

4.5 Absorbeurs électroacoustiques

H. Lissek

14 décembre 2023

Objectifs

Ce cours a pour objectifs

- de mettre en lumière les phénomènes acoustiques aux basses fréquences dans les espaces clos (p.ex. salles)
- de justifier le développement de nouveaux types d'absorbeurs
- d'étudier le dimensionnement d'un absorbeur électroacoustique

Prérequis

De manière générale, il s'agit d'un cours de synthèse de tout ce qui a été vu au cours du semestre.

En particulier, sont abordés ici:

- les phénomènes d'ondes stationnaires aux basses fréquences (cf. 2.3, partie sur les modes propres d'un tube long)
- les schémas équivalents (2.2)
- les systèmes haut-parleurs (4.1 et 4.2)

PRÉSENTATION DU PROBLÈME

Absorption basses fréquences dans les salles
($\lambda >$ dimensions de la salle)

- ondes stationnaires dominant
- réponse en fréquence (pression acoustique) de la salle très irrégulière
- distribution spatiale de pression acoustique très irrégulière

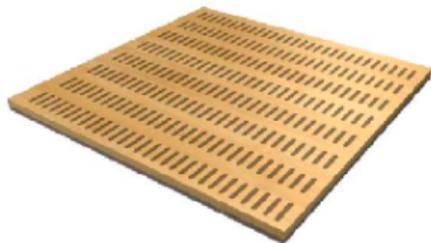
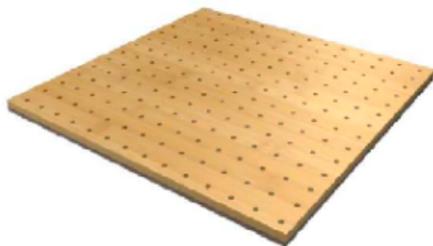
SOLUTIONS

- absorption acoustique
- ex.: pour les salles usuelles, les modes concernent la bande $f \approx [20 - 200\text{Hz}]$

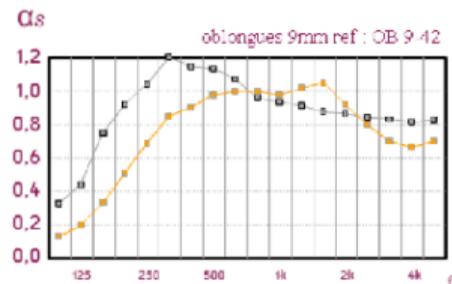
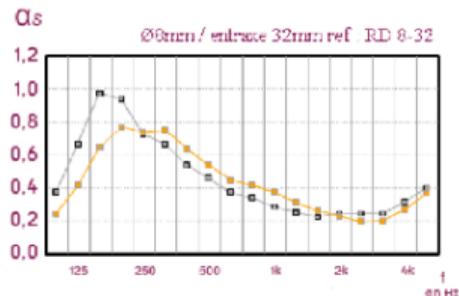
LIMITATIONS

- malheureusement, l'absorption du son est très limitée (voire impossible) aux basses fréquences.

Exemple: résonateurs de Helmholtz

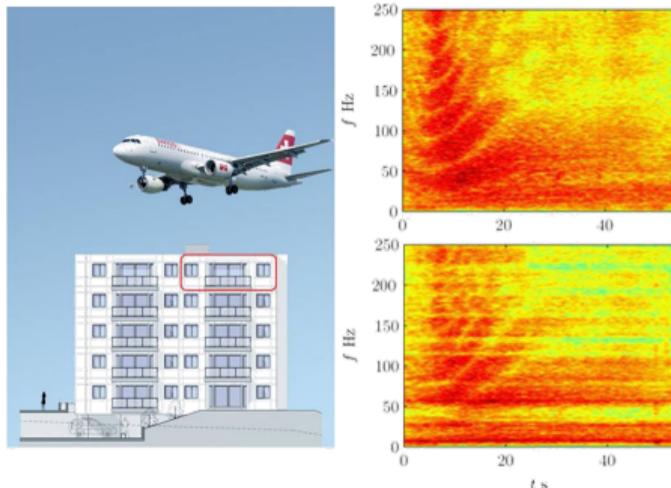


Gamme ArtPhony – BELIPA - <http://www.artphony.fr/f-acoustique/>



Exemples de situations problématiques (1/2)

- ① Les modes peuvent être excités lorsqu'une source de bruit basses-fréquences se trouve au voisinage d'une habitation.
 - apparition de composantes BF - "modes propres" de la salle
 - associés en général à des constantes de temps élevées (extinction très lentes des modes)



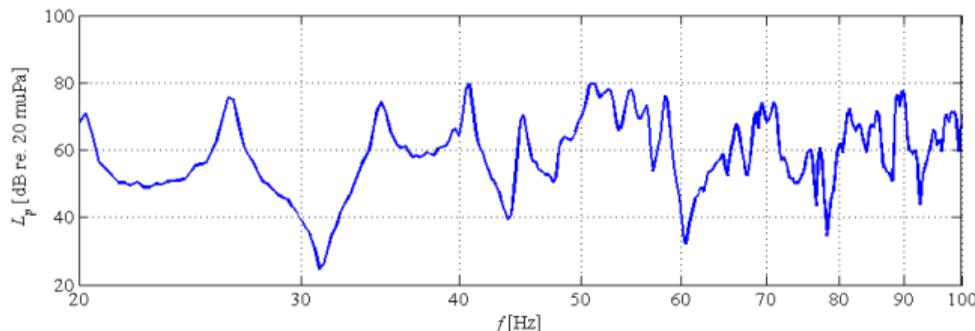
Exemples de situations problématiques (2/2)

- 2 Ce phénomène affecte également la diffusion du son dans les salles.



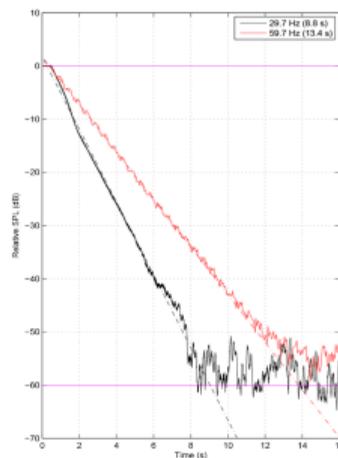
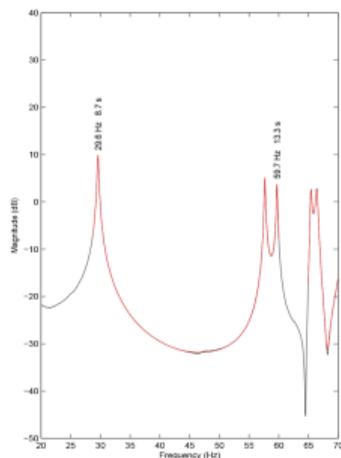
Exemples de situations problématiques (2/2)

- ② Ce phénomène affecte également la diffusion du son dans les salles.
 - amplification (et réduction) de certaines composantes BF qui péjore la qualité de restitution sonore



Exemples de situations problématiques (2/2)

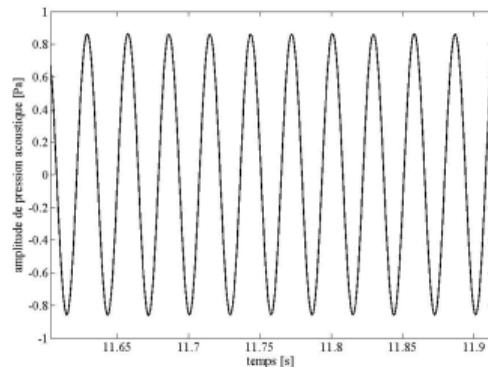
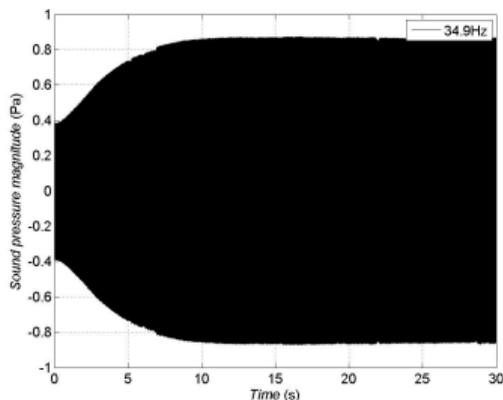
- ② Ce phénomène affecte également la diffusion du son dans les salles.
- amplification (et réduction) de certaines composantes BF qui péjore la qualité de restitution sonore
 - constantes de temps très élevées entraînent une mauvaise définition des basses (modulation de la salle)



Exemples de situations problématiques (2/2)

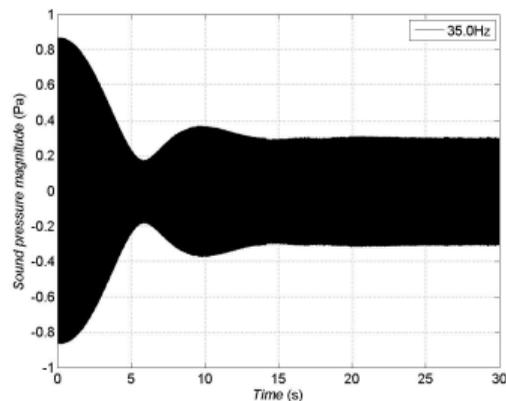
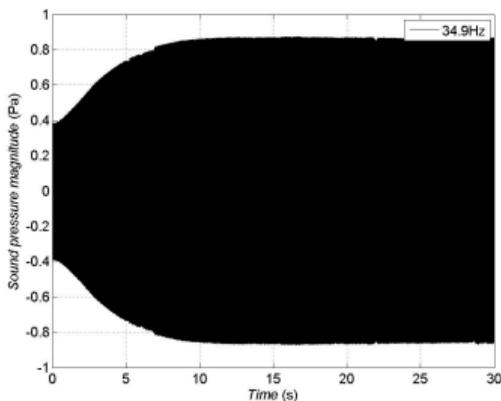
② Ce phénomène affecte également la diffusion du son dans les salles.

- amplification (et réduction) de certaines composantes BF qui péjore la qualité de restitution sonore
- constantes de temps très élevées entraînent une mauvaise définition des basses (modulation de la salle)



Exemples de situations problématiques (2/2)

- ② Ce phénomène affecte également la diffusion du son dans les salles.
- amplification (et réduction) de certaines composantes BF qui péjore la qualité de restitution sonore
 - constantes de temps très élevées entraînent une mauvaise définition des basses (modulation de la salle)



Modèle électroacoustique d'un guide d'onde

Rappelons d'abord le cas des résonances dans un conduit (1D).

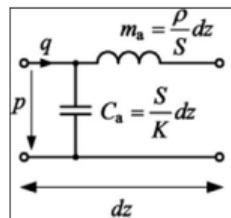
Tube fermé aux 2 extrémités

Considérons un conduit cylindrique, de longueur finie L et de section S , avec 2 terminaisons idéalement rigides.



Modèle électroacoustique d'un guide d'onde

Considérons un élément dz de conduit, en supposant vérifiées les hypothèses à constantes localisées:



Equation pour une propagation 1D

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{\rho}{S} \frac{\partial q}{\partial t}$$

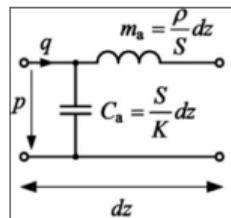
$$\frac{\partial q}{\partial z} = -\frac{S}{K} \frac{\partial p}{\partial t}$$

ρ : masse volumique du milieu

K : module de compressibilité du milieu

Modèle électroacoustique d'un guide d'onde

Considérons un élément dz de conduit, en supposant vérifiées les hypothèses à constantes localisées:



Equation pour une propagation 1D

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0$$

$$\frac{\partial^2 q}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} = 0$$

$c = \sqrt{K/\rho}$: célérité du son dans le milieu

Modes propres dans le guide d'onde

Solutions générales en 1D

$$p(z, t) = (p_{0+} e^{-jkz} + p_{0-} e^{+jkz}) e^{j\omega t}$$

$$q(z, t) = (q_{0+} e^{-jkz} + q_{0-} e^{+jkz}) e^{j\omega t}$$

Ondes planes

$$p_{0+} = +\frac{\rho c}{S} q_{0+}$$

$$p_{0-} = -\frac{\rho c}{S} q_{0-}$$

Modes propres dans le guide d'onde

Solutions générales en 1D

$$p(z, t) = (p_{0+}e^{-jkz} + p_{0-}e^{+jkz}) e^{j\omega t}$$

$$q(z, t) = \frac{\rho c}{S} (-p_{0+}e^{-jkz} + p_{0-}e^{+jkz}) e^{j\omega t}$$

- les conditions aux limites en $z = 0$ et $z = L$ sont $q(z = 0) = q(z = L) = 0$
- ces conditions impliquent que $\sin(kL) = 0$, où $k = \frac{2\pi f}{c}$,
- les fréquences correspondantes sont données par $f_n = \frac{nc}{2L}$, où n est un entier naturel.

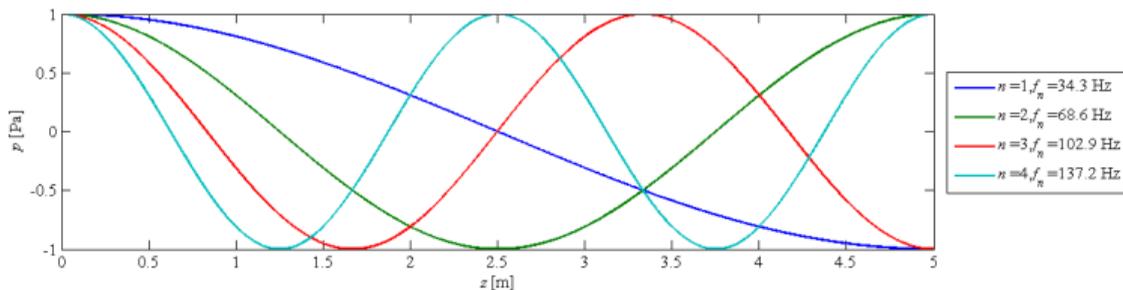
Solutions de l'équation d'ondes dans un conduit fermé aux deux extrémités

La pression acoustique le long du conduit est de la forme:

$$p(z) = 2p_{0+} \cos(kz)$$

Exemple: conduit de longueur $L = 5\text{m}$, pour $n = [1 : 4]$ et $p_{0+} = 0.5 \text{ Pa}$.

Distribution de pression acoustique pour différents modes propres.

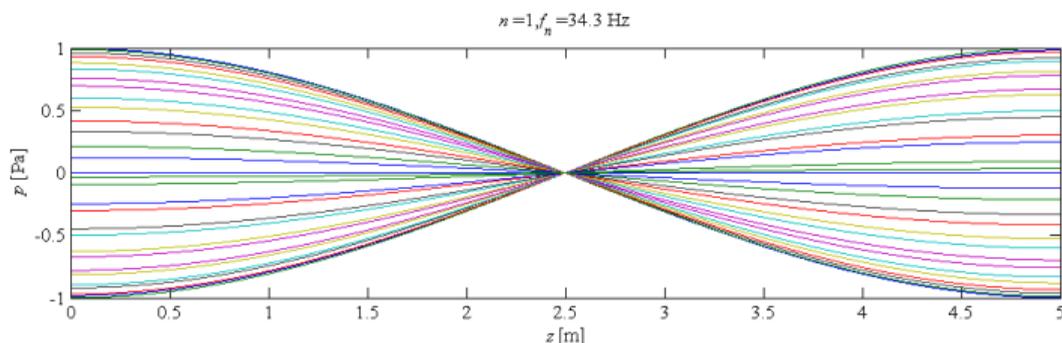


Solutions de l'équation d'ondes dans un conduit fermé aux deux extrémités

La pression acoustique le long du conduit prend la forme:

$$p(z, t) = 2p_{0+} \cos(kz) e^{j\omega t}$$

Exemple: conduit de longueur $L = 5\text{m}$, pour $n = 1$ et $p_{0+} = 0.5 \text{ Pa}$.
Distribution de pression acoustique à différents instants t .

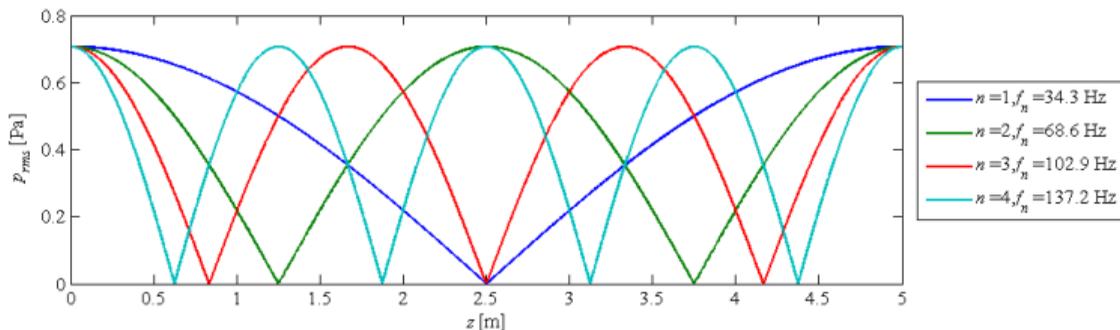


Solutions de l'équation d'ondes dans un conduit fermé aux deux extrémités

La valeur efficace de la pression acoustique le long du conduit prend la forme:

$$\tilde{p}(z) = \sqrt{2}p_{0+}|\cos(kz)|$$

Exemple: conduit de longueur $L = 5\text{m}$, pour $n = [1 : 4]$ et $p_{0+} = 0.5 \text{ Pa}$.
Distribution de pression efficace pour différent modes.

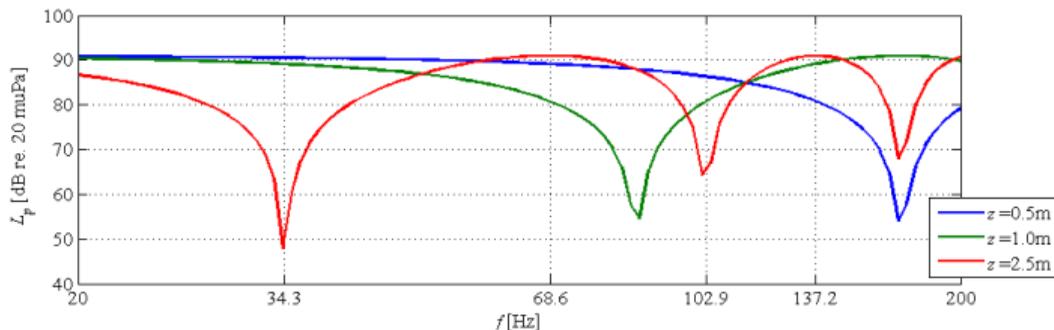


Solutions de l'équation d'ondes dans un conduit fermé aux deux extrémités

La valeur efficace de la pression acoustique le long du conduit prend la forme:

$$L_p(z) = 20 \log_{10} \frac{\sqrt{2} p_{0+} |\cos(kz)|}{p_0}$$

Exemple: conduit de longueur $L = 5\text{m}$, pour $n = [1 : 4]$ et $p_{0+} = 0.5 \text{ Pa}$.
Niveaux de pression acoustique à différentes positions dans le conduit.



Extrapolation des résultats en 3D

Les résultats présentés pour la cas 1D peuvent être facilement extrapolés à des situations 3D. Le résultat pour une salle de dimensions (l_x, l_y, l_z) :

Fréquences propres:

$$f_{m,n,p} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{p}{l_z}\right)^2}$$

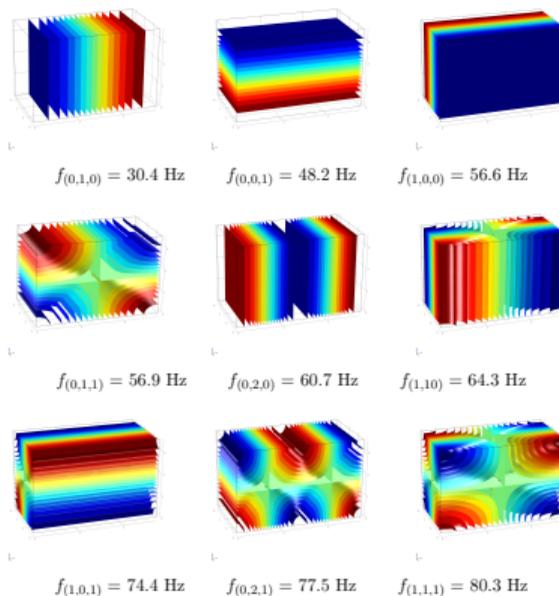
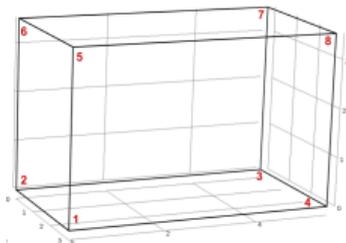
où (m,n,p) sont 3 entiers naturels, avec au moins un terme non-nul.

Distribution de pression acoustique

$$p(x, y, z) = P_m \cos\left(\frac{m\pi x}{l_x}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{l_y}\right) \cos\left(\frac{p\pi z}{l_z}\right)$$

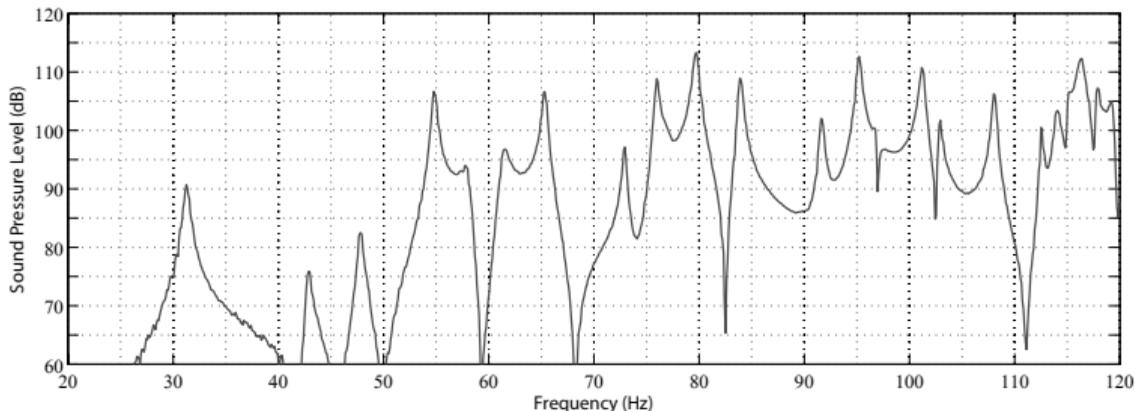
Extrapolation des résultats en 3D

Distribution de la pression acoustique pour chaque mode propre d'une salle (dimensions: 3m x 5.6m x 3.53m):



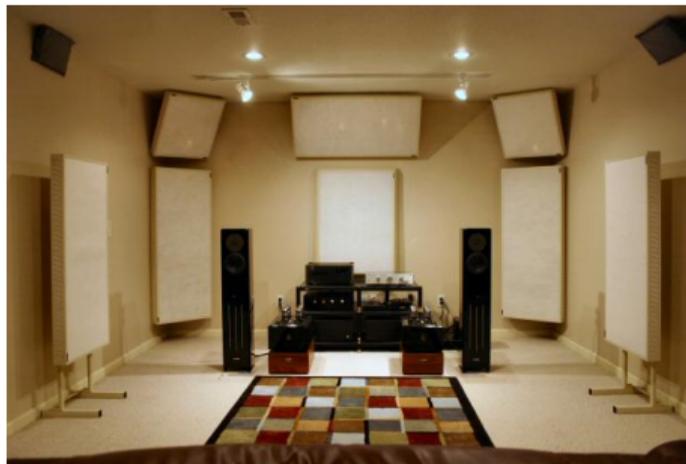
Extrapolation des résultats en 3D

Réponse en fréquence mesurée dans un coin de la salle (3m x 5.6m x 3.53m):
(microphone au point 1, source au point 3)



Introduction: bass-trap

Un **bass-trap** est constitué en général d'un résonateur à membrane installé dans une enceinte. Il est souvent utilisé comme élément de décoration mural, ou comme un caisson autonome au sol. Ce type de dispositif est très fréquent dans les studios d'enregistrement ou dans les home-audios/cinemas.



Exemple de réalisation d'un bass-trap avec une membrane de haut-parleur

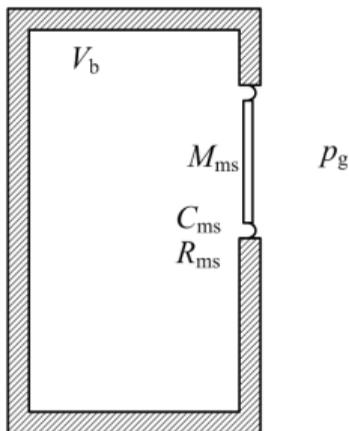
Il est possible d'utiliser un HP comme élément d'un bass-trap, la membrane étant considéré comme un absorbeur.

Dans ce cas, on parle plutôt d' **absorbeur electroacoustique**.



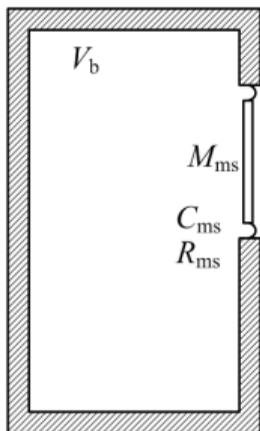
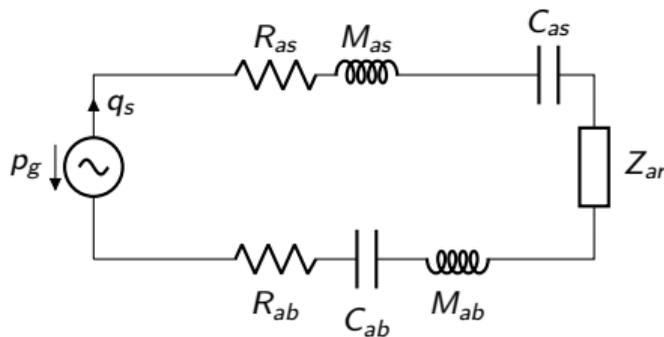
Principe du bass-trap

Considérons un bass-trap constitué d'une membrane, considérée comme un piston rigide de surface S_d (rayon $a = \sqrt{\frac{S_d}{\pi}}$) fixée sur une enceinte par une suspension élastique périphérique.



Principe du bass-trap

Considérons un bass-trap constitué d'une membrane, considérée comme un piston rigide de surface S_d (rayon $a = \sqrt{\frac{S_d}{\pi}}$) fixée sur une enceinte par une suspension élastique périphérique.

 p_g 

$$\text{où } R_{as} = \frac{R_{ms}}{S_d^2}, \quad M_{as} = \frac{M_{ms}}{S_d^2}, \quad C_{as} = C_{ms} S_d^2$$

$$C_{ab} = \frac{V_b}{\rho c^2} \text{ est la compliance acoustique du volume } V_b$$

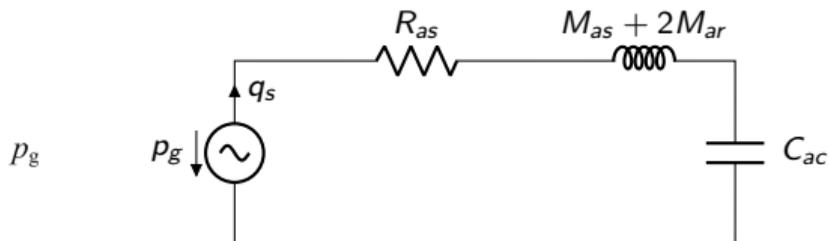
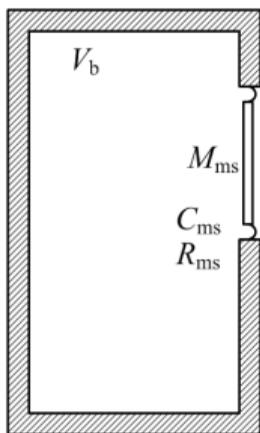
R_{ab} est la résistance acoustique dans l'enceinte

$$M_{ab} = M_{ar} = \frac{8\rho}{3\pi^2 a} \text{ est la mass de rayonnement (avant et arrière)}$$

R_{ar} est la résistance de rayonnement et peut être négligée dans les BF.

Principe du bass-trap

Considérons un bass-trap constitué d'une membrane, considérée comme un piston rigide de surface S_d (rayon $a = \sqrt{\frac{S_d}{\pi}}$) fixée sur une enceinte par une suspension élastique périphérique.



$$\text{si } R_{ar} \approx R_{ab} \ll R_{as}$$

$$M_{ar} \approx M_{ab} = \frac{8\rho}{3\pi^2 a^3}$$

$$C_{ac} = \frac{C_{as} C_{ab}}{C_{as} + C_{ab}}$$

Performances d'un bass-trap (analogies acoustiques)

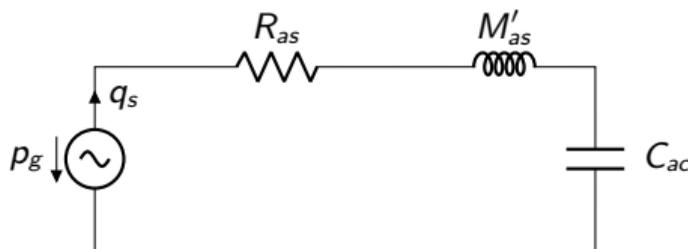
On peut définir l'impédance spécifique ($\frac{p_g}{v}$) présentée par le bass-trap:

$$\begin{aligned} Z_n &= S_d \frac{p_g}{q_s} \\ &= S_d \left(R_{as} + j\omega M'_{as} + \frac{1}{j\omega C_{ac}} \right) \end{aligned}$$

où $M'_{as} = M_{as} + 2Mar$.

Si nous considérons un champ acoustique sous incidence angulaire θ , le coefficient de reflexion de la membrane s'écrit:

$$r(\theta) = \frac{Z_n \cos\theta - Z_c}{Z_n \cos\theta + Z_c}$$



Performances d'un bass-trap (analogies mécaniques)

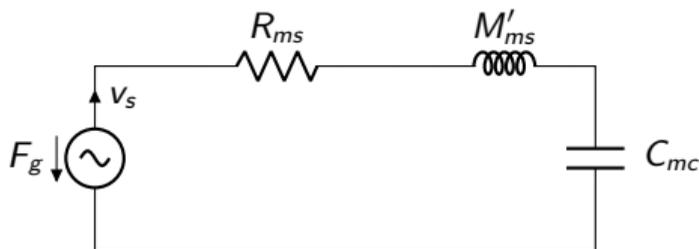
On peut définir l'impédance spécifique ($\frac{p_g}{v}$) présentée par le bass-trap:

$$\begin{aligned} Z_n &= S_d \frac{p_g}{q_s} \\ &= \frac{1}{S_d} \left(R_{ms} + j\omega M'_{ms} + \frac{1}{j\omega C_{mc}} \right) \end{aligned}$$

où $C_{mc} = \frac{C_{ac}}{S_d^2}$ et $M'_{ms} = M_{ms} + 2S_d^2 M_{ar}$

Si nous considérons un champ acoustique sous incidence angulaire θ , le coefficient de réflexion de la membrane s'écrit:

$$r(\theta) = \frac{Z_n \cos\theta - Z_c}{Z_n \cos\theta + Z_c}$$



Bass-trap sous incidence normale

Dans le cas où le bass-trap est soumis à un champ d'ondes planes sous incidence normale (eg. dans un conduit):

coefficient de reflexion sous incidence normale

$$r_0 = \frac{Z_n - Z_c}{Z_n + Z_c} = \frac{(j\omega)^2 M'_{ms} + (j\omega)(R_{ms} - Z_c S_d) + \frac{1}{C_{mc}}}{(j\omega)^2 M'_{ms} + (j\omega)(R_{ms} + Z_c S_d) + \frac{1}{C_{mc}}}$$

facteur d'absorption sous incidence normale

$$\alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4R_{ms}Z_c S_d}{(R_{ms} + Z_c S_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}}\right)^2}$$

Exemple: bass-trap constitué avec la membrane d'un haut-parleur

Considérons un bass-trap constitué d'un haut-parleur VISATON AL-170 en circuit ouvert, dans une enceinte de volume $V_b = 10$ l.

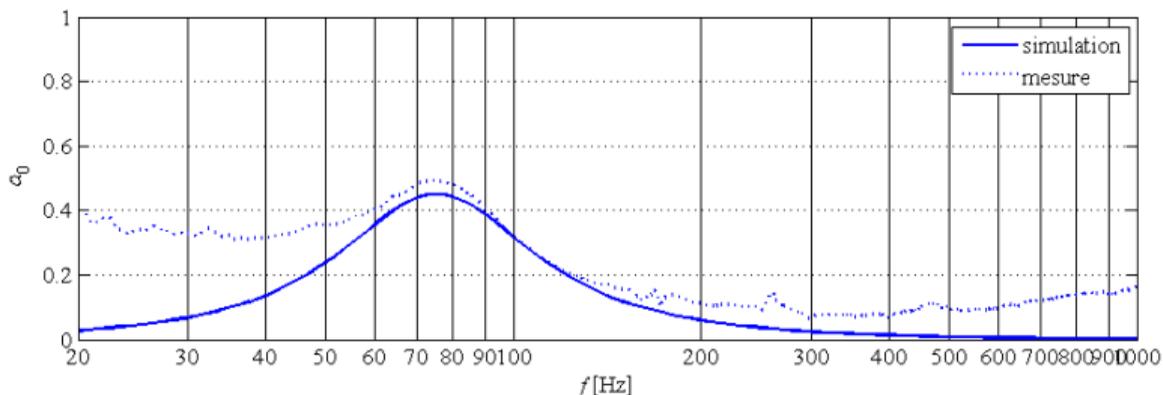
Paramètres du haut-parleur VISATON AL-170:

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Surface	S_d	133	cm^2
Masse mobile	M_{ms}	13	g
Résistance mécanique	R_{ms}	0.8	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\text{s}$
Compliance mécanique	C_{ms}	$1.2 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}\cdot\text{N}^{-1}\text{s}$
Compliance de l'enceinte	C_{ab}	$7.2 \cdot 10^{-8}$	$\text{m}^5\cdot\text{N}^{-1}$
	C_{mb}	$0.4 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}\cdot\text{N}^{-1}$
Compliance totale	C_{mc}	$0.3 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}\cdot\text{N}^{-1}$
Mass de rayonnement	M_{mr}	0.87	g
Masse totale	M'_{ms}	14.7	g

Exemple: bass-trap constitué avec la membrane d'un haut-parleur

facteur d'absorption

$$\alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4R_{ms}Z_cS_d}{(R_{ms} + Z_cS_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}}\right)^2}$$



Exemple: bass-trap constitué avec la membrane d'un haut-parleur

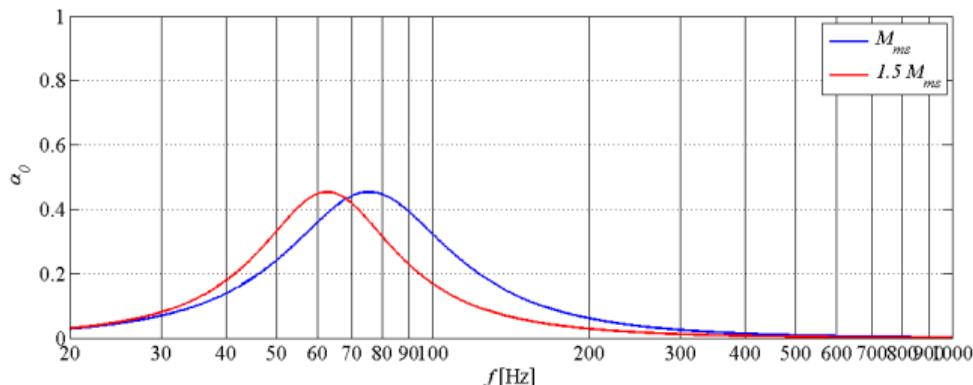
4.5

Absorbeurs
électro-
acoustiques

H. Lissek

Influence de la masse mobile

$$\alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4R_{ms}Z_cS_d}{(R_{ms} + Z_cS_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}}\right)^2}$$

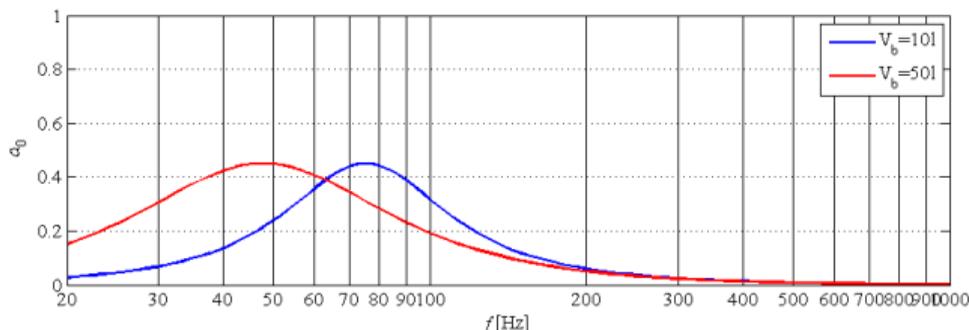


Note: il est possible d'"accorder" l'absorbeur à membrane sur une fréquence de résonance voulue (en ajoutant une masse supplémentaire).

Exemple: bass-trap constitué avec la membrane d'un haut-parleur

Influence du volume

$$C_{mc} = \frac{C_{ms}C_{mb}}{C_{ms} + C_{mb}} = C_{ms} \left(1 + \frac{\rho c^2 S_d^2 C_{ms}}{V_b} \right)^{-1}$$
$$\rightarrow \alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4R_{ms}Z_c S_d}{(R_{ms} + Z_c S_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}} \right)^2}$$

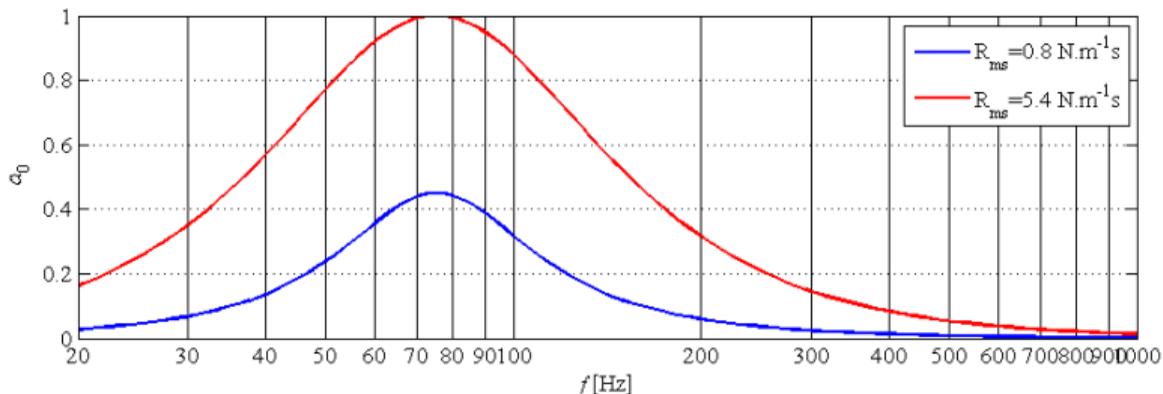


Note: il est possible d'"accorder" l'absorbeur à membrane sur une fréquence de résonance voulue (en modifiant le volume de l'enceinte).

Exemple: bass-trap constitué avec la membrane d'un haut-parleur

Influence de la résistance mécanique

$$\alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4R_{ms}Z_cS_d}{(R_{ms} + Z_cS_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}}\right)^2}$$



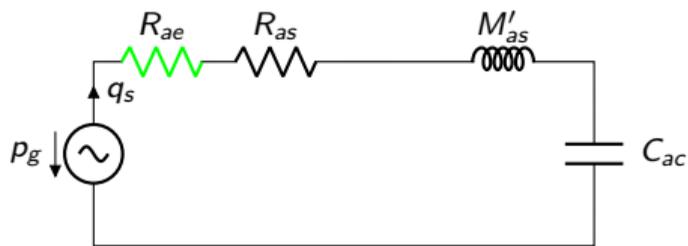
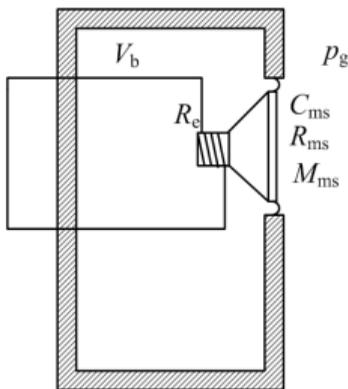
Problème: il est pratiquement impossible de contrôler les pertes mécaniques dans le système haut-parleur sur enceinte close.

Intérêt pour les absorbant électroacoustique

Les pertes acoustiques [mécaniques] R_{as} [R_{ms}] peuvent être contrôlées grâce aux propriétés de conversion électro-mécaniques du haut-parleur, grâce à la résistance acoustiques équivalentes aux résistances électriques

$$R_{ae} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2 R_e} \quad [R_{me} = \frac{(Bl)^2}{R_e}]$$

Dans le cas où le haut-parleur est court-circuité:



Ainsi, l'impédance spécifique devient:

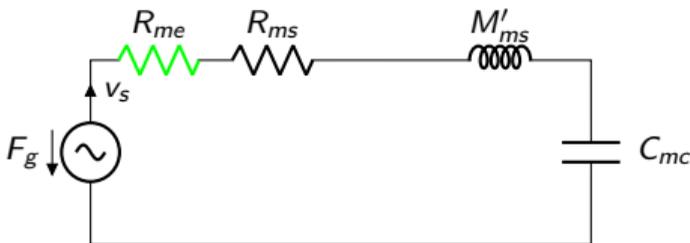
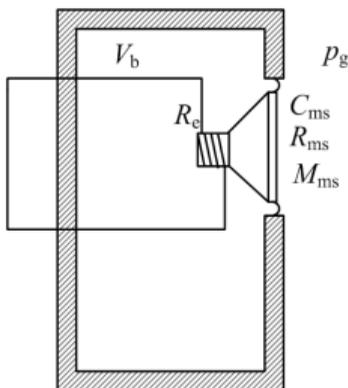
$$Z_n = \frac{1}{S_d} \left(R_{as} + R_{ae} + j\omega M'_{as} + \frac{1}{j\omega C_{ac}} \right)$$

Intérêt pour les absorbant électroacoustique

Les pertes acoustiques [mécaniques] R_{as} [R_{ms}] peuvent être contrôlées grâce aux propriétés de conversion électro-mécaniques du haut-parleur, grâce à la résistance acoustiques équivalentes aux résistances électriques

$$R_{ae} = \frac{(Bl)^2}{S_d^2 R_e} \left[R_{me} = \frac{(Bl)^2}{R_e} \right].$$

Dans le cas où le haut-parleur est court-circuité:



et le facteur d'absorption devient:

$$\alpha_0 = \frac{4(R_{ms} + R_{me})Z_c S_d}{(R_{ms} + R_{me} + Z_c S_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}} \right)^2}$$

Exemple: absorbeur électroacoustique

Considérons un absorbeur électroacoustique constitué d'un haut-parleur VISATON AL-170 monté sur enceinte close de volume $V_b = 10$ l.

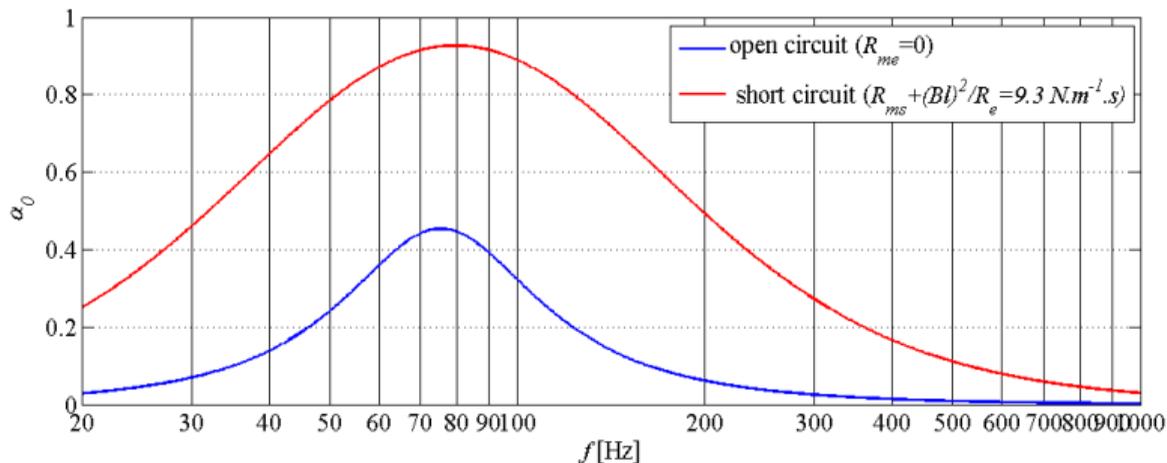
Paramètres du haut-parleur VISATON AL-170:

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Surface	S_d	133	cm^2
Masse mobile	M_{ms}	13	g
Résistance mécanique	R_{ms}	0.8	$\text{N.m}^{-1}\text{s}$
Compliance mécanique	C_{ms}	$1.2 \cdot 10^{-3}$	$\text{m.N}^{-1}\text{s}$
Compliance de l'enceinte	C_{ab}	$7.2 \cdot 10^{-8}$	$\text{m}^5.\text{N}^{-1}$
	C_{mb}	$0.4 \cdot 10^{-3}$	m.N^{-1}
Compliance totale	C_{mc}	$0.3 \cdot 10^{-3}$	m.N^{-1}
Mass de rayonnement	M_{mr}	0.87	g
Masse totale	M'_{ms}	14.7	g
Facteur de force	$B\ell$	6.9	T.m
Résistance électrique	R_e	5.6	Ω
	R_{me}	8.5	$\text{N.m}^{-1}\text{s}$

Exemple: absorbeur électroacoustique

Influence de la résistance mécanique

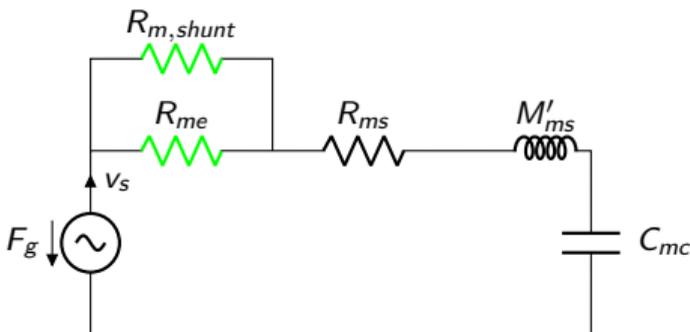
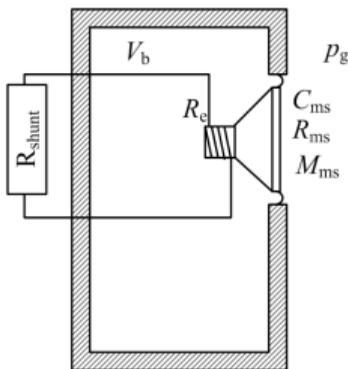
$$\alpha_0 = \frac{4(R_{ms} + R_{me})Z_c S_d}{(R_{ms} + R_{me} + Z_c S_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}}\right)^2}$$



Solution: il est donc possible d'ajuster les pertes mécaniques jusqu'à une valeur optimale d'absorption ($\alpha_0 = 1$).

Intérêt pour les absorbeur électroacoustique

Il est également envisageable de connecter une résistance de "shunt" de valeur R_{shunt} (en série avec R_e):



A la résonance, $\alpha_0 = \alpha_{0,max}$:

$$\alpha_{0,max} = 1 \Leftrightarrow R_{ms} + \frac{(Bl)^2}{R_e + R_{shunt}} - Z_c S_d = 0$$

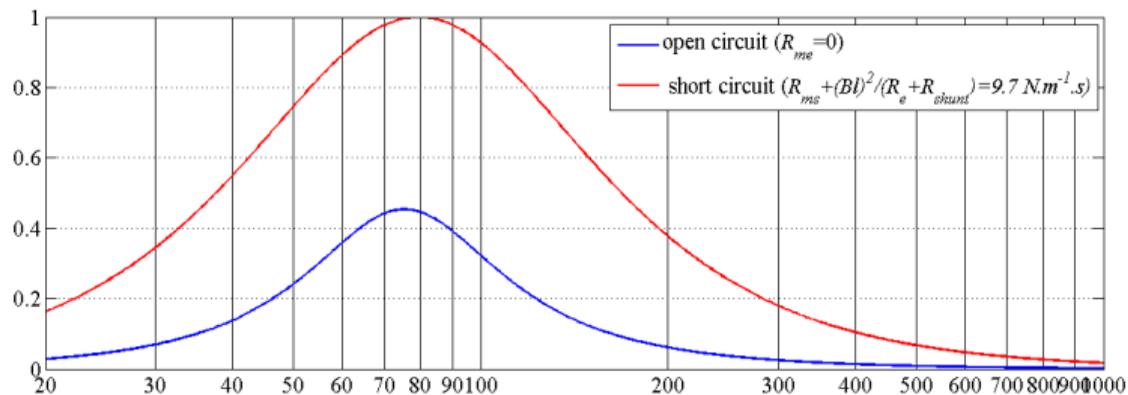
Il peut y avoir une valeur optimale de résistance électrique R_{shunt} vérifiant la condition:

$$R_{shunt} = \frac{(Bl)^2}{Z_c S_d - R_{ms}} - R_e = 4.9\Omega$$

Exemple: absorbeur électroacoustique

Influence de la résistance mécanique

$$\alpha_0 = \frac{4(R_{ms} + R_{m,shunt} // R_{me})Z_c S_d}{(R_{ms} + R_{m,shunt} // R_{me} + Z_c S_d)^2 + \left(\omega M'_{ms} - \frac{1}{\omega C_{mc}}\right)^2}$$



Conclusions

- les schémas analogues peuvent être simplement utilisés pour dimensionner des absorbeurs à membrane comme des bass-traps.
- ces dispositifs sont un bon moyen d'absorber l'énergie sonore aux basses fréquences avec de bons rapports performances/encombrement.
- le formalisme de Kirchhoff permet une identification directe des paramètres de dimensionnement (impédance / coefficient d'absorption)
- l'optimisation de ces dispositifs est relativement simple (réglage de la fréquence de résonance, choix des composants, remplissage avec des matériaux absorbant).
- l'utilisation d'un haut-parleur permet de trouver des réglages optimaux de l'absorbeur, permettant en particulier d'ajuster de manière optimale les pertes mécaniques.
- application directe à l'amortissement des modes basses-fréquences dans les salles.

