fizică a deplasării ocupantului în timpul fiecărei faze este prezentată în figura 5.

Momentul de început al impactului se consideră ca fiind  $t_0=0$  s; timpul de lucru al centurii este  $t_1=0,024$  s.

Deplasarea pasagerului (Fig 5):

- la viteză constantă,

$$\delta p1_i = V0_i \cdot t_e ; \quad (2)$$

- la decelerația maximă,

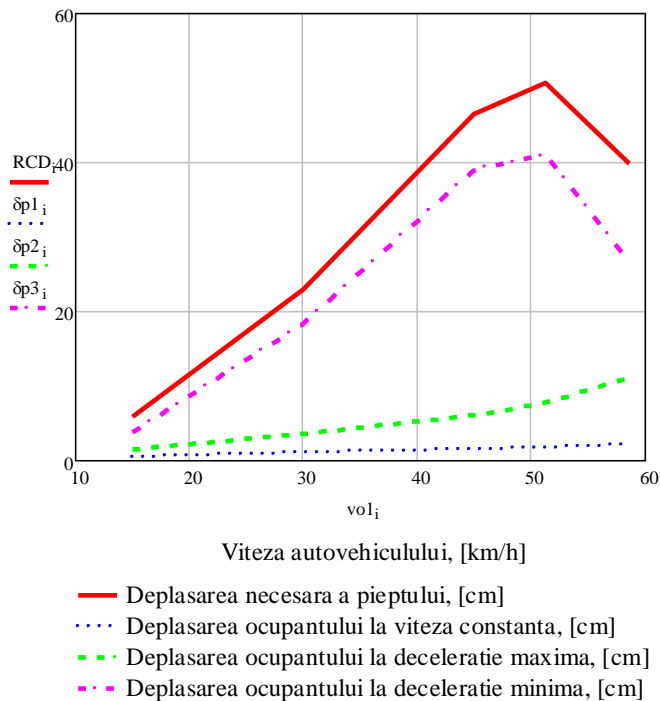
$$\delta p2_i = \frac{Ap_i}{\alpha} \cdot (V0_i - \frac{9,81 \cdot Ap_i^2}{6 \cdot \alpha}); \quad (3)$$

- la decelerație minimă,

$$\delta p3_i = \frac{1}{2 \cdot Ap_i} \cdot (V0_i - \frac{9,81 \cdot (Ap_i)^2}{2 \cdot \alpha})^2 . \quad (4)$$

Deplasarea necesară a pieptului:

$$RCD_i = \delta p1_i + \delta p2_i + \delta p3_i . \quad (5)$$



**Fig. 6.** Viteza autovehiculului în funcție de diferite deplasări ale pasagerului

Din figura 6 se poate observa că deplasarea totală a pieptului crește atât cu creșterea vitezei automobilului, precum și cu creșterea decelerației. RCD (fig 6) crește până la o valoare a vitezei, după care începe să descrească.

Acest lucru se explică prin faptul că majoritatea automobilelor din ultimul timp sunt dotate cu air-bag, care sunt setate să acționeze la viteze de impact mai mari de 50 km/h. La viteze mai mici de 50 km/h air-bag-ul poate să influențeze negativ asupra pasagerilor.

### 3. Concluzii

Sistemele de protecție pentru îmbunătățirea siguranței pasive au evoluat de la introducerea unei simple centuri, la echiparea cu airbag-uri și sisteme inteligente de protecție, fapt ce a dus la modificarea tuturor conceptelor referitoare la siguranța pasivă. În sfera siguranței pasive, în ultimii ani, testele făcute asupra autovehiculelor au devenit din ce în ce mai drastice.

Dacă mașina se oprește brusc, ca urmare a unui impact, obiectele din interior, dar și pasagerii, vor avea tendința să se deplaseze mai departe. Aici intervine centura de siguranță.

Modelarea matematică a corpului uman, împreună cu descrierea matematică a structurii autovehiculului și a diferitelor sisteme de siguranță pasivă, reprezintă o metodă foarte economică, versatilă și eficientă pentru analizarea răspunsurilor în caz de impact ale sistemului dinamic reprezentat de autovehicul și ocupanții acestuia.

De-a lungul timpului au fost propuse diverse modele, al căror scop constă în simularea cât mai fidelă a comportamentului corpului uman într-o situație de impact și s-au desfășurat numeroase studii de validare folosind aceste modele.

A fost realizată o schiță a unui manechin pentru studiul mișcării ocupantului în habitacul în timpul impactului, care permite analizarea caracteristicilor de deformare, precum și calcularea deplasării totale a ocupantului, deplasarea ocupantului la decelerația maximă, deplasarea ocupantului la decelerația minimă.

Din simularea făcută se pot trage următoarele concluzii:

- simularea este o metodă ieftină și rapidă de obținere a informațiilor necesare evaluării unui anumit tip de impact, mai ales când se proiectează noi elemente din cadrul unor sisteme pasive;
- în situația când ocupantul este reținut de centura de siguranță sau nu, există diferențe asupra acestuia în ceea ce privește limitele corpului.

Pentru îmbunătățirea sistemului de siguranță pasivă, și anume a centurii de siguranță, se impun, asupra autovehiculelor autohtone, următoarele: introducerea centurii de siguranță în trei puncte pentru o mai bună asigurare a ocupanților aflați pe locul median din spate, adoptarea în dotările standard a centurilor cu pirotehnic care asigură o reținere mult mai eficientă decât cele doar cu retractor

### Bibliografie

1. Dinescu, S., Andraș, A., (2019) *Analiza accidentelor de circulație – Accidentologie*, Editura Universitas, Petroșani
2. Gaiginschi, R., Gaiginschi, L., Filip, I., Drosescu, R., Sachelarie, A., Pintilie, M.,(2006), *Siguranța circulației rutiere*, vol II. Editura Tehnică București
3. Hesseling, R. J.,(2004), *Active Restraint Systems - Feedback Control of Occupant Motion*, Technische Universiteit Eindhoven, Augustus



# ASPECTE TEORETICE ASUPRA APLICABILITĂȚII IMPEDANȚEI MECANICE

**Autori:** Bogdan Eduard I. ZAMFIR <sup>1</sup>, Alexandru M. P. ROMOȘAN <sup>2</sup>  
[zamfir93@yahoo.com](mailto:zamfir93@yahoo.com)

**Coordonatori:** Șef lucr.dr. ing Răzvan Bogdan ITU <sup>3</sup>, Șef lucr.dr. ing. Susana APOSTU <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>3,4</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

În lucrare se face o prezentare a informațiilor din literatura de specialitate despre importanța studiului impedanței mecanice pentru toate structurile, inclusiv corpul uman. Expunerea la vibrații dăunătoare poate duce la deteriorarea structurilor și la probleme de sănătate sau tulburări care pot apărea la corpul uman. Cunoașterea impedanței mecanice a structurilor și a corpului uman este esențială pentru realizarea unor măsuri administrative, tehnice și de prevenire medicală.

## Cuvinte cheie

impedanță mecanică, răspuns dinamic, vibrații mecanice

### 1. Introducere

Datorită problemelor generate de apariția vibrațiilor, se constată un interes crescând pentru comportamentul dinamic al structurilor, în general. Expunerea crescândă la vibrațiile mecanice a fost constatată ca având legătură directă cu modul de proiectare, de construcție și de funcționare a diferitelor componente care intră în alcătuirea structurilor aflate în studiu. Astfel viteza tot mai mare de rotație la care sunt proiectate să funcționeze unele componente ale diferitelor aparate expune structura acestora la riscuri mari generate din apariția vibrațiilor.

Utilizarea de materiale din ce în ce mai performante, având caracteristici superioare celor vechi a dus la reducerea în dimensiuni a structurilor proiectate. În aceeași ordine de idei necesitatea proiectării cu costuri cât mai scăzute, cu o economie mare de material a dus de asemenea la același rezultat și în consecință structurile nou proiectate au devenit tot mai mici ca dimensiuni, mai subțiri ca secțiune devenind astfel mult mai expuse din punct de vedere vibrațional.

A fost dovedit, de asemenea, efectul pe care îl au vibrațiile asupra mediului în care acestea acționează. Astfel, vibrațiile transmise altor structuri influențează în mod negativ funcționarea acestora, determinând uzura lor prematură, modificarea caracteristicilor de calitate și de rezistență a organelor de mașini, putând duce chiar la deteriorarea lor permanentă.

Considerând organismul uman ca fiind o structură mecanică complexă, efectul evident al acțiunii vibrațiilor se poate analiza în cunoștință de cauză (de exemplu operator la mașini unelte sau unelte de mână a căror funcționare generează vibrații) sau în necunoștință de cauză (de exemplu pasager în mijloacele de transport în comun). În ambele situații subiectul uman intră în contact cu structura generatoare de vibrații iar efectele acestora, în cazul unor expuneri repetate, se manifestă sub forma oboselii, scăderii productivității muncii sau a unor boli profesionale.

Conceptul de impedanță mecanică a apărut la începutul secolului XX. Apariția și dezvoltarea acestuia a fost generată de nevoia de a cunoaște:

- răspunsul dinamic al sistemelor la vibrații;
- frecvența de rezonanță a sistemului;
- caracteristica de amortizare sau rigiditate a unui material.

Cu noțiunea de impedanță mecanică se pot rezolva probleme mecanice complexe în care apar mai multe mase, resorturi, elemente disipative (rezistențe) legate în serie și paralel. Criteriul după care vedem dacă elementele sunt legate în paralel este acela că ele sunt acționate de aceeași forță sau sunt legate în serie este acela că ele au aceeași viteză (echivalent aceeași deplasare).

### 2. Noțiuni de bază privind impedanța mecanică

*Impedanța mecanică* reprezintă raportul dintre forța aplicată sistemului și viteza acestuia, rezultată ca urmare a acțiunii forței respective. Relația matematică pentru impedanță are forma:

$$Z(t) = \frac{F(t)}{v(t)}, \quad [\text{Ns/m}] \quad (1)$$

În relația (1)  $F$  și  $v$  sunt vectori în timp și spațiu iar pentru o variație sinusoidală aceștia sunt definiți de relațiile:

$$F = F_0 e^{j\omega t} \text{ respectiv } v = v_0 e^{j(\omega t + \varphi)}, \quad (2)$$

unde:

$F_0$  și  $v_0$  - amplitudinea forței respectiv a vitezei;

$\omega$  - pulsația vibrației;

$\varphi$  - unghiul dintre cei doi vectori,  $F$  și  $v$ .

Dacă vectorul forță respectiv vectorul vitezei sunt măsurate în același punct și au aceeași direcție (fig.1) atunci raportul dintre cei doi vectori se numește impedanța mecanică de intrare. Dacă cei doi vectori sunt măsurati în același punct dar formează un unghi sau sunt măsurati în puncte diferite atunci raportul lor se numește impedanță mecanică de transfer.

Studiul răspunsului sistemelor la vibrații poate fi realizat, în cele mai multe cazuri, prin utilizarea unor modele teoretice obținute din combinația a trei elemente mecanice de bază: masa, arcul și amortizorul. Combinarea elementelor presupune legarea în serie și/sau în paralel a acestor elemente.

Masa reprezintă cantitatea de materie a unui corp rigid a cărui accelerație, conform principiului acțiunii forței (legii a doua a lui Newton), este proporțională cu forța rezultantă  $F$ , aplicată asupra lui.

Masa  $m$  se deplasează, din punctul A într-un punct oarecare, sub acțiunea forței  $F_a$ , cu viteza  $v_1$  (fig.1). În aceste condiții accelerația masei  $m$ , este dată de către relația (3):

$$\ddot{x}_1 = \frac{F_a}{m} = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{m}, \quad (3)$$

Prin integrarea relației (3) obținem relația (4) care definește viteza  $v_1$  de deplasare a masei  $m$ :

$$\dot{x}_1 = v_1 = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{j\omega m}, \quad (4)$$

Impedanța mecanică a masei  $m$  este dată de către relația (5):

$$Z_a = \frac{F_a}{v_1} = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{F_0 e^{j\omega t} / j\omega m} = j\omega m, \quad (5)$$

Variația lungimii *arcului* este proporțională cu forța ce acționează de-a lungul axei elementului și se opune deformației arcului. Această forță se numește forță elastică sau de elasticitate.

Arcul ideal este considerat fără masă și fără posibilități de amortizare. Ca urmare, forța aplicată la un capăt este egală și de sens opus cu cea aplicată în celălalt capăt (fig.2).

Constanta de proporționalitate,  $k$ , se numește *constanta elastică* și reprezintă forța ce ia naștere în elementul elastic la deformarea acestuia cu unitatea de lungime.

Asupra resortului, cu constanta de elasticitate  $k$ , acționează forța  $F_a$  care deformează pe lungime arcul cu valoarea  $x_1$ . Deplasarea  $x_1$  a capătului arcului este dată de relația (6):

$$x_1 = \frac{F_a}{k} = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{k}, \quad (6)$$

În aceste condiții viteza de deplasare corespunzătoare deplasării  $x_1$  este de forma:

$$\dot{x}_1 = v = \frac{j\omega F_0 e^{j\omega t}}{k}, \quad (7)$$

Impedanța resortului este dată de către relația (8):

$$Z_k = \frac{F_a}{v} = \frac{k}{j\omega} = -j \frac{k}{\omega}, \quad (8)$$

În cazul *amortizorului* forța aplicată este proporțională cu viteza relativă între punctele sale extreme (capete) (fig.3). Constanta  $c$ , numită *coeficient de amortizare*, este parametrul caracteristic al amortizorului și reprezintă forța ce ia naștere în amortizor la deplasarea cu viteza unitară de 1 m/s.

Amortizorul ideal este considerat fără masă și fără elasticitate, ca urmare, forțele aplicate la cele două capete ale sale sunt egale și direct opuse.

Forța  $F_a$  ce acționează asupra amortizorului, al cărui coeficient de amortizare este  $c$ , deplasează capătul acestuia cu viteza  $v_1$ .

Aceasta este dată de relația (9):

$$v_1 = \frac{F_a}{c} = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{c}, \quad (9)$$

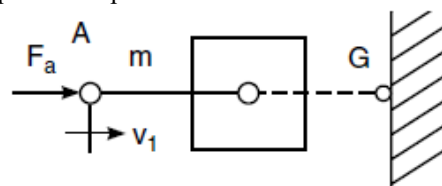


Fig. 1. Reprezentarea schematică a acțiunii forței perturbatoare asupra unei mase ideale

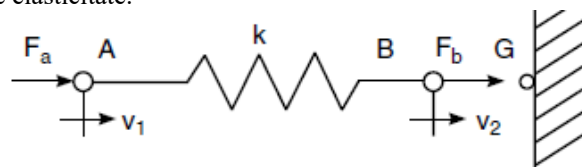
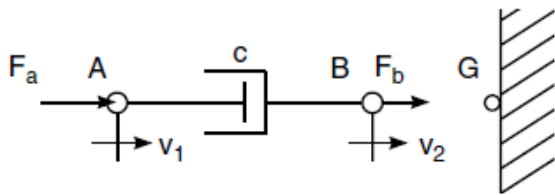


Fig. 2. Reprezentarea schematică a acțiunii forței perturbatoare asupra unui arc ideal

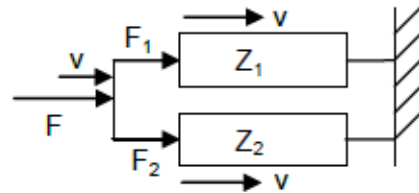


**Fig. 3.** Reprezentarea schematică a acțiunii forțe perturbatoare asupra unui amortizor ideal

Impedanța amortizorului este dată de către relația (10):

$$Z_c = \frac{F_a}{v_1} = c, \quad (10)$$

Elementele mecanice de bază sunt concepte teoretice care ajută la studierea răspunsului sistemelor la forțe ce acționează asupra lor, în practică întâlnindu-se combinații ale acestora. În cazul legării în paralel a două elemente cu impedanța mecanică  $Z_1$  respectiv  $Z_2$ , forța  $F$  care acționează asupra sistemului va deplasa cu aceeași viteză  $v$  cele două elemente (fig.4).



**Fig. 4.** Reprezentarea schematică a acțiunii forței perturbatoare asupra a două elemente legate în paralel

Forța  $F$  va fi egală cu suma celor două forțe,  $F_1$  și  $F_2$  ce apar în fiecare element în parte și este dată de relația (11):

$$F = F_1 + F_2, \quad (11)$$

Dar aceleași forțe,  $F$ ,  $F_1$  și  $F_2$  se pot defini cu ajutorul impedanței astfel:

$$F = Zv; \quad F_1 = Z_1v; \quad F_2 = Z_2v, \quad (12)$$

Prin înlocuirea relațiilor (12) în relația (11) rezultă impedanța sistemului:

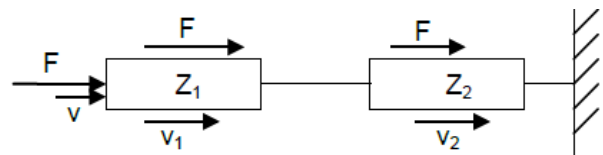
$$Z = Z_1 + Z_2, \quad (13)$$

Prin extensia acestui concept la  $n$  elemente legate în paralel rezultă impedanța mecanică a sistemului:

$$Z = \sum_{i=1}^n Z_i, \quad (14)$$

În cazul legării în serie a două elemente cu impedanța mecanică  $Z_1$  respectiv  $Z_2$ , forța  $F$  este transmisă celor două elemente, acestea deplasându-se cu viteze diferite,  $v_1$  respectiv  $v_2$  (fig.5). În acest caz impedanța mecanică a sistemului este cea din punctul de intrare și este dată de relația (15):

$$Z = \frac{F}{v}, \quad (15)$$



**Fig. 5** Reprezentarea schematică a acțiunii forței perturbatoare asupra a două elemente legate în serie

unde  $v$  este viteza de deplasare a punctului de intrare.

Viteza  $v$  poate fi definită și ca suma vitezelor cu care se deplasează fiecare element în parte și este dată de relația (16):

$$v = v_1 + v_2 = \frac{F}{Z_1} + \frac{F}{Z_2}, \quad (16)$$

Înlocuind relația (15) în relația (16) obținem impedanța sistemului:

$$\frac{1}{Z} = \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}, \quad (17)$$

Extinzând acest concept la  $n$  elemente legate în serie rezultă impedanța mecanică a sistemului:

$$\frac{1}{Z} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{Z_i}, \quad (18)$$

Utilizând conceptele mai sus explicate se poate determina impedanța oricărui sistem, indiferent de complexitatea acestuia

### 3. Principiul omogenității dimensionale

Sistemele răspund diferit la vibrațiile la care sunt supuse, răspunsul dinamic al acestora fiind dat de:

- o proprietățile materialelor din care sunt construite, diferențele dintre caracteristicile de elasticitate și amortizare ale materialelor modifică considerabil comportamentul structurilor;
- o construcția internă a sistemelor, modul de cuplare și înlanțuire a părților componente ale sistemului putând modifica comportamentul vibrațional;
- o valoarea frecvenței vibrației, sistemele nu au un comportament vibrațional constant pe o plajă largă de vibrații, la anumite vibrații se pot comporta într-un anumit fel iar la alte frecvențe ale vibrației, comportamentul

aceluiși sistem suferă modificări substanțiale.

Pentru reducerea efectelor vibrațiilor asupra mediilor cu care acestea interacționează, se pot utiliza diferite metode de atenuare a vibrațiilor. Acestea au la bază două principii: reducerea vibrațiilor chiar de la sursă respectiv reducerea acestora undeva de-a lungul căii de transmitere.

Primul principiu enunțat se regăsește în modul în care sunt proiectate sistemele. Sistemele care sunt supuse la vibrații respectiv cele generatoare de vibrații trebuie concepute astfel încât frecvența vibrațiilor să nu fie cea de rezonanță a sistemului, deoarece în acest caz vibrațiile aplicate nu sunt atenuate ci sunt amplificate, ducând la uzura prematură sau chiar distrugerea sistemului. De asemenea, sistemele se proiectează astfel încât nivelul vibrațiilor produse de către acestea să fie cât mai mic.

Cel de-al doilea principiu este implementat în proiectarea diferitor echipamente necesare izolării organismului uman de acțiunea nocivă a vibrațiilor. În cazul unor anumite sisteme, chiar dacă au fost proiectate să genereze vibrații cât mai puțin nocive, nivelul acestora, în cazul unor expuneri repetate, este dăunător organismului uman. Pentru reducerea nocivității acestor vibrații se interpun între sursa de vibrații și organismul uman diferite echipamente care au rolul de a absorbi cât mai mult posibil aceste vibrații.

Impedanța mecanică este utilă și în proiectarea manechinelor folosite ulterior la testarea sistemelor cu care organismul uman interacționează. Această metodă permite aflarea modului de transmitere a vibrațiilor în organismul uman fără expunerea subiecților umani la efectele nocive ale vibrațiilor.

Studiul răspunsului dinamic al sistemelor pe baza modelelor analitice, permite prezicerea comportamentului vibrațional ale acestora. Dacă structura a cărui comportament trebuie studiată, este foarte complicată iar răspunsul în frecvență trebuie să fie foarte exact atunci modelul poate avea foarte multe elemente componente. Dar, pentru domenii de frecvență restrânse modelul poate fi construit din mai puține elemente.

În concluzie cunoașterea impedanței mecanice a sistemelor permite estimarea răspunsului acestora la forțele oscilante la care sunt supuse, răspuns care stă la baza proiectării dispozitivelor de reducere a efectelor nocive ale vibrațiilor.

### **Concluzii**

Pe durata proceselor industriale, a transportului sau în locurile în care apar vibrații, sistemele și corpul uman sau o parte a acestuia se află sub acțiunea vibrațiilor mecanice.

Activitățile industriale sunt sursa primară a vibrațiilor care „atacă” corpul uman. Acestea produc disconfort, influențează activitatea operatorului și chiar sănătatea acestuia

Prezența biodinamicii în tehnică a constituit un pas important în dezvoltarea cercetărilor referitoare la acțiunea vibrațiilor asupra organismului uman.

Conceperea de modele mecanice și ulterior de modele matematice a făcut posibilă simularea diferitelor situații din realitate fără expunerea prototipului sau operatorului uman la acțiunea vibrațiilor.

Studierea, cu ajutorul modelelor, a modului în care vibrațiile parcurg sistemul uman mână-braț permite adoptarea de măsuri tehnice și/sau administrative pentru eliminarea efectelor nocive ale acestora.

Datorită multitudinii caracteristicilor care influențează impedanța mecanică de intrare a sistemelor, s-au conceput diverse modele a căror parametri corespund într-o măsură mai mare sau mai mică cu structura sistemelor dar care au același comportament vibrațional ca și sistemele pe care le reprezintă.

Impedanța mecanică de intrare este utilizată pentru determinarea răspunsului în frecvență a sistemelor.

### **Bibliografie**

1. Arghir, Mariana, Elemente de teoria vibrațiilor mecanice, curs.
2. Gligor, C., A., Biriș, A., Arghir, M., Studiu teoretic asupra aplicabilității impedanței mecanice, A XIII-a Conferință Națională cu participare internațională - Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești, Sebeș, 2013, publicat în Știință și Inginerie, Editura AGIR, București 2013, vol. 19, p. 119-124, ISSN 2067-7138
3. Net 1 – Elmer, L. Hixson, Mechanical Impedance.
4. Net 2 – Olesen, H.P., Randall, R.B., A Guide to Mechanical Impedance and Structural Response Techniques.