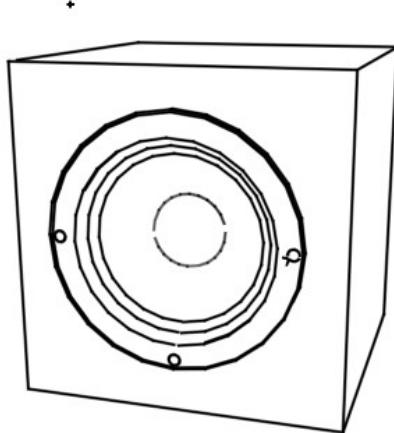


Absorbeur électroacoustique passif

Frédéric Poirrier
Juin 2012



Ce topo est inspiré d'un très bon sujet d'examen d'électroacoustique conçu par Manuel Melon et Éric Bavu, tous deux maîtres de conférences au CNAM et reprenant un thème exposé par Hervé Lissek de l'école polytechnique fédérale de Lausanne présenté lors d'une conférence au 10^e congrès Français d'acoustique dont on trouvera la référence dans la bibliographie.

L'intérêt de l'absorbeur électroacoustique vis-à-vis des matériaux généralement utilisées pour la réduction des modes propres des salles, comme les résonateurs de Helmholtz ou les panneaux fléchissants, réside dans la grande facilité de mise en oeuvre ainsi que dans une bonne prédiction de la fréquence d'accord et des coefficients d'absorption. Il s'agit d'utiliser un haut-parleur chargé par une cavité close qui se comporte comme un «amortisseur» basse fréquence. On règle la fréquence d'accord du système en jouant sur volume de charge du haut-parleur et l'absorption est déterminée par la valeur d'une résistance électrique mise aux bornes du HP, judicieusement choisie.

Dans un premier temps, on établira les équations qui permettent de décrire les propriétés mécaniques du système et ensuite on illustrera la théorie avec un exemple d'absorbeur électroacoustique à base d'un PR38 S100 de chez Audax.

1/ Modèle Théorique

Equations du couplage :

Un haut-parleur est un transducteur réversible. Dans le cas de l'absorbeur électroacoustique, le transducteur est utilisé en mode «microphone» afin de transformer l'énergie acoustique reçue en énergie électrique. Dans ces conditions, les équations du couplage s'écrivent.

$$\begin{cases} pS_d = Z_m v + Bli & (e_1) \\ Blv = Z_e i & (e_2) \end{cases}$$

La première expression est issue de l'équation de Newton et s'établit d'après un bilan des forces.
La seconde est électrique et s'écrit à l'aide de la « loi d'Ohm ».

- pS_d est l'expression de la force pressante qui s'exerce sur la membrane, p étant la pression et S_d l'aire de la membrane.
- Z_m est l'impédance mécanique de l'équipage mobile
- v est la vitesse de la membrane
- Bl est le facteur de force du haut-parleur
- Blv est l'expression de la force électromotrice
- Z_e est l'impédance électrique du bobinage
- i est l'intensité du courant qui traverse la bobine mobile

L'impédance mécanique de l'équipage mobile Z_m s'exprime en fonction des paramètres de la membrane qui se comporte comme un oscillateur harmonique :

$$Z_m = R_{ms} + j\omega M_{ms} + \frac{I}{j\omega C_{ms}}$$

- R_{ms} est la résistance mécanique des pertes de la suspension du haut-parleur
- M_{ms} est la masse mécanique de l'équipage mobile, y compris la charge d'air
- C_{ms} est l'élasticité mécanique de la suspension du haut-parleur

L'impédance électrique du bobinage Z_e s'exprime en fonction des paramètres électriques

$$Z_e = R_e + L_e \omega j$$

- R_e est la résistance au courant continu de la bobine mobile
- L_e est l'inductance de la bobine mobile

En basse fréquence, on peut négliger l'influence de l'inductance de la bobine. Par ailleurs, si les bornes du haut-parleur sont connectées à une résistance R_s alors l'impédance électrique s'écrit :

$$Z_e = R_e + R_s$$

Remarquons que si le haut-parleur est court-circuité $R_s = 0 \Omega$. À contrario, avec un haut parleur dont les bornes sont laissées libre la résistance de charge R_s tend vers l'infini.

Impédance mécanique libre de l'équipage mobile $Z_{m.}$

L'impédance mécanique libre est par définition le rapport de la force pressante et de la vitesse. On a

$$Z_m^@ = \frac{pS_d}{v}$$

En combinant les équations du couplage (e₁) et (e₂), on établit aisément que :

$$Z_m^@ = Z_{ms} + \frac{B^2 l^2}{R_e + R_s}$$

Par ailleurs, à la pulsation de résonance la partie imaginaire de l'impédance mécanique de l'équipage mobile Z_m est nulle. Dans ce cas, il vient :

$$Z_m^@ = R_{ms} + \frac{B^2 l^2}{R_e + R_s} \quad (e_3)$$

Coefficient de réflexion et d'absorption de la membrane

On définit le coefficient de réflexion sous incidence normale R de la membrane par :

$$R = \frac{\frac{Z_m^@}{S_d} - \rho_0 c}{\frac{Z_m^@}{S_d} + \rho_0 c}$$

ρ_0 étant la masse volumique de l'air et c la célérité du son.

Le coefficient d'absorption α s'écrit alors :

$$\alpha = 1 - |R|^2$$

Si on cherche à optimiser l'absorption de la membrane à la pulsation de résonance, il faut que le coefficient de réflexion R soit nul. Cette condition s'écrit :

$$\frac{Z_m^@}{S_d} - \rho_0 c = 0$$

soit encore en substituant $Z_m^@$ par son expression donnée à la résonance par (e₃)

$$R_{ms} + \frac{B^2 l^2}{R_e + R_s} - S_d \rho_0 c = 0$$

De cette dernière expression, il est possible de déduire la valeur optimale R_{opt} de la résistance électrique de charge qui annule le coefficient de réflexion R . On trouve alors :

$$R_{opt} = \frac{B^2 l^2}{S_d \rho_0 c - R_{ms}} - R_e \quad (e_4)$$

Fréquence d'accord

La fréquence de résonance du haut-parleur chargé f_c s'exprime simplement par la relation suivante :

$$f_c = f_s \sqrt{1 + \frac{V_{AS}}{V_b}}$$

- f_s étant la fréquence de résonance du haut-parleur, y compris la charge d'air.
- V_{AS} étant le volume d'air qui représente la même élasticité acoustique que la suspension du HP.
- V_b étant le volume de charge.

En retournant cette relation, on peut exprimer le volume de charge V_b en fonction des paramètres du HP, f_s et V_{AS} :

$$V_b = \frac{V_{AS}}{\left(\frac{f_c^2}{f_s^2} - 1\right)} \quad (e_5)$$

En résumé, en connectant les bornes du haut-parleur à une résistance électrique de valeur R_{opt} , le coefficient d'absorption α de la membrane sous incidence normale à la fréquence de résonance vaut 1. Toute l'énergie acoustique incidente est absorbée par le résonateur. La fréquence d'accord du système se détermine simplement par le volume de charge du HP.

2/ Absorbeur électroacoustique passif à base d'un PR38 S100

L'usage d'un PR38 S100 pour concevoir l'absorbeur est ici totalement arbitraire. Cependant, ce transducteur se trouve parfois en grande quantité sur le marché de l'occasion car il équipait autrefois de nombreux systèmes de sonorisation. Mais les critères de choix du HP se font surtout à partir de la fréquence d'accord ciblée, du volume de charge qui pour des raisons pratiques devra être le plus petit possible et bien entendu du coût d'achat du HP. Il faut bien garder à l'esprit qu'il faudra plusieurs transducteurs pour accroître la surface émissive. Une dizaine de PR38 est nécessaire pour constituer un mètre carré d'absorption équivalente de Sabine à la fréquence d'accord. C'est évidemment le point faible du concept. On comprendra alors que le coût d'achat est un indicateur important. Malgré tout, les récents travaux d'Hervé Lissek (E. Rivet, R. Boulandet, et I. Rigas) montrent que la réduction des modes stationnaires dans les petits locaux est déjà effective avec quelques absorbeurs seulement !



Supposons que nous ayons à réduire une résonance de salle parfaitement identifiée et située à la fréquence de 88 Hz, ce peut être par exemple, le deuxième mode axial longitudinal dans une petite pièce.

Les données du HP issues de la documentation constructeur sont consignées dans le tableau ci-dessous :

Grandeurs	valeurs	Unités
R_e	5,5	Ω
F_s	24	Hz
R_{ms}	5,42	Ns/m
V_{AS}	0,423	m^3
S_d	0,088	m^2
C_{ms}	0,00039	m/N
M_{ms}	0,113	kg
BL	26	N/A

On doit calculer le volume de charge du PR38 pour accorder le résonateur à 88 Hz. Pour cela, on utilise la relation (e₅) .

Avec $F_s = 24 \text{ Hz}$, $V_{AS} = 0,423 \text{ m}^3$ et $f_c = 88 \text{ Hz}$, on trouve :

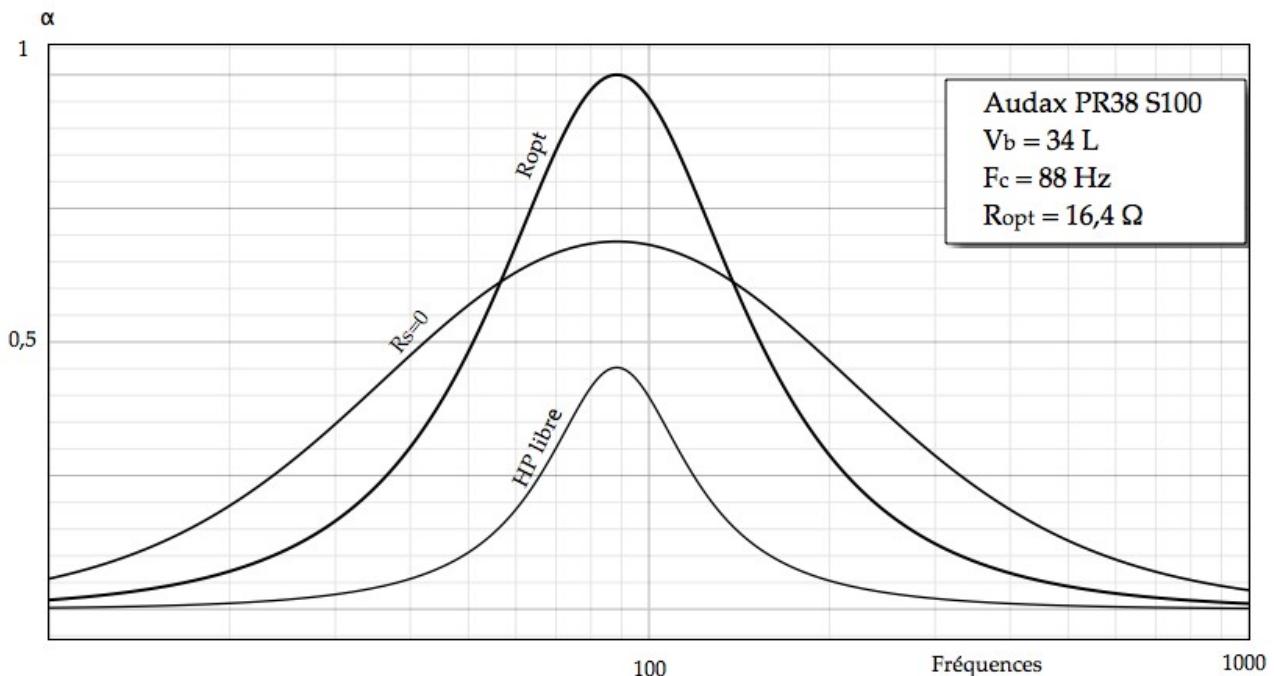
$$\underline{V_b = 0,034 \text{ m}^3 = 34 \text{ L}}$$

La relation (e₄) permet de calculer la résistance électrique de charge optimale R_{opt} à placer aux bornes du HP.

Avec $BL = 26 \text{ N/A}$, $\rho_0 c = 413 \text{ S.I.}$, $S_d = 0,088 \text{ m}^2$, $R_{ms} = 5,42 \text{ Ns/m}$ et $R_e = 5,5 \Omega$, on trouve :

$$\underline{R_{opt} = 16,4 \Omega}$$

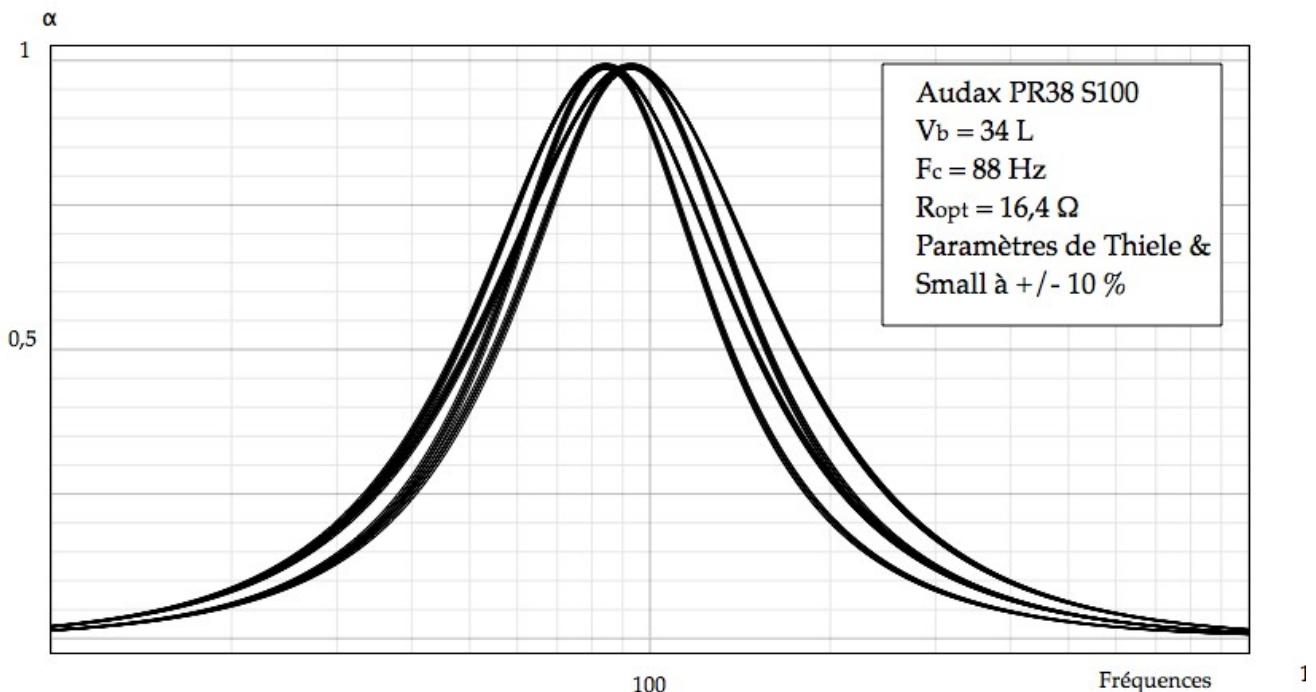
Il peut être intéressant de connaître le comportement de l'absorption du PR38 sous incidence normale en fonction de la fréquence du signal. La simulation figurant ci-dessous donne le coefficient α en fonction de la fréquence dans trois configurations de charge électrique: $R_s = 16,4 \Omega$, $R_s = 0 \Omega$ (HP court-circuité) et $R_s \rightarrow \infty$ (HP libre).



On remarque que la configuration HP libre ne présente pas d'intérêt. Par contre, court-circuiter le transducteur permet d'élargir un peu la bande fréquentielle d'absorption au détriment de l'efficacité. Cependant, l'avantage de l'absorbeur électroacoustique passif réside surtout dans sa sélectivité en fréquence. C'est donc la configuration du HP connecté à R_{opt} qui présente le plus d'intérêt pratique. Le document d'Hervé Lissek indiqué en lien dans la bibliographie montre d'assez bonnes concordances entre les simulations théoriques et les mesures.

Dans le cas de la réalisation d'un « mur » d'absorbeurs électroacoustiques, on peut supposer que les paramètres du HP indiqués par le constructeur correspondent aux valeurs centrales. La simulation présentée page suivante montre une série de trente-deux courbes (beaucoup sont superposées) du coefficient d'absorption α dans les mêmes conditions que précédemment mais pour deux valeurs extrêmes des paramètres de Thiele & Small pris à $\pm 10\%$.

La dispersion des valeurs des paramètres de Thiele & Small ne modifie pas radicalement l'allure de la courbe d'absorption. La fréquence d'accord, qui dépend pour l'essentiel de M_{ms} et C_{ms} , est maintenant encadrée par deux valeurs limites, 84 Hz et 93 Hz. Avec une incertitude de plus ou moins 10 % sur les paramètres du HP, les prédictions restent encore acceptables. De toute façon, il est aisé de contrôler la fréquence d'accord de l'absorbeur par de simples mesures d'impédance.



Maintenant, il peut être opportun de s'interroger sur la nécessité ou non d'amortir le volume de charge du HP avec un matériau amortissant comme il est d'usage de la faire avec les enceintes closes ou les résonateurs de Helmholtz ? Les équations présentées dans cet article considèrent la cavité libre de tous matériaux. Cependant, l'ajout d'un amortissant permettrait de réduire avantageusement le volume de la caisse, typiquement de 20 à 30 % à fréquence d'accord égale. Ce qui à l'usage peut être pratique pour diminuer le volume du dispositif surtout pour des accords bas en fréquence. C'est aussi un moyen d'affiner le réglage de la fréquence par une réduction virtuelle de volume de la boîte V_b . Néanmoins, cela n'est possible que dans le sens d'un accroissement de la fréquence d'accord. Cependant, l'ajout d'un matériau amortissant introduit un nouveau terme résistif, la résistance acoustique de la cavité R_a , qui sera difficile à évaluer correctement. Ce nouveau terme introduit une incertitude supplémentaire sur les prédictions d'absorption. C'est pourquoi, il est plutôt préférable pour coller au plus près au modèle prévisionnel, de s'abstenir d'amortir le volume de la caisse.

Les lecteurs intéressés par le concept et qui se mettront en quête d'un haut-parleur bon marché qui « va bien » seront gentil de me communiquer les références ;-)

Bibliographies :

<http://cfa.sfa.asso.fr/cd1/data/articles/000597.pdf>

Enceintes acoustiques et haut-parleurs de Vance Dickason (Publitronic *Elektor*)

Le haut parleur: manipulations et mesures électroacoustiques de Joseph D'Appolito (*Elektor*)