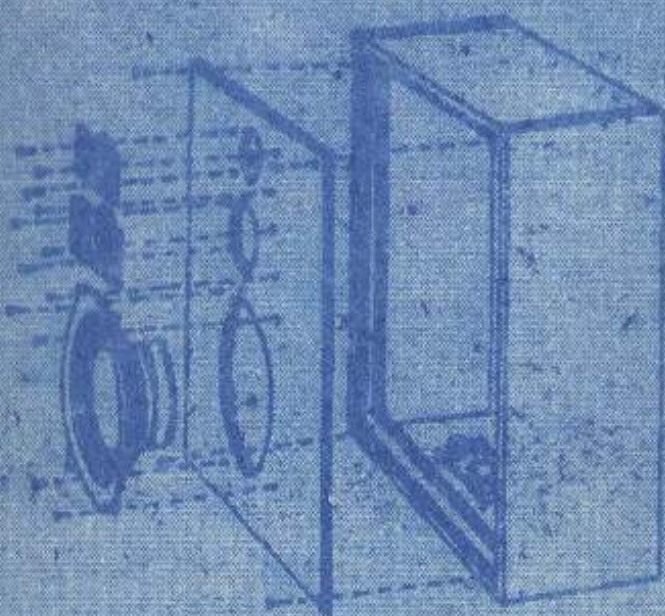


CONSTANTIN POȘA



DIFUZOARE ȘI INCINTE ACUSTICE

Editura GH. AȘACHI

Constantin Poşa

DIFUZOARE ŞI INCINTE ACUSTICE

Referenți științifici:

Prof.dr.ing. Dimitrie Alexa

Dr.ing. Constantin Lupașcu

I. NOȚIUNI INTRODUCTIVE

1.1 Câmp acustic

Difuzoarele sînt traductoare care transformă semnalele electrice în semnale acustice. Semnalele acustice nu pot exista în afara unui mediu material. Traductorul este în contact cu acest mediu material (aerul) și poate imprimă particulelor din imediata apropiere o mișcare în raport cu poziția de echilibru, odată cu deplasarea unei suprafețe a acestuia. Această mișcare este transmisă din aproape în aproape particulelor învecinate și apoi întregului mediu. Această propagare nu este imediată, ci se face cu viteză finită. După ce acțiunea exterioară a încetat, persistă o perturbare care se propagă în mediu. După trecerea undei, mediul își revine la forma inițială.

Aerul este un fluid compresibil și fiecare particulă suferă, datorită mișcării sale, comprimări și dilatări succesive. Rezultă variații ale volumului, deci avem de a face cu o transformare în sens termodinamic. Spunem că unda acustică este o *undă de presiune*.

Un *câmp acustic* este mediul în care se propagă o undă acustică și ansamblul deformărilor sale. El este caracterizat de mărimi fizice care sînt funcție de timp și spațiu, numite *mărimi* sau *parametrii acustici*.

O particulă este o porțiune de fluid ale cărei dimensiuni sînt mari în raport cu cele ale moleculelor, dar suficient de mici pentru ca variațiile mărimilor acustice să fie infinitezimale.

Mișcarea particulei este caracterizată de:

- *Elongația acustică* ξ , vector a cărui origine este poziția de repaus a unei particule și extremitatea poziția de la momentul t .

$$\xi(t, r_s) = r(t) - r_s$$

unde r_s este raza vectorială de repaus, iar $r(t)$ raza vectorială la momentul t .

- *Viteza acustică* v este derivata în raport cu timpul a elongației

$$v(t, r) = \partial \xi / \partial t$$

Deformarea sau transformarea particulei este caracterizată de:

- *Presiunea acustică* p , care indică variația locală de presiune

$$p(t, r) = p'(t, r) - p_s$$

unde p_s este presiunea statică iar p' presiunea instantanee,

- *Condensarea* s , care indică variația relativă a densității

$$s(t, r) = (\rho'(t, r) - \rho) / \rho$$

unde ρ este densitatea statică, iar $\rho'(t, r)$ densitatea instantanee.

Aceste mărimi acustice sînt legate prin legi fundamentale ale fizicii cum ar fi: legea lui Newton, principiul conservării masei, legea compresibilității care controlează deformările.

Pentru a liniariza ecuațiile ce caracterizează câmpul acustic este necesar să admitem o serie de ipoteze asupra mediului ambiant:

- Se consideră un fluid compresibil, omogen, continuu, izotrop, izoterm și izobar în absența undei acustice;
- Nu există forțe exterioare aplicate și nici mișcări de antrenare;
- Mediul este nelimitat: nu este necesară introducerea condițiilor la limită;

- Mișcările date de o undă acustică sînt oscilații continue de amplitudine mică: ipoteza de *semnal mic* cunoscută din electronică și care permite liniarizarea ecuațiilor;

- Nu există pierderi de energie sub formă de disipare termică: mediul este perfect elastic;

Aplicînd legile fundamentale ale fizicii, enumerate mai sus, liniarizîndu-le și combinîndu-le, se obține *ecuația de propagare a sunetului* sau a undelor acustice, ecuație ce leagă derivatele de ordinul doi în raport cu spațiul și timpul ale presiunii sau vitezei acustice în forma:

$$\nabla^2 p - c^{-2} \partial^2 p / \partial t^2 = 0 \quad \text{sau} \quad \nabla^2 v - c^{-2} \partial^2 v / \partial t^2 = 0$$

în care c este viteza de propagare a undelor acustice în mediu. Această ecuație mai este cunoscută sub numele de *ecuația lui d'Alembert* sau a *coardelor vibrante*.

Rotorul unui gradient fiind identic nul, se poate defini un *potențial de viteză* Φ [m^2/s] astfel încît $v = -\nabla\Phi$ (semnul este arbitrar). Acest potențial de viteză permite adesea simplificarea rezolvării unor probleme, deoarece condițiile la limită sînt mai ușor de exprimat pentru un scalar decît pentru un vector. Φ nu are nici o semnificație fizică.

În ecuația legii lui Newton $\nabla p = \rho \partial v / \partial t$, exprimînd v în funcție de potențialul său de viteză Φ și integrînd în raport cu spațiul, rezultă:

$$p = \rho \partial \Phi / \partial t + \text{const.}$$

Condensarea s fiind proporțională cu p și elongația ξ fiind integrala vitezei în timp, toate mărimile acustice se pot exprima prin intermediul lui Φ .

Energia transportată de undă într-o direcție și un sens de propagare este caracterizată prin *puterea acustică de suprafață instantanee*, care este valoarea acestei energii pe unitatea de suprafață și timp.

Forța exercitată de presiunea acustică pe un element de suprafață este $dF = p dS$. Energia transmisă la traversarea suprafeței S în timpul dt este

lucrul mecanic efectuat de dF . Pentru o undă longitudinală viteza va avea numai componentă pe direcția de deplasare și deci:

$$dL = dF \cdot v = p \, dS \cdot v \, dt = p \, v \, dS \, dt.$$

Puterea acustică de suprafață instantanee este deci $\Psi = p \, v$.

Prin definiție prin *intensitate acustică* se înțelege valoarea medie a puterii acustice de suprafață instantanee.

$$I = \overline{\Psi} = \overline{p \, v}$$

În cazul undelor sinusoidale pentru deplasare și intensității acustice se integrează produsul $p \, v$ pe interval de o perioadă.

Deoarece răspunsul liber al sistemelor fizice la o forță sinusoidală și toate funcțiile fizice se descompun sau sînt realități sinusoidale, interesul este îndreptat spre studiul undelor sinusoidale. La acestea toate mărimile cîmpului acustic variază sinusoidal.

Deplasarea Φ de undă este caracterizată prin pulsația ω sau frecvența f și prin amplitudina Φ variază

sinusoidal avem $\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = -\omega^2 \Phi$ și ecuația de Alembert devine

$\nabla^2 \Phi = -k^2 \Phi$, unde $k = \omega/c = 2\pi/\lambda$ se numește *număr de undă* sau *constantă de fază*. De aici rezultă că unei dependențe temporale sinusoidale îi corespunde o dependență spațială sinusoidală, k jucînd în spațiu rolul lui ω în timp.

O undă sinusoidală progresivă este definită prin potențialul său de viteză: $\Phi(ct-x) = \sqrt{2} \cdot \Phi_1 \sin(\omega t - k \cdot x)$.

În cazul undelor sferice, pentru ca ecuația lui d'Alembert în potențial de viteză să fie identică cu cea din cazul undelor plane se impune o schimbare de variabilă $\beta = r \Phi$. Se poate considera deci unda sferică definită de

potențialul de viteză $\Phi(t, r) = \frac{\beta(ct-r)}{r}$, care arată că amplitudinea scade cu

distanța. În cazul variațiilor sinusoidale ale mărimilor cîmpului potențialul de viteză al undelor sferice este:

$$\Phi(ct-r) = \sqrt{2} \frac{\Phi_1}{r} \sin(\omega t - k \cdot r), \text{ unde } \Phi_1 - \text{valoare efectivă la distanța}$$

unitate: $r = 1 \text{ m}$.

În regim sinusoidal se poate face o separație formală între variațiile spațiale și temporale facilitînd rezolvarea unor probleme, prin introducerea fazorilor - substituenți complecși ai mărimilor acustice. Pentru o mărime

vectorială \mathbf{v} se definește un vector fazor \underline{v} ale cărui componente sînt fazorii asociați componentelor mărimii considerate:

$$v(x, y, z) \sim \underline{v}(x, y, z)$$

Fazorii asociați derivatei sau integralei unei mărimi se obțin prin multiplicarea, respectiv divizarea fazorului său cu $j\omega$. Astfel forma locală a legii lui Newton se scrie $\nabla p = -j\omega \rho \underline{v}$.

Se numește *impedanță acustică caracteristică* într-un punct din spațiu, raportul dintre presiunea și viteza acustică în acel punct: $Z_c = p/v$. Este o mărime complexă și se poate pune sub forma $Z_c = R_c + j\omega X_c$, R_c și X_c numindu-se rezistență, respectiv reactanță acustică caracteristică. În cazul undelor plane se observă ușor că $Z_c = \rho c$.

Pentru undele sferice, deoarece $\Phi(r) = -j \frac{\Phi_1}{r} \exp(-jkr)$ putem scrie:

$$p(r) = j\omega \rho \Phi = \rho \omega \frac{\Phi_1}{r} \exp(-jkr)$$

$$v(r) = d\Phi/dr = (k-j/r) \frac{\Phi_1}{r} \exp(-jkr)$$

Impedanța acustică caracteristică în cazul unei sfere este deci:

$$Z_s(r) = Z_c \left(\frac{jkr}{1+jkr} \right) = Z_c \frac{kr}{kr-j}$$

Scoțînd partea reală și partea imaginară putem scrie:

$$R_s = Z_c(kr)^2 / (1 + (kr)^2); \quad X_s = Z_c kr / (1 + (kr)^2)$$

Se observă că:

Pentru $kr \rightarrow 0$ rezultă R_s și $X_s \rightarrow 0$

Pentru $kr \rightarrow \infty$ rezultă $R_s \rightarrow Z_c$ și $X_s \rightarrow 0$ (unda sferică tinde către o undă plană progresivă).

Pentru $kr = 2\pi$, adică $r = \frac{\lambda}{2} \Rightarrow R_s = 0,98Z_c$; $X_s = 0,16Z_c$ și se poate admite că după o lungime de undă se regăsește structura unei plane.

1.2. Analogii formale

Se observă din tot ce am prezentat pînă acum un paralelism între conceptele, definițiile și proprietățile acusticii cu cele ale magnetismului și electrotehnicii. Rațiunea acestora nu trebuie căutată în fenomenele însele, ci în modelele acestora, adică în descrierea lor matematică.

Ecuațiile lui Maxwell constituie formularea cea mai completă a interacțiunilor între mărimile electromagnetice. Pentru un mediu liniar, fără pierderi și în regim sinusoidal ele se scriu:

$$\nabla \times \underline{E} = -j\omega \underline{B}$$

$$\nabla \times \underline{H} = j\omega \underline{D}$$

$$\underline{D} = \epsilon \underline{E}$$

$$\underline{B} = \mu \underline{H}$$

Pentru acustică, introducînd pentru simetrie mărimea m numită cantitate de mișcare volumică, se poate, de asemenea, scrie:

$$\nabla p = -j\omega m$$

$$\nabla y = -j\omega s$$

$$s = E^{-1} p \quad E - \text{modulul de elasticitate al mediului}$$

$$m = \rho y$$

Analogiile sînt mult mai profunde. Dacă comparăm propagarea undelor electromagnetice de-a lungul unei linii bifilare fără pierderi cu propagarea undelor acustice plane în spațiu, ținînd cont că viteza acustică are componentă numai după axa de propagare se poate completa tabelul de mai jos. Analogia poate fi făcută în două moduri: De exemplu, putem face ca presiunea acustică să corespundă tensiunii electrice și viteza acustică curentului. Aceasta poartă numele de analogie directă sau de tip impedanță. Dacă presiunea acustică corespunde curentului și viteza tensiunii, analogia se numește inversă sau de tip admitanță.

Analogia formală între linia bifilară fără pierderi și unda plană în spațiu permite de a transporta metodele, rezultatele, proprietățile și procedeele cunoscute pentru prima, la a doua și reciproc.

În practică, problema de rezolvat se transpune într-o problemă analogă celuilalt domeniu, a cărei soluție este evidentă sau deja cunoscută și se transpune soluția din nou în domeniul de plecare. Acest procedeu are și limite.

Problema de rezolvat și cea rezolvată pot fi foarte diferite. Soluția transpusă nu este nici cunoscută și nici prea evidentă. Fenomenele fiind prin natura lor diferite și tehnologiile utilizate vor fi diferite. Din punct de vedere tehnic soluția transpusă ar putea fi de interes limitat sau irealizabilă, deci fără sens.

linie bifilară fără pierderi	undă plană analogie directă	undă plană analogie inversă
tensiune U	presiune acustică p	viteză acustică v
curent I	viteză acustică v	presiune acustică p
inductanță L	masă volumică ρ	inv.modulului de elasticitate 1/E
capacitate C	inv.mod.elasticitate 1/E	masa volumică ρ
viteză de propagare	viteză de propagare	viteză de propagare
$v=1/\sqrt{LC}$	$c=\sqrt{\rho/E}$	$c=\sqrt{\rho/E}$
defazaj $\beta = \omega/v$	număr de undă $k = \omega/c$	număr de undă k
impedanță caracte- ristică $Z_c=\sqrt{L/C}$	impedanță caracteris- tică $Z_c=\sqrt{\rho E}$	admitanță caracteris- tică $Y_c=\sqrt{1/\rho E}$
putere activă $P = 1/2(UI^* + UI)$	intensitate acustică $I = 1/2(pv^* + p^*v)$	intensitate acustică $I = 1/2(pv^* + p^*v)$

Utilizarea analogiilor formale trebuie făcută cu rigoare și păstrînd permanent spiritul de diferență între natura fenomenelor, ceea ce necesită cunoașterea lor aprofundată.

1.3. Surse de sunet

Un câmp acustic este în mod necesar creat de o sursă de sunet ca origine de perturbare a mediului. Vom prezenta modelele unor surse teoretice, care stau la baza traductoarelor electroacustice emițătoare de sunet. Acestea din urmă cuprind o parte în mișcare, numite sisteme mobile, care sînt corpuri rigide sau deformabile, ce au rolul de a antrena particulele mediului din imediata vecinătate. Radiația este condiționată de suprafața sistemului mobil aflată în contact cu mediul, numită *suprafață de radiație*.

Experiența demonstrează că în mișcarea lor, suprafața de radiație și mediul rămîn în contact (fără dezlipiri și turbulențe ale fluidului). Se deduce astfel egalitatea componentelor normale pe suprafața ale mărimilor reprezentative ale mișcărilor suprafeței de radiație și ale fluidului, în particular a vitezelor.

Cel mai adesea forțele de frecare ale fluidului pe suprafața de radiație sînt neglijabile și forțele dezvoltate sînt normale.

În mișcarea sa suprafața de radiație deplasează un anumit volum de fluid. Debitul volumic q , sau simplu debitul, este volumul deplasat pe unitatea de timp. Pentru un element dS al suprafeței de radiație $dq = v_n dS$. Rezultă

$$q = \int_S v_n dS .$$

Puterea acustică radiată de o sursă nu este în general repartizată uniform în toate direcțiile spațiului. Această proprietate este numită *directivitate*. O sursă este *omnidirecțională* dacă este foarte puțin directivă, *unidirecțională* dacă radiația se efectuează în principal într-o singură direcție și *bidirecțională* dacă radiația are loc în principal în două direcții opuse.

1.3.1 Sfera pulsantă

Sfera pulsantă este sursa teoretică de sunet, de forma unei sfere al cărei volum variază în timp, deformarea sa fiind o succesiune de mici contracții și dilatări. (Suprafața sa este animată de o mică mișcare radială de aceeași amplitudine în toate punctele). Suprafața de radiație este suprafața sferei. În ipoteza mișcărilor mici este: $q(t) = Sv_r(t) = 4\pi r_o^2 v_r(t)$, unde r_o - raza de repaus a sferei pulsante.

Simetria sferei o implică pe cea a radiației. Radiația va fi omnidirecțională, iar sfera pulsantă o sursă de unde sferice. Din expresia de mai sus a debitului acustic și din expresia vitezei acustice în cazul undelor sferice prezentată în § 1.1 se poate deduce potențialul de viteză:

$$\Phi_1 = q \exp(jkr) / 4\pi(kr_o - j) . \text{ Și de aici:}$$

$$p(r) = \frac{Z_c k q \exp[-jk(r-r_o)]}{4\pi r(kr_o - j)}$$

$$I(r) = \frac{p^2}{Z_c} = \frac{Z_c k^2 q^2}{16\pi^2 r^2 [(kr_o)^2 + 1]}$$

$$P_a(r) = I(r)S = \frac{Z_c k^2 q^2}{4\pi [(kr_o)^2 + 1]}$$

Pentru a comunica mișcare mediului, o sursă trebuie să învingă forțele de reacțiune ale acestuia. Aceste forțe se calculează integrând presiunea acustică pe suprafața de radiație. În cazul sferei pulsante presiunea acustică $p(r)$ este proporțională cu debitul acustic, de unde apare ideea introducerii unei

impedanțe acustice de radiație definită ca raportul dintre presiunea acustică pe suprafața sferei $p(r_o)$ și debitul q .

$$Z_{ar} = p(r_o)/q = \frac{Z_c k}{4\pi r_o (kr_o - j)}$$

Ținînd cont că forța totală exercitată de mediu asupra sferei pulsante

este $F = S_p(r_o) = 4\pi r_o^2 p(r_o)$ se poate scrie:

$$Z_{ar} = p(r_o)/q = F/S^2 v_r = Z_{mr}/S^2$$

unde $Z_{mr} = F/v_r$ este *impedanța mecanică de radiație*.

Aceste două mărimi exprimă același concept și se va utiliza impedanța acustică de radiație pentru chestiunile legate de radiație și impedanța mecanică de radiație pentru funcționarea însăși a sursei. Pentru studiul în ansamblu se introduce *impedanța redusă de radiație*:

$$Z_r = Z_{ar} S/Z_c = Z_{mr}/SZ_c$$

Aceasta este o mărime complexă de forma:

$$Z_r = R_r + jX_r = kr_o j(kr_o - j) \quad , \text{ din care rezultă:}$$

$$R_r = \frac{(kr_o)^2}{[1 + (kr_o)^2]} \quad \text{și} \quad X_r = \frac{kr_o}{[1 + (kr_o)^2]}$$

Plecînd de la aceste formule reactanța mecanică de radiație se poate scrie: $X_{mr} = SZ_c X_r = 4\pi r_o^3 \omega \rho = 3V\omega \rho = \omega m_r$,

S-a considerat cazul în care $kr_o < 1$ și s-a notat cu $m_r = 3V\rho$ mărimea ce se numește *masă de radiație*. Este ca și cum sfera antrenează în mișcarea ei o masă de fluid de trei ori mai mare decît volumul său. Aceasta nu contribuie la intensitatea acustică produsă.

Comparînd relația care exprimă puterea acustică de radiație cu cea a rezistenței reduse de radiație se deduce:

$$P_a = R_r q^2 = R_{mr} v_r^2,$$

ceea ce arată că puterea radiată este proporțională cu rezistența de radiație. Această proprietate este foarte importantă, deoarece permite determinarea puterii acustice calculînd debitul acustic creat de sursă și se aplică la toate traductoarele de emisie.

În același mod se arată că sfera pulsantă schimbă cu mediul o *putere cinetică*, care nu contribuie la radiație: $P_c = X_{mr} q^2 = X_{mr} v_r^2$.

P_a este puterea activă a sursei, iar P_c este asociată puterii reactive a acesteia.

Prin *monopol* se înțelege o sferă pulsantă foarte mică în raport cu lungimea de undă emisă, adică $kr_0 \ll 1$. În aceste condiții $\exp(jkr_0) \approx 1$,

$kr_0 - j \approx -j$ și relațiile sferei pulsante se simplifică. În particular presiunea

acustică a monopolului este:
$$p_m = \frac{jZ_0 k q \exp(-jkr)}{4\pi r}$$

1.3.2 Pistonul circular rigid

Pistonul circular rigid este o sursă teoretică de sunet, formată dintr-un disc rigid, plat și subțire, de rază r_0 , animat de o mișcare oscilatorie de translație de-a lungul axei sale, cu o viteză uniformă v_0 , în regim sinusoidal. Acesta poate fi considerat liber, montat în ecran infinit (care separă radiația fețelor din față și din spate) sau în cutie, dispus în așa fel încât numai o față este radiantă.

Cîmpul de radiație prezintă o simetrie de rotație a cărei axă este aceea a pistonului.

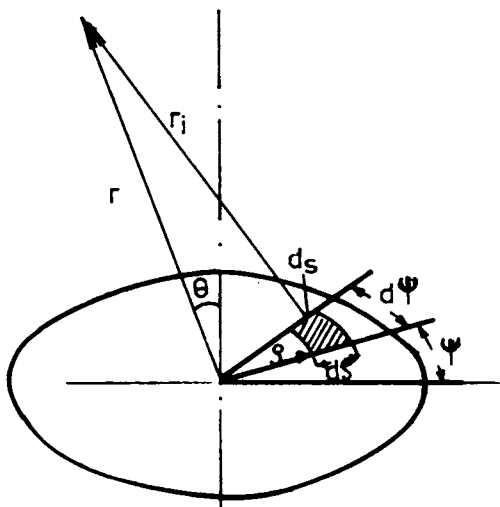


Fig.1.1

Să considerăm cazul pistonului montat în ecran infinit. Fie dS un element de suprafață. Acesta poate fi asimilat cu o jumătate de monopol al

căruia debit este $dq = v_0 dS$. Rezultă deci o radiație în undă sferică în jumătatea din față a spațiului. Presiunea acustică dată de acest element i este deci dublă față de aceea a unui monopol de același debit:

$$dp = jZ_0 dq \exp(-jkr_i)/2\pi r_i$$

În coordonate polare, vezi figura 1, elementul de suprafață este $dS = \rho d\psi d\rho$

$$\text{Pentru cîmp îndepărtat } r_i = r + \rho \cos\psi \sin\theta \approx r \quad (r \gg \rho)$$

Integrînd pe suprafața pistonului se găsește presiunea acustică creată într-un punct la distanța r :

$$p(r, \theta) = \frac{jZ_0 kv_0 \exp(-jkr)}{2\pi r} \cdot \int_S \exp(-jk\rho \cos\psi \sin\theta) dS, \text{ sau}$$

$$p(r, \theta) = 2p_m \left\{ 2 \frac{J_1(k \sin\theta r_0)}{k \sin\theta r_0} \right\}, \text{ unde } J_1 \text{ este funcția Bessel de prima}$$

speță de ordinul I, iar termenul dintre acolade explicitează directivitatea pistonului în raport cu jumătate de monopol. Studiul acestei funcții arată că pistonul nu este directiv pentru $kr_0 < 1$, adică atît timp cît circumferința sa este mai mică decît lungimea de undă și se comportă într-o primă aproximație ca o jumătate de monopol. Din contra, pentru $kr_0 > 2$ directivitatea este marcantă și la $kr_0 = 3,83$ apare primul zero al lui J_1 (apar loburi secundare în diagrama de directivitate). Prin lob de directivitate se înțelege o porțiune din diagrama de directivitate cuprinsă între două minime succesive.

Se poate calcula și pentru pistonul circular impedența redusă de radiație:

$$Z_r = F/Z_0 S y_0, \text{ unde } S \text{ este suprafața pistonului, iar } F \text{ reacțiunea}$$

mediului.

Pentru fiecare element de suprafață $dF = dp dS$. Integrînd și separînd partea reală de partea imaginară se obține:

$$R_r = 1 - \frac{J_1(2kr_0)}{kr_0}$$

$$X_r = \frac{S_1(2kr_0)}{kr_0}$$

J_1 este funcția Bessel de ordinul I de prima speță, iar S_1 este funcția lui Sturve de ordinul I. Dezvoltînd aceste funcții în serie pentru cazul în care $kr_0 < 1$ rezultă:

$$R_r = \frac{1}{2}(kr_0)^2[1 - (kr_0)^2/6]$$

$$X_r = (8kr_0/3\pi)[1 - (kr_0)^2/15]$$

Ținînd cont că $(kr_0)^2 \ll 1$ se poate considera:

$$R_r = \frac{1}{2}(kr_0)^2 \quad \text{și} \quad X_r = \frac{8}{3\pi}kr_0$$

Plecînd de la reactanța mecanică de radiație se poate defini ca și pentru sfera pulsantă o masă de radiație:

$$X_{mr} = X_r SZ_c = \frac{8}{3}\omega \rho r_0^3, \text{ rezultă } m_r = \frac{8}{3}\rho r_0^3$$

În cazul pistonului liber radiațiile celor două fețe interferă, pistonul se comportă practic ca un dipol acustic și radiația acestuia va fi bidirecțională. Deci rolul ecranului este de a separa radiațiile celor două fețe ale pistonului.

Multe traductoare electroacustice pot fi asimilate pistonului circular, printre acestea și difuzoarele. Deoarece practic un ecran infinit nu poate fi realizat, dar chiar și la dimensiuni finite fiind incomod de utilizat, s-au căutat alte modalități de separare. Astfel se utilizează pistonul montat într-o cuție, prin care se închide radiația de spate a acestuia. Se realizează astfel o sursă

pulsantă de debit $q = \pi r_0^2 v_0$, care pentru $kr_0 < 1$ este omnidirecțională (nu este directivă).

II. SISTEME MECANICE ȘI ACUSTICE

Fie o undă sinusoidală, plană progresivă, într-un fluid. În două puncte oarecare aflate la distanța d pe direcția de propagare, fazorii mărimilor de câmp diferă cu un factor $\exp(-jkd)$. Dacă d este foarte mic în raport cu lungimea de undă λ , avem $kd < 1$ și exponențiala tinde către unitate. În consecință mărimile de câmp în punctele considerate sînt egale în valori instantanee. Este ca și cum timpul de propagare este nul, adică se pot separa variațiile spațiale de cele temporale.

Un dispozitiv fizic, care este sediul unor fenomene electromagnetice, mecanice sau acustice și ale cărui dimensiuni sînt mici în raport cu lungimea de undă corespunzătoare, este un *sistem cu constante localizate*. De exemplu, un sistem electric cu constante localizate este constituit din componente reale ca: pile, generatoare, reostate, bobine, condensatoare, tranzistoare, întrerupătoare etc, legate prin fire conductoare. Trebuie în mod evident asigurat că cea mai mare dimensiune a unui dispozitiv este inferioară celei mai mici lungimi de undă utilizate.

Exemplul electric arată că studiul și realizarea sistemelor cu constante localizate ridică două tipuri de probleme foarte diferite:

- Cele relativ la componente: Trebuie știut pe care le considerăm, cum să le realizăm, ce tehnologie utilizăm și cum le dimensionăm în funcție de valorile dorite.

- Cele de analiză și sinteză a sistemului: Plecînd de la specificațiile componentelor și a legăturilor dintre ele, trebuie stabilite ecuațiile, apoi rezolvate în funcție de condițiile inițiale și reciproc, trebuie găsite componenta și legăturile sistemului minim plecînd de la modul de funcționare dorit.

În electroacustică aproape toate sistemele mecanice au o mișcare oscilatorie de translație într-o singură direcție sau o mișcare de revoluție în jurul unei singure axe. Este de aceea posibil de a le reprezenta printr-o schemă sau rețea de tip Kirchhoff. Această posibilitate există de asemenea și pentru sistemele acustice.

2.1 Sisteme mecanice

În figura 2.1 se prezintă un sistem mecanic simplu, corespunzător în principiu celui al unui traductor de emisie sau recepție. El este constituit dintr-o placă circulară plată, subțire și rigidă, suspendată de jur împrejur de un suport inelar. Construcția este în așa fel, încît singura mișcare posibilă pentru placă este o oscilație de-a lungul axei în jurul poziției sale de echilibru. Ea se comportă ca un punct material de aceeași masă, supus acelorași forțe exterioare, avînd mișcarea descrisă de o singură mărime, de exemplu viteza. În consecință mișcarea sistemului se poate studia fără a considera că variațiile spațiale ale mărimilor sînt legate de variațiile lor în timp. Lăsat după o

excitație, sistemul are o mișcare care se amortizează progresiv pînă la oprire. Amortizarea provine pe de o parte de la radiația acustică (forțele de reacțiune ale mediului se opun mișcării) și pe de altă parte de la pierderile de energie prin frecări interne în suspensie. Mișcarea sistemului este determinată de masa plăcii care dezvoltă o forță elastică, de amortizarea dată de transformarea energiei mecanice în alte forme de energie și de forțele exterioare aplicate.

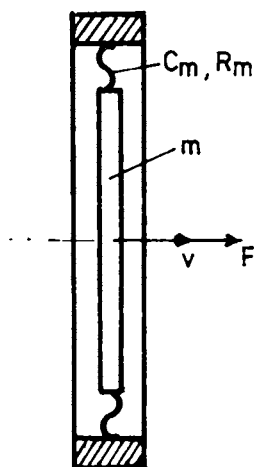


Fig.2.1

Un sistem mecanic este un ansamblu de componente mecanice într-o configurație dată. Componentele sale pot fi în mișcare unele în raport cu altele sau în raport cu un element de referință. În cazul în care mișcările sînt în jurul unei poziții de echilibru, sistemul este vibrant. Dacă mișcările sînt de mică amplitudine, se poate considera că sistemul este liniar.

Mărimile caracteristice sistemelor mecanice sînt cele ce definesc mișcările acestora:

- Elongația ξ a unui punct al sistemului indică poziția sa în raport cu poziția de repaus $\xi = x - x_0$.
- Viteza v a unui punct caracterizează

variația în timp a elongației $v = \dot{\xi}$

- Forța F dezvoltată sau exercitată într-un punct.

Drept componente mecanice ale sistemului, care caracterizează legăturile dintre mărimile mecanice, se pot considera:

- masa ideală m - componenta pentru care mișcarea se efectuează fără deformări și fără amortizări. Pentru a imprima o mișcare acestei componente trebuie să i se aplice o forță exterioară F , egală și opusă forței de inerție:

$$F = -F_m = m\ddot{v}.$$

În regim sinusoidal $F = j\omega m v$.

Se observă că în cadrul analogiei în impedanțe (analogiei directe) masa în mecanică este echivalentul unei inductanțe în electricitate.

Între două puncte de viteze diferite o masă se simbolizează ca în figura 2.2.a. Una din extremități trebuie să fie întotdeauna la punctul de viteză nulă (referința mișcării).

- Elasticitatea ideală C_m - componenta lipsită de masă, la care mișcarea se face fără amortizare, dar cu deformare, ceea ce conduce la apariția

unei forțe elastice proporționale. Forța exterioară aplicată unei elasticități este egală și opusă forței elastice F_e :

$$F = -F_e = \xi/C_m = K\xi$$

În regim sinusoidal

$$F = \xi/C_m = v/j\omega C_m$$

Simbolul grafic este reprezentat în figura 2.2.b.

- *Rezistența mecanică* R_m este componenta ideală reprezentând amortizarea datorată transformărilor energiei mecanice în alte forme. În fluide, în cazul

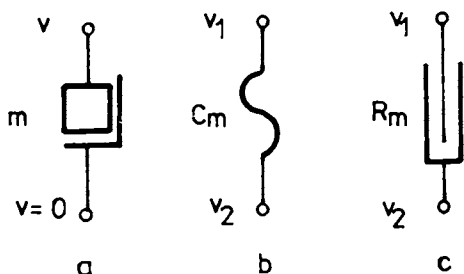


Fig.2.2

mișcărilor oscilatorii de mică amplitudine, forța de frecare este proporțională cu viteza (frecare viscoasă, cazul amortizorului).

$$F = -F_r = R_m v$$

La fel poate fi definită și rezistența mecanică de radiație:

$$P = R_{mr} v^2, \text{ unde } P \text{ este puterea acustică radiată.}$$

Este ca și cum R_{mr} este o rezistență mecanică care are o extremitate suprafața de radiație, de viteză v , și cealaltă extremitate suportul (construcția) sursei de radiație (viteză nulă).

În cadrul analogiei directe este echivalentă rezistenței electrice și are simbolul reprezentat în figura 2.2.c.

Se pot, de asemenea, defini prin analogie impedanța mecanică, mobilitatea sau admitanța mecanică, precum și surse de forță și de viteză.

Să încercăm acum să reprezentăm simbolic sistemul mecanic de bază al traductoarelor electroacustice din figura 2.1. Pentru aceasta trebuie reperate punctele de legătură ale elementelor (punctele ce pot avea viteze diferite). În reprezentarea simbolică fiecărei viteze i se asociază o bară orizontală. Nu trebuie uitată bara de referință pentru viteza nulă. Pentru fiecare componentă a sistemului se inserează simbolul grafic potrivit. În exemplul nostru se disting două viteze: viteza v_1 a plăcii și viteza nulă a suportului inelar. Între ele vom introduce succesiv, ca în figura 2.3, o masă m , reprezentînd placa, o elasticitate mecanică C_m și o rezistență mecanică R_m reprezentînd suspensia elastică și o sursă de forță reprezentînd forța exterioară aplicată sistemului. Pentru un traductor de emisie trebuie reprezentată și impedanța de radiație corespunzătoare, după cum am arătat în cazul pistonului circular, unei mase de radiație m_r .

Reprezentarea simbolică a unui sistem mecanic permite obținerea imediată a schemei echivalente electrice inverse prin substituirea fiecărei componente cu simbolul elementului corespunzător. Se va avea grijă că o

rezistență mecanică R_m se reprezintă într-o schemă inversă printr-un element proporțional de valoare $G_m = R_m^{-1}$. Prin dualitate se obține schema echivalență directă.

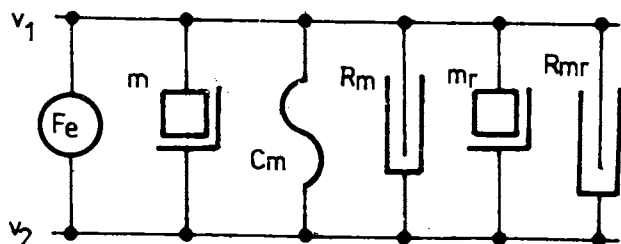


Fig.2.3

Trecerea prin reprezentarea simbolică nu este neapărat necesară. Schema inversă se obține procedînd astfel:

- Se stabilesc punctele de legătură între elemente;
- Fiecărui punct îi va corespunde o viteză, care se consemnează. Se va lua în considerare și viteza nulă a suportului, care va fi mărimea de referință;

- Fiecare element identificat va fi reprezentat prin simbolul său, între două puncte de viteză diferite. Masele vor avea întotdeauna o extremitate la viteza de referință;

- Forțele exterioare intervin sub forma unor generatoare de forță echivalente generatoarelor ideale de curent;

- Dacă mișcarea se transmite și mediului, se va lua în considerare efectul acestuia printr-o admitanță de radiație;

Procedînd astfel pentru sistemul mecanic din figura 2.4.a, se obține schema electrică inversă din figura 2.4.b.

Pentru obținerea schemei directe se procedează astfel:

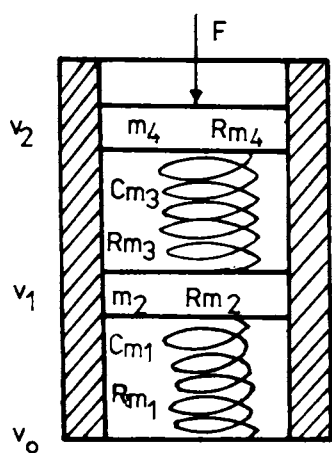
- Se alocă cîte un nod fiecărui ochi de circuit și în plus unul exterior circuitului;

- Se unesc nodurile prin ramuri astfel ca fiecare ramură să traverseze un singur element;

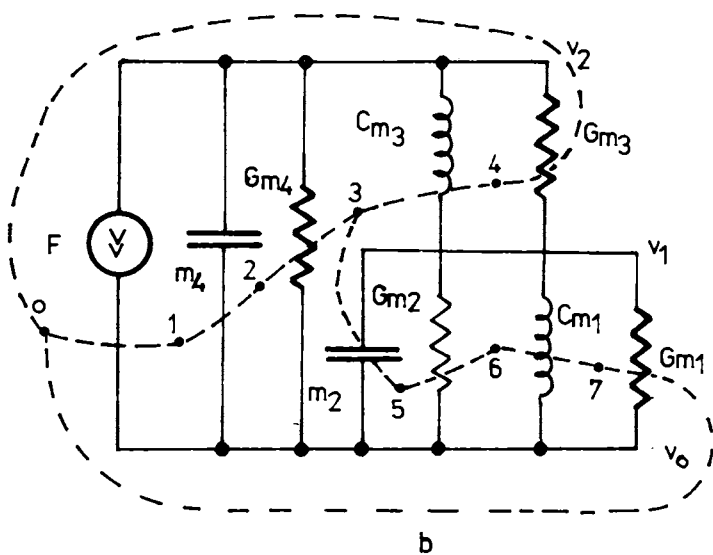
- Se inserează pe fiecare ramură dualul elementului traversat;

- Mărimile prin ramuri vor fi indicate prin semn adecvat;

Procedînd astfel pentru circuitul din figura 2.4.b, se obține schema directă din figura 2.5.



a



b

Fig.2.4

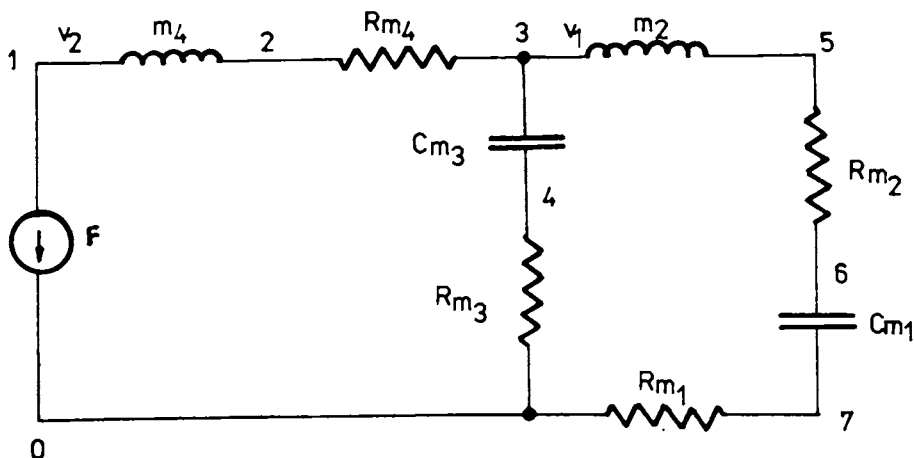


Fig.2.5

2.2 Sisteme acustice

O *componentă acustică* este un dispozitiv delimitînd și incluzînd o porțiune de fluid. Diferitele componente acustice se disting între ele prin forma principală de energie pusă în joc. Astfel o cavitate cu pereți rigizi, cu o deschidere prin care se aplică o presiune exterioară, datorată unei forțe aplicată să zicem prin intermediul unui piston, se comportă ca o elasticitate acustică, forța fiind dată de expresia:

$$F = S^2(E/V_s) \int_{-\infty}^t v dt \quad \text{sau se poate scrie presiunea:}$$

$$p = (E/V_s) \int_{-\infty}^t q dt, \quad \text{unde:}$$

S este secțiunea deschiderii, V_s volumul static al cavității, E modulul de elasticitate, q debitul de fluid la intrare, iar p presiunea acustică creată în cavitate.

Raportul $C_s = V_s/E$ s-a numit *elasticitate acustică* prin analogie cu elasticitatea mecanică.

Se observă că mărimile caracteristice *sistemelor acustice*, care sînt ansambluri de elemente acustice, sînt presiunea acustică și debitul acustic q . Trecerea între cele două relații prezentate (expresiile forței, respectiv presiunii) s-a făcut ținînd cont că:

$$F = pS \quad \text{și} \quad v = q/S$$

Aceste relații caracterizează cuplajul mecano-acustic (dintre un sistem mecanic și unul acustic). Din aceste relații se poate deduce:

$$p = F/S = m\dot{y}/S = (m/S^2)\dot{q} = m_a \dot{q}$$

S-a notat cu $m_a = m/S^2$, se numește *masă acustică* și este elementul ideal delimitînd o porțiune de fluid aflat în mișcare oscilatorie, care se comportă ca un rigid nedeformabil. Este cazul tuburilor acustice deschise la ambele capete, în care viteza (debitul) este același în toate punctele.

$$m_a = \frac{m}{S^2} = \frac{\rho V}{S^2} = \frac{\rho l}{S} \quad (l - \text{lungimea tubului})$$

Frecările fluidului de pereți sînt caracterizate printr-o *rezistență acustică*, R_a . Acest element este predominant în tuburile acustice subțiri în care masa acustică este mică. Cu alte cuvinte rezistența acustică este componenta ideală care este sediul unei transformări de energie acustică într-o altă formă de energie, de exemplu în căldură. Rezistența acustică de radiație este un caz particular, în care energia nu este transformată, ci radiată în afara sistemului.

Pentru a explicita acțiunile exterioare asupra sistemului acustic se definesc sursele ideale omoloage celor din sistemele mecanice. Astfel, o *sursă de presiune* dezvoltă o presiune acustică indiferent de debit, iar o *sursă de debit* furnizează un debit independent de presiunea acustică.

Componentele acustice ideale au fost definite prin analogie formală cu cele mecanice. Problema care se pune este construcția elementelor reale. Cum pentru sistemele electrice și mecanice nu sînt realizabile decît componente aproximativ ideale, la fel și pentru componentele acustice, calculul energiei potențiale, cinetice și disipate va permite determinarea elementelor reale ale sistemului.

În cazul unei ieșiri radiante, impedanța terminală corespundentă este o impedanță de radiație Z_{ar} . Tranșa de fluid terminal este asimilată unui piston circular de rază r_0 . Pentru $kr_0 < 1/2$ impedanța de radiație se reduce la o reactanță a unei mase m_r , căreia îi corespunde o masă acustică $m_r = m_r/S^2$. Aceasta poate fi pusă sub formă: $m_r = \rho l_c/S$, unde l_c este *corecția de capăt*, adică lungimea cu care trebuie mărită lungimea inițială a tubului (conductei), în cazul în care se ține cont de masa de radiație. (vezi § 4.3.2)

Realizarea unei rezistențe acustice se bazează pe forțele de frecare date de vîscozitatea fluidului, forțe care apar între straturile animate de viteze diferite, sau între fluid și pereții dispozitivului. Cu cît raza sau una din dimensiunile transversale ale conductei este mai mică, se obține o rezistență acustică mai mare. Punerea în paralel a mai multor fante sau tuburi cu diametre mici conduce, de asemenea, la mărirea rezistenței acustice.

O componentă acustică reală ca masă sau elasticitate are, de asemenea, pierderi prin frecare caracterizate de o rezistență acustică. În cazul

elasticității acustice pierderile sînt date în special de conducția termică. Una din dificultățile întâlnite în practică este determinarea precisă a efectelor de capăt și a pierderilor. Aceasta este posibilă numai prin încercările pe un prototip, cînd prin ajustări succesive (modificarea volumului, lărgirea unei găuri etc.) se va obține un comportament al sistemului construit în conformitate cu cel dorit, în toleranțele prescrise.

Studiul sistemelor acustice necesită cunoașterea componentelor acustice și interconexiunilor dintre ele. Plecînd deci de la descrierea lor fizică, vor trebui mai întîi localizate elasticitățile, masele și rezistențele acustice, de asemenea sursele de presiune și/sau de debit și radiațiile în mediu și apoi calculate.

În practică se procedează astfel:

- Se reperează mai întîi elasticitățile acustice, care sînt cavități sau volume și se atribuie fiecăreia dintre ele o presiune acustică p_i ;
- Se găsesc comunicațiile dintre elasticități (conduce, fante, găuri), se decide pentru fiecare componenta potrivită (m_i sau R_i) și i se atribuie fiecăreia un debit q_i de sens arbitrar;
- Se tratează la fel comunicațiile cu exteriorul;
- Presiunea exterioară este presiunea de referință p_0 ;
- Condițiile la limită asupra joncțiunilor cu exteriorul sînt reprezentate după caz prin surse ideale sau impedanțe de radiație. Astfel, unei joncțiuni radiante îi corespunde o impedanță de radiație $Z_{r,i}$, iar unei joncțiuni de intrare o impedanță de intrare $Z_{i,i}$;
- Unei joncțiuni supuse unui cîmp acustic exterior îi corespunde o sursă ideală de presiune și la fel, un debit impus de un dispozitiv exterior corespunde unei surse ideale de debit;

Schema directă a unui sistem acustic se obține procedînd în continuare astfel:

- Fiecare elasticitate definește un nod căruia îi este atribuită presiunea acustică corespunzătoare p_i ;
- Un nod exterior sistemului reprezintă presiunea de referință p_0 .
- Se leagă nodurile prin ramuri, fiecare dintre ele traversînd una și numai una din comunicații;
- Se leagă de asemenea nodurile cu nodul de referință p_0 ;
- Se atribuie fiecărei ramuri debitul corespunzător;
- Se introduce pe fiecare ramură simbolul (simbolurile) elementului corespunzător pe care-l traversează. Se cuprind, dacă este cazul și impedanțele de radiație;
- Se introduc valorile elementelor;

Urmărind acest algoritm s-a obținut schema din figura 2.6.b pentru sistemul acustic din figura 2.6.a.

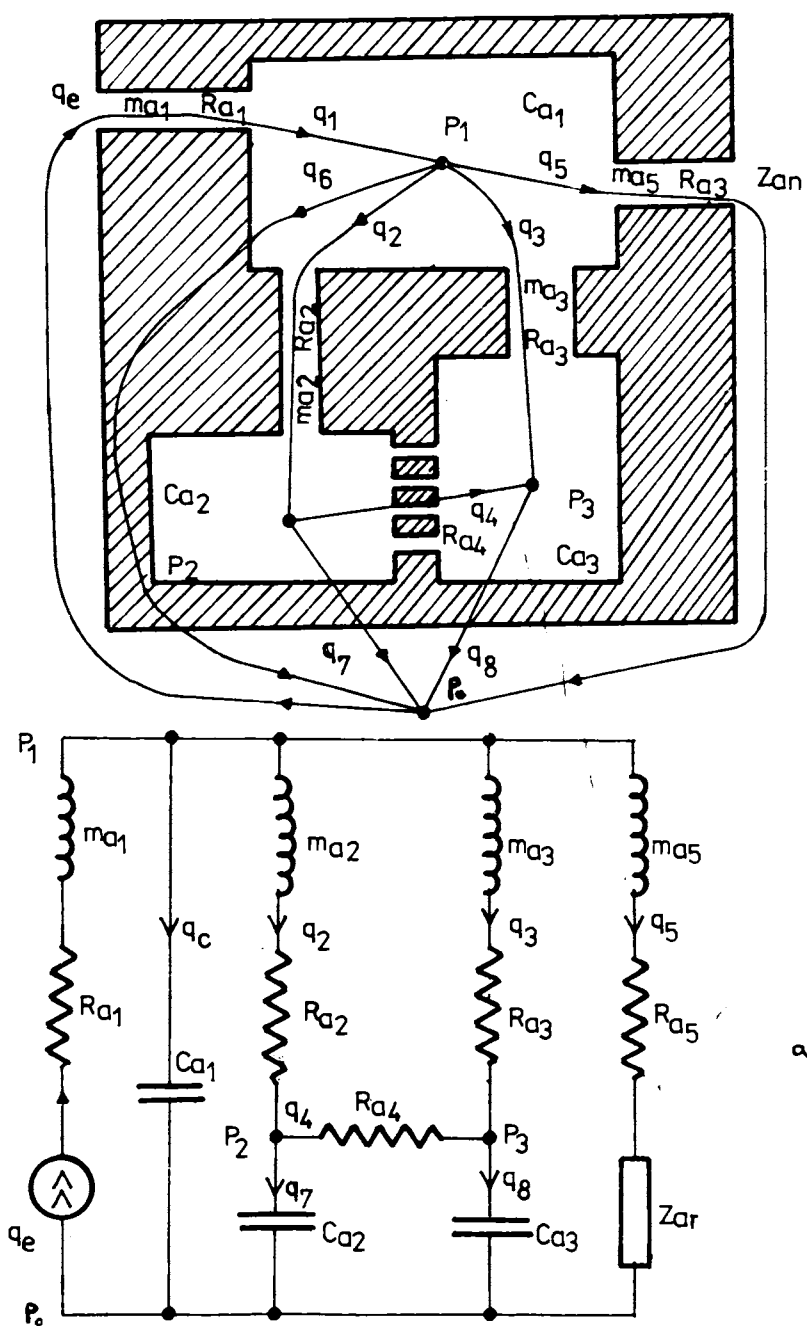


Fig.2.6

2.3 Sistem mecano-acustic

Sistemul mecano-acustic reprezintă un sistem mecanic și unul acustic cuplate printr-o suprafață de radiație S a unui piston sau a unei membrane. Am arătat că un piston sau o suprafață în mișcare transformă o mărime mecanică în mărime acustică sau invers conform relațiilor $F = S p$ și $v = S^{-1} q$. Se observă că acestea sînt, de fapt, ecuațiile unui biport de tip transformator sau girator. Se pot găsi patru reprezentări posibile ținînd cont de variantele directe și inverse ale schemelor sistemelor mecanice și acustice. Acestea sînt reprezentate în figura 2.7.

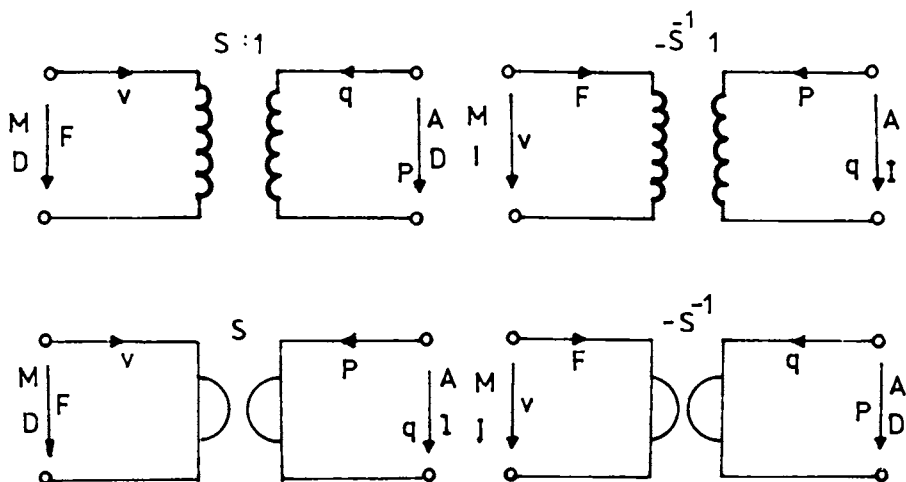


Fig.2.7

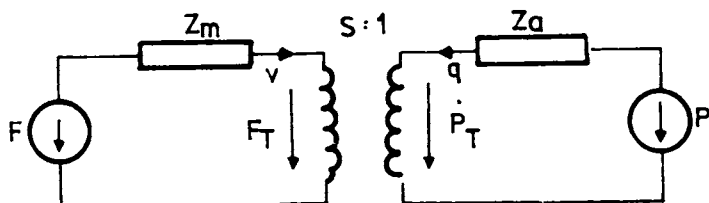


Fig.2.8

Schema echivalentă directă a unui sistem mecanoacustic este reprezentată în figura 2.8. În partea mecanică avem o sursă de forță și o impedanță mecanică, iar în partea acustică o sursă de presiune și o impedanță acustică.

Pentru partea mecanică se poate scrie: $F = Z_m v + F_T$, pentru
 partea electrică: $p = Z_a q + p_T$,

iar pentru cuplaj: $F_T = S p_T$ și $v = -q/S$

Ținînd cont de ecuațiile cuplajului se poate scrie pentru forță:

$$F = Z_m v + S(p - Z_a q) = Z_m v + Z_a S^2 v + S p$$

La fel și pentru presiunea acustică:

$$p = Z_a q + Z_m q/S^2 + F/S$$

Aceste ecuații permit reprezentarea cuplajului prin scheme fără transformator. Aceste posibilități sînt exemplificate în figura 2.9, unde s-au utilizat notațiile:

$Z_{ma} = Z_a S^2$ - impedanța mecanică echivalentă impedanței acustice.

$Z_{am} = Z_m/S^2$ - impedanța acustică echivalentă impedanței mecanice.

$F_p = S p$ - sursă de forță echivalentă sursei de presiune acustică.

$p_F = F/S$ - sursă de presiune acustică echivalentă sursei de forță.

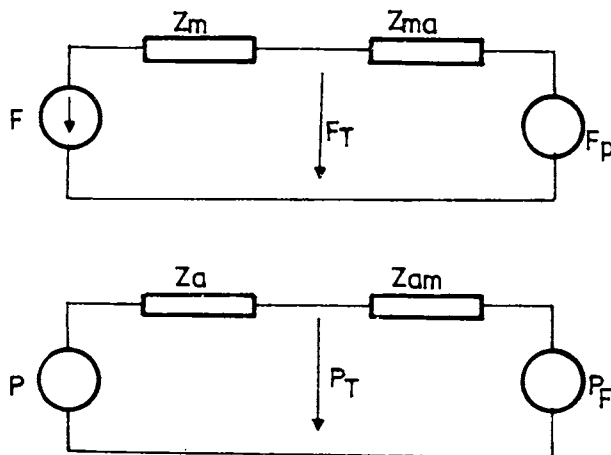


Fig.2.9

Schemele în care intervin mărimi exclusiv mecanice sau exclusiv acustice, ca acelea din figura 2.9, se vor numi scheme echivalente mecanice, respectiv acustice, deoarece au numai elemente de aceeași natură și apar elemente echivalente ca acelea definite mai sus.

Sistemele care au aceleși scheme echivalente se numesc analoge. Acestor sisteme li se pot transpune proprietățile sistemelor electrice analoge. De exemplu, multor sisteme mecanice și acustice le corespunde o schemă electrică echivalentă analogă unui circuit rezonant serie. Li se vor putea defini și sistemelor mecanice și acustice respective o frecvență de rezonanță mecanică sau acustică, un factor de calitate mecanic sau acustic, o bandă de trecere etc.

Un circuit rezonant serie joacă adesea rolul unui filtru trece bandă, care are un domeniu util cuprins între o frecvență limită inferioară (joasă) f_j și o frecvență limită superioară f_s . Rezonatoarele mecanice și acustice pot fi însă utilizate și în afara benzii de trecere. Se pot defini astfel trei domenii de utilizare, funcție de frecvența de lucru:

1. Domeniu în care frecvența de lucru este mai mică decât f_j , când R_m sau R_a și $j\omega m$ sau $j\omega m_a$ pot fi neglijate în raport cu $1/j\omega C_m$ sau respectiv $1/j\omega C_a$, și deci $Z_m \approx 1/j\omega C_m$ respectiv $Z_a \approx 1/j\omega C_a$, numit domeniu controlat prin elasticitate.

2. Domeniu în care frecvența de lucru este mai mare decât f_j , când $Z_m \approx j\omega m$ și $Z_a \approx j\omega m_a$, numit domeniu controlat prin masă.

3. Domeniu în care frecvența de lucru este cuprinsă între f_j și f_s , când $Z_m \approx R_m$ și $Z_a \approx R_a$, numit domeniu controlat rezistiv.

În domeniul 1 viteza și respectiv debitul acustic sînt proporționale cu frecvența, în domeniul 2 sînt invers proporționale cu frecvența, iar în domeniul 3 sînt independente de frecvență.

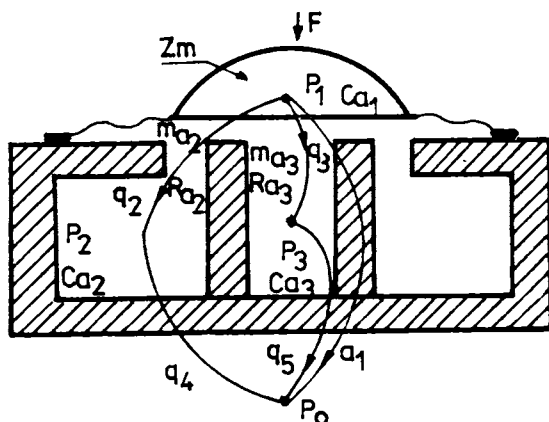


Fig.2.10

Pentru reprezentarea corectă a unui sistem mecano-acustic trebuie identificate componentele părții mecanice și celei acustice. Să considerăm de exemplu, sistemul din figura 2.10, care stă la baza traductoarelor electro-mecanice (vezi f 3.1).

Membrana împreună cu suspensia formează un rezonator mecanic, a cărui impedanță am notat-o Z_m . Cuplajul cu sistemul acustic se face prin intermediul suprafeței bazei calotei sferice a membranei.

Dacă asupra membranei acționează o forță F (ex. forța electrodinamică datorată unei bobine atașate membranei, bobină aflată într-un câmp magnetic), acesta va determina apariția în spațiul de sub calotă (membrană) a unei presiuni p_1 . Aceasta, la rîndul ei, determină apariția unor debite de fluid spre cavitățile sistemului acustic (q_2 și q_3) și a debitului aparent q_1 , datorat elasticității fluidului de sub membrană. Deschiderile spre cavitățile interioare vor fi caracterizate de cîte o masă și cîte o rezistență acustică, iar cavitățile (volumele) interioare prin cîte o elasticitate acustică.

Procedînd, în continuare, conform cu regulile prezentate la reprezentarea sistemelor acustice se obține schema din figura 2.11.

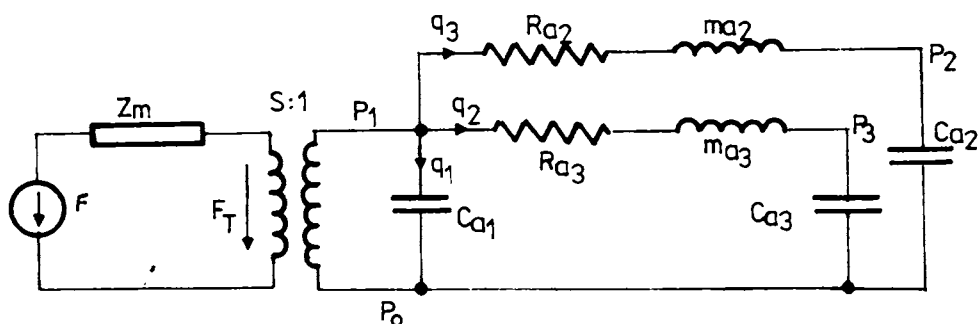


Fig.2.11

Suprimînd transformatorul de cuplaj, se poate obține fie o schemă echivalentă electrică, fie o schemă echivalentă acustică prin raportarea elementelor unui sistem la celălalt. Se va putea, în felul acesta, face o analiză a sistemului mecano-acustic prezentat, prin analogie cu analiza unei scheme electrice.

III. DIFUZORUL ELECTRODINAMIC

3.1 Traductorul electrodinamic

Traductorul electrodinamic, care stă la baza construcției difuzoarelor electrodinamice, se bazează la rândul său pe fenomenul de inducție electromagnetică. Acesta este descris de relațiile:

$$e = u = -Blv; F_{\text{mag}} = Bli$$

Se observă deci existența unui *coeficient de cuplaj electromecanic*, care este produsul dintre inducția magnetică și lungimea conductorului parcurs de curent (Bl).

În electroacustică, la realizarea uzuală a traductorului electrodinamic, conductorul mobil este în formă de bobină cilindrică a cărei axă este axa mișcării. Pentru aceasta inducția B trebuie să fie radială. De aceea bobina este montată într-un întrefier inelar al unui circuit magnetic și fixată solidar de sistemul mecanic pe care-l antrenează, ca în figura 3.1.a.

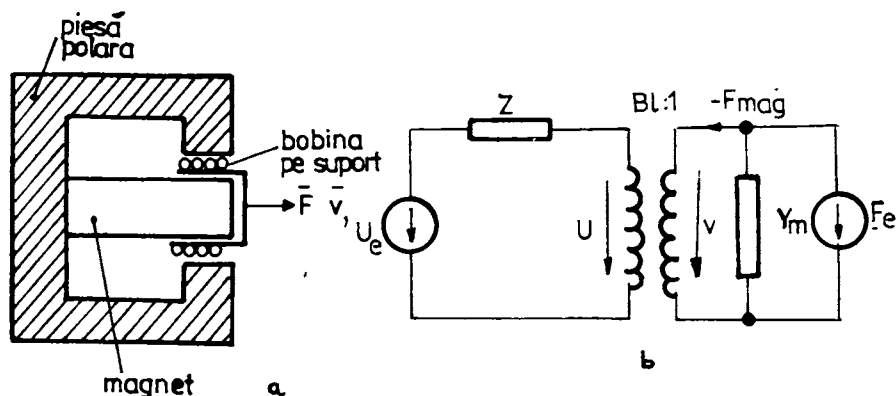


Fig.3.1

Acest cuplaj electromecanic poate fi reprezentat într-o schemă electrică cu ajutorul unui transformator ca și în cazul cuplajelor mecano-acustice, după cum se poate observa în figura 3.1.b.

Impedanța Z cuprinde rezistența electrică a înfășurării și inductanța ei proprie, iar Y_m cuprinde masa dinamică a bobinei, rezistența mecanică datorată frecărilor și elasticitatea sistemului de prindere. În cazul difuzoarelor, care transformă energia electrică în energie acustică (este un traductor emițător), sursa ideală de forță F_e nu apare ($F_e = 0$).

După cum am mai arătat la sistemele mecano-acustice, un cuplaj poate fi reprezentat printr-o schemă care să cuprindă numai mărimi de aceeași natură. Astfel schema echivalentă electrică a cuplajului electro-mecanic prezentat este cea din figura 3.2.

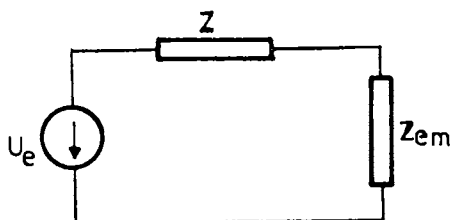


Fig.3.2

În figură, $Z_{em} = (Bl)^2/Z_m$ se numește *impedanță cinetică* și reprezintă partea electrică a efectelor mișcării părții mecanice, sau mai general, a sistemului mecano-acustic. Impedanța cinetică joacă un rol important în studiul traductoarelor electro-mecanice, deoarece generalizează toate procesele de conversie.

În cea mai mare parte a aplicațiilor și în cazul difuzoarelor electrodinamice în toate situațiile, impedanța mecanică Z_m este de forma $Z_m = R_m + j\omega m + 1/j\omega C_m$, deoarece sistemul mecanic antrenat este un rezonator.

3.2 Difuzorul electrodinamic: construcție și comportare în frecvență

Difuzorul electrodinamic este cel mai răspândit tip de difuzor și în decurs de peste 60 de ani de utilizare a fost continuu perfecționat și îmbunătățit, în special prin căutarea de noi materiale care să asigure funcționarea optimă a fiecărui subansamblu. Vom încerca să prezentăm problemele constructive ce se ridică și limitările teoretice și practice existente la ora actuală în construcția și utilizarea difuzoarelor electrodinamice. Să analizăm mai întâi componența unui difuzor electrodinamic, prezentată schematic în figura 3.3.

Din figură distingem:

- O membrană conică (diafragmă) cu simetrie circulară, suspendată elastic la bază cu o suspensie externă, iar la vîrf cu o suspensie internă, numită centraj, închisă cu o bolă din carton sau pînză cu rol de capac de protecție contra prafului. Suspensia circulară externă reprezintă o zonă de ondulații concentrice situată la baza conului și realizată din același material ca și membrana sau din alte structuri elastice cum ar fi: cauciucul, masele plastice, pielea, etc. Centrajul sau suspensia internă, situat la linia de joncțiune dintre con și bobină este confecționat, în general, din țesături impregnate.

- Bobina mobilă, al cărei suport cilindric este solidar cu membrana la vîrfurile acesteia.

- Circuitul magnetic al dispozitivului (traductorului) electrodinamic, care este alcătuit dintr-un magnet permanent, de formă inelară sau cilindrică și din piesele polare corespunzătoare.
- Șasiul format din tablă ambutisată sau turnat din aluminiu.

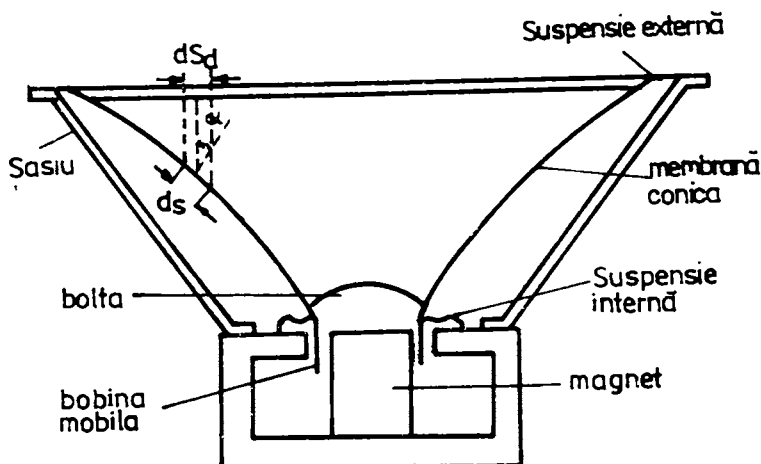


Fig.3.3

Ca sursă de sunet difuzorul electrodinamic se aseamănă cu pistonul circular rigid (se presupune că membrana în mișcare să nu se deformează). Vom considera inițial (pentru studiu) difuzorul montat în ecran infinit. De o parte și de alta a ecranului și în domeniul de frecvență în care dimensiunile membranei (raza bazei conului) sînt inferioare lungimii de undă a sunetului, difuzorul se comportă ca o mică sursă pulsantă. Debitul acustic dq creat de un element al suprafeței membranei în mișcare dS este: $dq = v_d \cos \alpha dS$, unde unghiul α este acela format între direcția de mișcare și normala la elementul de suprafață. Dar $dS \cos \alpha$ este dS_d - proiecția lui dS pe baza conului membranei. Deci $q_d = S_d v_d$, unde S_d este suprafața bazei conului membranei.

Din definiția benzii de trecere în frecvență, presiunea acustică creată de difuzor la o distanță dată trebuie să fie independentă de frecvență în acest

domeniu. Pentru o sursă omnidirecțională am arătat (§ 1.3.1) că puterea acustică radiată este $P_a = R_a q_d^2$. Difuzorul, fiind practic un piston circular rigid, $R_a = 1/2(Z_0/S_d)(kr_0)^2$, crește cu pătratul frecvenței. Deci, pentru ca puterea acustică să rămână constantă, se impune ca debitul acustic să fie invers proporțional cu frecvența. Sistemul mobil, constituit din con, bobină, suspensii, fiind un rezonator mecanic, va crea un debit invers proporțional cu

frecvența și timpului de răspuns va fi invers proporțional prin masă (§ 2.3), adică atît timp cît

va lucra deasupra frecvenței de rezonanță. Se poate deci considera frecvența de rezonanță a difuzorului ca limită inferioară a benzii de trecere.

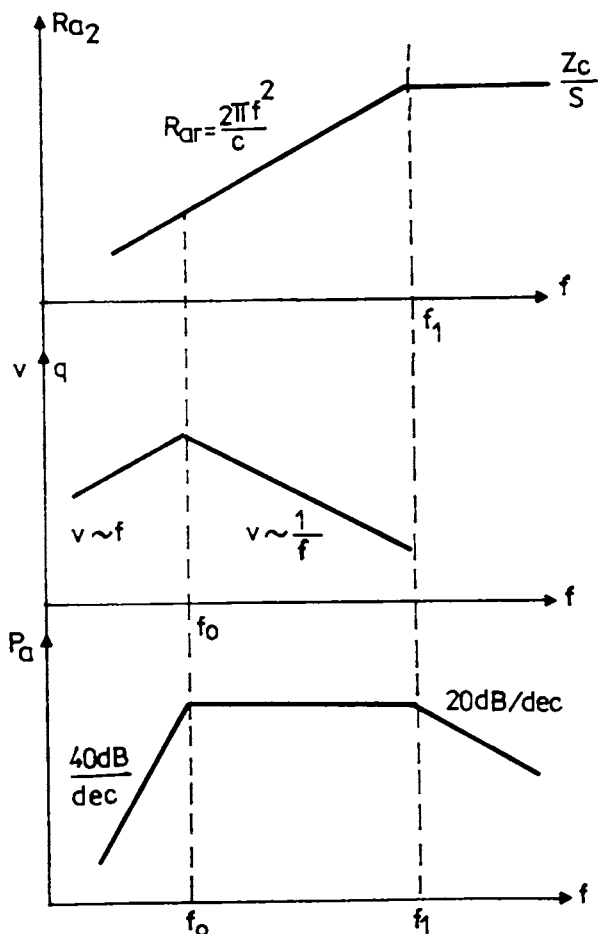


Fig.3.4

Acest lucru se întâmplă atît timp cît kr_0 era mai mic decît 1. Pe măsură ce frecvența crește, crește și kr_0 și pentru pistonul circular rigid rezistența acustică de radiație (R_{ar}) devine practic constantă (f 1.3.2) îndată ce $kr_0 \geq \sqrt{2}$. Fiind controlat prin masă, puterea radiată va descrește cu

pătratul frecvenței și frecvența pentru care este îndeplinită această condiție corespunde frecvenței limită superioare a benzii de trecere a difuzorului:

$$f_1 = c / \sqrt{2\pi r_0}$$

În toate aceste relații, prin r_0 s-a notat raza bazei conului membranei difuzorului.

În figura 3.4 s-a construit prin însumare grafică banda de frecvență utilă a puterii acustice radiate de un difuzor.

Se observă deci, că pentru a avea o bandă largă este necesar ca frecvența de rezonanță a difuzorului să fie cât mai mică, adică echipajul mobil să aibă o masă cât mai mică, iar frecvența f_1 să fie cât mai mare, adică raza bazei conului membranei să fie cât mai mică. Această ultimă cerință este, după cum se observă, contradictorie cu cea pentru o putere acustică mare (S_d mare) și nu se va putea întotdeauna realiza compromisul dorit.

Studiul proprietăților difuzorului electrodinamic îl vom face mai amănunțit construind schema echivalentă obținută în urma analogiilor cu un sistem electric. Reprezentînd cuplajele (cel mecano-electric și cel mecano-acustic) prin biporți, după cum am arătat în capitolele anterioare, se obține schema din figura 3.5.

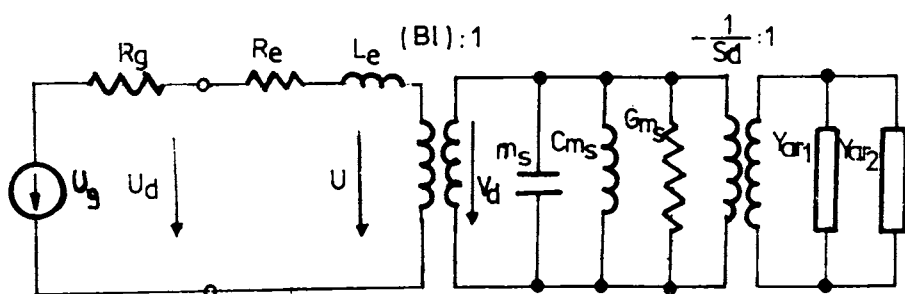
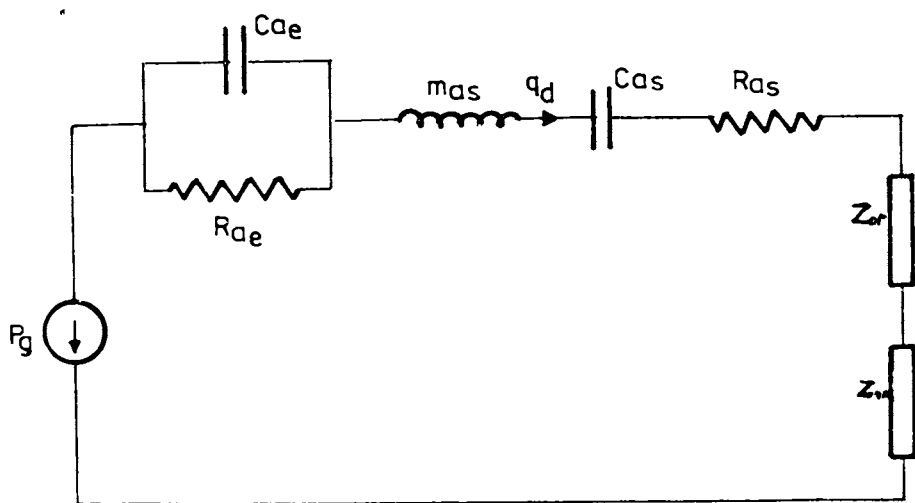


Fig.3.5

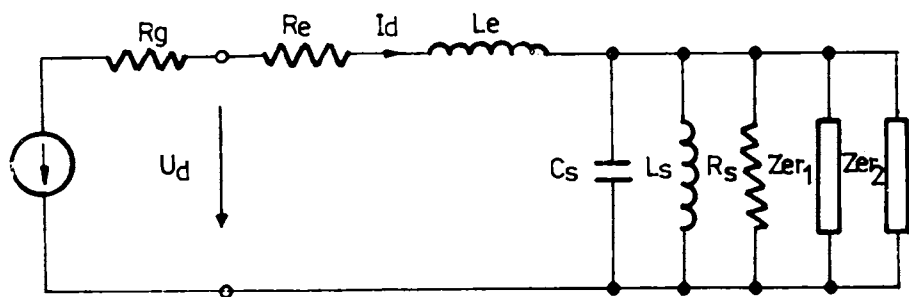
În figură se disting trei părți:

- Partea electrică, care cuprinde amplificatorul audio ce furnizează puterea electrică necesară și bobina difuzorului. Într-o primă aproximație, amplificatorul se comportă ca o sursă reală de tensiune U_g și rezistență internă R_g , rezistență care include și rezistența electrică a firelor de legătură. Bobina este reprezentată de rezistența electrică R_e , care include pierderile Joule în bobină, pierderile prin histeresis și cele datorate curenților Foucault în circuitul magnetic al traductorului și inductanța proprie a bobinei, L_e . Aceste elemente sînt conectate în serie. Se poate face și o reprezentare în paralel, dar biportul utilizat pentru reprezentarea cuplajului electrodinamic nu mai poate fi de tip transformator și este mai puțin comod.

- Partea mecanică, care cuprinde masa m_s a sistemului mobil (bobină, membrană, suspensii), elasticitatea mecanică C_{me} a sistemului, datorată celor două suspensii elastice, și o rezistență mecanică de pierderi R_{me} , datorată frecărilor în suspensii în special. Reprezentarea în schemă echivalentă inversă (vezi sisteme mecanice) pune în evidență ușor viteza membranei difuzorului v_d în raport cu șasiul.



a



b

Fig.3.6

- Partea acustică, considerînd difuzorul montat în ecran infinit cuprinde admitanțele de radiație Y_{ar1} și Y_{ar2} , una pentru radiația de față, iar cealaltă pentru radiația de spate. Reprezentarea prin admitanțe a fost impusă de utilizarea transformatorului în reprezentarea cuplajului și a schemei echivalente inverse în partea mecanică.

- Coeficientul de cuplaj electrodinamic (raport de transformare între partea electrică și cea mecanică) este produsul BI (B este inducția în întrefier,

iar l lungimea conductorului bobinei). Coeficientul de cuplaj mecano-acustic este - $1/S_d$. Semnul minus apare deoarece debitul creat apare ca o reacțiune a mediului (fluidului).

Suprimarea transformatoarelor de cuplaj, prin raportarea impedanțelor numai la una din părți, conduce la o schemă echivalentă acustică sau la o schemă echivalentă electrică ca acelea din figura 3.6.a, respectiv 3.6.b.

În aceste scheme s-au făcut notațiile:

$$p_s = \frac{Bl}{S_d(R_s + R_e + j\omega L_e)} U_s$$

$$R_{ae} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2(R_s + R_e)}$$

$$R_{ae} = R_{me}/S_d^2; m_{ae} = m_e/S_d^2; C_{ae} = S_d^2 C_{me}, \text{ sau respectiv}$$

$$L_e = C_{me}(Bl)^2 = C_{ae}(Bl)^2/S_d$$

$$C_e = m_e/(Bl)^2 = m_{ae}S_d^2/(Bl)^2$$

$$R_e = (Bl)^2/R_{me} = (Bl)^2/S_d^2 R_{ae}$$

$$Z_{er} = (Bl)^2/S_d^2 Z_{ar}$$

În domeniul frecvențelor joase, adică în jurul frecvenței de rezonanță, se pot neglija reactanța inductivă electrică a bobinei ωL_e în raport cu rezistența electrică a acesteia. Pe de altă parte avem îndeplinită și condiția $kr_0 < 1$ și reactanța de radiație, care este predominantă în impedanța de radiație, corespunde unei mase de radiație m_r , care poate fi comasată cu masa sistemului. Se obține astfel o masă totală

$$m'_{ae} = m_{ae} + 2m_r = (m_e + 2m_r)/S_d^2.$$

Se obțin astfel schemele simplificate din figura 3.7, în care

$$p_s = Bl U_s / (R_e + R_{ae}) S_d, \text{ iar } C'_{ae} = m'_{ae} S_d^2 / (Bl)^2$$

Plecînd de la aceste scheme simplificate se pot defini următorii parametri de semnal mic:

- Frecvența de rezonanță a sistemului mobil

$$f_{ae} = 1/2\pi \sqrt{m'_{ae} C_{ae}} = 1/2\pi \sqrt{m'_{ae} C_{ae}} = 1/2\pi \sqrt{C'_{ae} L_e}$$

- Volumul de aer echivalent, care este volumul de aer cuprins într-un spațiu și care are aceeași elasticitate acustică cu aceea a sistemului mobil (elasticitate mecanică raportată la partea acustică)

$$V_{ae} = \rho c^2 C_{ae}$$

- Factorul de calitate electric la frecvența de rezonanță, care reprezintă pierderile în dispozitivul electrodinamic (calculat pentru cazul în care $R_e = R_{ae} = 0$)

$$Q_{ae} = \omega_{ae} C'_{ae} R_e = 1/\omega_{ae} C_{ae} R_{ae}$$

- Factorul de calitate mecanic la frecvența de rezonanță, care definește pierderile mecanice ale sistemului mobil, considerînd pierderile electrice nule ($R_e = R_{ae} = 0$)

$$Q_m = \omega_{\alpha} C_s' R_s = 1/\omega_{\alpha} C_{ss} R_{ss}$$

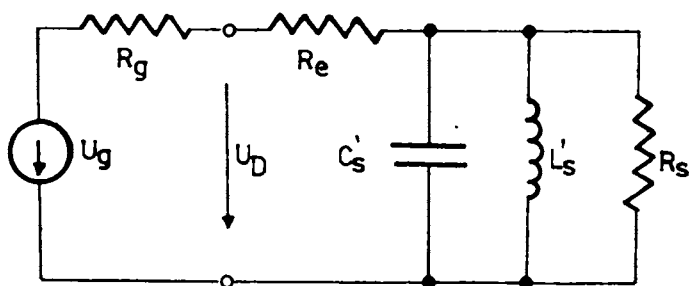
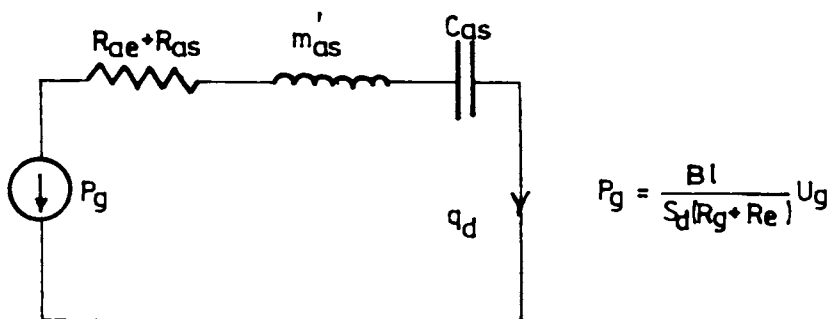


Fig.3.7

- Factorul de calitate total la frecvența de rezonanță, care definește pierderile totale ale difuzorului, fără a ține seama de amplificatorul audio

$$Q_u = \omega_{\alpha} C_s' R_s / (R_e + R_s) = Q_{es} Q_m / (Q_{es} + Q_m)$$

Ținând cont acum și de rezistența nenulă a sursei de semnal se introduc (definesc) factorul de calitate electric și factorul de calitate total

$$Q_e = \omega_{\alpha} C_s' (R_e + R_s) = Q_{es} (R_e + R_s) / R_s$$

$$Q_t = Q_e Q_m / (Q_e + Q_m) = Q_u (R_e + R_s) / R_s$$

După schema echivalentă acustică același factor de calitate total poate fi scris:

$$Q_t = 1/\omega_{\alpha} C_{as} (R_{ae} + R_{as}) = \sqrt{m'_{as}/C_{as}} / (R_{ae} + R_{as})$$

Se observă că rezistența sursei de semnal (a amplificatorului) mărește factorii de calitate electric și total.

În funcție de aceste mărimi se poate calcula și coeficientul de cuplaj între partea electrică și partea mecanică, produsul Bl :

$$Bl = R_s S_d^2 c^2 / \omega_{\alpha} V_{as} Q_{es}$$

Din schema echivalentă acustică se poate calcula debitul acustic creat (generat) de membrana difuzorului:

$$q_d = \frac{P_s}{R_{as} + R_{as} + j\omega m'_{as} + 1/j\omega C_{as}}$$

Ținând cont că sursa de presiune acustică p_s este de fapt tensiunea furnizată de sursa de semnal raportată la partea acustică a difuzorului și de definiția parametrilor de semnal mic (frecvență de rezonanță, factori de calitate) această expresie poate fi adusă la forma:

$$q_d = q_s \frac{G_s(j\omega/\omega_{os})}{(j\omega/\omega_{os})}, \text{ unde s-au notat:}$$

$q_s = S_d U_s / B I Q_e$, care este independent de frecvență

$$G_s(j\omega/\omega_{os}) = \frac{(j\omega/\omega_{os})^2}{(j\omega/\omega_{os})^2 + (j\omega/\omega_{os}) Q_e^{-1} + 1}, \text{ care este funcția de transfer}$$

normalizată în frecvență și corespunde unei funcții de transfer a unui filtru trece sus de ordinul 2.

Avînd debitul se poate determina și puterea acustică radiată de difuzor:

$$P_s = R_{as} q_d^2 = \frac{Z_c (k r_o)^2}{2 S_d} \cdot \frac{q_s^2 |G_s(j\omega/\omega_{os})|^2}{(\omega/\omega_{os})^2} = \frac{2\pi \rho f_{os}^2 Q_e^2}{c} \cdot |G_s(j\omega/\omega_{os})|^2$$

Deci după cum am estimat inițial, pentru frecvențe sub frecvența de rezonanță puterea acustică radiată scade după pătratul modulului unui filtru trece sus de ordinul 2, deci cu 40 dB/dec. Și puterea acustică are o dependență de frecvență, care este influențată de factorul de calitate total al difuzorului. Notînd cu P_{as} partea independentă de frecvență a puterii acustice, curbele de răspuns ale puterii radiate, ca și ale presiunii acustice, în valori relative sînt date de:

$$10 \lg(P/P_{as}) = 20 \lg(\tilde{p}/\tilde{p}_s) = 20 \lg |G_s(j\omega/\omega_{os})|$$

Aceste curbe au fost reprezentate în figura 3.8.a, avînd factorul de calitate total drept parametru. În abscisă frecvența a fost gradată în octave în raport cu frecvența de rezonanță a difuzorului.

În funcție tot de debitul acustic este și elongația deplasării membranei. Aceasta va avea, de asemenea, o componentă independentă de frecvență multiplicată cu o funcție dependentă de frecvență care se poate deduce din G_s . Elongația fiind integrala vitezei, iar viteza depinde de debit prin intermediul suprafeței S_d se poate deduce:

$$\xi_d = \xi_s x_s$$

$$\xi_s = q_s / \omega_{os} S_d = U_s / \omega_{os} Q_e B I$$

$$x_s = G_s(j\omega/\omega_{os}) / (j\omega/\omega_{os})^2$$

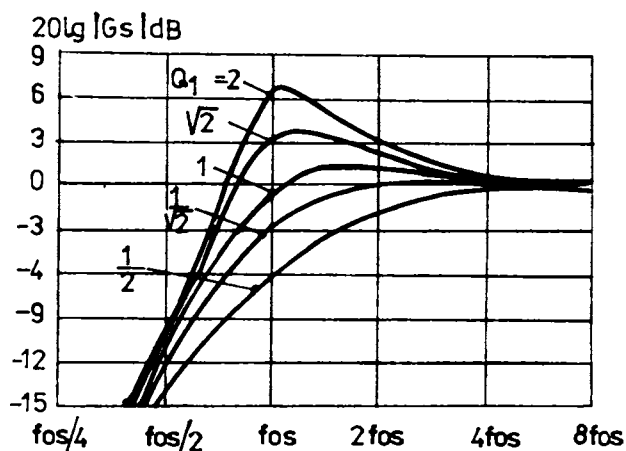


Fig.3.8.a

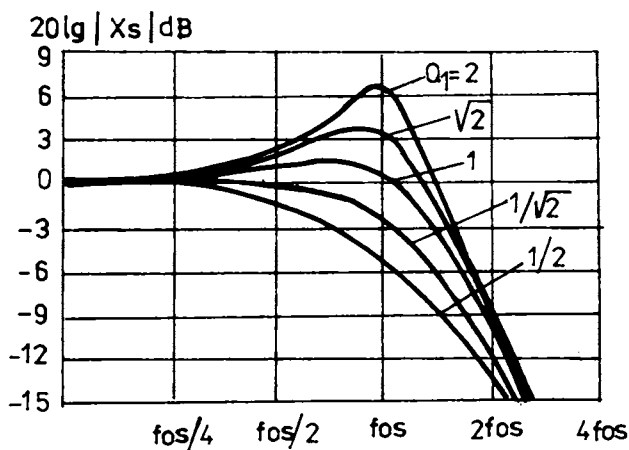


Fig.3.8.b

Figura 3.8.b prezintă curbele de răspuns ale lui x_s , funcție de frecvență. Se observă că sînt simetrice în raport cu f_{os} cu cele ale lui G_s din figura 3.8.a. O valoare mai mare decît ξ_s , a lui ξ_s se obține în jurul frecvenței de rezonanță în condițiile în care factorul de calitate total este supraunitar. Cînd Q_t este subunitar valoarea maximă a lui x_s este 1 și elongația maximă a

membranei este ξ_s . Aceste aspecte au importanță la stabilirea elongației maxime admise pentru membrană în vederea stabilirii puterii electrice admisibile aplicabile difuzorului.

Din schema echivalentă electrică la frecvențe joase se poate calcula impedanța de intrare a difuzorului ca $Z_d = U_d/I_d$

$$Z_d = R_e + \frac{j\omega R_s L_s \cdot 1/j\omega C_s}{j\omega R_s L_s + R_s/j\omega C_s + L_s/jC_s}$$

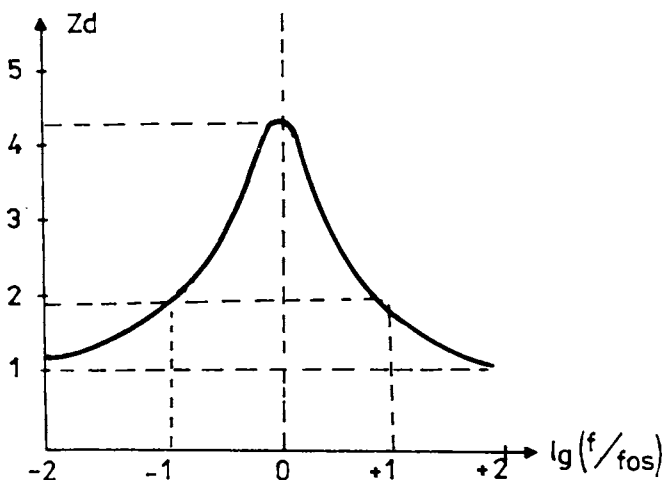


Fig.3.9

Raportînd-o la R_e și reprezentînd-o grafic funcție de f/f_0s se obține, după cum se poate vedea și din figura 3.6.b, o curbă de rezonanță paralel, care este reprezentată în figura 3.9. Această curbă este foarte importantă deoarece prin proprietățile sale, construind-o practic, permite determinarea parametrilor de semnal mic ai difuzorului, după cum vom vedea în paragraful 3.6.

În domeniul frecvențelor înalte, adică în jurul lui f_1 , se poate considera $\omega L_e \gg R_e$ și $\omega m'_s \gg R_{ms} + R_{ms}$. Schema echivalentă acustică inițială se simplifică și devine cea din figura 3.10, unde $p_k = BIU_s/j\omega L_e S_d$

Analiza acestei scheme scoate în evidență o rezonanță serie dată de C_{ms} și m'_s la o frecvență f'_0 care este cu circa 1/2 de octavă deasupra frecvenței f_1 . Peste această frecvență puterea acustică va scădea cu 40 dB/dec, deoarece devine proporțională cu $1/f^4$.

Comportamentul în înaltă frecvență se îndepărtează însă notabil de cel prevăzut deoarece membrana difuzorului nu se comportă ca un piston rigid. Viteza nu este aceeași în toate punctele deoarece membrana se deformează și suprafața radiantă se modifică. Curbă de răspuns a presiunii acustice păstrează valori importante și peste frecvența f_1 , dar cu undulații puternice. Ea prezintă

în această zonă maxime și minime importante care fac difuzorul inutilizabil, după cum se poate observa și din figura 3.11.

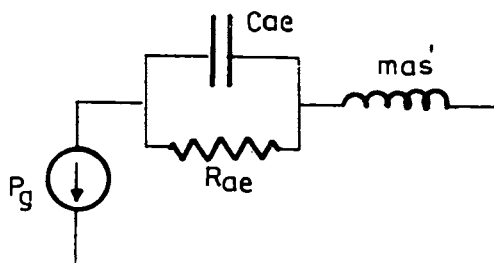


Fig.3.10

După frecvența f_1 nici radiația nu mai este omnidirecțională.

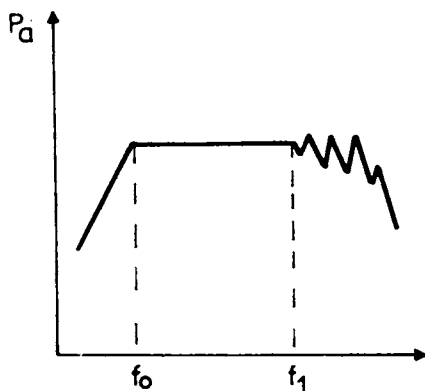


Fig.3.11

De asemenea, la frecvențe înalte nu mai este posibil să se negligeze reactanța inductivă a bobinei în raport cu rezistența electrică în cadrul impedanței difuzorului. Modulul acestei impedanțe are, după maximul rezonanței de la frecvența f_∞ , un minim foarte larg, situat tipic la 10 - 20 % deasupra palierului teoretic. Din punct de vedere al frecvenței acest minim este situat în mijlocul benzii de trecere, unde puterea de radiație este independentă de frecvență.

Comportarea în frecvență a impedanței difuzorului este reprezentată grafic în figura 3.12.

În domeniul frecvențelor de lucru ($f_0 < f < f_1$) se poate deci considera impedanța difuzorului ca fiind $Z_d = (1,2 + 1,5j)R_e$.

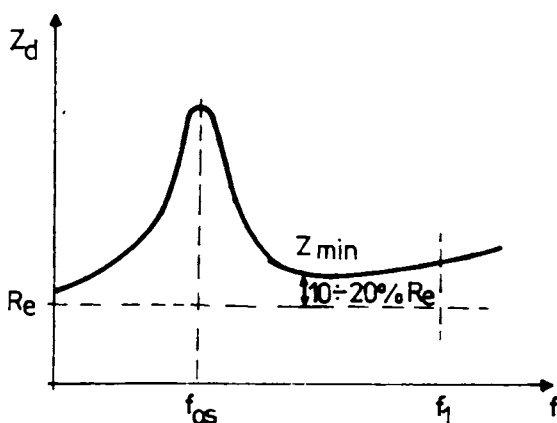


Fig.3.12

3.3 Mărimi caracteristice difuzoarelor

Pentru a putea folosi un difuzor în mod judicios este necesar să fie cunoscute o serie de mărimi care îl caracterizează. Fiind utilizat pentru a crea un câmp acustic, o primă importanță o are puterea acustică radiată. De aceea pentru difuzoare o mărime care interesează este randamentul.

- Randamentul este în general pentru un difuzor raportul dintre puterea radiată și puterea electrică absorbită. Dar amîndouă depind de frecvență și randamentul nu ar avea o singură valoare. De aceea se definește o putere electrică de referință disponibilă, care este aceea furnizată de sursă pe o rezistență pură egală cu R_e măsurată în curent continuu.

$$P_{er} = U_d^2/R_e = R_e U_e^2/(R_e + R_e)^2$$

În domeniul de frecvență util puterea acustică este practic constantă

deoarece $|G_s| \approx 1$.

$$P_{as} = 2\pi\rho_0 f_{os}^2 q_s^2/c$$

Rezultă deci că randamentul poate fi calculat cu:

$$\eta = \frac{2\pi\rho_0 f_{os}^2 S_d^2 (R_e + R_e)^2}{c(Bl)^2 R_e Q_e^2} = \frac{\rho_0 (Bl)^2}{2\pi c R_e S_d^2 m'_{as}{}^2}$$

Ținînd cont de expresiile volumului de aer echivalent V_{as} și a factorului de calitate electric Q_{es} , randamentul poate fi exprimat prin intermediul parametrilor de semnal mic:

$$\eta = \frac{4\pi f_{as}^3 V_{as}}{c^3 Q_{as}}$$

Tipic randamentul unui difuzor este cuprins între 0,3 % și 3 %. Valoarea mică a randamentului se explică prin valoarea mică a rezistenței de radiație R_r în raport cu celelalte rezistențe din schema echivalentă acustică. Mărirea randamentului, după cum se poate observa din formula acestuia, poate fi obținută prin mărirea coeficientului de cuplaj electro-mecanic (Bl) și creșterea suprafeței bazei conului membranei (deoarece $m_m = m_v/S_d^2$).

- Tensiune de intrare maximă admisă - Tensiunea de intrare este limitată de elongația maximă pe care sistemul o suportă fără să se deterioreze și de capacitatea dispozitivului electromagnetic de a disipa căldura degajată datorită pierderilor. Înainte de a se distruge însă, elongația deplasării membranei este limitată de efectul neliniarităților deplasărilor asupra

distorsiunilor. Deci elongația este limitată la o valoare de vîrf ξ_h , care corespunde unui coeficient de distorsiuni admis. Acesteia îi va corespunde un volum de deplasare de vîrf limitat de distorsiuni $V_d = S_d \xi_h$, care este volumul de aer (fluid) deplasat de conul difuzorului la elongația maximă.

Deplasarea membranei depinde și ea de frecvență prin intermediul funcției $x_s(j\omega/\omega_{as}) = 1/[(j\omega/\omega_{as})^2 + (j\omega/\omega_{as})Q_{as}^{-1} + 1]$, funcție ce a fost prezentată în graficele din figura 3.8.

Se impune deci ca $\sqrt{2}\xi_s x_{s\max} \leq \xi_h$

Înlocuind expresiile lui ξ_s și ξ_h se deduce pentru tensiunea aplicată difuzorului condiția:

$$U_s \leq \frac{V_d Q_{as} \omega_{as} (Bl)}{\sqrt{2} S_d x_{s\max}}$$

Utilizînd această valoare a tensiunii se pot calcula *puterile electrică și acustică limitate de elongație*:

$$P_{et} = \pi \rho c^2 Q_{as} f_{as}^2 (V_d^2 / V_{as}) x_{s\max}^2$$

$$P_{at} = \eta P_{et} = 4\pi^3 (\rho/c) f_{as}^4 V_d^2 x_{s\max}^2$$

Am arătat anterior că $x_{s\max}$ depinde de factorul de calitate total și are valoarea 1 pentru $Q_{as} < 1$ (vezi figura 3.8.b).

Aceste valori ale puterilor reprezintă puterea electrică maximă ce poate fi aplicată unui difuzor, respectiv puterea acustică maximă creată de acesta în condițiile nedepășirii unui coeficient de distorsiuni admis.

Utilizarea difuzoarelor necesită cunoașterea anumitor mărimi specifice, furnizate în marea lor majoritate de constructori. Acestea sînt normalizate internațional (ex CEI 268-5, CEI 268-14, AES 2). Dintre acestea amintim:

- Puterea nominală P_n - puterea electrică aparentă ce poate fi aplicată unui difuzor, pentru care temperatura elementelor constitutive nu depășește o anumită valoare (de exemplu 65°) și distorsiunile armonice evaluate la 1000 Hz nu depășesc o anumită valoare (ex. 3 %).

- Banda de trecere nominală B_n - domeniul de frecvență, specificat prin limitele de jos și de sus, atribuită difuzorului de constructor, conform uzajului prevăzut.

Curba de răspuns a presiunii acustice a unui difuzor, specificată de constructor, trebuie măsurată în următoarele condiții particulare:

1. Trebuie respectată legea de descreștere a presiunii acustice cu $1/r$, adică măsurătoarea trebuie efectuată în câmp liber;

2. Difuzorul trebuie montat pe un ecran limitat (de exemplu cel recomandat de CEI cu dimensiunile 135 x 165);

3. Distanța de măsură dintre microfon, plasat pe axul difuzorului, și difuzor (pistonul echivalent) trebuie să fie de 0,5 m. Dacă diametrul difuzorului este mai mare de 0,25 m această distanță trebuie mărită. Această condiție este necesară pentru a putea considera microfonul plasat în câmp îndepărtat;

4. Puterea de intrare trebuie să fie o zecime din puterea nominală.

- Banda de trecere utilă B_u - este domeniul de frecvență dintre limitele de jos și de sus, la care răspunsul este cu 10 dB sub cel de referință din zona mediană. Acesta din urmă prezentînd neregularități, referința se calculează ca media răspunsurilor pe o octavă. Nu sînt luate în considerare vîrfurile sau minimele înguste, în principiu cele sub o optime de octavă. Banda utilă nu coincide întotdeauna cu banda nominală de frecvență;

- Impedanța nominală Z_n - valoarea rezistenței pure care trebuie să înlocuiască difuzorul pentru a determina puterea furnizată de sursă în cazul utilizării în condiții nominale a difuzorului (condiții prescrise). Această impedanță are valori normalizate (ex. 2, 4, 8, 15, 25, 50, 100 ohmi, etc.). În practică valoarea impedanței nominale se consideră valoarea medie a impedanței difuzorului în domeniul de frecvență nominal. Astfel un difuzor cu $Z_n = 8$ ohmi prezintă o impedanță minimă de 5,5 - 6,5 ohmi și o rezistență a bobinei în curent continuu $R_c = 4,5 - 6$ ohmi. Nu există însă nici o relație între Z_n , Z_{min} și R_c .

Constructorii furnizează în general caracteristica impedanței de intrare a difuzorului în funcție de frecvență.

- Eficacitatea caracteristică - presiunea acustică creată de difuzor, pe ax, la o distanță de 1 m, pentru care difuzorul, montat pe un ecran limitat, este

excitat cu un zgomot roz, a cărui tensiune corespunde unei puteri electrice de 1 W pe impedența nominală Z_n . Se definește o eficacitate relativă, care este raportul dintre presiunea acustică pe ax creată de difuzor la o anumită distanță și tensiunea aplicată la borne, și o eficacitate absolută, definită ca raportul dintre aceeași presiune pe ax și rădăcina pătrată a puterii electrice aparente absorbite.

- Puterea limită de utilizare - puterea pe care difuzorul o suportă pe o durată prescrisă fără modificări notabile ale caracteristicilor sale. CEI recomandă utilizarea unui semnal de încercare obținut prin ponderarea frecvențială a unui zgomot alb cu un filtru normalizat. Durata de încercare 100 ore. $P_u = U_d^2/Z_n$, în care U_d este tensiunea pentru care proprietățile (parametrii) difuzorului nu se modifică.

- Date de gabarit- diferite dimensiuni geometrice ale difuzorului: raza bazei conului, înălțimea conului, dimensiunile circuitului magnetic, sau dimensiunile totale maxime.

3.4 Distorsiuni neliniare la difuzorul electrodinamic

Nelinaritatea răspunsului difuzorului, funcție de nivelul semnalului de intrare, are mai multe cauze dintre care mai importante sînt

- Neliniaritatea răspunsului suspensiei elastice;
- Neuniformitatea inducției radiale B , care intersectează spirele bobinei (la semnale mari bobina iese parțial din întrefier);
- Variația inductanței proprii L_e în funcție de poziția instantanee a bobinei și de curentul care o parcurge;
- Efectul Doppler - Fizeau datorat slabei rigidități a membranei;

Pentru reducerea acestor efecte s-au adoptat o serie întreagă de soluții constructive. Astfel:

- Pentru o liniarizare cît mai bună a răspunsului suspensiei, aceasta se realizează din țesături gofrate impregnate.

- Pentru compensarea neliniarității inducției în întrefier există două soluții mai importante: 1. Utilizarea unei bobine lungi, a cărei lungime să depășească lungimea întrefierului, după cum se observă în figura 3.13. Astfel cîmpul magnetic intersectează bobina, dacă se ține cont și de efectul de extremitate a cîmpului magnetic, pe o lungime de $1,15b$ (b - lungimea întrefierului circuitului magnetic) și se păstrează constant pentru o elongație a

deplasării bobinei mult mai mare, avînd valoarea limită $\xi_h = 1/2(h-1,15b)$

unde h este înălțimea (lungimea) totală a bobinei. Practic pînă la limita acestei elongații se intersectează tot timpul același număr de spire ale bobinei.

Inconvenientul principal al acestei soluții constructive este creșterea masei sistemului mobil m' și a inductanței proprii L_e a bobinei, fără o creștere a coeficientului de cuplaj Bl (l - lungimea conductorului aflat în cîmp depinde

de înălțimea b a întrefierului și nu de lungimea totală h a bobinei), ceea ce conduce la o scădere a randamentului difuzorului. Pentru compensarea acestei scăderi trebuie prevăzută o creștere a coeficientului de cuplaj prin creșterea inducției B , sau a lungimii conductorului intersectat de cîmp prin creșterea diametrului bobinei. Această ultimă soluție conduce la o nouă creștere a masei bobinei și este mai puțin eficientă.

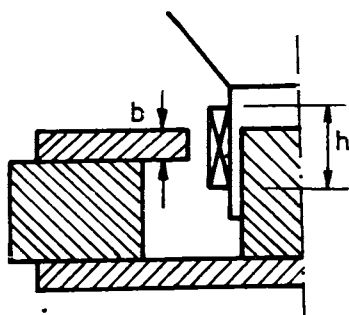


Fig.3.13

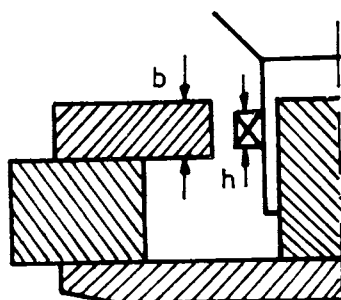


Fig.3.14

2. O a doua soluție ar fi utilizarea unei bobine scurte, a cărei lungime să fie mai scurtă decît înălțimea b a întrefierului, după cum se observă din figura 3.14, astfel încît în timpul mișcării bobina să nu ajungă în afara întrefierului. Pentru aceasta elongația maximă a deplasării membranei difuzorului nu trebuie să depășească valoarea $\xi_h = 1/2(b-h)$.

Inconvenientul principal este că pentru a obține același coeficient de cuplaj Bl , trebuie creată o inducție mai mare prin mărirea circuitului magnetic și utilizarea unui magnet mai puternic, deci o creștere a prețului circuitului magnetic.

- Pentru compensarea efectului de influență a cîmpului alternativ al bobinei în mișcare asupra pieselor polare din imediata vecinătate, ceea ce le crează o stare magnetică variabilă, se utilizează un inel de cupru de scurtcircuitare plasat în jurul piesei polare centrale, așa cum se observă în figura 3.15. Acest inel va produce un cîmp alternativ aproape egal cu cel al bobinei mobile, dar de sens opus, ceea ce va conduce la o reducere a inductanței L_e și a variațiilor sale, deci și a variațiilor inducției în întrefier.

- Efectul Doppler - Fizeau apare atunci cînd difuzorul trebuie să radieze două sunete pure, unul de frecvență joasă f_1 și altul de frecvență f_2 mult mai mare. Semnalul de frecvență înaltă va fi modulat de către cel de frecvență joasă și vor apare componente nearmonice de frecvențe $f_2 \pm f_1$;

Pentru creșterea randamentului, este necesar ca masa sistemului mobil să fie cât mai mică. Cu atât mai mult se impune o reducere cât mai drastică a masei bobinei, în așa fel încât aceasta să nu depășească 15 - 20% din masa totală a sistemului mobil, pentru a putea asigura o masă mai mare pentru membrană, ceea ce ar permite o grosime mai mare a acesteia, deci o rigiditate mai bună.

În concluzie este vorba deci de a realiza o bobină de rezistență electrică R_e și diametru date, cu o masă a bobinei m_b și o inductanță L_e cât mai mici, dar cu o lungime a firului cât mai mare posibilă. Obișnuit firul este din Cu, rotund și izolat. Pentru puteri mari se alege un fir de Al, pătrat sau panglică, a cărei rezistivitate mai mare permite reducerea masei bobinei m_b și a inductanței proprii datorită numărului mai mic de spire, cu prețul creșterii inducției B în întrefier, care să compenseze reducerea lungimii firului.

O altă serie de probleme o ridică fixarea bobinei pe suportul ei de carton, plastic sau aluminiu. Printre acestea se numără utilizarea pentru lipire a unor substanțe bune conducătoare de căldură și dilatări diferite ale suportului și ale bobinei, care pot conduce la dezlipirea acesteia. Ambele sînt probleme de materiale.

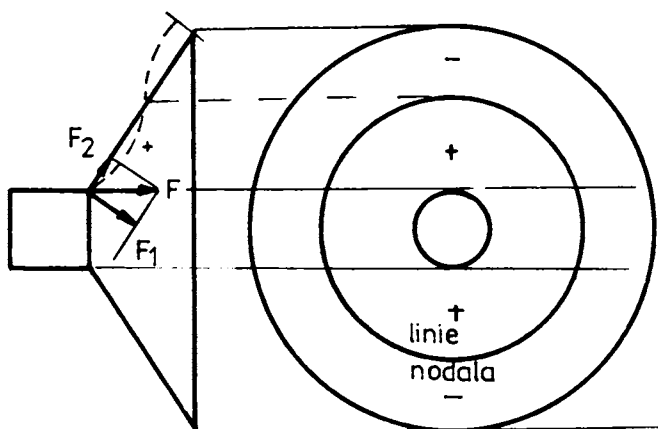


Fig.3.16

Membrana. Forma cea mai răspândită pentru membrana difuzorului este cea conică. Excitarea mișcării conului are loc la vârful acestuia prin deplasarea bobinei mobile, cu o forță axială F . Această forță se poate descompune, după cum se poate observa în figura 3.16, în două componente F_1 și F_2 . Forța F_1 este normală generatoarei conului și generează unde transversale pe suprafața conului (în timp ce anumite porțiuni de con se deplasează în sens contrar, ceea ce are ca efect micșorarea debitului q_d și deci și a presiunii sonore create). Aceasta conduce la apariția unor unde staționare ale căror moduri depind, pentru o dimensiune dată a conului, de frecvența

sonoră radiată. Cu creșterea frecvenței, maximum elongației transversale a membranei se deplasează de la margine spre interior, după cum se observă în figura 3.17 și se găsește la o circumferință de radiație de rază r_g . Aceasta a fost determinată experimental și este dată de:

$$r_g = \sqrt{E/\rho} \frac{\cos \alpha}{\omega}, \text{ unde } E - \text{modulul de elasticitate, } \rho - \text{densitatea}$$

materialului din care este confecționată membrana, α - semiunghiul de deschidere a conului.

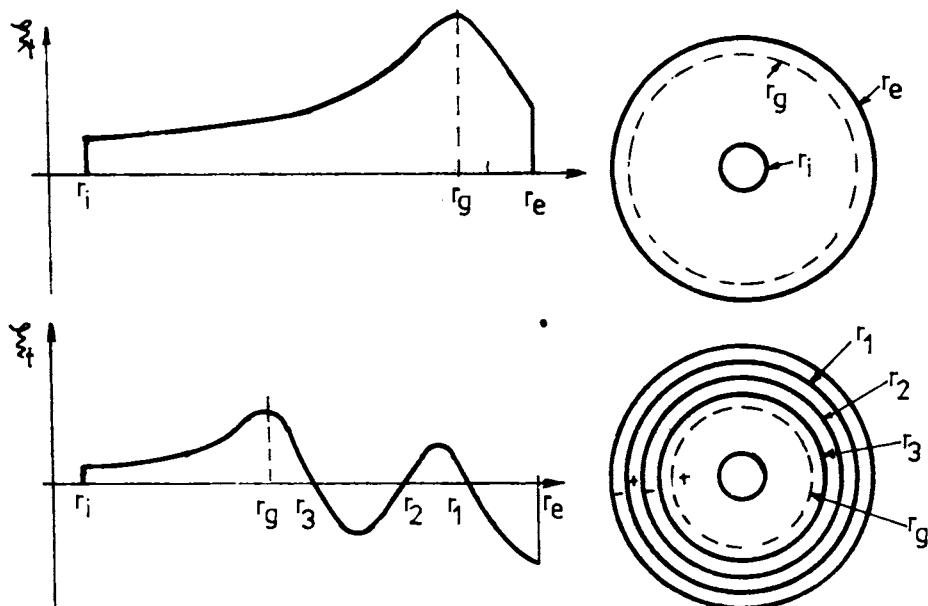


Fig.3.17

Pe măsură ce frecvența crește, în regiunea din afara circumferinței de rază r_g apar și alte circumferințe modale. Se demonstrează că numai regiunea interioară circumferinței de rază r_g radiază notabil. Această proprietate explică extinderea benzii de trecere a difuzorului peste frecvența f_1 (raza pistonului echivalent scade), dar cu răspuns neregulat. Frecvența maximă după care conul nu mai radiază este aceea pentru care r_g devine egală cu raza circumferinței de prindere a bobinei, cînd tot conul este în flexiune. În acest moment radiația este determinată de rezonanțe și antirezonanțe ale frecvențelor proprii ale membranei.

Pentru a nu reduce raza suprafeței radiante se impune deci ca materialele de realizare a membranelor să prezinte un modul de elasticitate mare, o densitate mică și un coeficient de pierderi în propagarea sunetului

mare. Primele două condiții rezultă din faptul că frecvențele proprii ale membranei sînt proporționale cu viteza de propagare a sunetului în material și trebuie plasate în afara benzii nominale prevăzute. Un coeficient de pierderi mare atenuează modurile proprii și deci regularizează curba de răspuns. Din păcate un material rigid are pierderi mici și invers, deci cerințele sînt contradictorii. Un material ideal nu există și cele utilizate sînt un mai bun sau mai puțin bun compromis. Criterii esențiale vor fi ușurința de fabricație și costul final al membranei. Suspensia de celuloză este materialul cel mai folosit. Lungimea fibrei influențează amortizarea internă față de oscilațiile proprii transversale. La fibrele lungi E și η sînt mai mari. Produsele de impregnare pot modifica sensibil proprietățile materialului de bază. Rigiditatea poate fi îmbunătățită de fibrele de carbon. Pentru difuzoarele de înalte se realizează în mod voit membrane metalice (aluminiiu, beriliu, titan) ale căror valori ale lui

$\sqrt{E/\rho}$ sînt ridicate, amortizarea scăzută deranjînd mai puțin. Pentru difuzoarele de joase se utilizează cu succes materiale și structuri compozite, cum ar fi polimerii armați (rășini epoxidice, fenolice sau poliesterice armate cu fibre de sticlă, avînd ca material de umplere grafitul), sau polimerii grafițați (particule fine de grafit înglobate într-un polimer). Se utilizează, de asemenea, membrane în sandwich ca acelea de polistiren expandat cu grosime de 4 la 10 mm acoperit cu aluminiiu cu grosime de 25 μm , sau cel în structură fagure de aluminiiu acoperit cu folie de 75 μm de polimer grafitat. Se utilizează, de asemenea, membrane din metale poroase, de exemplu, nichel cu porozitate 98% cu grosimea de 2 mm, peste care se așterne o folie de aluminiiu de 20 μm .

Pentru micșorarea efectului apariției undelor staționare se utilizează și alte forme de membrane. O membrană în formă de calotă sferică (utilizate în mod curent la difuzoarele de înalte) nu prezintă acest comportament. Pentru acestea prima cavitate de interferență (primul minim) se produce pentru

$k r_0 \approx 13$, deci mult în afara benzii nominale de trecere.

O altă soluție este realizarea conurilor difuzoarelor cu o serie de ondulații ca în figura 3.18. Ondulațiile sînt echivalente cu un cuplaj elastic. Odată cu creșterea frecvenței inelele periferice nu mai sînt puse în mișcare, astfel încît raza efectivă scade. Prin acest procedeu este mărit domeniul de randament constant deoarece frecvența f_1 crește odată cu micșorarea razei efective. În schema echivalentă a acestei membrane rezonatorul mecanic este înlocuit cu o cascadă de celule $m_1 C_{m1}$ (m_1 - masa inelelor tronconice dintre două ondulații, C_{m1} - elasticitatea ondulațiilor), corespunzătoare unui filtru mecanic trece jos.

Pentru realizarea unui difuzor de bandă largă și cost mic se utilizează două conuri radiante. Un con principal, dintr-un material mai puțin rigid, pentru frecvențe joase și un con mai mic, liber, în interiorul conului principal, mai rigid, pentru radierea frecvențelor înalte, după cum se observă în figura

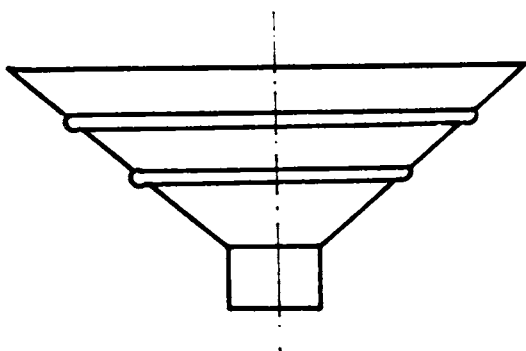


Fig.3.18

3.19. Acesta din urmă servește ca dispersor de sunet la frecvențe medii reducând directivitatea conului principal. La frecvențe înalte conul principal nu mai radiază și servește ca reflector de spate conului mic, producând de asemenea o lărgire a polarei difuzorului.

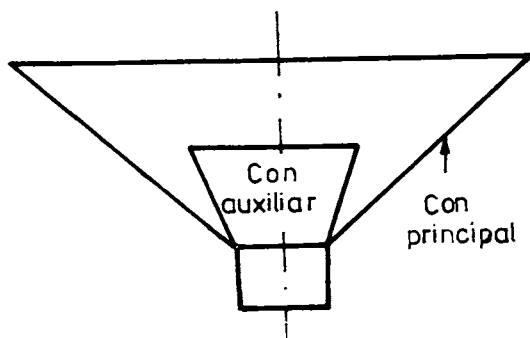


Fig.3.19

Suspensia

Suspensia exterioară, la difuzoarele de mare serie, se obține odată cu sedimentarea membranei, din același material. Este realizată prin undularea conului la periferie, în zona ocupată de aceste ondulații, spre deosebire de restul suprafeței conului, materialul este mai subțire.

În vederea îmbunătățirii calității difuzorului, la tipurile moderne, se folosesc suspensii circulare realizate din piele, cauciuc, sau materiale plastice.

Cealaltă componentă a sistemului de suspensie, centrul (piesa de centrare), mai are și scopul de ghidare axială a bobinei mobile în întrefierul inelar. Are forma unui disc undulat confecționat în majoritatea cazurilor din pânză impregnată. La interior este solidar cu bobina mobilă, iar la exterior este

lipit pe un inel metalic. Acesta din urmă este fixat pe flanşa superioară a circuitului magnetic prin mai multe şuruburi astfel încît să permită centrarea corectă şi apoi fixarea rigidă.

Dacă la amplitudini mici între forţa aplicată şi deplasarea membranei se stabilesc în general funcţii de legătură liniare, la amplitudini mari apar limitări ale deplasării membranei, cauzate de sistemul constructiv al suspensiilor. Funcţia de legătură între forţa F şi amplitudinea x este o ecuaţie de gradul trei de forma:

$F = ax^3 + bx$, în care a şi b sînt două constante pozitive care depind de caracteristicile sistemului de suspensie. Distorsiunile astfel create sînt cu atît mai imorpatnte cu cît frecvenţa sunetului redat este mai joasă.

Şasiul

Şasiul reprezintă elementul rigid care susţine toate piesele componente ale difuzorului. Principala condiţie pe care trebuie să o îndeplinească este aceea de a nu se deforma uşor. Rigiditatea sa este de asemenea o condiţie absolut necesară, pentru a nu intra uşor în vibraţie. Şasiul este realizat din tablă ambutisată, sau din aluminiu turnat sub presiune şi apoi prelucrat.

3.6 Determinarea parametrilor difuzoarelor electrodinamice

Din schema echivalentă electrică în joasă frecvenţă din figura 3.6 s-a putut deduce expresia impedanţei de intrare a difuzorului:

$$Z_d = R_e + \frac{j\omega L_s R_s}{R_s + j\omega L_s + (j\omega)^2 L_s C'_s R_s}$$

Ținînd cont că $LC'_s = 1/\omega_0$ şi $\omega_0 C'_s R_s = Q_m$ - factorul de calitate mecanic, expresia impedanţei de intrare devine:

$$Z_d = R_e + R_s \cdot \frac{\left(\frac{j\omega}{\omega_0}\right) \cdot \frac{1}{Q_m}}{\left(\frac{j\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{j\omega}{\omega_0}\right) \cdot \frac{1}{Q_m} + 1}$$

Împărţind prin R_e şi ţinînd cont că $\omega_0 C'_s R_e$ este tocmai factorul de calitate electric Q_e , se obţine impedanţa de intrare raportată:

Reprezentată grafic funcţie de frecvenţă, impedanţa raporată are forma din figura 3.20.

Curba trece printr-un maxim z_0 la frecvenţa de rezonanţă f_0 şi apoi, după un minim, creşte uşor cu frecvenţa datorită inductanţei L_e a bobinei, inductanţă care a fost neglijată în expresia impedanţei Z_d . Pentru determinarea cu precizie a acestui maxim, în practică se ţine seama de simetria curbei, care

$$z_d = Z_d/R_e = 1 + \frac{Q_{ms}}{Q_{es}} \cdot \frac{\left(\frac{j\omega}{\omega_o}\right) \cdot \frac{1}{Q_{ms}}}{\left(\frac{j\omega}{\omega_o}\right)^2 + \left(\frac{j\omega}{\omega_o}\right) \cdot \frac{1}{Q_{ms}} + 1}$$

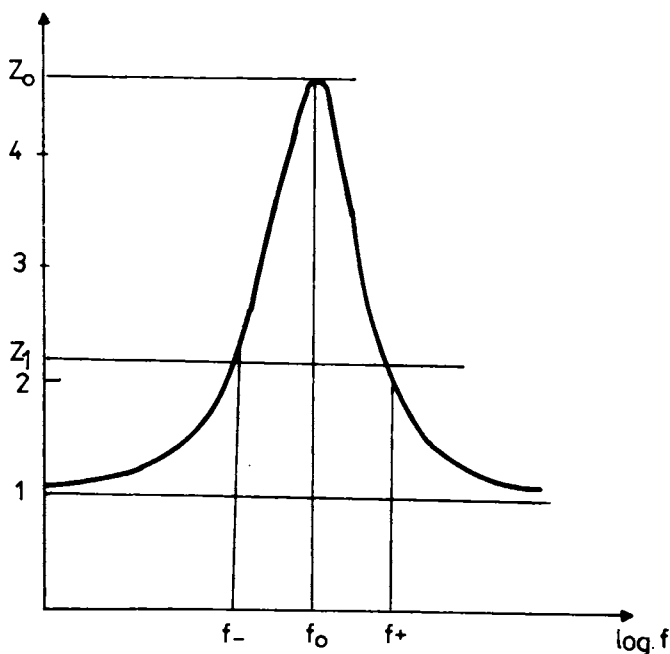


Fig.3.20

pentru un același dezacord deasupra sau dedesubtul frecvenței de rezonanță f_o , prezintă aceeași valoare a impedanței: $z_1 = z_d(f_+) = z_d(f_-)$. Scara de frecvență fiind logaritmică, frecvența de rezonanță se poate calcula cu:

$$f_o = \sqrt{f_+ f_-}$$

La frecvența de rezonanță, impedanța raportată a difuzorului este z_0
 $= z_d(f_o) = 1 + Q_{ms}/Q_{es}$

De aici rezultă:

$$Q_{es} = Q_{ms}/(z_o - 1)$$

Valoarea impedanței raportate la frecvențele de dezacord simetric se poate scrie:

$$z_1 = \frac{1 + \left(\frac{jf_+}{f_o}\right)^2 + \left(\frac{jf_+}{f_o}\right) \cdot \frac{z_o}{Q_{ms}}}{1 + \left(\frac{jf_+}{f_o}\right)^2 + \left(\frac{jf_+}{f_o}\right) \cdot \frac{1}{Q_{ms}}}$$

Ținând cont că modulul acestei impedențe este $z_1 = \sqrt{z_1 z_1^*}$ și că $f_o^2 = f_+ f_-$, factorul de calitate mecanic se poate exprima:

$$Q_{ms} = \frac{f_o}{f_+ - f_-} \cdot \sqrt{\frac{z_o^2 - z_1^2}{z_1^2 - 1}}$$

Adoptînd pentru z_1 valoarea $\sqrt{z_o}$ rezultă:

$$Q_{ms} = f_o \sqrt{z_o} (f_+ - f_-)$$

Factorul de calitate total este în aceste condiții:

$$Q_t = Q_{ms} Q_{es} / (Q_{ms} + Q_{es})$$

Aceleași considerente sînt valabile și pentru difuzorul montat într-o incintă închisă (vezi cap.4). Mărimile fizice specifice difuzorului montat în incintă vor primi al doilea indice i în loc de s . Ridicînd deci caracteristicile impedențelor de intrare ale difuzorului liber și montat într-o incintă închisă, goală, de volum cunoscut V_c , se pot compara frecvențele de rezonanță în cele două situații:

$$\frac{f_{oi}}{f_{os}} = \sqrt{\frac{m'_{as} C_{as}}{m'_{ai} C_{ai}}}$$

Elasticitatea C_{ai} se compune din înscrierea elasticității cutiei cu aceea a difuzorului: $C_{ai} = C_{ac} C_{as} / (C_{ac} + C_{as})$

Notînd cu α raportul C_{as} / C_{ac} (α - coeficient de elasticitate) rezultă: $C_{ai} = C_{as} / (1 + \alpha)$ și raportul celor două frecvențe este:

$$\frac{f_{os}}{f_{oi}} = \sqrt{\frac{m'_{as}}{m'_{ai}} (1 + \alpha)}$$

Din raportul factorilor de calitate electrice în cele două situații, ținînd cont că maselor acustice le corespunde o capacitate electrică, rezultă

$$m'_{as} / m'_{ai} = C'_i / C'_s = f_{oi} Q_{ei} / f_{os} Q_{es}$$

Înlocuind acest raport sub radical obținem:

$$\alpha = \frac{f_{os} Q_{es}}{f_{os} Q_{es}} - 1$$

Elasticitatea acustică fiind proporțională cu volumul de aer al cutiei considerate, se poate determina acum volumul de aer echivalent elasticității mecanice a difuzorului: $V_{\text{aer}} = \alpha V_c$.

Din $C'_e = m_{\text{aer}} S_d^2 / (Bl)^2$, ținînd cont de expresiile factorului de calitate electric, a frecvenței de rezonanță și a volumului de aer echivalent, $V_{\text{aer}} = \rho c^2 C_{\text{aer}}$, se obține coeficientul de cuplaj electrodinamic al difuzorului:

$$Bl = \sqrt{\frac{R_e S_d^2 \rho c^2}{\omega_o V_{\text{aer}} Q_{es}}}$$

Volumul de deplasare de vîrf datorat elongației maxime a membranei difuzorului este $V_d = S_d \xi_{\text{max}}$. Această elongație depinde de debitul maxim în banda de trecere a difuzorului (cînd presiunea acustică nu depinde de frecvență), care este dat de:

$q_{\text{max}} = S_d U_{\text{gmax}} / Q_{es}(Bl)$, unde U_{gmax} este tensiunea maximă admisibilă aplicabilă difuzorului. Aceasta se poate obține din puterea limită de utilizare sau puterea nominală P_n :

$$U_{\text{gmax}} = \sqrt{P_n Z_n} \sqrt{2}$$

Se obține deci:

$$\hat{V}_d = \frac{S_d \sqrt{2 P_n Z_n}}{\omega_o Q_{es} Bl}$$

Ceilalți parametri acustici sau mecanici rezultă imediat

$$C_{\text{aer}} = V_{\text{aer}} / \rho c^2 ; m_{\text{aer}} = \rho c^2 / \omega_o^2 V_{\text{aer}} ; R_{\text{aer}} = (Bl)^2 Q_{es} / S_d^2 Q_{\text{me}} R_e ;$$

$$C_{\text{me}} = C_{\text{aer}} / S_d^2 ; \dots$$

Deci cunoscînd puterea nominală a difuzorului și suprafața membranei, prin cîteva măsurători asupra impedanței de intrare a difuzorului liber și apoi montat într-o incintă de volum cunoscut V_c , se pot determina toți parametrii de semnal mic ai difuzorului. Cu parametrii astfel determinați, se va putea trece la un calcul exact al incintelor acustice (vezi cap.4).

Pentru a putea trasa caracteristica impedanței de intrare funcție de frecvență, se va transforma un generator de semnal sinusoidal de tensiune în generator de curent înseriind difuzorul cu o rezistență de valoare mult mai mare decît impedanța sa, ca în figura 3.21.

Se va proceda astfel:

- Se fixează pentru tensiunea de ieșire a generatorului de semnal (GS) o valoare cuprinsă între 3 și 5 volți, care se păstrează constantă în toată gama de frecvențe.

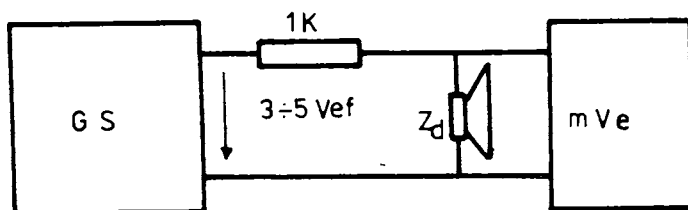


Fig.3.21

- Se reprezintă grafic impedanța raportată a difuzorului funcție de frecvență, la scară logaritmică. Frecvența se modifică de la circa 30 Hz (o frecvență care să fie sub frecvența de rezonanță a difuzorului) până la circa 1 kHz (pentru difuzoarele de joasă frecvență). Rezistența electrică a bobinei difuzorului, la care se face raportarea, se măsoară cu ohmetrul sau cu o punte de curent continuu;

- Se determină cu precizie valoarea maximă z_0 a impedanței raportate, făcând mai multe determinări în jurul frecvenței f_0 ;

- Se calculează valoarea $z_1 = \sqrt{z_0}$;

- Se citesc din grafic cele două valori ale frecvențelor corespunzătoare acestei impedanțe. Pentru exactitate se măsoară frecvențele pentru care impedanța raportată ia valoarea z_1 ;

- Se determină frecvența de rezonanță a difuzorului ca medie geometrică a acestor frecvențe (f_+ și f_-);

- Se calculează factorii de calitate mecanic Q_{ms} și electric Q_{es} ;

- Se repetă măsurătorile cu difuzorul montat într-o incintă goală (necapitonată la interior), de volum cunoscut V_c (volumul interior al cutiei din care se scade volumul ocupat de difuzor și alte dispozitive existente în interior - volum net de aer);

- Se recalculează în același mod frecvența de rezonanță f_{0i} , factorul de calitate mecanic Q_{mi} , factorul de calitate electric Q_{ei} , utilizând datele obținute în urma măsurătorilor asupra difuzorului montat în incintă;

- Se calculează coeficientul de elasticitate al cutiei;

- Se determină volumul de aer echivalent elasticității mecanice a difuzorului V_{as} ;

- Se calculează coeficientul de cuplaj electromecanic al difuzorului (Bl);

- Se calculează volumul de deplasare de vîrf al difuzorului V_d ;

Toate aceste mărimi vor fi necesare ca date de proiectare (parametri cunoscuți ai difuzorului utilizat) pentru dimensionarea unei incinte acustice. Determinarea acestora după metoda prezentată se impune deoarece în general constructorii de difuzoare nu le furnizează.

IV. SISTEME DE MONTARE ACUSTICĂ A DIFUZOARELOR

Pentru obținerea unor performanțe cât mai ridicate de la un anumit difuzor, este necesar să se asigure ceea ce se numește o montare acustică adecvată, care să asigure eliminarea suprapunerii celor două unde, de față și de spate, în domeniul util de sonorizare.

4.1 Montarea în ecran

O soluție simplă, echivalentă montării difuzorului într-un ecran infinit, este aceea de a monta difuzorul într-o deschidere practică în perete. Separarea este totală, dar soluția nu poate fi întotdeauna aplicată. O soluție aplicabilă este montarea difuzorului pe un panou de lemn de dimensiuni finite. Notînd cu d diametrul mediu, se observă că diferența de drum se poate considera această dimensiune ($\Delta l = d$). Unda de față și unda de spate fiind

defazate cu 180° , defazajul în punctul de observare este $\varphi = -180 + 360d/\lambda$.

Deci d trebuie să fie comparabil cu lungimea de undă. Se poate considera că

efectul de scădere a puterii acustice radiate este eliminat dacă $\varphi = -90^\circ$,

adică $d = \lambda/4$. Sau în funcție de frecvență, diametrul ecranului se poate calcula după formula: $d = 85/f$.

În aceste condiții, dacă de exemplu difuzorul are o frecvență proprie de rezonanță mică, pentru a coborî frecvența joasă redată la 30 Hz ($f_0 < 30$ Hz), atunci diametrul echivalent al ecranului, practic latura cea mai mică a acestuia, ar trebui să fie cel puțin 3 m.

Odată cu creșterea frecvenței, apar frecvențe pentru care este îndeplinită condiția $\varphi = (2k+1)180^\circ$, sau $\varphi = k \cdot 360^\circ$. Se vor produce deci atenuări și amplificări ale presiunii sonore, care vor produce neuniformități ale caracteristicii de frecvență și care vor fi cu atât mai pronunțate cu cît ecranul prezintă un grad mai mare de simetrie, cînd mai multe trasee ale undei de spate au aceeași lungime de drum la întîlnirea cu unda de față. Neuniformitatea maximă are loc pentru montarea centrală a difuzorului pe un panou circular. Pentru montarea pe panou pătratic se recomandă poziționarea excentrică a difuzorului. Pentru măsurători electroacustice, CEEI recomandă utilizarea unui ecran (panou) dreptunghiular cu dimensiunile prezentate în figura 4.1. Un astfel de panou poate fi utilizat și pentru audiții obișnuite, așezîndu-l în colțul camerei.

O metodă de reducere a dimensiunilor ecranului este utilizarea așa numitului *ecran îndoit*. Este situația de montare a difuzoarelor în cutiile

deschise ale televizoarelor și radioreceptoarelor. Considerînd notațiile din figura 4.2, dimensiunea ecranului echivalent este $d = l_1 + 2l_2$. Pentru o cutie paralelipipedică ale cărei dimensiuni sînt în relația l, α și βl , drumul mediu de ocolire poate fi considerat ca semisuma drumurilor din planul orizontal și vertical, adică:

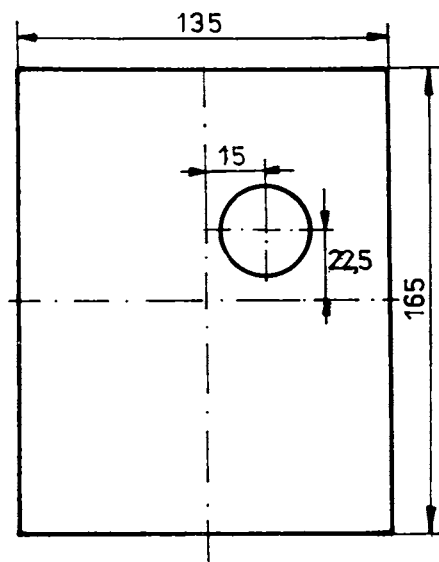


Fig.4.1

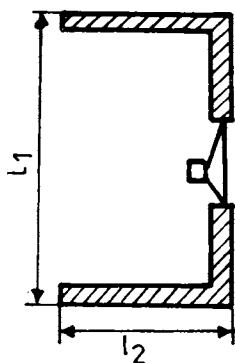


Fig.4.2

$$d_e = \frac{1}{2} [(\alpha + 1)l + (\beta + 1)l] = l[1 + \frac{1}{2}(\alpha + \beta)] = \gamma \cdot l$$

Frecvența minimă redată corect va fi deci

$$f_j = 85/d_e = 85/\gamma l$$

Știind că volumul cutiei este $V = \alpha \beta l^3$, rezultă:

$$f_j = (85/\gamma) \cdot \sqrt[3]{\alpha \beta / V}$$

Pentru majoritatea cutiilor $\alpha = 2$ și $\beta = 1,5$ și rezultă:

$$f_j = 50 \sqrt[3]{V}$$

Deci, pentru a obține o frecvență limită inferioară de 50 Hz ar trebui ca volumul cutiei să fie de 1 m^3 , deci de dimensiuni prea mari. Dacă admitem însă 100 Hz, volumul cutiei se micșorează de opt ori și adîncimea l a cutiei ajunge de 30 cm, dimensiunile cutiei fiind acceptabile:

30 x 45 x 60 cm.

O altă soluție de separare a radiațiilor constă în suprimarea radiației de spate prin montarea difuzoarelor în incinte (cutii) astfel încât numai o singură față a membranei să rămână în contact cu mediul. Incintele uzuale sînt reprezentate în figura 4.3, în care distingem:

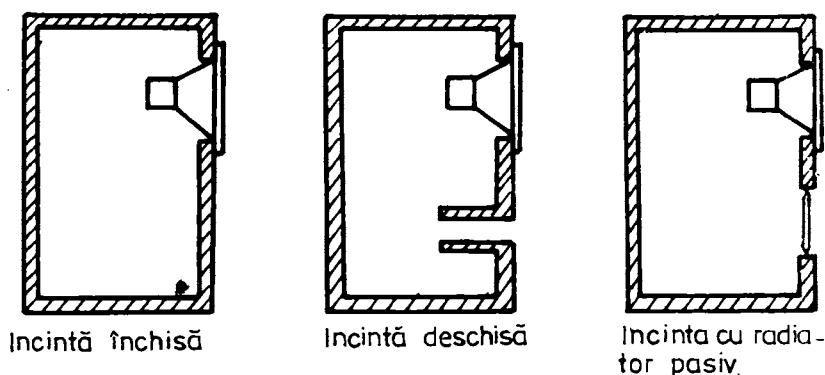


Fig.4.3

- Incinta închisă - cutie rigidă, închisă, cu difuzorul montat într-o deschidere frontală.

Incintă deschisă - care cuprinde în afara deschiderii pentru montarea difuzorului o deschidere radiantă (tub acustic), care face ca o parte a radiației de spate să fie utilizată la radiația ansamblului.

- Incintă cu radiator pasiv - care cuprinde de asemenea o deschidere radiantă, în care este montată o membrană suspendată, analogă celei a difuzorului.

Incintele joacă un rol determinant în domeniul frecvențelor joase. În acest domeniu ele sînt mici în raport cu lungimea de undă, așa încît pot fi considerate sisteme acustice cu parametri concentrați, care pot fi studiate pe bază de scheme.

4.2 Incinta închisă

Utilizarea unei incinte acustice închise asigură separarea acustică funcțională între cele două fețe ale membranei. Din acest punct de vedere, se obțin aceleași avantaje ca și la panourile plane infinite.

În domeniul frecvențelor joase o incintă închisă este o elasticitate acustică C_{ac} (vom utiliza indicele c pentru cutia propriu-zisă, iar indicele i pentru incinta ca ansamblu cutie - difuzor, păstrînd indicele s pentru sistemul mecanic al difuzorului), la care se asociază o rezistență acustică R_{ac} și o masă acustică m_{ac} , ale căror valori depind de prezența și de caracteristicile

materialului de captonare sau de umplere. Datorită acestui material se consideră:

$$C_{ac} = \beta V_c / \rho c^2$$

unde V_c este volumul interior al cutiei, iar β factorul de mărire a elasticității.

Teoretic valoarea maximă a lui β este 1,4 (vezi § 2.2). Efectiv, nu se poate determina valoarea sa decât experimental, prin comparație cu o incintă goală de același volum. Practic, pentru cele mai bune realizări, β poate atinge

1,2+1,3 .

Schema echivalentă a sistemului cu incintă închisă se obține plecând de la aceea a difuzorului în ecran infinit, înlocuind elementele reprezentând impedanța de radiație spate cu cele referitoare la incintă. Schema echivalentă acustică, simplificată, obținută astfel și valabilă în joasă frecvență este reprezentată în figura 4.4.

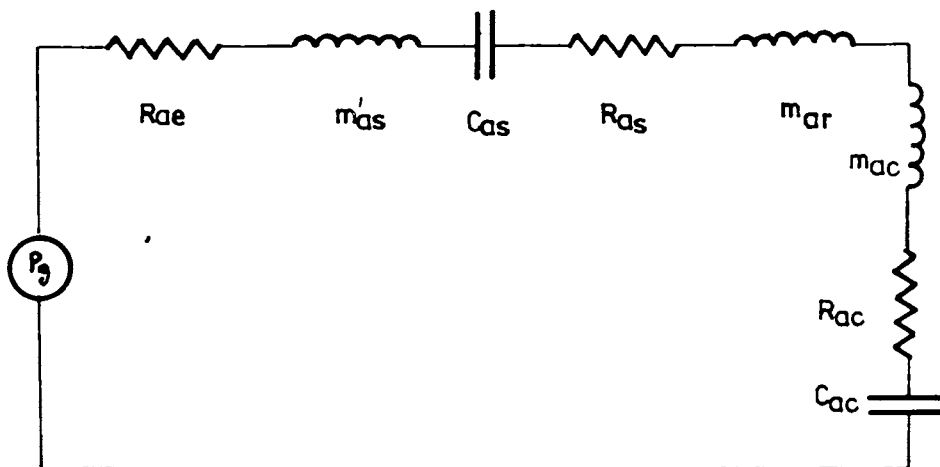


Fig.4.4

Se observă că elementele pot fi grupate:

$$R_{ai} = R_{ae} + R_{as} + R_{ac}$$

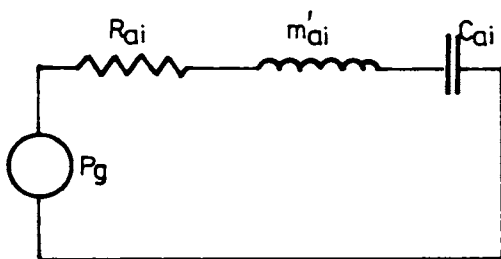
$$m'_{ai} = m'_{as} + m_{ar} + m_{ac}$$

$$C_{ai} = C_{as} C_{ac} / (C_{as} + C_{ac})$$

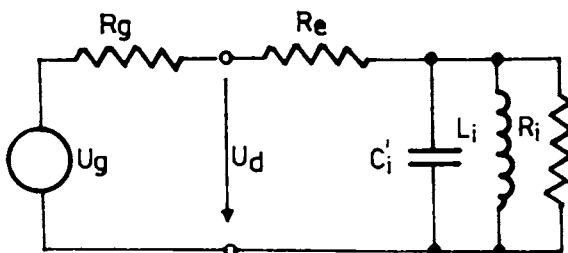
În felul acesta schema se simplifică și apare ca în figura 4.5.a. De la aceasta se poate trece la schema echivalentă electrică din figura 4.5.b, unde C'_i , R_i și L_i corespund la m'_{ai} , $R_{as} + R_{ac}$, respectiv C_{ai} prin aceleași relații ca acelea prezentate în capitolul trei pentru difuzorul montat în ecran infinit.

Aceste scheme sînt deci identice cu cele pentru difuzorul în ecran infinit. În consecință proprietățile sistemului cu incintă închisă se obțin prin analogie. Se pot defini astfel:

- frecvență de rezonanță $f_{\alpha} = 1/2\pi\sqrt{m'_{ai}C_{ai}} \quad 1/2\pi\sqrt{C'_{i}L_i}$;
- factor de calitate electric $Q_{eio} = \omega_{\alpha}C'_iR_e$;
- factor de calitate mecanic $Q_{mi} = \omega_{\alpha}C'_iR_i$;
- factor de calitate total $Q_{\alpha o} = Q_{eio}Q_{mi}/(Q_{eio} + Q_{mi})$;



a



b

Fig.4.5

Considerînd sursa de semnal reală se redefinesc factorii de calitate electric și total astfel:

$$Q_{ei} = \omega_{\alpha}C'_i(R_g + R_e)$$

$$Q_{\alpha i} = Q_{ei}Q_{mi}/(Q_{ei} + Q_{mi})$$

Se definește de asemenea prin raportul $\alpha = C_{ai}/C_{ac}$ factorul de elasticitate al incintei, care poate lua valori cuprinse practic între 3 și 10.

Funcția de transfer relativă la puterea acoustică sau la presiunea acoustică este de aceeași formă ca și aceea pentru difuzorul în ecran:

$$G_i(j\omega/\omega_{oi}) = \frac{(j\omega/\omega_{oi})^2}{(\frac{j\omega}{\omega_{oi}})^2 + Q_{ii}^{-1}(\frac{j\omega}{\omega_{oi}}) + 1}$$

Curbele de răspuns în frecvență ale acestor mărimi vor fi cele din figura 3.8, dar cu f_{oi} în abscisă în loc de f_{os} și avînd pe Q_{ii} ca parametru în loc de Q_{os} .

La fel se redefineste elongația diafragmei (membranei) $\xi_d = \xi_i x_i$ cu $\xi_i = U_i/\omega_{oi} Q_{ei} B_l$ și $x_i = 1/[(j\omega/\omega_{oi})^2 + (j\omega/\omega_{oi}) Q_{ii}^{-1} + 1]$, curbele lui x_i funcție de frecvență avînd pe Q_{ii} ca parametru fiind la fel cu cele din figura 3.8.

Să comparăm între ele mărimile caracteristice în cele două situații. Vom ține cont de definiția factorului de elasticitate $\alpha = C_{as}/C_{ac}$ de unde va rezulta $C_{ai} = C_{as}/(1 + \alpha)$.

Astfel raportul dintre frecvența de rezonanță pentru difuzorul montat în incintă închisă și în ecran infinit este:

$$\frac{f_{oi}}{f_{os}} = \sqrt{\frac{m'_{as} C_{as}}{m'_{ai} C_{ai}}} = \sqrt{\frac{m'_{as}}{m'_{ai}} (1 + \alpha)}$$

Dar masa acustică de radiație și masa acustică echivalentă a incintei sînt mici în raport cu masa acustică echivalentă a sistemului mobil și se poate considera $m'_{ai} \approx m'_{as}$ și deci

$$f_{oi} f_{os} \approx \sqrt{1 + \alpha}$$

Adică, limita inferioară a benzii de frecvență a difuzorului montat în incintă închisă este mai mare decît a difuzorului în ecran infinit.

Pe de altă parte, pentru α mare, $C_{ai} = C_{as}/(1 + \alpha) = \alpha C_{ac}/(1 + \alpha) \approx C_{ac}$, și deci frecvența de rezonanță a incintei este dată de:

$$f_{oi} = 1/2\pi \sqrt{m'_{ai} C_{ac}} \text{ și este determinată de cutie și nu de difuzor.}$$

Să comparăm și factorii de calitate:

$$\frac{Q_{oi}}{Q_{os}} = \frac{\omega_{oi} C'_{ii} (R_g + R_e)}{\omega_{os} C'_{is} R_e} = \frac{f_{oi}}{f_{os}} \cdot \frac{R_g + R_e}{R_e}$$

Și deoarece $R_g \ll R_e$ se poate considera $Q_{oi}/Q_{os} \approx \sqrt{1 + \alpha}$

În același raport se află și factorii de calitate mecanici dacă se consideră că pierderile în incintă sînt mult mai mici decît cele ale sistemului mobil. Același lucru se poate afirma și despre raportul factorilor de calitate totali.

Randamentul sistemului cu incintă închisă poate fi adus sub forma

$$\eta_i = \frac{4\pi^2 f_{oi}^3 V_{ai}}{c^3 Q_{ei}}$$

Deoarece $V_{ai} = \rho c^2 C_{ai}$, în urma comparației cu randamentul difuzorului în ecran infinit rezultă $\eta_i = \eta_s$.

Elongațiile fiind proporționale cu $1/\omega_0 Q_c$ rezultă că raportul acestora este:

$$\frac{\xi_i}{\xi_s} = \frac{1}{1+\alpha} \quad \text{și deci puterea maximă radiată limitată de elongație este}$$

mult mai mare decît în cazul difuzorului montat în ecran infinit

$$P_{afi} = (1 + \alpha)^2 P_{af}$$

Adică același difuzor, montat în incintă închisă, poate radia (i se poate aplica) o putere acustică (electrică) de $(1 + \alpha)^2$ ori mai mare.

Analiza în joasă frecvență a fost făcută admitînd că incinta este o componentă liniară. Pentru elongații mai mari, deoarece transformarea este adiabatică $pV^\gamma = \text{ct.}$, variațiile relative ale presiunii nu sînt liniare. Rezolvarea ecuației după dezvoltarea în serie Taylor este dificilă. Pentru reducerea acestor distorsiuni de neliniaritate, se utilizează materiale fibroase de umplere a cutiei, care determină trecerea de la transformarea adiabatică la cea izotermă. Practic însă, aceste distorsiuni sînt mici în raport cu cele datorate neliniarităților difuzorului propriu-zis, deoarece volumul de deplasare de vîrf limitat de elongația maximă admisă, V_d , este cîteva procente din volumul cutiei V_c .

La frecvențe înalte, incinta închisă trebuie considerată ca un spațiu închis, cu dimensiuni mult mai mari decît lungimea de undă. Impedanța acustică a cutiei va fi caracterizată de modurile proprii de oscilație ale acesteia și va prezenta extreme importante la frecvențele de rezonanță ale cutiei. Ea încarcă suprafața radiantă de spate a membranei și va determina la rîndul ei apariția de maxime și minime marcante în curba de răspuns în frecvență a sistemului cu incintă închisă.

Pentru o incintă goală, cu pereți rigizi, prima frecvență proprie este pentru lungimea de undă $c/2l$, unde l este dimensiunea cea mai mare a cutiei. Ordinele de mărime sînt de așa natură încît această frecvență este situată în domeniul util de frecvență, puțin deasupra lui f_{oi} . Se impune deci în mod deosebit amortizarea modurilor proprii ale cutiei în așa fel încît să se obțină un răspuns cît mai constant. Aici intervine din nou rolul umplerii sau al capitonării cu material absorbant a interiorului cutiei.

După cum am văzut, funcția de transfer, care caracterizează răspunsul în frecvență al sistemului cu incintă închisă, depinde de valoarea factorului de

calitate total al incintei Q_{it} . Acesta va caracteriza curba de răspuns prin influența sa asupra frecvenței de tăiere la jumătate de putere (-3dB), notată f_3 ,

și asupra vârfului de amplitudine $|G_i|_{\max}$ pentru cazul în care $Q_{it} > 1/\sqrt{2}$.

Acești doi parametri permit compararea curbelor de răspuns din punct de vedere al extinderii acestora în domeniul frecvențelor joase și al regularității (constanței) în banda de trecere.

Conform cu cele precizate: $|G_i(j\omega_s/\omega_{oi})| = \frac{1}{2}$ de unde rezultă:

$$\frac{f_3}{f_{oi}} = \sqrt{\frac{Q_{it}^{-2} - 2 + \sqrt{(Q_{it}^{-2} - 2)^2 + 4}}{2}}$$

Anulînd derivata lui $|G_i|^2$ se obține:

$$\frac{f_{\max}}{f_{oi}} = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{1}{2}Q_{it}^{-2}}}, \quad f_{\max} - \text{frecvența pentru care } |G_i| \text{ ia valoarea}$$

maximă.

Pentru această valoare a frecvenței elongația maximă relativă se calculează cu:

$$x_{\max} = G_i(f_{\max}/f_{oi}) = \sqrt{Q_{it}^4 / (Q_{it}^2 - \frac{1}{4})}$$

Dacă $Q_{it} < 1/\sqrt{2}$ frecvența pentru care elongația este maximă tinde către zero și maximul relativ tinde spre unitate. (vezi și graficele din figurile 3.8.a și b)

4.2.1 Proiectarea sistemelor cu incintă închisă

Pentru proiectare este avantajos ca randamentul și puterea acustică maximă limitată de elongație să se scrie în funcție de datele de proiectare astfel:

$$\eta_i = k_p f_3^3 V_c$$

$$P_{aki} = k_p f_3^4 V_d^2, \text{ unde}$$

$$k_{\eta} = \frac{Q_{ai}}{Q_{ei}} \cdot \frac{V_{ai}}{V_c} \cdot \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{1}{(f_3/f_{oi})^3 Q_{\eta}} , \text{ este factorul de merit în randament și}$$

$$k_p = \frac{4\pi^3 \rho}{c} \cdot \frac{1}{(f_3/f_{oi})^3} \cdot x_{\max}^{-2} , \text{ factorul de merit în putere.}$$

Proiectarea unui sistem cu incintă închisă va căuta deci să maximizeze acești factori.

În cazul factorului de merit în randament se poate considera în general că raportul Q_{ai}/Q_{ei} este cuprins între 0,5 și 0,9 datorită reducerii factorului de calitate total prin factorul de calitate mecanic, în particular prin pierderile mecanice R_{m1} și cele acustice R_{ac} .

Raportul V_{ai}/V_c depinde de prezența materialelor de capitonaj și de proprietățile acestora. Ținînd cont de definițiile elasticităților acustice și a factorului de elasticitate, acest raport se poate scrie:

$$\frac{V_{ai}}{V_c} = \beta \cdot \frac{C_{ai}}{C_{ac}} = \frac{\beta \alpha}{1 + \alpha}$$

Pentru a mări acest raport vor trebui deci mărite α și β . Crescînd β cresc însă și pierderile, ceea ce antrenează diminuarea raportului Q_{ai}/Q_{ei} . Pe de altă parte, crescînd C_{ac} , scade α și deci creșterea raportului V_{ai}/V_c este mică.

În practică se constată că, în cele mai favorabile situații, produsul celor două rapoarte despre care am vorbit mai sus, este în jurul valorii unitare. Rămîne deci în discuție numai al treilea termen. Deoarece, după cum am văzut, f_3 depinde numai de Q_{η} , acest ultim termen, la rîndul său, va depinde numai de factorul de calitate total al sistemului. Maximul său este pentru

$Q_{\eta} \approx 1,1$ și pentru această valoare factorul de merit în randament este $2 \cdot 10^{-6}$.

Factorul de merit în putere, prin f_3 și x_{\max} depinde numai de Q_{η} și ia valoarea maximă pentru o valoare a factorului de merit apropiată tot de 1,1. Această valoare maximă este aproximativ 0,85.

Deci realizînd un sistem cu incintă închisă în așa fel încît să obținem $Q_{\eta} = 1,1$, se optimizează simultan și randamentul și puterea acustică limitată de elongație:

$$\eta_i = 2 \cdot 10^{-6} f_3^3 V_c$$

$$P_{a\eta i} = 0,85 f_3^4 V_d^2$$

Aceste relații sînt constrîngerile de realizare și determină valorile limită pe care putem spera să le obținem de la un sistem cu incintă închisă. Se observă deci că două din trei mărimi V_c , f_3 și η_{\max} , sau $P_{a\eta}$, f_3 și V_d , pot fi alese, maximul sau minimul celei de-a treia decurgînd din aceste relații.

Trebuie de asemenea verificat ca V_d să nu depășească $2+5\%$ din V_c , pentru a ne situa în condițiile micilor mișcări (de liniaritate a ecuațiilor).

Fixînd de exemplu volumul cutiei și frecvența limită inferioară f_3 , valoarea maximă a randamentului este determinată. Dacă în plus se impune și puterea acustică radiată maximă, P_{aei} va fi determinat și volumul de deplasare de vîrf V_d . Toate aceste dependențe sînt foarte bine redată în practică de diagramele lui Small, reprezentate în figura 4.6. Aceste diagrame sînt utile în proiectare pentru găsirea rapidă a valorilor unei mărimi cînd le cunosc pe celelalte două cu care se află în relație directă.

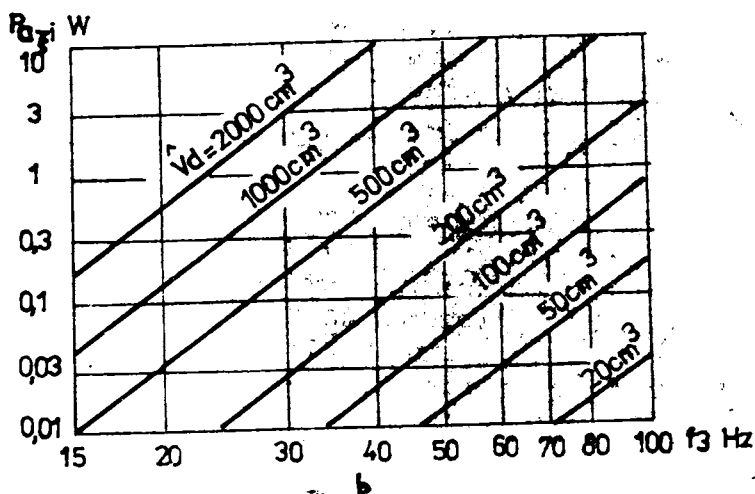
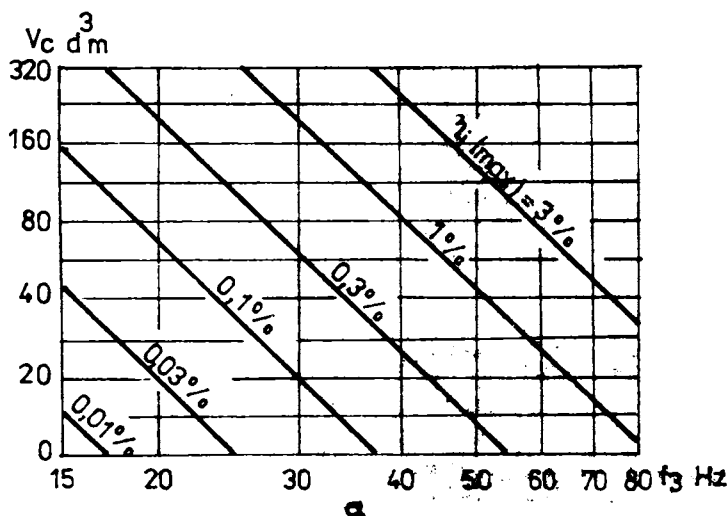


Fig.4.6

În cazul sintezei optime, cînd $Q_{ii} = 1,1$, pentru raportul f_3/f_{oi} se obține valoarea 0,76, pentru x_{max} , valoarea maximă a elongației relative, se obține un vîrf de 1,9 dB. (o supracreștere de 1,245)

4.2.1.1 Proiectarea cu difuzor impus

În practică, proiectarea sistemului cu incintă închisă în situația în care se dispune de un anumit difuzor, ai cărui parametri sînt cunoscuți, este situația cea mai des întîlnită. Parametrii difuzorului fiind impuși, vom avea un grad de libertate mai puțin în proiectare.

Raportul frecvență de rezonanță pe factor de calitate total fiind același și pentru difuzorul liber (în ecran) și pentru difuzorul în incintă, iar frecvența de rezonanță a difuzorului în incintă fiind mai mare decît pentru difuzorul în ecran ($f_{oi} > f_{\infty}$), va rezulta deci pentru toate situațiile $Q_{ii} > Q_{is}$. Factorul de calitate optimal, $Q_{ii} = 1,1$, nu va putea fi obținut deci decît dacă factorul de calitate total al difuzorului este mai mic decît 1,1.

În acest caz se cunosc sau se măsoară (vezi f 3.6) mărimile caracteristice difuzorului: f_{∞} , Q_{∞} , Q_{is} , V_{as} și V_d . Pentru difuzorul P21633 de 3 VA și 4 ohmi, de tip eliptic, s-au obținut pentru acești parametri, în ordine, următoarele valori: 80 Hz; 1,96; 1,22; 121,8 dm³; 117cm³. Să urmărim etapele de proiectare ale unei incinte închise care să utilizeze acest difuzor. În general în asemenea situații se urmărește maximizarea randamentului și a puterii acustice radiate și se procedează astfel:

- Se alege factorul de calitate total al sistemului care conduce la această maximizare ($Q_{ii} = 1,1$);
- Se calculează coeficientul de elasticitate $\alpha = (Q_{ii}/Q_{is})^2 - 1$;
- Se estimează factorul de mărire a elasticității $\beta = 1,2$;
- Se calculează volumul interior al incintei (cutiei) $V_c = V_{as}/\alpha\beta$;
- Se calculează frecvența de rezonanță a sistemului $f_{oi} = f_{\infty}Q_{ii}/Q_{is}$;
- Se determină frecvența limită inferioară $f_3 = 0,76f_{oi}$;
- Se calculează randamentul și puterea acustică maximă radiată utilizînd valorile maxime ale factorilor de merit ($k = 2 \cdot 10^{-6}$; $k_p = 0,85$);
- Se calculează puterea electrică maximă necesară;

Pentru difuzorul considerat nu este posibilă alegerea valorii optime a factorului de calitate total deoarece $Q_{is} > Q_{ii}$ optim. Se va încerca optimizarea unui alt parametru. Conform cu cele prezentate în paragraful anterior se pot alege volumul cutiei și frecvența limită inferioară, randamentul și puterea acustică ne mai putînd fi maximizate, iar volumul de deplasare de vîrf fiind impus de difuzor. Volumul cutiei trebuie însă ales mult mai mare decît V_d . Fie de exemplu 20 dm³.

Se obțin pe rînd:

$$\alpha = V_{as}/\beta V_c = 5 \text{ pentru } \beta = 1,2$$

$$Q_n = \sqrt{\alpha Q_n^2 + 1} = \sqrt{5 \cdot 1,22 + 1} = 2,7$$

$$f_{oi} = \frac{f_{os} Q_n}{Q_n} = \frac{80 \cdot 2,7}{1,22} = 176,8 \text{ Hz}$$

$$f_3/f_{oi} = \sqrt{\frac{1}{2}(1/Q_n^2 - 2 + \sqrt{(1/Q_n^2 - 2) + 4})} = 0,661$$

Se obține deci frecvența limită inferioară $f_3 = 118 \text{ Hz}$

Pentru determinarea factorului de merit în putere este necesară calcularea elongației relative maxime:

$$x_{\max} = \sqrt{Q_n^4 / (Q_n^2 - \frac{1}{4})} = 2,773 \text{ dB}$$

Considerînd după cum am arătat produsul rapoartelor (Q_{ii}/Q_{oi}) (V_{ai}/V_c) unitar se obține factorul de merit în putere:

$$k_p = 4\pi^3 \rho / c x_{\max}^2 (f_3/f_{oi})^4 = 0,013$$

Valoare care este mult mai mică decît valoarea maxim posibilă, ceea ce, la volumul ales al cutiei, va conduce la o utilizare puțin eficientă a difuzorului. Cu acest coeficient puterea acustică radiată de incintă este:

$$P_{ai} = 0,013 \cdot 118^4 \cdot 117^2 \cdot 10^{-12} = 0,028 \text{ W}$$

Cu valorile lui Q_{ii} și f_{oi} calculate mai sus se poate determina și factorul de merit în randament și apoi randamentul:

$$k_\eta = 4\pi^2 / 340^3 \cdot 1,5^3 \cdot 2,7 = 0,12 \cdot 10^{-6}$$

$$\eta = 0,12 \cdot 10^{-6} \cdot 118^3 \cdot 20 \cdot 10^3 = 0,4 \%$$

Deci pentru obținerea puterii acustice maxime de 0,028 W este necesară aplicarea unei puteri electrice de 7 VA. Se observă că este mai mare decît puterea înscrisă pe difuzor (3VA). În calculele efectuate la determinarea

parametrilor difuzorului (vezi § 3.6), pe aceasta din urmă am considerat-o putere maximă limitată de elongație și nu aceea pentru care difuzorul se distruge. În cazul montării în incintă, după cum am arătat, pentru o aceeași elongație corespunde o putere aplicată mai mare, datorită contribuției

elasticității aerului din incintă (vezi § 4.2). Va trebui însă verificat dacă la 7 VA acest difuzor nu se distruge din punct de vedere termic. Pentru micșorarea acestei puteri și obținerea unei mai mari eficiențe se va încerca refacerea calculelor pentru un alt volum al cutiei. Pentru obținerea unei elongații relative maxime mai mici, se observă că se impune alegerea unui volum mai mare al cutiei.

Rezultate mai bune se obțin, după cum am arătat, pentru difuzoarele care au un factor de calitate total subunitar.

4.2.1.2 Proiectarea globală

Prin proiectarea globală vom înțelege proiectarea prin care se vor determina și condițiile impuse difuzorului pentru obținerea parametrilor doriți, acesta fiind el însuși proiectat și construit, sau ales cel cu parametrii cei mai apropiați dintr-un set disponibil de tipuri constructive.

În general, drept date de proiectare, se impun f_3 , Q_{li} , $P_{a\dot{e}i}$ și V_c sau η_i . Pentru a duce calculele la bun sfârșit se impune estimarea în prealabil a valorilor rezonabile pentru Q_{mi} , α și β . Pentru o incintă goală, factorul de calitate mecanic nu depinde decît de pierderile mecanice ale difuzorului propriu-zis și este cuprins în general între 5 și 10. Cu un material de umplere sau capitonaj pierderile cresc și conduc pentru Q_{mi} la valori tipice între 2 și 5.

Maximizarea randamentului incintei impune realizarea așa-numitei suspensii acustice, pentru care α este cuprins între 3 și 10. Iar după cum am arătat anterior, pentru o incintă bine realizată și capitonată β este în jurul valorii de 1,2.

Se va admite $Q_{li} = Q_{lio}$ sau se estimează raportul R_a/R_c .

În cazul în care se impune volumul cutiei V_c , se vor calcula succesiv mărimile:

- 1 - Frecvența de rezonanță a incintei f_{oi} cunoscînd f_3 și Q_{li}
- 2 - Frecvența de rezonanță a difuzorului cunoscînd f_{oi} și α
- 3 - Factorul de calitate electric al incintei Q_{ei} cunoscînd Q_{li} , Q_{mi}
- 4 - Volumul de aer echivalent elasticității difuzorului $V_m = \alpha\beta V_c$
- 5 - Volumul acustic echivalent al incintei $V_{ai} = V_m/(1 + \alpha)$
- 6 - Randamentul
- 7 - Puterea electrică necesară obținerii puterii acustice

$$P_{e\dot{e}i} = P_{a\dot{e}i}/\eta_i$$

8 - Volumul de deplasare de vîrf din expresia puterii acustice limitată de elongație. Se va considera corespunzător factorului de calitate total de 1,1 o elongație relativă maximă unitară.

- 9 - Factorul de calitate electric al difuzorului.

Dacă se impune randamentul în locul volumului cutiei se vor schimba operațiile 4,5 și 6 astfel:

- 4' - Volumul acustic al incintei din formula randamentului.
- 5' - Volumul acustic echivalent al difuzorului
- $V_m = V_{ai}(1 + \alpha)$
- 6' - Volumul cutiei $V_c = V_m/\alpha\beta$

Pentru un sistem de larg consum se dorește în general obținerea unor dimensiuni cît mai mici și o frecvență limită inferioară cît mai joasă, în schimbul unui randament redus. Ca cerințe de bază tipice sînt: $f_3 = 40$ Hz, $V_c = 25$ dm³, $P_{a\dot{e}i} = 0,3$ W.

Se impune factorul de calitate total al incintei $Q_{ti} = 1,1$

Se estimează $\alpha = 5$, $Q_{mi} = 5$, $\beta = 1,2$.

Se obține succesiv:

$$f_{oi} = f_3/0,76 = 53 \text{ Hz (pentru } Q_{ti} = 1,1)$$

$$f_{os} = f_{oi}/\sqrt{1+\alpha} = 22 \text{ Hz}$$

$$Q_{ci} = Q_{ti}Q_{mi}/(Q_{mi} - Q_{ti}) = 1,4$$

$$V_{as} = \alpha\beta V_c = 5 \cdot 1,2 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 150 \text{ dm}^3$$

$$V_{ai} = V_{as}/(1 + \alpha) = 25 \text{ dm}^3$$

$$\eta_i = 4\pi^2 f_{oi}^3 V_{ai}/c^3 Q_{ci} = 0,32 \%$$

$$P_{eti} = P_{ati}/\eta_i = 0,3/0,0032 = 93 \text{ W}$$

$$V_d = \sqrt{c P_{eti} / 4\pi^3 \rho f_{oi}^4} = 370 \text{ cm}^3$$

$$Q_{es} = Q_{ci}/\sqrt{1+\alpha} = 0,57$$

Se remarcă valoarea lui f_{os} cu aproape o octavă sub valoarea lui f_3 , ceea ce impune utilizarea unui difuzor cu frecvență de rezonanță foarte mică. Datorită randamentului scăzut puterea electrică necesară la care trebuie să reziste difuzorul este foarte mare.

Dintre mărimile calculate, frecvența de rezonanță f_{os} , volumul de aer echivalent V_{as} , factorii de calitate electric și mecanic ai sistemului mobil Q_{es} și Q_{ms} și volumul de deplasare de vîrf limitat de distorsiuni V_d , servesc la alegerea unui difuzor adecvat aplicației dorite, sau drept date de proiectare pentru dimensionarea unui difuzor. Pentru dimensionarea și construcția difuzorului mai este necesară cunoașterea valorii rezistenței în curent continuu a bobinei mobile R_e , a proiecției suprafeței de radiație S_d și a puterii electrice de intrare nominale limitată termic P_{th} .

Valoarea impedanței nominale prevăzute Z_n determină ordinul de mărime al rezistenței R_e . Ex. pentru $Z_n = 8$ ohmi R_e trebuie să fie aproximativ 6,5 ohmi.

Alegerea lui S_d se face funcție de condițiile impuse comportării la frecvențe înalte, distorsiunilor, puterii acustice, dimensiunilor și costului. De exemplu, dacă se mărește suprafața de radiație S_d se reduce ξ_h ($\xi_h = V_d/S_d$), dar crește costul difuzorului și scade frecvența limită superioară f_l (vezi

$f \approx 3,2$), deci se reduce banda de frecvență. Deci S_d ar trebui ales cît mai mic posibil.

Din punctul de vedere al puterii acustice P_{eti} , creșterea acesteia conduce la mărirea volumului de deplasare V_d . Aceasta se poate face fie prin mărirea lui S_d fie prin mărirea lui ξ_h . Pentru a evita creșterea lui S_d se încearcă creșterea lui ξ_h . Aceasta depinde de tehnologia de realizare a suspensiilor și este deci dificilă. Cerințele pentru S_d sînt deci contrare și trebuie căutat un compromis. De regulă nu se utilizează un singur difuzor pentru întreaga bandă

de frecvență, iar intensitatea (puterea) sunetelor de frecvențe mai înalte este mai mică, ceea ce ușurează alegerea suprafeței de radiație pentru difuzoarele specializate pe anumite benzi de frecvență (vezi și § 4.4).

Plecând de la datele de proiectare prezentate se găsește succesiv:

- Elasticitatea sistemului mobil $C_m = V_{as}/\rho c^2 S_d^2$
- Masa sistemului mobil: $m_s = m'_s - m_{mr} - m_c$, unde m'_s este masa totală calculată în § 3.6, $m_{mr} = m_r/S_d$ este masa mecanică de radiație și m_c masa echivalentă masei acustice a cutiei m_{ec} .

- Coeficientul de cuplaj electrodinamic $(Bl) = \sqrt{\omega_{as} R_e m' / Q_{es}}$.

- Elongația maximă limitată de distorsiuni $\xi_h = V_d/S_d$

Dintre toți parametrii cel mai greu de controlat este elasticitatea sistemului mobil. În plus acest parametru se modifică în timp datorită îmbătrânirii. Pentru un sistem cu incintă închisă aceasta nu are consecințe dacă factorul α este suficient de mare, elasticitatea sistemului fiind determinată în acest caz de cutie și nu de difuzor.

4.2.2 Probleme constructive ale unei incinte închise

Volumul intern net V_e fiind determinat, trebuie construită cutia. Prima problemă este alegerea formei. Aceasta are un rol important în difracție, la frecvențe înalte. Teoretic cea mai potrivită formă este sfera, dar realizarea sa este dificilă. Paralelipipedul rectangular a fost în practică forma general adoptată. Este bine să i se rotunjească muchiile și colțurile pentru a atenua și regulariza efectele difracției chiar dacă se complică realizarea. În orice caz difuzorul nu trebuie montat central.

Se pune apoi problema proporțiilor. Ele trebuie alese în așa fel încât să se obțină o repartitie a frecvențelor proprii cât mai regulată. În particular trebuie evitată suprapunerea modurilor (aceleași frecvențe proprii pentru fețe diferite), situația cea mai defavorabilă fiind cubul. Cele mai bune rapoarte sînt: 1:1,202:1,435 sau 1:1,401:1,863. Înclinarea peretelui de fund permite ameliorarea repartiției frecvențelor proprii. Dimensiunile interne se calculează plecînd de la proporțiile alese și de la volumul brut necesar, care este suma dintr- V_e și volumele ocupate de difuzor și eventualele dispozitive anexe.

Pereții incintei se pot considera ca plăci încastrate prezentînd moduri proprii de oscilație. Dacă frecvențele de rezonanță se situează peste 500 sau 1000 Hz, vibrațiile corespunzătoare sînt mai puțin jenante deoarece au amplitudini mici. Se aleg materiale care au raportul E/ρ cât mai mare și un factor de pierderi cât mai ridicat. Sînt aceleași cerințe contradictorii ca și pentru materialele necesare realizării membranelor difuzoarelor, dar nu se pune

și problema greutatei. Sînt recomandate panouri din lemn aglomerat sau placaj cu grosimi de 15 la 30 mm. Se pot utiliza și panouri de metal sau material plastic cu condiția de a le căptuși pe fața interioară cu un material absorbant (cu pierderi mari prin frecare). Se recomandă în acest caz subdivizarea plăcilor mari prin îndoituri sau nervuri pentru a determina creșterea frecvențelor proprii.

Asamblarea incintei trebuie să fie rigidă și etanșă. Adică trebuie evitată transformarea incintei închise într-una deschisă cu pierderi mari ($R_{ic} > R_{ad}$). Se admite o gaură mică pentru egalizarea presiunii statice.

În ultima vreme, pentru mărirea elasticității acustice și a factorului de merit în putere la un volum al cutiei cît mai mic se utilizează incinte închise presurizate (se mărește densitatea aerului din interior). La aceste incinte trebuie utilizate difuzoare speciale, cu elasticitate mai mare și altă poziție de repaos a bobinei.

În afară de calculul și realizarea acustică propriu-zisă este necesar să fie luate în considerație și alte aspecte privind funcționarea incintelor. În primul rînd aceasta este un sistem mecanic pus în mișcare de oscilația membranei și oscilațiile mecanice rezultante sînt nedorite. Micșorarea cuplajului mecanic nedorit dintre difuzor și incintă se realizează prin montarea difuzorului pe panoul frontal prin intermediul unui inel de material moale (cauciuc spongios sau pîslă) și prin confecționarea cutiei cu masă cît mai mare. De aceea sînt preferabili pereții groși, în unele construcții adoptîndu-se chiar soluția utilizării unui strat de nisip între două foi de placaj sau material plastic.

La frecvențe înalte dimensiunile incintei devin comparabile cu lungimea de undă și deci se pot produce în interiorul acesteia unde staționare. Apariția acestor unde conduce la o încărcare a spatelui membranei, încărcare care se modifică cu frecvența în limite foarte largi. Se introduc astfel în caracteristica de frecvență a sistemului incintă-difuzor o serie de maxime și minime. Soluția cea mai eficientă pentru evitarea acestui efect, cît și pentru liniarizarea transformărilor termodinamice din incintă este umplerea incintei cu un material absorbant. Soluția este mai greu de aplicat deoarece trebuie asigurată protecția membranei difuzorului și de aceea se preferă adesea

capitonajul cutiei pe o grosime de 50 + 70 mm. Materialele utilizate sînt: vata de sticlă sau minerală, fibre de sticlă, burete etc.

La montarea difuzoarelor pe panoul frontal al cutiei, datorită grosimii apreciabile a acestuia, dacă difuzorul este montat în interior, apare în fața membranei un tub acustic care încarcă radiația. Se produce practic o mărire a masei efective a difuzorului cu consecințe în modificarea parametrilor de semnal mic a acestuia. De aceea, dacă nu este posibilă montarea difuzorului cu baza conului membranei la suprafața exterioară a cutiei, trecerea de la conul difuzorului la peretele exterior se face printr-o secțiune conică, cu unghi de 45°, după cum se vede în figura 4.7. Soluția aceasta este absolut necesară în cazul difuzoarelor pentru frecvențe înalte, care sînt montate încasate separat pe panoul frontal al incintei.

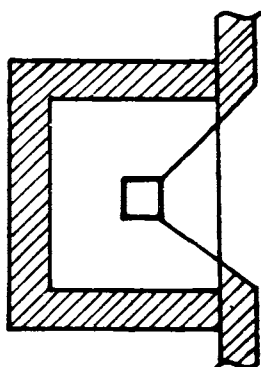


Fig. 4.7

La realizarea incintelor acustice nu trebuie pierdută din vedere nici armonizarea cât mai bună cu mobilierul încăperilor de locuit, sau cu spațiul în care urmează a fi utilizate (automobil, sală de spectacol, etc.)

4.3 Incinta cu deschidere (bass reflex)

Incintele acustice închise pentru difuzoare au fost realizate tocmai pentru a închide (anula) radiația de spate a membranei difuzorului, radiație care este în antifază cu radiația de față. La difuzorul liber acestea interferă, el comportându-se ca un dipol acustic.

Incinta cu deschidere este reprezentată în secțiune în figura 4.8.

Pe lângă deschiderea pentru difuzor, cutia mai prezintă o deschidere sub forma unui tub acustic. Ideea de bază, care a condus la realizarea unui astfel de sistem, este de a folosi unda de spate a difuzorului după o defazare cu 180° . Unda de spate pune în mișcare aerul din incintă, care se comportă elastic (prezintă o elasticitate acustică C_{ac}) și aerul din deschidere (tub), care se comportă preponderent ca o masă acustică m_a . Deplasarea aerului prin deschidere va genera la rîndul ei o presiune acustică într-un punct exterior din spațiu, care se va suma cu presiunea creată de unda de față a difuzorului în acel punct.

Cutia împreună cu deschiderea formează un rezonator acustic (C_{ac} , m_a). Pentru frecvențe mai mari decît frecvența de rezonanță, datorită efectului inerțial dat de masa aerului din deschidere, o compresie a aerului în fața membranei difuzorului va conduce tot la o compresie și în fața deschiderii și deci presiunile corespunzătoare într-un punct exterior din spațiu sînt în fază. Deci unda de spate poate fi utilizată în scopul măririi presiunii generate de con numai în domeniul frecvențelor mai mari decît frecvența de rezonanță a incintei. La frecvențe mai joase volumul de aer din tub se comprimă foarte puțin și presiunile create de difuzor și deschidere rămîn în antifază și presiunea sonoră creată în exterior scade foarte mult. La frecvența de rezonanță a incintei se poate considera că numai deschiderea radiază.

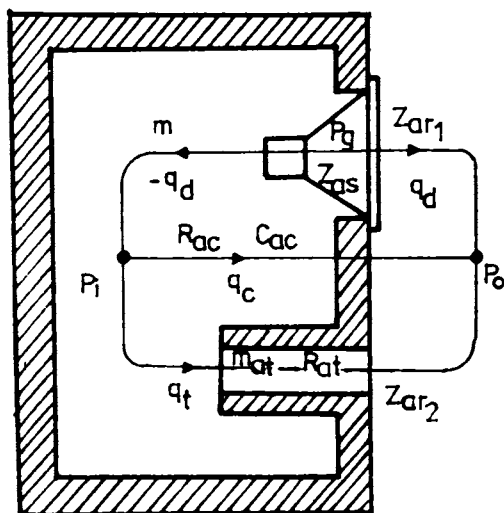


Fig.4.8

Ținînd seama de faptul că randamentul difuzorului scade mult sub frecvența de rezonanță se impune ca frecvența de rezonanță a incintei să se aleagă în apropierea frecvenței de rezonanță a difuzorului dar ceva mai mare (vezi și paragrafele următoare). Deci incinta deschisă nu poate suplini deficiențele unui difuzor cu frecvență de rezonanță ridicată (nu poate coborî limita inferioară a benzii de frecvență).

4.3.1 Modelarea incintei acustice cu deschidere

Considerînd difuzorul reprezentat ca o sursă de presiune p_g și o impedență acustică Z_{as} , care include elementele R_{ac} , R_{as} , m_{at} și C_{ac} (elemente electrice și mecanice care caracterizează difuzorul raportate la partea acustică), iar cutia caracterizată de o elasticitate acustică C_{ac} și o rezistență acustică R_{ac} și tubul (deschiderea) caracterizată de o masă acustică m_{at} și o rezistență acustică R_{at} și ținînd cont de legile reprezentării sistemelor acustice prezentate în capitolul 2, se obține schema echivalentă acustică a incintei cu deschidere din figura 4.9.

În figură s-au neglijat de fapt rezistențele acustice ale cutiei și deschiderii și de asemenea rezistențele acustice de radiație, iar masele acustice de radiație, care de fapt caracterizează impedențele de radiație ale celor două deschideri au fost incluse în masele acustice ale elementelor respective. Au apărut în felul acesta notațiile: $m'_{as} = m_{as} + m_{ac} + m_{at,1}$ și $m'_{at} = m_{at} + m_{at,2}$.

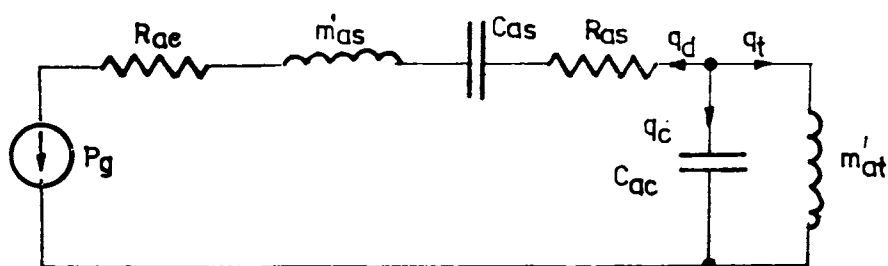


Fig.4.9

Se poate face o reprezentare trecînd toate elementele numai în partea electrică a sistemului. Se obține schema echivalentă electrică a incintei cu deschidere din figura 4.10.

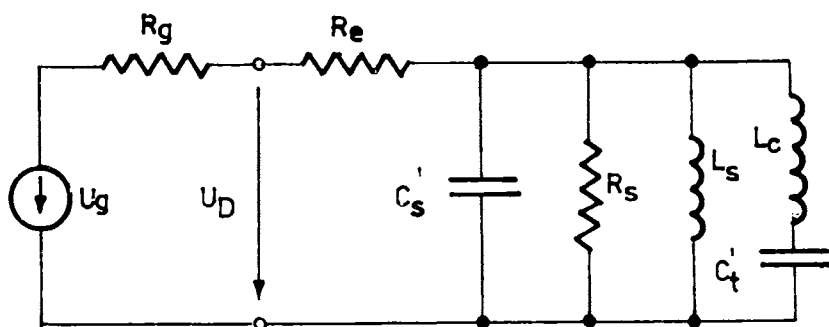


Fig.4.10

Legătura dintre elementele acustice, mecanice și electrice din aceste două figuri este exprimată de relațiile:

$$\begin{aligned} L_s &= C_{ms}(Bl)^2 = C_{as}(Bl)^2/S_d^2 \\ C'_s &= m'_a/(Bl)^2 = m'_as^2/(Bl)^2 \\ R_s &= (Bl)^2/R_{ms} = (Bl)^2/S_d^2 R_{as} \\ L_c &= C_{ac}(Bl)^2/S_d^2 \\ C'_t &= m'_at^2/(Bl)^2 \end{aligned}$$

unde produsul Bl este coeficientul de transfer mecano-electric, iar S_d coeficientul de transfer mecano-acustic.

Schemele echivalente demonstrează că incinta cu deschidere este un rezonator acustic cu frecvența de rezonanță

$$f_{oc} = 1/2\pi\sqrt{C_{ac}m'_{as}} = 1/2\pi\sqrt{L_c C'},$$

Pentru a o compara cu frecvența de rezonanță a difuzorului f_{α} , se introduce valoarea raportată la această frecvență $h = f_{\alpha}/f_{oc}$. Se utilizează ca și pentru incinta închisă factorul de elasticitate $\alpha = C_{as}/C_{ac}$. Se pot defini de asemenea factorii de calitate mecanic, electric și total. Ținând cont și de rezistența sursei de semnal (amplificator), factorul de calitate total al sistemului cu incintă deschisă la frecvența de rezonanță a difuzorului f_{α} este dat de:

$$Q_t^{-1} = Q_{ms}^{-1} + Q_{es}^{-1}(R_j(R_t + R_p))$$

Prin analiza schemei echivalente acustice se poate calcula debitul acustic generat de sistem și cu acesta puterea acustică radiată. Trebuie remarcat că trecerea la incinta deschisă modifică frecvența de rezonanță a difuzorului deoarece masa acustică a difuzorului este modificată (m'_{as}). Se poate însă considera modificarea neglijabilă într-o primă aproximație, ca și în cazul incintei închise. Considerînd rezistența acustică de radiație a incintei deschise (ca de altfel și a incintei închise) ca o rezistență de radiație de referință a unei mici surse pulsante aflate în apropierea unui ecran rigid $R_r = 2\pi\rho f^2/c$ se ajunge după aranjare la expresia:

$$P_a = P_{ao} |G_o(j\omega/\omega_{\alpha})|^2, \text{ unde } P_{ao} \text{ este independentă de frecvență, iar}$$

G_o poate fi pusă sub forma: $G_o(j\omega/\omega_{\alpha}) =$

$$\frac{\left(\frac{j\omega}{\omega_{\alpha}}\right)^4 h^{-2}}{\left(\frac{j\omega}{\omega_{\alpha}}\right)^4 h^{-2} + \left(\frac{j\omega}{\omega_{\alpha}}\right)^3 h^{-2} Q_t^{-1} + \left(\frac{j\omega}{\omega_{\alpha}}\right)(1 + h^{-2}(1 + \alpha)) + \left(\frac{j\omega}{\omega_{\alpha}}\right) Q_t^{-1} + 1}$$

În practică se pune problema de a controla curba de răspuns a puterii acustice, deci de a determina $G_o(j\omega/\omega_{\alpha})$, care corespunde unui filtru trece sus de ordinul patru, în așa fel încît să satisfacă anumite criterii ca frecvență limită inferioară, constanță în banda de frecvență, etc., și de a găsi valorile corespunzătoare ale lui h , Q_t și α .

O primă metodă constă în identificarea lui $G_o(j\omega/\omega_{\alpha})$ cu funcții de transfer particulare cu proprietăți cunoscute, rezultate din teoria filtrelor electrice. Se observă că această expresie poate fi scrisă sub forma generală:

$$G(j\omega/\omega_{\alpha}) = \frac{(j\omega/\omega_{\alpha})^4}{(j\omega/\omega_{\alpha})^4 + a_1(j\omega/\omega_{\alpha})^3 + a_2(j\omega/\omega_{\alpha})^2 + a_3(j\omega/\omega_{\alpha}) + 1}$$

Prin identificarea cu forma prezentată anterior se găsește:

$$h = a_3/a_1$$

$$\alpha = a_2 h - h^2 - 1$$

$$Q_1 = 1/\sqrt{a_1 a_3}$$

$$\omega_3/\omega_{\infty} = \sqrt{h}(\omega_3/\omega_0)$$

unde ω_3 este pulsația de tăiere la jumătate de putere (la 3 dB) a funcției $G(j\omega/\omega_0)$.

Să considerăm funcția trece sus de tip Butterworth de ordinul 4 (B_4) definită de funcția:

$$G(j\omega/\omega_0) = \sqrt{(\omega/\omega_0)^8 / (1 + (\omega/\omega_0)^8)}$$

Identificînd cu expresia generală obținem:

$$a_1 = a_3 = 2,613 ; a_2 = 3,414 ; \omega_3 = \omega_0$$

Se pot cu acești coeficienți calcula parametrii doriți:

$$h = 1 ; \alpha = 1,414 ; Q_1 = 0,384$$

O a doua metodă posibilă este simularea pe calculator a curbei de răspuns. Astfel, prin încercări succesive, se determină combinația valorilor h , Q_1 și α astfel încît $G_0(j\omega/\omega_{\infty})$ să satisfacă diferitele criterii de formă, după cum am mai precizat.

În tabelul de mai jos se dau valorile lui h , α , Q_1 și raportul f_3/f_{∞} pentru cinci funcții de transfer: [1]

Nr.	Tip funcție	h	α	Q_1	f_3/f_{∞}
1	Butterworth ₄	1	1,414	0,384	1
2	Cebîșev ₄	0,77	0,589	0,505	0,65
3	QB ₃	1,41	4,46	0,259	1,77
4	HM 39	0,6	0,3	0,8	0,46
5	HM 50	1	1	0,447	0,87

Prima este un filtru Butterworth de ordinul 4, a doua este pentru un filtru Cebîșev de ordinul 4 cu $k = 0,5$, a treia specifică o aliniere Qvasi-Butterworth de ordinul trei, iar ultimele două au fost obținute prin simulare pe calculator. Reprezentarea grafică a acestor cinci funcții apare în figura 4.11. Pentru proiectare se poate alege un astfel de răspuns și lua din tabel valorile parametrilor necesari.

Din analiza schemei echivalente electrice din figura 4.10 se găsește impedanța de intrare în joasă frecvență:

Ținînd cont de expresiile pulsațiilor de rezonanță ale incintei și difuzorului, ale factorilor de calitate mecanic și electric ai difuzorului și de raportul h al frecvențelor de rezonanță amintite, impedanța de intrare a incintei

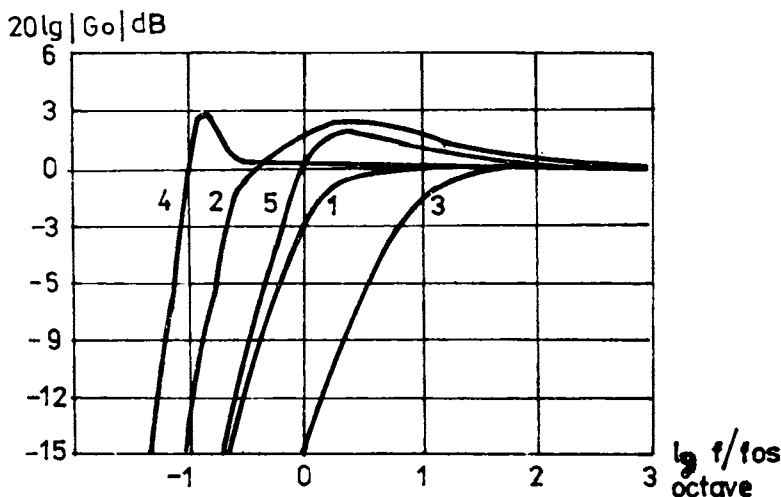


Fig.4.11

$$Z_d = R_e + \frac{(1 - \omega^2 L_e C') j \omega L_s R_s}{R_s (1 - \omega^2 C' (L_s + L_e)) + j \omega L_s (1 - j \omega C' R_s) (1 - \omega^2 L_e C')}$$

deschise raportată la rezistența electrică a difuzorului se poate aduce la forma:

$$z_d = 1 +$$

$$+ \frac{O_{ms}}{Q_{cs}} \cdot \frac{\frac{j\omega}{\omega_{os}} Q_{ms}^{-1} \left(\frac{1}{h^2} \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}} \right)^2 + 1 \right)}{\left(\frac{j\omega}{\omega_{os}} \right)^4 \frac{1}{h^2} + \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}} \right)^3 \frac{Q_{ms}^{-1}}{h^2} + \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}} \right)^2 \left[1 + \frac{(1+\alpha)}{h^2} \right] + \left(\frac{j\omega}{\omega_{os}} \right) Q_{ms}^{-1} + 1}$$

Reprezentată grafic funcție de frecvență curba $z_d(f)$ prezintă două maxime, așa după cum se observă în figura 4.12. Aceste maxime sînt separate printr-un minim la frecvența f_{∞} , de rezonanță a incintei, unde impedanța raportată ia valoarea 1 adică $Z_d = R_e$.

Studiul funcției de transfer a impedanței normalizate conduce la relațiile:

$$f_{\infty} = f_i f_h / f_{oc}$$

$$\alpha = (f_h + f_{oc})(f_h - f_{oc})(f_{oc} + f_i)(f_{oc} - f_i) / f_i^2 f_h^2$$

unde $f_i < f_{oc}$ și $f_h > f_{oc}$ sînt frecvențele corespunzătoare celor două maxime.

Cu aceste relații se pot determina f_{∞} și α măsurînd f_{oc} , f_i , f_h .

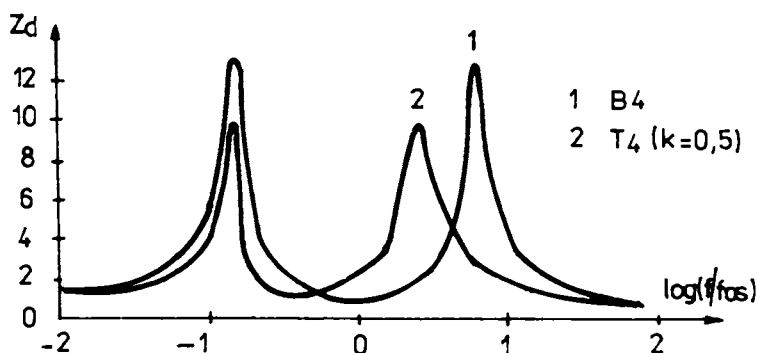


Fig.4.12

Dacă f_1 și f_h sînt ușor de sesizat (determinat), datorită inductanței L_c a bobinei difuzorului, f_{oc} nu corespunde cu exactitate minimului observat între f_1 și f_h . Obținînd deschiderea și determinînd frecvența de rezonanță a incintei închise astfel formate f'_{oc} , se poate demonstra, admițînd egale masele acustice pentru incinta închisă și deschisă, că:

$$f_{oc} = \sqrt{f_1^2 + f_h^2 - f_{oc}^2}$$

$$\alpha = f_{oc}^2 f_1^2 f_h^2$$

Deci măsurînd frecvența de rezonanță a incintei închise și apoi cele două rezonanțe ale incintei deschise se pot determina principalii parametri ai sistemului bass-reflex, deci se poate verifica experimental dacă sistemul construit corespunde cerințelor impuse.

Pentru reducerea distorsiunilor neliniare în jurul frecvenței de rezonanță a difuzorului se va asigura prin proiectare $f_{oc} = f_{oc}$, deoarece, după cum se observă în figura 4.13, la f_{oc} impedanța difuzorului scade și compensează creșterea elongației în jurul frecvenței de rezonanță a difuzorului f_{oc} .

4.3.2 Proiectarea sistemelor cu incintă deschisă

Pentru proiectarea incintelor cu deschidere se definesc ca și pentru sistemele cu incintă închisă factorii de merit în putere și randament, pentru a exprima aceste mărimi funcție de mărimile specifice și ușor măsurabile ale difuzorului utilizat și cutiei.

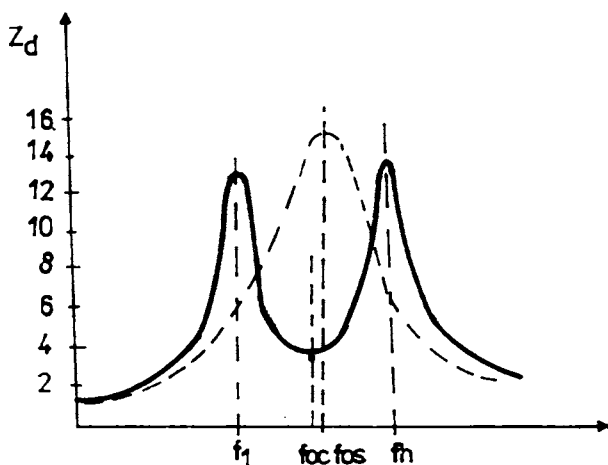


Fig.4.13

$$P_a = k_p f_3^4 V_d^2 \text{ cu } k_p = (4\pi^3 \rho / c x_{\max}^2) (f_{\infty} / f_3)^4$$

$$\eta = k_q f_3^3 V_c \text{ cu } k_q = (Q_i / Q_{ca}) (V_{sa} / V_c) (4\pi^2 / c^3 Q) (f_{\infty} / f_3)^3$$

Pentru $Q_i = Q_{ca}$ (pierderi mecanice mici) maximul lui k_q este în funcție de f_{∞} / f_3 și Q_i . Randamentul teoretic maxim la care se poate spera pentru o incintă cu deschidere proiectată optim, care corespunde unui aliniament de tip Cebîșev de ordinul 4 este:

$$\eta = 3,9 \cdot 10^{-6} f_3^3 V_c$$

Această relație este reprezentată grafic (diagrame Small) în figura 4.14.a.

Factorul de merit în putere k_p este cuprins între 0,3 și 10 funcție de forma aleasă pentru G_o . În practică, o estimare valabilă pentru cazul în care semnalul nu are componente importante sub frecvența de rezonanță f_{∞} este $k_p = 3$ și deci:

$$P_a = 3 f_3^4 V_d^2$$

Legătura dintre mărimile cuprinse în această relație este reprezentată și în figura 4.14.b. Graficele din figura 4.14 servesc la estimarea rapidă a unui al treilea parametru cînd se cunosc ceilalți doi, pentru considerarea corectă, din start, a exigențelor impuse parametrilor sistemului.

Se vede că din punct de vedere al randamentului și al puterii acustice radiate, incinta cu deschidere este avantajoasă în raport cu incinta închisă (factori de merit mai mari).

Pentru proiectarea incintei cu deschidere se impun, în general, frecvența limită inferioară f_3 și linia generală a curbei de răspuns, volumul cutiei V_c sau randamentul, puterea acustică radiată maximă. Se estimează în

prealabil valoarea scontată pentru factorul de calitate mecanic al difuzorului Q_{ms} , care se situează în general între 5 și 10.

În practică se alege curba de răspuns dorită (vezi tabelul prezentat și figura 4.11), de unde se obțin imediat valorile parametrilor h , α , Q_i și f_3/f_{α} .

În ipoteza în care $Q_{\alpha} \approx Q_i$ ($R_x \ll R_c$), parametrii necesari (care se impun) pentru difuzor se vor determina astfel:

1. Factorul de calitate electric $Q_{\alpha} = Q_{ms} Q_i / (Q_{ms} - Q_i)$
 2. Volumul de aer echivalent $V_{\alpha} = \alpha V_c$
 3. Frecvența de rezonanță $f_{\alpha} = f_3 / (f_3 / f_{\alpha})$
 4. Randamentul, calculînd mai întîi factorul de merit
 5. Puterea electrică necesară $P_e = P_a / \eta$
 6. Volumul de deplasare de vîrf, din formula puterii acustice, estimînd factorul de merit în putere la valoarea 3, după cum am arătat: $V_d^2 = P_a / 3f_{\alpha}^4$
- Cunoscînd debitul și funcția de transfer a răspunsului $G_o(j\omega)$ se poate determina expresia elongației relative:

$$\tilde{x}_o = (h^2(f_{\alpha}/f)^2 - h^4(f_{\alpha}/f)^4) \cdot |G_o(f/f_{\alpha})|$$

Determinînd valoarea maximă a elongației relative cu valoarea maximă a modulului lui G_o cunoscută, se poate determina mai exact, fără estimarea factorului de merit, volumul de deplasare de vîrf din:

$$P_a = (4\pi^3 \rho / c) (f_{\alpha}^4 V_d^2) x_{\max}^{-2}$$

Dacă se impune randamentul în loc de volumul cutiei se va determina factorul de merit în randament avînd estimat α , adică (V_{α}/V_c) și apoi din formula randamentului în funcție de factorul de merit volumul cutiei V_c .

Cunoscînd Q_{α} , Q_{is} , V_{α} , f_{α} , P_e și V_d se poate acum alege sau proiecta și construi difuzorul care să aibă acești parametri, solicitați de condițiile impuse sistemului.

Avînd volumul cutiei (impus sau calculat), incinta se realizează după aceleași principii ca pentru incinta închisă. Se impune ca pierderile acustice să fie cît mai mici și de aceea se va avea grijă ca la asamblarea cutiei și fixarea difuzorului să se asigure o cît mai bună etanșare. Nu se recomandă, din același motiv, utilizarea de țesături sau plase decorative în fața difuzorului sau deschiderii.

Din formula frecvenței de rezonanță a cutiei cu deschidere și ținînd cont de exprimarea elasticității acustice a cutiei funcție de volumul acesteia se poate calcula masa acustică a deschiderii:

$$m'_a = \rho c^2 / V_c (2\pi h f_{\alpha})^2$$

Dar aceasta se poate exprima funcție de dimensiunile deschiderii:

$$m'_a = \rho l' / S_i$$

unde l' este lungimea tubului ținînd cont și de efectele de capăt (radiație), iar S_i secțiunea acestuia.

Din cele două expresii se poate calcula raportul l' / S_i .

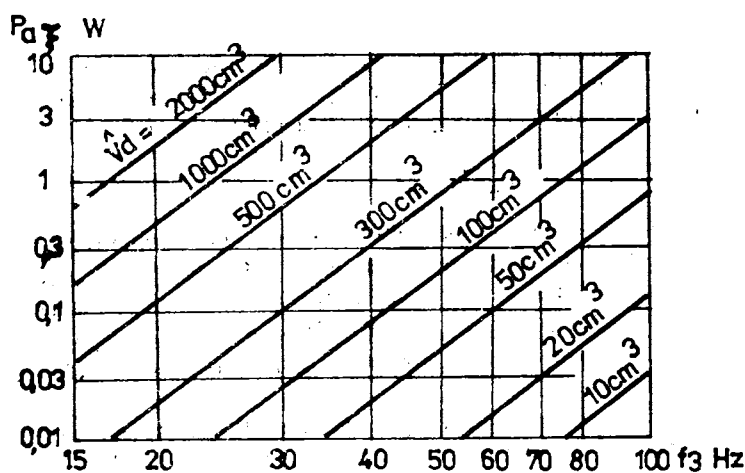
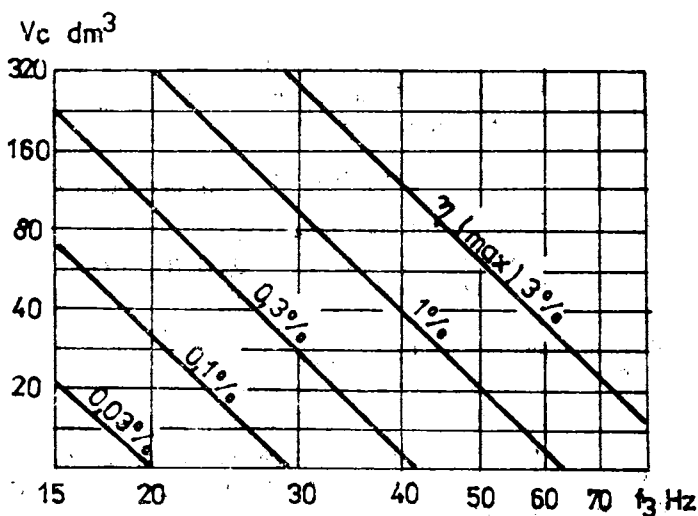


Fig.4.14

Pentru secțiune circulară efectul de capăt (antrenarea aerului pe o lungime l_c în afara tubului) se consideră $l_c = 0,541/r$. Prin r , s-a notat raza deschiderii (tubului).

Suprafața deschiderii trebuie aleasă suficient de mare pentru a nu avea prin tub viteze mari de deplasare ale aerului, care să determine creșterea pierderilor. Se admite o viteză maximă de 5m/s, de unde rezultă

$$\text{că } S_p \geq 0,8 f_{oc} V_d$$

Pentru determinarea dimensiunilor deschiderii se va proceda deci după cum urmează:

- Se alege suprafața deschiderii funcție de V_d și f_{∞} ($f_{\infty} = f_{\alpha}$)

- Se calculează lungimea (adîncimea) deschiderii din:

$$l_1/S_1 = l_1'/S_1 - 0,541/r_1$$

- Se verifică dacă $l_1 < \lambda_{\infty}/12$ și dacă nu depășește adîncimea aleasă pentru cutie. Pentru micșorarea lungimii l_1 se poate mări secțiunea tubului S_1 . O secțiune mare se poate face din mai multe tuburi în paralel.

Pentru o secțiune dreptunghiulară $S_1 = a \times b$, cele două laturi a și b se pot alege astfel:

$$a = 0,793 \cdot D / \sqrt{k} \quad \text{și} \quad b = 0,793 \sqrt{k} \cdot D$$

unde $D = 2r_1$ și $k = b/a$

Pentru o mai bună înțelegere să proiectăm un sistem cu incintă cu deschidere pentru sonorizarea unei chitare bass, care redă cea mai gravă notă cu frecvența de 41,2 Hz (nota mi de jos). Se fixează volumul net al cutiei la 125 dm³ și se dorește furnizarea unei puteri acustice de 3 W.

Conform cu cele prezentate estimăm factorul de calitate mecanic al difuzorului ce va trebui utilizat pentru sonorizare la $Q_{ms} = 5$.

Puterea acustică cerută fiind mare ne oprim la un răspuns în frecvență de tip Cebîșev de ordinul 4, pentru a maximiza randamentul. Vor rezulta din tabelul prezentat parametrii: $h = 0,77$; $\alpha = 0,589$; $Q_1 = 0,505$ și $f_3/f_{\infty} = 0,65$. Ținînd cont de forma curbei din figura 4.11 (curba de răspuns aleasă) putem alege frecvența limită inferioară f_3 în apropierea frecvenței corespunzătoare notei mi de jos. Fie $f_3 = 38$ Hz.

Urmărind etapele prezentate vom obține succesiv:

$$Q_{ms} \approx Q_1 = 0,5$$

$$Q_{\alpha s} = 5 \cdot 0,5 / (5 - 0,5) = 0,56$$

$$f_{\alpha s} = 38 / 0,65 = 58,5 \text{ Hz}$$

$\eta = 3,9 \cdot 10^{-6} \cdot 38^3 \cdot 125 \cdot 10^{-3} = 2,7 \%$ (s-a utilizat valoarea maximă a factorului de merit pentru curba de răspuns aleasă. Calculînd-o cu valorile din problemă ar fi rezultat $3,76 \cdot 10^{-6}$)

$$V_{ms} = 0,589 \cdot 125 = 73,5 \text{ dm}^3$$

$$P_{ef} = 3/2 \cdot 7 \cdot 10^{-2} = 110 \text{ W}$$

Avînd frecvențe în spectrul semnalului sub frecvența de rezonanță a cutiei nu putem lua valoarea 3 pentru factorul de merit în putere. Determinarea elongației maxime relative este laborioasă manual. Din diagramele lui Small din figura 4.14.b se observă că pentru puterea acustică de 3 W și frecvența limită inferioară de 38 Hz impuse, volumul de deplasare la vîrf al difuzorului trebuie să fie cuprins între 700 și 800 cm³. Estimînd $k_p = 2$ se obține $V_d = 850 \text{ cm}^3$ și vom considera această valoare.

Pentru acest volum de deplasare se impun:

$$S_i \geq 0,8 \cdot 0,77 \cdot 58,5 \cdot 850 \cdot 10^{-6} \geq 306 \text{ cm}^2$$

Se alege $r_i = 10 \text{ cm}$ și rezultă $S_i = 314 \text{ cm}^2$

$$l_i/S_i = 340^2/125 \cdot 10^{-3} (2\pi \cdot 0,77 \cdot 58,5)^2 = 11,6 \text{ m}^{-1}$$

$$l_i/S_i = 11,6 - 5,41 = 6,2 \text{ m}^{-1}$$

$$l_i = 6,2 \cdot 0,0314 \approx 19 \text{ cm}$$

Secțiunea tubului este foarte mare. Se va realiza de aceea deschiderea din patru tuburi cu raza de 5 cm. Efectul de capăt este mai pronunțat și tuburile pot fi scurtate puțin.

Cutia fiind de volum mare este preferată alegerea proporțiilor $1 \times 1,401 \times 1,863$ pentru cele trei dimensiuni. În această situație, dimensiunea cea

mai mică este $\sqrt[3]{125 \cdot 10^{-3}/1,4 \cdot 1,863} \approx 36 \text{ cm}$ și este mai mare decât lungimea deschiderii și deci cutia poate fi realizată.

De multe ori difuzorul este impus (dispunem de un difuzor anume) și se cunosc deci parametrii acestuia. Pentru proiectarea incintei se va căuta în acest caz funcția de transfer care să asigure un factor de calitate Q_i cât mai apropiat de factorul de calitate total al difuzorului. Se vor deduce α , h și f_3/f_{∞} , iar apoi, cunoscând puterea acustică, V_c ș.a.m.d.

Asigurarea altor parametri ca frecvență limită inferioară, sau volumul cutiei nu poate fi luată în discuție, decât în măsura în care caracteristica astfel aleasă îi asigură. Pentru aprecierea efectelor abaterilor de la parametrii impuși precizăm că un ecart de 25 % de Q_i crează o ondulație în curba de răspuns de 2 dB.

Estimarea tuturor efectelor fiind laborioasă și imprecisă este preferabil de a nu impune frecvența limită inferioară f_3 sau volumul cutiei V_c , ci de a încerca doar maximizarea randamentului, după cum am prezentat, ceilalți parametri urmărindu-i doar pentru încadrarea în valori rezonabile.

Cerințele impuse proiectării incintelor cu deschidere pot conduce la soluții irealizabile practic (ex. lungimea tubului mai mare decât adâncimea cutiei). Această situație a condus la construirea unui alt tip de incinte, la care deschiderea a fost înlocuită cu o membrană suspendată pe circumferința sa, numite incinte cu radiator pasiv și reprezentate schematic în figura 4.15. Membrana (radiatorul pasiv) poate fi și conică, adică chiar un difuzor fără bobină și magnet. Montată în locul deschiderii ea definește o impedanță acustică Z_{ap} formată din masa acustică a membranei m_{ap} , elasticitatea acesteia C_{ap} și rezistența sa de pierderi R_{ap} . Respectînd regulile de reprezentare a sistemelor mecano-acustice se obține schema echivalentă acustică a incintei cu radiator pasiv din figura 4.16.

Studiul sistemului cu radiator pasiv urmează același drum cu al celui cu deschidere, dar este de o complexitate mai mare și este necesară apelarea la calculator pentru modelarea și studiul funcției de transfer și a determinării principalilor parametri.

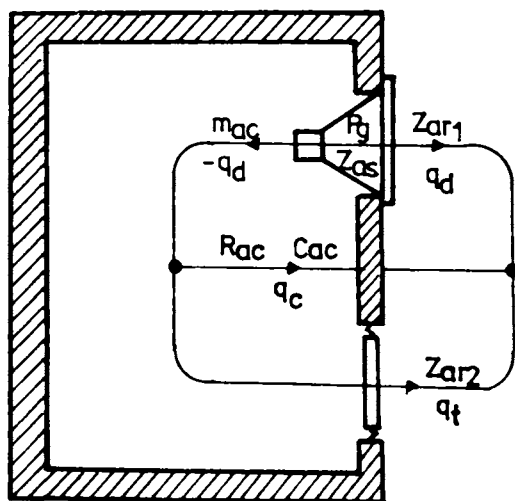


Fig.4.15

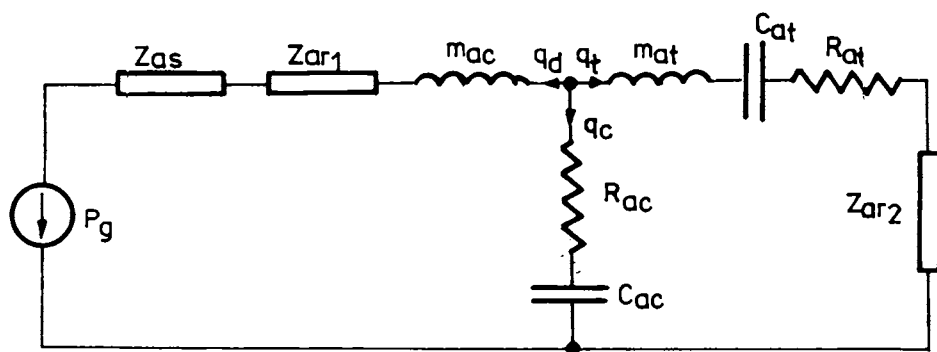


Fig.4.16

Comparînd performanțele incintei cu deschidere cu cele ale incintei cu radiator pasiv rezultă că aceasta din urmă este preferabilă cînd se cere o putere acoustică mare pentru un volum al cutiei mic, cînd este posibil, după cum am arătat, ca lungimea deschiderii să depășească adîncimea cutiei și realizarea incintei să nu mai fie posibilă.

4.4 Sisteme acustice cu căi multiple

Din cele prezentate pînă acum rezultă că incintele acustice și difuzoarele electrodinamice în general nu pot asigura transmisia în condiții bune a întregului spectru de frecvență al semnalului audio. Incintele asigură o îmbunătățire a caracteristicii în domeniul frecvențelor joase. Pentru o frecvență limită superioară cît mai ridicată diametrul membranei trebuie să fie cît mai mic, cerință contrară celei pentru o putere acustică mare sau pentru redarea frecvențelor joase. De aceea, transmiterea sunetului se face adesea împărțind spectrul semnalului sonor în mai multe părți (game), fiecare parte fiind transmisă de un difuzor specializat.

Un difuzor sau o incintă cu căi multiple este un sistem de mai multe difuzoare, în general combinate cu rețele separatoare, în așa fel încît banda sa nominală de frecvență rezultă din compunerea celor ale difuzoarelor constituente. Sînt posibile structurile aval, cînd rețelele separatoare (filtrele) sînt plasate între amplificatorul de putere și difuzoare, sau cele amonte la care rețelele de separare sînt plasate în fața a cîte unui amplificator de putere, după cum se poate observa în fig.4.17.

Dacă la prima vedere cea de-a doua variantă pare mai costisitoare, ea necesită 3 amplificatoare de putere, realizarea de filtre de ordin superior de putere, ca în prima soluție, impune utilizarea de condensatoare și bobine scumpe și de gabarit mare, care pot inversa raportul costurilor în special în cazul utilizării amplificatoarelor de putere integrate. În plus, la semnal mic se pot utiliza filtre active mult mai precise și mai ușor de controlat.

Frecvențele de separare ale filtrelor sînt limitele benzilor de frecvență ale difuzoarelor. Deoarece componentele spectrale ale semnalului audio (vorba sau muzică) nu au aceeași intensitate, componentele de frecvență inferioară frecvenței de 500 Hz avînd o intensitate mai mare decît cele peste această frecvență, scăzînd și mai mult după 3000 Hz (primul formant vocalic are intensitate mai mare decît următorii), frecvențele de separare se iau de regulă la 800 Hz și 5000Hz, adică ceva mai mari decît frecvențele de separare în amplitudine a semnalului vocal.

Difuzoarele utilizate sînt construite special pentru benzile de frecvență alocate și se numesc difuzor de joase, difuzor de medii și difuzor de înalte, pentru partea inferioară, centrală și respectiv superioară a spectrului audio.

O realizare tipică, schematică de difuzor de înalte este reprezentată în figura 2.10. Membrana din policarbonat este sub formă de calotă sferică, formă care nu necesită decît o suspensie exterioară și permite realizarea unei bobine de diametru mare. Acestea conduc la scăderea masei (bobină cu spire mai puține) și elasticității sistemului mobil, deci la creșterea frecvenței de rezonanță, frecvență care trebuie să se situeze în apropierea frecvenței de separare, sub aceasta. Reducerea numărului de spire posibilă fără reducerea lungimii conductorului datorită diametrului mare al bobinei conduce și la reducerea inductanței electrice L_e a difuzorului. Se remarcă de asemenea la

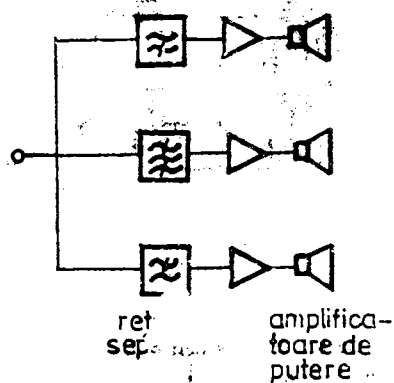
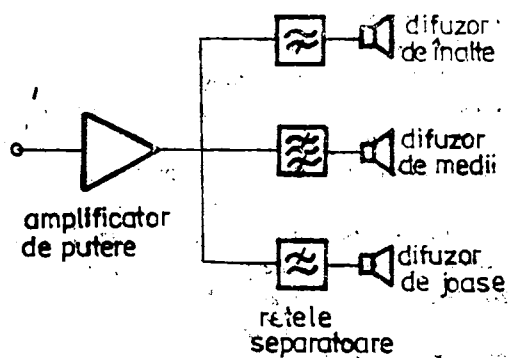


Fig.4.17

această construcție că radiația de spate a membranei este închisă de elementele constructive ale circuitului magnetic, deci difuzorul se comportă ca unul montat în incintă închisă și nu mai trebuie proiectată o alta, el putând fi montat

ca atare în incinta difuzorului de joase. La construcția incintei acestuia din urmă se va ține însă cont de volumul ocupat de difuzorul de înalte.

O problemă importantă la construcția incintelor cu căi multiple o constituie realizarea coincidențelor acustice ale membranelor la frecvența de separare, adică plasarea lor la distanțe mici în raport cu lungimea de undă. Această condiție este necesară pentru ca să nu existe diferențe prea mari de drum pentru undele acustice de la difuzoare la punctul de ascultare. O construcție care elimină acest dezavantaj este difuzorul cu coincidență. La acesta, membrana difuzorului de frecvențe înalte, în calotă sferică metalică, este urmată de un pavilion (pîlnie) care se deschide (este plasat) în axul membranei conice a difuzorului de joase, după cum se observă în figura 4.18. Bolta de închidere a conului membranei acestuia din urmă trebuie să fie în această situație permeabilă pentru sunet, va fi realizată deci din material textil și nu va avea decît un rol de protecție împotriva prafului. Construcția unui astfel de difuzor este însă complicată. Mai simplu este plasarea unui difuzor de înalte în deschiderea conului difuzorului de joase. În ambele situații este nevoie, după cum am arătat, de rețele separatoare.

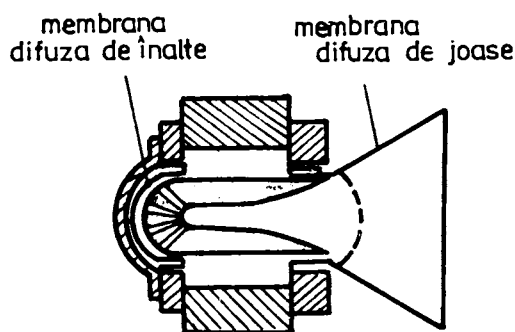


Fig.4.18

Fie f_0 frecvența de separare a celor două căi. Se admite că centrele celor două difuzoare sînt confundate și că radiația lor nu este directivă. Admitem de asemenea că difuzoarele au aceeași eficacitate în amplitudine și în fază nu numai în banda de trecere pe care trebuie să o transmită fiecare ci și deasupra lui f_0 în cazul difuzorului de joase cît și sub f_0 în cazul celui pentru redarea frecvențelor înalte. Fie $H_p(j\omega/\omega_0)$ răspunsul în presiune acustică funcție de tensiunea aplicată. Presiunea acustică totală va fi:

$$p = H_p(j\omega/\omega_0)(U_j + U_i)$$

unde U_j și U_i sînt tensiunile la ieșirea din rețelele separatoare, care depind de funcțiile de transfer ale acestora.

$$U_j = H_j(j\omega/\omega_0)U$$

$$U_i = H_i(j\omega/\omega_0)U$$

În urma înlocuirii rezultă:

$$p = H_p(j\omega/\omega_0)[H_j(j\omega/\omega_0) + H_i(j\omega/\omega_0)]U$$

Criteriile de realizare a rețelelor separatoare se stabilesc comparînd această presiune cu aceea produsă de un difuzor de bandă largă ideal caracterizat de aceeași funcție de transfer și căruia i se aplică tensiunea U , $p' = H_p(j\omega/\omega_0)$.

Exigența cea mai severă este egalitatea lui p și p' atît în valoare absolută cît și în fază:

$$H_j(j\omega/\omega_0) + H_i(j\omega/\omega_0) = 1$$

Se poate cere numai egalitatea valorilor efective ale presiunilor, de unde al doilea criteriu de realizare a filtrelor de separare

$$H_j(j\omega/\omega_0) + H_i(j\omega/\omega_0) = \exp[j\varphi(\omega/\omega_0)]$$

unde $\varphi(\omega/\omega_0)$ este un defazaj dependent de frecvență între p și p' .

Al treilea criteriu este un compromis. Se tolerează o diferență între valorile efective ale presiunilor în măsura în care aceasta permite reducerea defazajului φ sau a complexității filtrelor. Aceasta se poate scrie:

$$H_j(j\omega/\omega_0) + H_i(j\omega/\omega_0) = M(\omega/\omega_0)\exp[j\varphi(\omega/\omega_0)]$$

unde $M(\omega/\omega_0)$ diferă puțin de unitate și depinde de frecvență.

Proiectarea rețelelor de separare se bazează pe teoria filtrelor. Intervin însă două probleme care limitează (îngreunează) sau mai bine zis de care trebuie să se țină seama în proiectare.

1. Teoria filtrelor se face admitînd o impedanță de sarcină reală și constantă în toată gama de frecvențe. Această condiție nu poate fi îndeplinită decît în structura amonte, deoarece difuzorul, sarcină pentru filtru în structura aval, este departe de a fi o impedanță reală și constantă cu frecvența (vezi

f 3.2). Se utilizează de aceea uneori rețele suplimentare pentru compensarea rezonanței mecanice și a efectului inductiv.

2. La filtre se impune în general o aceeași atenuare (3dB) mărimii de ieșire la frecvența de rezonanță atît pentru filtrul trece jos cît și pentru cel trece sus. În cazul presiunii acustice se constată că pentru a satisface primul criteriu (cel mai dur) și al doilea este necesar ca la frecvența de separare, datorită diferențelor de fază, atenuarea să fie de 3 dB dacă H_j și H_i sînt în cuadratură și de 6 dB dacă sînt în fază.

Pentru structura amonte rețelele separatoare sînt toate filtre constituite din rețele pasive RC și amplificatoare operaționale, deoarece lucrează la valori mici ale semnalului. Vor avea deci toate avantajele utilizării circuitelor integrate; posibilitatea realizării de filtre de ordin superior la un gabarit și un

cost redus. În acest fel se compensează în parte creșterea costului datorată utilizării mai multor amplificatoare finale. Proiectarea și realizarea acestor filtre este suficient prezentată în literatura de specialitate și nu mai insistăm asupra lor.

În structura aval rețelele separatoare sînt filtre pasive cu bobine și condensatoare. Datorită valorilor mari ale condensatoarelor ($5 + 10 \mu F$) și

a bobinelor ($5+20mH$) cît și datorită impunerii (necesității) unor pierderi foarte mici, aceste elemente sînt costisitoare, depășind costul amplificatoarelor de putere integrate. În practică și puterea acustică radiată de difuzoarele din fiecare bandă nu este decît aproximativ egală. Necesitatea compensării și a acestei inegalități complică și mai mult realizarea filtrelor. Pentru difuzoarele de înalte și medii se pot utiliza pentru compensare potențiometre înseriate, soluție exclusă însă pentru difuzoarele de joase datorită influenței asupra factorului de calitate total, difuzorul de joase avînd rolul primordial în crearea puterii acustice a semnalului audio.

Pentru separarea a numai două căi de joase și de înalte primul criteriu este satisfăcut și de rețele de ordinul întîi

$$H_j = 1/(1 + s) \text{ și } H_i = sH_j$$

unde $s = \sigma + j\omega$ este variabila Laplace.

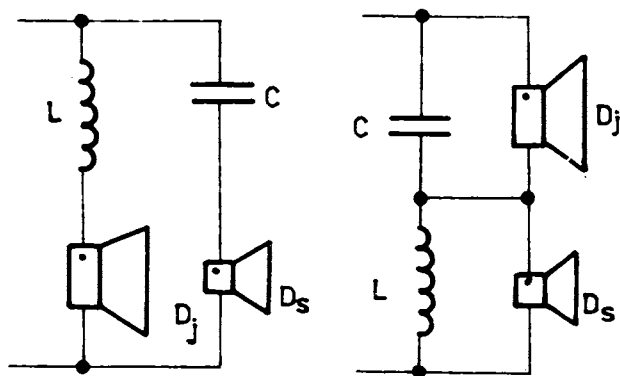


Fig.4.19

Acestea sînt filtre Butterworth trece jos și trece sus simetrice, cu panta de tăiere de 20 dB/dec. Realizarea lor de principiu în configurație serie și paralel este reprezentată în figura 4.19. În figură difuzorul de înalte a fost reprezentat de dimensiune mai mare, iar punctul de pe fiecare difuzor semnifică și va semnifica și în figurile următoare modul de conectare a difuzoarelor în fază sau în opoziție de fază (pentru un semnal de aceeași

polaritate membranele celor două difuzoare să se deplaseze în același sens sau în sensuri contrare). După cum se observă aici sînt conectate în fază.

Elementele de circuit utilizate la realizarea rețelei de separare se pot determina cu relațiile:

$$C = \frac{1}{\omega_o Z_d} = \frac{159}{Z_d [\Omega] f_o [kHz]} = [\mu F]$$

$$L = \frac{Z_d}{\omega_o} = \frac{0,159 Z_d [\Omega]}{f_o [kHz]} = [mH]$$

O separare mai bună a celor două căi se realizează prin utilizarea rețelelor (filtrelor) de ordin superior. De exemplu utilizînd filtrele Butterworth de ordinul 3 (vezi figura 4.20) panta de tăiere devine 60 dB/dec. Funcțiile de transfer ale celor două filtre sînt:

$$H_j = 1/(s^3 + 2s^2 + 2s + 1)$$

$$H_i = s^3 H_j$$

Elementele de circuit se vor calcula cu:

$$C = 2/\omega_o Z_d \text{ și } L = Z_d/2\omega_o$$

Se observă că inductanțele sînt de valoare mai mică și vor necesita un număr mai mic de spire. Unul din condensatoare va avea în schimb valoarea de două ori mai mare.

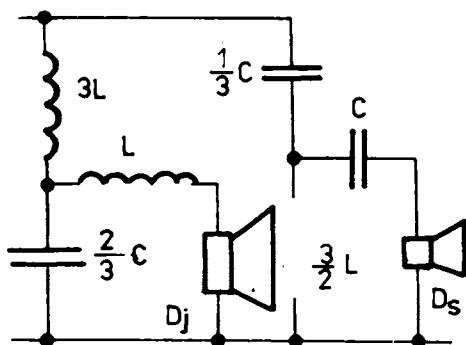


Fig.4.20

Rețelele separatoare care satisfac numai al treilea criteriu sînt cele de tip B₂. La frecvența de separare modulul M are valoarea $\sqrt{2}$

$$H_j = 1/(s^2 + \sqrt{2}s + 1)$$

$$H_i = -s^2 H_j$$

Semnul minus este necesar pentru a evita opoziția de fază între căi. Practic acest semn se obține, după cum se poate observa și în figura 4.21, prin inversarea polarității unui difuzor.

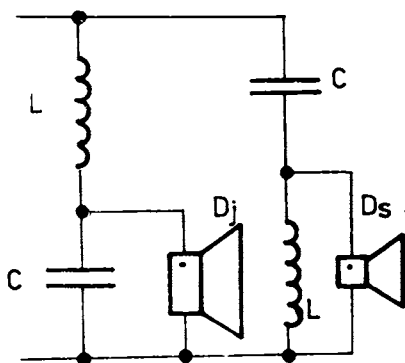


Fig.4.21

Elementele de circuit sînt date de:

$$C = 1/\sqrt{2}\omega_o Z_d \text{ și}$$

$$L = \sqrt{2}Z_d/\omega_o$$

O schemă practică calculată pentru separarea a trei căi plecînd de la rețeaua de ordinul doi este reprezentată în figura 4.22.

Frecvența de separare este aleasă 800 Hz. Canalul al doilea este divizat în banda de frecvențe medii și banda de frecvențe înalte cu ajutorul unui condensator de patru ori mai mic decît condensatorul din componența filtrului de separare. Acesta va permite trecerea semnalului începînd practic cu frecvența de $4 \times 800 = 3200$ Hz.

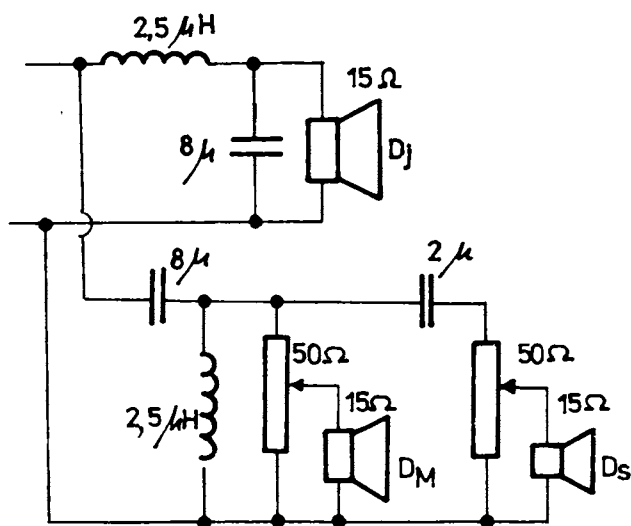


Fig.4.22

Difuzoarele de medii și înalte sînt conectate prin intermediul unor potențiometre pentru a egaliza presiunile acustice create de difuzoare în jurul frecvențelor de separare.

Bobinele din componența filtrelor de separare se execută pe carcase de lemn sau plastic fără miez magnetic. Bobinajul se realizează cu fir de cupru emailat îmbrăcat în bumbac. Diametrul firului trebuie să fie suficient de mare astfel ca pierderile să nu depășească 10 % (rezistența electrică a bobinei să fie cel mult 10 % din rezistența electrică a difuzorului). Uzual diametrul sîrmei este ales 1 mm.

Pentru dimensionarea inductanțelor se dau în literatura de specialitate diverse formule empirice pentru diverse forme de bobine alese. Astfel, de exemplu, pentru o bobină realizată pe un cilindru de lemn (plastic) cu diametrul de 2,5 cm, avînd o lungime (înălțime) și cuprinzînd 32 de spire pe strat determinarea aproximativă a numărului de spire se poate face cu:

$$\log n[100\text{spire}] = \frac{\log L[mH] + 0,835}{2,2}$$

Astfel, pentru o inductanță de 1 mH $\log n = 0$, $n = 240$ spire.

Pot fi utilizate și alte formule sau nomograme destinate determinărilor numărului de spire pentru bobinele fără miez magnetic utilizate în radiotehnică. Practic se recomandă însă realizarea unei bobine de probă pe forma de carcasă aleasă, cu număr de spire cunoscut (ex. 100 spire) și determinarea inductanței pe spiră. Cu această constantă determinată se recalculează numărul de spire pentru valoarea necesară a inducției, ținînd cont însă că inductanța este proporțională cu pătratul numărului de spire.

Bibliografie

1. M. Rossi - *Electroacoustique*. Presses Polytechniques Romandes. Lausanne. 1986
- *2. D. Stanomir - *Inițiere în electroacustică*. Ed. Tehnică 1971
3. D. Stanomir - *Teoria fizică a sistemelor electromecanice*. Ed. Academiei 1982
4. C. Luca, L. Zănescu - *Montaje acustice pentru difuzoare*. Ed. Tehnică 1982
5. Cl. Brawn - *Audio. Întrebări și răspunsuri*. Ed. Tehnică 1976
6. D. Csabai - *Tehnica sonorizării*. Ed. Tehnică 1982
7. W. Bottenberg, L. Melillo, K. Raj - *The Dependence of Loudspeaker Design Parameters on the Properties of Magnetic Fluids*. Journal of AES, vol. 28, nr. 1/2 1980 pag. 117
8. J. G. Adams - *Computer-Aided Loudspeaker System Design*. Journal of AES, vol. 26, nr. 12, 1978, pag. 922
9. x x x - *Audio Handbook National*

Cuprins

Cap. I	Noțiuni introductive	1
1.1	Cîmp acustic	1
1.2	Analogii formale	5
1.3	Surse de sunet	6
1.3.1	Sfera pulsantă	7
1.3.2	Pistonul circular rigid	9
Cap. II	Sisteme mecanice și acustice	11
2.1	Sisteme mecanice	12
2.2	Sisteme acustice	13
2.3	Sisteme mecano-acustice	21
Cap. III	Difuzorul electrodinamic	22
3.1	Traductorul electrodinamic	22
3.2	Difuzorul electrodinamic: construcție și comportare în frecvență	26
3.3	Mărimi caracteristice difuzoarelor	31
3.4	Distorsiuni neliniare la difuzorul electrodinamic	40
3.5	Construcția difuzoarelor cu bobină mobilă	43
3.6	Determinarea parametrilor difuzorului electrodinamic	44
Cap. IV	Sisteme de montare acustică a difuzoarelor	53
4.1	Montarea în ecran	53
4.2	Incinta închisă. Modelare	55
4.2.1	Proiectarea sistemelor cu incintă închisă	60
4.2.2	Probleme constructive ale unei incinte închise	67
4.3	Incinta cu deschidere	69
4.3.1	Modelarea incintei cu deschidere	70
4.3.2	Proiectarea sistemelor cu incintă deschisă	75
4.4	Sisteme acustice cu căi multiple	82
Bibliografie		90
Cuprins		91



„Lucrarea domnului Constantin Posa constituie un îndrumar pretios în domeniul electroacusticii, domeniu mai puțin explorat la noi în țară sub raport publicistic. Ea vine să umple un gol în activitatea didactică de pregătire a unor specialiști, în activitatea de proiectare, cât și de informare a publicului larg doritor de a cunoaște în mai mare măsură produsele de larg consum specifice acestei ramuri.”

— Dr.ing. Constantin Lupeacu