

La solution proposée (hélium) est TRÈS originale, et concluante.
(mais le mécanisme physique aurait pu être approfondi)



UNIVERSITÉ DE
SHERBROOKE

Analyse théorique OK, vous auriez pu exploiter le modèle du devoir, plutôt que d'utiliser un logiciel.

CONCEPTION, FABRICATION ET VALIDATION D'UN
ENCOFFREMENT ACOUSTIQUE

Le lien entre indice d'affaiblissement et perte par insertion aurait pu être établi.
Attention au français!

PRÉSENTÉ À :

Alain Berry

Dans le cadre du cours GMC721 : Rayonnement acoustique des structures

Concept: 22/25
Calculs: 17/25
Performances: 25/30
Discussion: 15/20

Total: 79/100

PAR :

Adrien Amyotte

Guillaume Mouly

22 août 2014

Table des matières

Introduction.....	3
Modélisation.....	4
Préambule	4
Simple Paroi.....	4
Double Paroi.....	4
Définition du modèle.....	4
Mise en équation.....	6
Analyse	7
Exemple	8
Conception	9
Problématique.....	9
Choix des matériaux.....	9
Isolant.....	10
Paroi.....	12
Simulation numérique (Predix)	14
Hélium	15
Fabrication et validation expérimentale	17
Réalisation de l'encoffrement	17
Résultats expérimentaux.....	18
Discussion	20
Conclusion	22
Bibliographie.....	23

Introduction

Le projet proposé est de concevoir, fabriquer et tester un encoffrement léger ayant comme but d'isoler le rayonnement d'une source sonore. Ce projet pose un défi intéressant pour l'équipe, composée de deux étudiants du cours GMC721, celui de mettre en pratique les notions acquises lors du cours.

Dans un premier lieu, l'équipe doit établir un modèle permettant de prédire les performances acoustiques de l'encoffrement. Un modèle analytique avec simulation MATLAB est établi à cette fin. De plus, des simulations avec le logiciel Predix (mecanum, 2004) viennent compléter l'étape de modélisation.

Dans un second lieu, l'équipe doit concevoir l'encoffrement. Cette étape inclut le choix des matériaux, le choix des méthodes de fabrication et autres concepts permettant de réduire le bruit transmis. Durant cette étape, l'équipe doit prendre en compte le budget limité et les contraintes de temps d'assemblage.

Dans un troisième lieu, l'équipe doit fabriquer l'encoffrement. La fabrication doit être relativement simple étant donné l'accès limité aux techniques de fabrication. L'encoffrement doit se fabriquer sans machine-outil et la fabrication doit être assumée complètement par les étudiants.

Finalement, l'encoffrement doit être testé. L'encoffrement sera testé en mesurant la pression sonore d'un haut-parleur avec et sans encoffrement. L'indice de performance final sera la perte par insertion pondérée par rapport à la masse de l'encoffrement.

Ce projet permet à l'équipe de travailler sur un problème concret qui met en application les concepts fondamentaux vus dans le cours GMC721. Il lui permet également de voir les problèmes pratiques rencontrés en appliquant la théorie. Le projet offre aussi une opportunité de se familiariser avec les techniques de mesure acoustique expérimentales.

Modélisation

Préambule

Pour l'étude théorique de notre encoffrement, nous avons pensé à modéliser la paroi de la boîte par une onde plane arrivant à une inclinaison précise sur la paroi et dans un milieu infini de chaque côté de la paroi. Ce modèle ne sera pas directement utilisable pour calculer l'insonorisation de la boîte, mais nous l'utiliserons par la suite pour une étude comparative des parois. D'un point de vue général, si une paroi est plus performante qu'une autre dans cette étude, elle le sera aussi en pratique.

Simple Paroi

La simple paroi n'est pas d'une très bonne efficacité par rapport à sa masse. En particulier pour les basses fréquences l'augmentation de la masse augmentera l'indice d'affaiblissement mais le coefficient « IL_M » explicité dans la partie conception ne varie pas.

On ne traitera pas directement le cas d'une simple paroi, mais la simplification du modèle double paroi nous permettra de confirmer ces affirmations dans l'exemple qui compare la double paroi à une simple paroi.

Double Paroi

Définition du modèle

Le modèle est étudié en deux dimensions. On prend le cas d'une double paroi espacée d'un intervalle « e » remplie d'un fluide. On verra par la suite que le fluide pourra potentiellement être un absorbant solide. Le schéma du modèle est représenté ci-dessous. Les ondes « p_{1-} , p_{2+} , p_{2-} » sont chacune la représentation d'une somme d'onde possédant le même vecteur de déplacement.

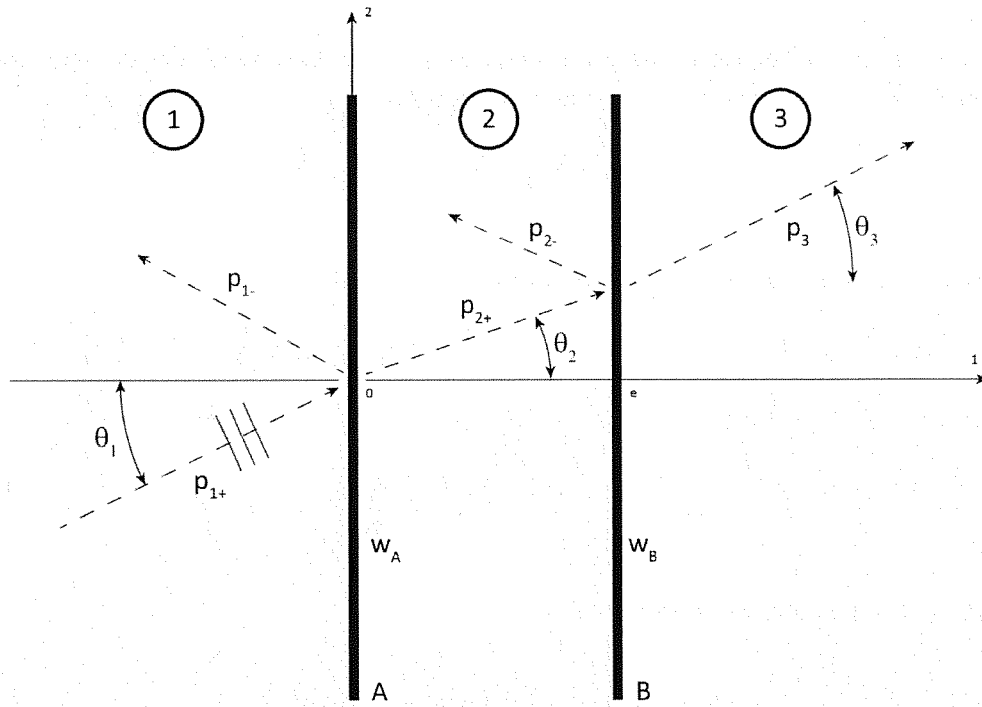


Figure 1 : Schéma de l'étude théorique

Chaque milieu (1, 2 et 3) est caractérisé par le binôme $\{c_i, \rho_i\}$ et les deux parois (A et B) par $\{\mu_i, D_i\}$.

L'onde incidente « p_{1+} » est définie comme une onde plane progressive. Les autres ondes étant générées par cette onde incidente sont elles aussi des ondes planes progressives.

Les pressions acoustiques des milieux peuvent alors se définir comme ci-dessous.

$$\begin{cases} p_{1+} = e^{jk_1[\cos(\theta_1)x_1 + \sin(\theta_1)x_2]} e^{-j\omega t} \\ p_{1-} = A_{1-} e^{jk_1[-\cos(\theta_1)x_1 + \sin(\theta_1)x_2]} e^{-j\omega t} \\ p_{2+} = A_{2+} e^{jk_2[\cos(\theta_2)x_1 + \sin(\theta_2)x_2]} e^{-j\omega t} \\ p_{2-} = A_{2-} e^{jk_2[-\cos(\theta_2)x_1 + \sin(\theta_2)x_2]} e^{-j\omega t} \\ p_3 = A_3 e^{jk_3[\cos(\theta_3)x_1 + \sin(\theta_3)x_2]} e^{-j\omega t} \end{cases}$$

Ainsi que la vibration des parois.

$$\begin{cases} w_A = W_A e^{jk_A x_2} e^{-j\omega t} \\ w_B = W_B e^{jk_B x_2} e^{-j\omega t} \end{cases}$$

Mise en équation

On ne réécrit pas les équations de pression acoustique qui dans notre modèle nous apportent simplement la relation entre la pulsation et le nombre d'onde.

$$k_i = \frac{\omega}{c_i}$$

On obtient 4 équations de continuité entre une paroi et un milieu.

$$\begin{aligned} -\frac{\partial(p_{1+} + p_{1-})}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} &= \rho_1 \frac{\partial^2 w_A}{\partial t^2} & ; & & -\frac{\partial(p_{2+} + p_{2-})}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} &= \rho_2 \frac{\partial^2 w_A}{\partial t^2} \\ -\frac{\partial(p_{2+} + p_{2-})}{\partial x_1} \Big|_{x_1=e} &= \rho_2 \frac{\partial^2 w_B}{\partial t^2} & ; & & -\frac{\partial p_3}{\partial x_1} \Big|_{x_1=e} &= \rho_3 \frac{\partial^2 w_B}{\partial t^2} \end{aligned}$$

Et deux autres équations de mouvements.

$$\mu_A \ddot{w}_A + D_A \frac{\partial^4 w_A}{\partial x_2^4} = [p_{1+} + p_{1-} - p_{2+} - p_{2-}] \Big|_{x_1=0}$$

$$\mu_B \ddot{w}_B + D_B \frac{\partial^4 w_B}{\partial x_2^4} = [p_{2+} + p_{2-} - p_3] \Big|_{x_1=e}$$

Voici quelques relations qu'on pourrait qualifier de trigonométriques.

$$\begin{cases} k_A = k_1 \sin(\theta_1) \\ k_2 = k_1 \frac{c_1}{c_2} \\ k_B = k_2 \sin(\theta_2) = k_1 \sin(\theta_1) \\ k_3 = k_1 \frac{c_1}{c_3} \end{cases}$$

$$\frac{\sin(\theta_1)}{c_1} = \frac{\sin(\theta_2)}{c_2} \Rightarrow \cos(\theta_2) = \sqrt{1 - \frac{c_2}{c_1} \sin^2(\theta_1)}$$

Après simplification des équations on obtient finalement ~~nous retrouver avec~~ un système de 6 équations à 6 inconnues.

$$\begin{cases} jk_1 \cos(\theta_1)(1 - A_{1-}) = \rho_1 \omega^2 W_A \\ jk_1 \frac{c_1}{c_2} \cos(\theta_2)(A_{2+} - A_{2-}) = \rho_2 \omega^2 W_A \\ jk_1 \frac{c_1}{c_2} \cos(\theta_2)(A_{2+} e^{jk_1 \frac{c_1}{c_2} \cos(\theta_2) e} - A_{2-} e^{-jk_1 \frac{c_1}{c_2} \cos(\theta_2) e}) = \rho_2 \omega^2 W_B \\ jk_1 \frac{c_1}{c_3} \cos(\theta_3) A_3 e^{jk_1 \frac{c_1}{c_3} \cos(\theta_3) e} = \rho_3 \omega^2 W_B \\ [-\mu_A \omega^2 + D_A (k_1 \sin(\theta_1))^4] = [1 + A_{1-} - A_{2+} - p_{2-}] \\ [-\mu_B \omega^2 + D_B (k_1 \sin(\theta_1))^4] = \left[A_{2+} e^{jk_1 \frac{c_1}{c_2} \cos(\theta_2) e} + A_{2-} e^{-jk_1 \frac{c_1}{c_2} \cos(\theta_2) e} - A_3 e^{jk_1 \frac{c_1}{c_3} \cos(\theta_3) e} \right] \end{cases}$$

Analyse

Les 6 équations sont insérées dans un logiciel de calcul numérique (dans notre cas Matlab) qui calcule les différents coefficients. Le paramètre de comparaison que nous utiliserons est l'indice d'affaiblissement « R ».

$$R = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) = 10 \log \left(\frac{|p_{1+}|^2}{|p_3|^2} \right) = -20 \log (|A_3|)$$

Nous réutiliserons ce modèle dans les différentes parties pour justifier le choix des différents matériaux et milieux choisis.

Exemple

La courbe qui suit compare une paroi simple et une paroi double de polypropylène d'épaisseur 5mm lorsque tous les milieux sont de l'air.

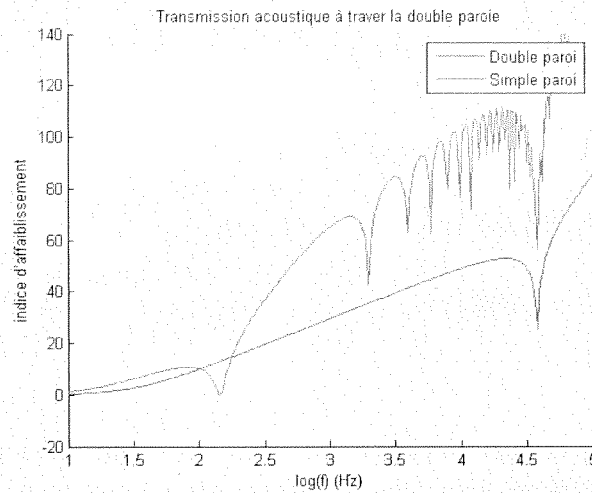


Figure 2 : Indice d'affaiblissement dans l'air

Quelles propriétés?
Quelle incidence?
Quelle épaisseur
lane d'air ?
Important, dans un
rapport technique,
fournir TOUS les
paramètres de
calcul.

Conception

Problématique

L'objectif du projet est de réaliser et tester un encoffrement léger devant isoler le rayonnement d'une source sonore sur une bande de fréquences étendue. Le signal à isoler est un bruit blanc sur la bande 100 Hz à 10 kHz. La source est un haut-parleur mid-range M-Audio Studiophile DX4.

La performance de l'encoffrement est mesurée par rapport à sa capacité d'isoler le bruit produit par le haut-parleur et par rapport à son poids. Sa capacité à isoler le bruit doit être maximisée et l'indicateur de performance est la perte par insertion. La perte par insertion en bandes 1/3 d'octave est calculée ainsi :

$$IL(\omega) = 10 \log_{10} \left[\frac{\sum_i |P_{i,sans}(\omega)|^2}{\sum_i |P_{i,avec}(\omega)|^2} \right]$$

du microphone !

où P est la pression sonore, ω la pulsation, i est l'indice de la bande tiers d'octaves, l'indice *sans* indique une mesure sans encoffrement et l'indice *avec* indique une mesure avec encoffrement.

La perte par insertion globale est obtenue en intégrant en fréquence de 100 Hz à 8kHz le carré de la pression sonore avec et sans encoffrement dans l'équation précédente, soit :

$$IL = 10 \log_{10} \left[\frac{\int \sum_i |P_{i,sans}(\omega)|^2 d\omega}{\int \sum_i |P_{i,avec}(\omega)|^2 d\omega} \right]$$

La perte par insertion globale doit minimalement atteindre 15 dB pour que le projet soit considéré acceptable.

La masse de l'encoffrement doit être minimisée. Elle entre en compte pour l'indicateur final, défini comme :

$$IL_M = IL - 10 \log_{10}(M^2)$$

où M est la masse de l'encoffrement. La pénalité pour la masse dérive directement de la loi de masse pour une paroi simple. Le défi devient donc d'isoler le bruit avec des méthodes autres que la loi de masse.

En plus de maximiser la perte par insertion et de minimiser la masse, certaines contraintes s'ajoutent : le budget pour le projet est de 100 \$ et l'installation du haut-parleur dans l'encoffrement doit prendre au maximum 5 minutes.

Choix des matériaux

Deux choix de matériaux s'imposent lors de la conception d'un encoffrement acoustique : le choix du matériau isolant et le choix du matériau de paroi. Le matériau isolant a pour but

d'absorber l'énergie sonore de la source. Le matériau de la paroi définit le comportement de la transmission du son d'un milieu à un autre.

Isolant

Le but d'ajouter un matériau isolant est d'augmenter l'absorption acoustique de l'encoffrement. Plusieurs solutions existent pour accomplir ce but : les laines, les mousses, les résonateurs, etc. Les laines et les mousses absorbent sur toute la bande fréquentielle et sont particulièrement efficaces à haute fréquence. Les résonateurs sont efficaces à une fréquence spécifique et absorbent peu sur le reste de la bande fréquentielle.

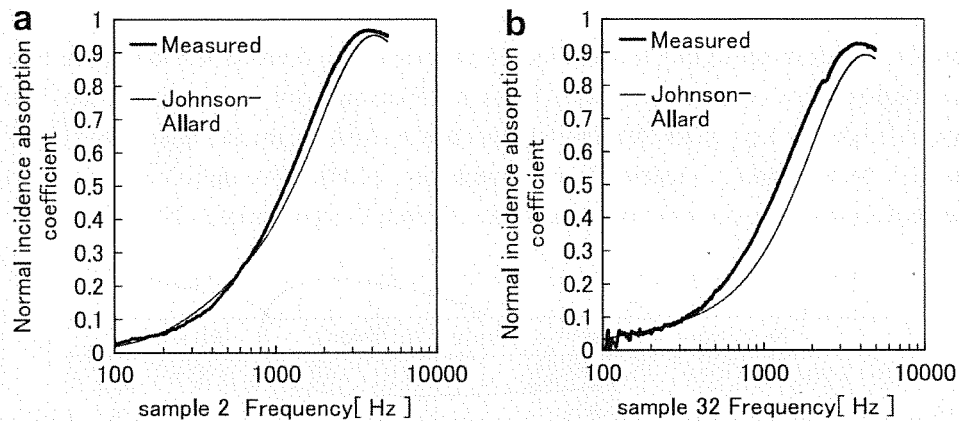
L'équipe a choisi de se concentrer sur les mousses et laines puisque la source produit un bruit blanc et une absorption sur toute la bande de fréquence est désirable. Les matériaux considérés sont : la mousse de mélamine, la laine minérale, la laine de verre et la laine à base de cellulose.

Les propriétés des matériaux évalués varient beaucoup en fonction du procédé de fabrication. Par exemple, la densité de la laine de verre varie de 20 kg/m^3 à 102 kg/m^3 et sa résistivité de l'air varie de 6000 Pa.s/m^2 à $72\,900 \text{ Pa.s/m}^2$ (Komatsu, 2008). Les modèles utilisés dans la littérature pour évaluer le coefficient d'absorption sont aussi très diversifiés. Il existe des modèles simples, par exemple le modèle de Delany-Bazley (et la correction par Miki) qui n'utilise que la résistivité de l'air comme propriété d'entrée (Komatsu, 2008). Il existe aussi des modèles plus compliqués comme le modèle de Johnson-Allard qui utilise la porosité, la résistivité, la tortuosité, la longueur visqueuse, la longueur thermique comme entrées (Naoki Kino, 2008). Pour ces raisons, il est difficile de comparer les différents matériaux acoustiques et l'analyse suivante doit être considérée avec discrétion.

Selon des mesures effectuées par (Komatsu, 2008), les propriétés de la laine de verre et de la laine minérale se ressemblent beaucoup. Les échantillons de laine de verre ont des densités entre 20 kg/m^3 et 102 kg/m^3 tandis que les échantillons de laine minérale ont des densités de 30 kg/m^3 à 97 kg/m^3 . La résistivité de l'air varie entre 6000 et $72\,900 \text{ Pa.s/m}^2$ pour la laine de verre et entre 10 100 et $69\,400 \text{ Pa.s/m}^2$ pour la laine minérale. Dans cet article, le modèle de Miki, qui ne considère que la résistivité de l'air dans le calcul du coefficient d'absorption, est utilisé et considère le comportement de chacune des laines comme étant similaire.

(Naoki Kino, 2008) compare la fibre de verre à la mousse de mélamine. La figure 3 présente la mesure du coefficient d'absorption et la prédiction du modèle Johnson-Allard tirées de cet article.

Donner une référence



*Épaisseurs
Identiques ?
Combien ?*

Figure 3 : Coefficient d'absorption à incidence normale de la laine de verre (gauche) et de la mousse de mélamine (droite) mesuré et prédit par le modèle Johnson-Allard (Naoki Kino, 2008)

La mesure montre que le coefficient d'absorption est similaire pour les deux matériaux, avec la mousse de mélamine étant légèrement plus performante en basse fréquence.

(Liu, et al., 2009) compare plusieurs matériaux pour utilisation dans un transport en commun, parmi eux, la laine de verre et la laine à base de cellulose. La figure 4 présente le coefficient d'absorption de ces matériaux.

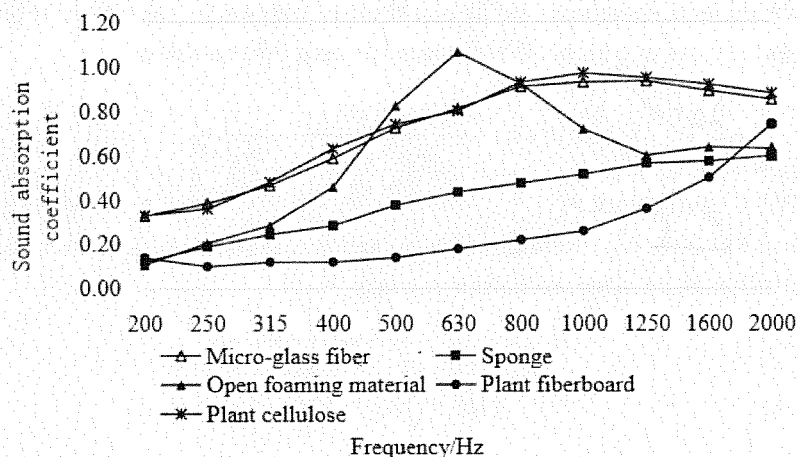


Figure 4 : Comparaison du coefficient d'absorption de différents matériaux (Liu, et al., 2009)

La mesure montre que le coefficient d'absorption est très similaire pour la laine de verre et la laine à base de cellulose.

Puisqu'il est difficile de tirer une conclusion par rapport aux quatre matériaux, l'équipe a choisi de prendre le matériau le plus accessible et le moins dispendieux, soit la laine à base de cellulose.

))

Paroi

Les propriétés importantes pour le matériau de paroi sont : la densité, le module de Young et le coefficient de Poisson. Le tableau 1 présente les matériaux qui ont été considérés par l'équipe et leurs propriétés mécaniques. Les caractéristiques des matériaux ont été prises directement de la bibliothèque de matériau du logiciel Predix (mecanum, 2004) à l'exception des caractéristiques du polypropylène qui proviennent du logiciel CES (Granta Design Limited, 2013).

Tableau 1 : Propriété mécanique des quatre matériaux considérés pour la paroi

Matériau	Densité	Module de Young	Poisson
Polypropylène	902	1	0.29
Contreplaqué	700	6	0.25
Acier	7850	210	0.32
Aluminium	2170	69	0.33

Unités
SVP !!

Amorces
prise en compte?

Le rayonnement d'une plaque excitée par une onde sonore plane à incidence θ peut être décrit par le concept de la transparence τ , définie comme le quotient de l'intensité acoustique transmise I_t et l'intensité acoustique incidente I_i :

$$\tau(\omega, \theta) = \frac{I_t(\omega, \theta)}{I_i(\omega, \theta)}$$

La transparence dépend également de la pulsation ω de l'onde transmise. Pour le cas d'une plaque infinie excitée par une plane, la transparence peut être calculée :

onde
surfacique

$$\tau(\omega, \theta) = \frac{1}{1 + \frac{\omega^2 (\mu \cos \theta)^2}{(2\rho_0 c_0)^2} \left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_{coin}^2} \right]}$$

où μ est la densité linéique, ρ_0 est la densité du fluide, c_0 est la célérité du son dans le fluide et ω_{coin} est la pulsation de coïncidence définie comme :

$$\omega_{coin} = \frac{c_0^2}{\sin^2 \theta} \sqrt{\frac{\rho h}{E h^3 / 12 (1 - \nu^2)}}$$

où ρ est la densité du matériau de la plaque, h l'épaisseur de la plaque, E la raideur de la plaque et ν le coefficient de Poisson du matériau de la plaque. Comme le projet cherche à réduire la pression sonore transmise, la quantité qui nous intéresse est l'indice d'affaiblissement R :

$$R = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{\tau} \right)$$

La figure 5 montre le comportement de l'indice d'affaiblissement par rapport à la fréquence d'excitation.

Attention,
perte par
inertion
 \neq
indice
d'affaiblissement !

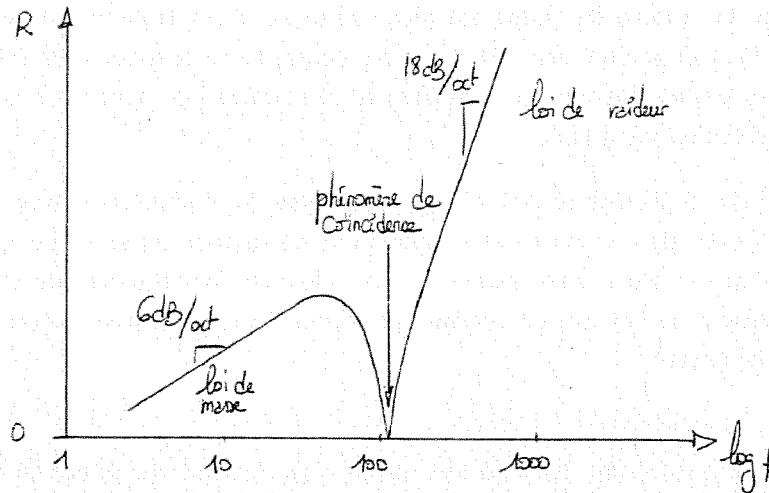


Figure 5 : Comportement typique de l'indice d'affaiblissement pour une plaque infinie excitée par une onde plane (Berry, 2014)

À basse fréquence ($\omega \ll \omega_{coin}$), le comportement est décrit par la loi de masse, ainsi nommée parce que l'influence de la masse est importante. La loi de masse est caractérisée par une augmentation linéaire de 6 dB de l'indice d'affaiblissement par octave. La loi de masse prend la forme suivante :

$$\tau(\omega, \theta) = \frac{1}{1 + \frac{\omega^2 (\mu \cos \theta)^2}{(2\rho_0 c_0)^2}}$$

Lorsque la fréquence est égale à la fréquence de coïncidence, l'indice d'affaiblissement tombe à zéro. L'intensité de la chute peut être réduite en introduisant un amortissement au système, soit par un facteur de perte dans un matériau, avec un amortisseur physique ou en utilisant une double cloison par lequel le fluide entre les deux plaques agit comme amortisseur.

À haute fréquence ($\omega \gg \omega_{coin}$), le comportement est décrit par la loi de raideur, ainsi nommée parce que l'influence du module de Young est importante. La loi de raideur est caractérisée par une augmentation linéaire de 18 dB de l'indice d'affaiblissement par octave. La loi de raideur prend la forme suivante :

$$\tau(\omega, \theta) = \frac{1}{\frac{\omega^6 (\mu \cos \theta)^2}{(2\rho_0 c_0)^2 \omega_{coin}^4}}$$

Ces équations montrent qu'il est favorable de choisir un matériau avec une densité élevée. Ceci a l'effet d'augmenter l'indice d'affaiblissement à basse fréquence et d'augmenter la fréquence de coïncidence. Par contre, une pénalité est prévue en fonction de la masse. La densité devient donc un facteur moins important dans la décision du matériau de paroi.

La contribution du module de Young est plus complexe. Il est favorable d'avoir une raideur élevée lorsque la loi de raideur est en vigueur, par contre avoir un module de Young élevé vient réduire la valeur de la fréquence de coïncidence. Des simulations sont donc nécessaires pour évaluer l'efficacité d'un matériau.

La contribution du coefficient de Poisson agit à l'inverse du module de Young. Il est favorable d'avoir un coefficient de Poisson faible lorsque la loi de raideur est en vigueur, par contre un coefficient de Poisson élevé vient augmenter la valeur de la fréquence de coïncidence. Par contre, le coefficient de Poisson est similaire pour tous les matériaux considérés et n'est donc pas un facteur important.

Simulation numérique (Predix)

Le logiciel Predix (mecanum, 2004) a été utilisé pour simuler les solutions envisagées par l'équipe. Il est à noter que la section précédente considérait une plaque excitée par une onde plane à incidence définie, tandis que le modèle de simulation considère une double cloison avec un matériau isolant entre les deux plaques et une excitation par des ondes diffuses. Les conclusions de la section précédente ne s'appliquent pas directement, mais les grandes tendances s'y retrouvent tout de même.

La figure 6 présente les résultats de la simulation avec les quatre matériaux considérés par l'équipe. Le modèle suppose deux plaques infinies de 1 cm d'épaisseur et une couche de 7 cm de fibre de verre entre les plaques. Le fluide est de l'air de part et d'autre de la double cloison.

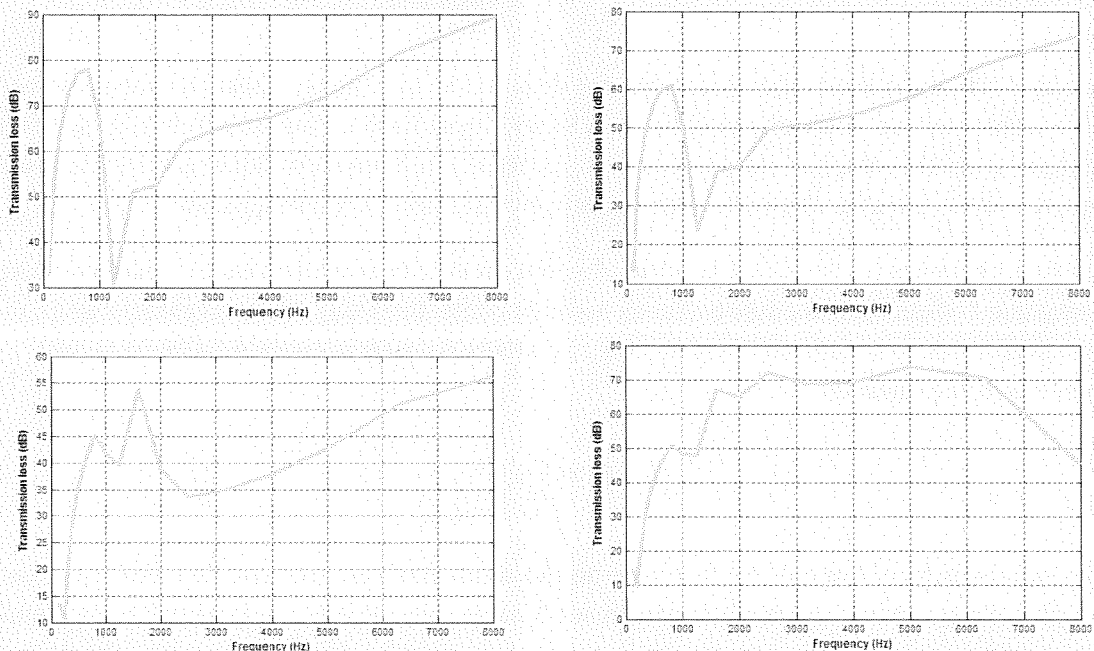


Figure 6 : Résultat de la simulation predix pour l'acier (en haut et à gauche), l'aluminium (en haut et à droite), le contreplaqué (en bas et à gauche) et le polypropylène (en bas et à droite)

Domage, vous avez les outils pour faire ces calculs... Quelles sont les hypothèses de ce logiciel?

Les tendances mentionnées ressortent particulièrement pour les métaux puisque leur densité et module de Young sont élevés. Les valeurs de pente sont différentes puisqu'il s'agit d'une double cloison et de l'énergie est absorbée par le matériau isolant. Les courbes pour les deux autres matériaux sont plus confuses puisque l'absorption du matériau isolant est importante par rapport à la perte par transmission due aux plaques.

critique !

Selon ce modèle, les métaux, en particulier l'acier, offrent un indice d'affaiblissement important à basse fréquence (loi de masse). Par contre, à la fréquence de ~~coïncidence~~ une chute importante est observée et l'indice d'affaiblissement est relativement faible sur une bonne plage de fréquence (~1100 à 5000 Hz). Le contreplaqué montre un indice d'affaiblissement faible en basse fréquence comparé aux métaux. La chute est moins importante dans la zone de coïncidence, mais l'indice d'affaiblissement est faible par la suite. Le polypropylène montre aussi un indice d'affaiblissement faible dans la zone de la loi de masse, mais la chute est presque imperceptible dans la zone de coïncidence et l'indice d'affaiblissement est élevé par la suite.

Le polypropylène est choisi comme matériau à la suite de ces simulations. D'autres considérations ont aussi aidé à faire le choix. Il s'agit d'un matériau léger (densité la plus faible mise à part le contreplaqué) et il est facilement disponible et peu dispendieux. De plus, il est possible de l'acheter sous forme de poubelle. Ceci a l'avantage d'avoir une paroi mince (donc plus léger), d'être fermé de façon hermétique et rend la fabrication simple. Il est important d'avoir un contenant hermétique puisque toutes ouvertures agissent comme une source supplémentaire (principe de Huygens) et ont un impact négatif sur l'indice d'affaiblissement.

Hélium

Une première idée que nous avons eue est de faire le vide à l'intérieur du coffre. En théorie, le vide permet de faire une insonorisation parfaite. Mais la création de vide dans le coffre nécessite un temps de mise en place important ainsi qu'une étanchéité parfaite qui supporte un bar de pression.

Une autre solution, moins efficace mais plus réalisable est de changer l'atmosphère intérieure du coffre par un fluide où la célérité du son est plus rapide. C'est le cas de l'hydrogène, l'hélium et l'eau. Pour des raisons évidentes nous avons retenu l'hélium.

En effet, plus la célérité du son du milieu est grande, plus on favorise les hautes fréquences. Étant donné que ce sont les basses fréquences qui posent problème pour l'encoffrement à double paroi, favoriser les hautes fréquences permettra d'améliorer l'insonorité.

Cette hypothèse a été vérifiée par nos soins avec le modèle développé plus haut.



Il faudrait

préciser, car l'effet n'est pas simple :

- l'hélium a tendance à augmenter les fréquences propres de la cavité (c'est le mécanisme qui explique la modification de la voix). Je crois que c'est l'effet principal.

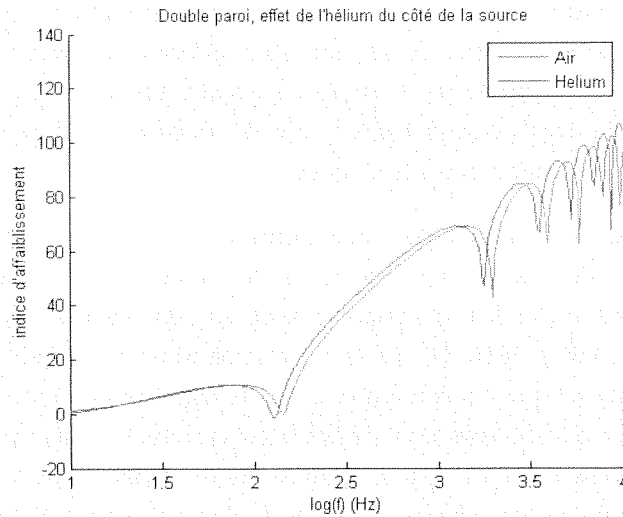


Figure 7 : Effet de l'hélium injecté dans le coffre

On remarque sur cette courbe que l'indice d'affaiblissement c'est décalé vers les basses fréquences. Cela confirme les propos précédents et améliore bien l'insonorisation de la paroi.

On choisira donc de conserver l'hélium dans notre projet d'encoffrement.

Remarque : Lors de l'expérience, au moment de l'injection de l'hélium, on a pu entendre une augmentation de la fréquence, confirmant une fois de plus nos hypothèses.

Fabrication et validation expérimentale

Réalisation de l'encoffrement

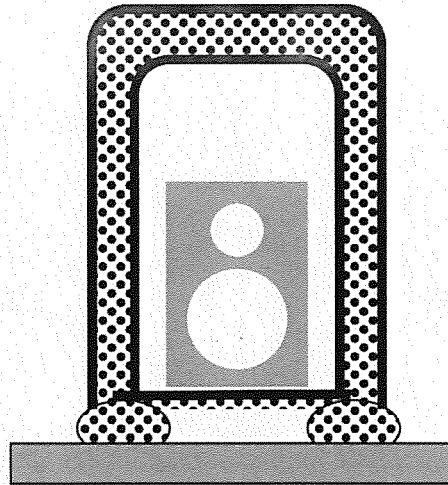


Figure 8 : Schéma de l'encoffrement

En prenant le choix de l'hélium nous nous sommes ajoutés la contrainte de l'étanchéité. L'hélium est plus léger que l'air et a tendance à monter, l'échange hélium/air se fait donc principalement par le haut du coffre. C'est pour cette raison que l'ouverture du coffre est vers le bas. Le choix des poubelles nous a permis de garantir une étanchéité parfaite et de diminuer les discontinuités de la paroi qui sont des facteurs nuisible à l'insonorisation.

Entre les deux parois rigides, dans un premier temps il était question de mettre la laine de cellulose ainsi qu'une fine couche d'air. Malheureusement la laine de cellulose est trop malléable pour se tenir toute seule et la proposition de mettre une fine couche d'air n'a pas pu être suivie.

Le dernier point est au niveau du socle. Pour éviter d'avoir des fuites et pour que le coffre soit parfaitement stable en gardant une isolation sur l'intégralité de la surface, on a reposé le coffre sur un boudin de laine de cellulose. Celui-ci est suffisamment déformable pour prendre la forme de la table et du coffre. La liaison entre la table et le coffre est alors parfaite. De plus, ce boudin permet de retenir le couvercle qui supporte l'enceinte à une certaine hauteur de la table, laissant un espace d'air entre les deux.

Pour l'injection de l'hélium on s'est muni d'une longue paille de manière à injecter l'hélium par le haut et pousser l'air vers le bas, ainsi le changement d'atmosphère est plus efficace.

Résultats expérimentaux

La procédure expérimentale consiste à mesurer la pression sonore produite par le haut-parleur sans encoffrement. La même mesure est ensuite prise après avoir placé le haut-parleur dans l'encoffrement. La mesure est prise à l'aide de 5 microphones placés à 1.5 m du centre géométrique du haut-parleur. La figure 9 présente la position des microphones par rapport au haut-parleur.

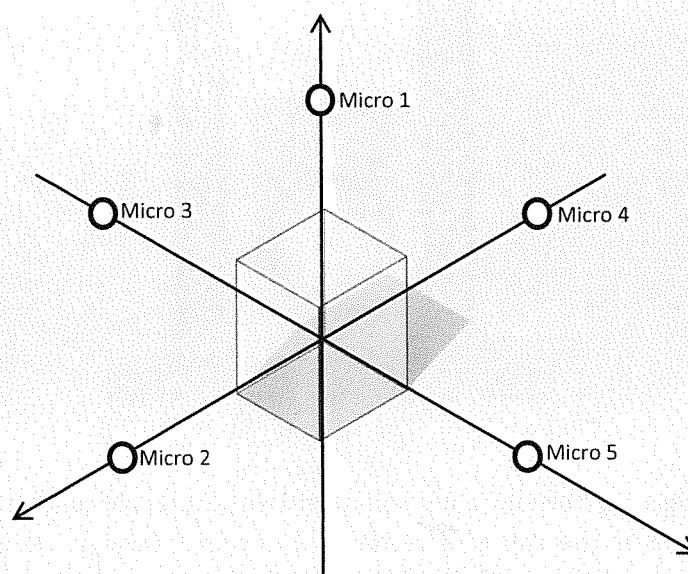


Figure 9 : Disposition des microphones par rapport au haut-parleur. Le haut-parleur fait face au microphone 2.

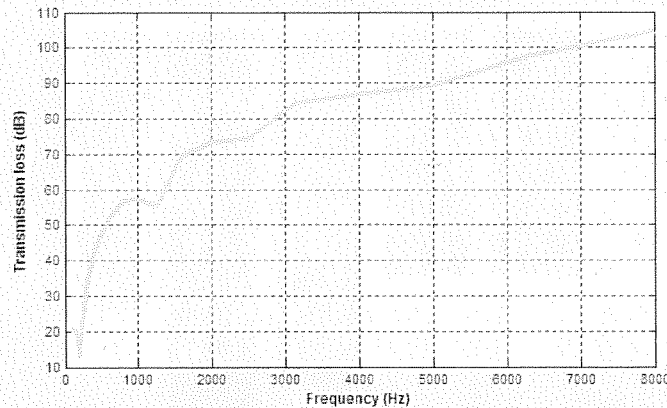
Une fois les mesures prises, un programme MATLAB calcule la perte par insertion. La masse de l'encoffrement est mesurée à l'aide d'une balance. Le tableau 2 résume les résultats généraux de l'expérimentation.

Tableau 2 : Résultats globaux de l'expérimentation

Indicateur	Mesure
<i>IL (Moyenne)</i>	32,6 dB
<i>M</i>	6,32 kg
<i>IL_M</i>	16,586 dB

Le but minimal a été atteint avec une perte par insertion globale de 32,6 dB.

La figure 10 présente la perte par insertion globale mesurée par chacun des microphones.



Il aurait
été
intéressant de
superposer prédiction
et mesure ...

Figure 12 : Prédiction de la perte par transmission de l'encoffrement avec le logiciel Predix (mecanum, 2004)

Les tendances de la courbe se ressemblent entre la mesure expérimentale et la simulation, soit une augmentation constante avec deux petites chutes. Par contre, l'ordre de grandeur de la réduction n'est pas la même. Comme mentionnées, les deux courbes ne représentent pas la même quantité. De plus, la simulation présente une situation idéale que le modèle expérimental ne respecte pas complètement.

Discussion

D'abord, le but minium d'une perte par insertion globale de 15 dB a été atteint. La perte par insertion globale mesurée de 32,6 dB dépasse largement cette valeur. Par contre, l'indicateur final, la perte par insertion pondérée par rapport à la masse sont de seulement 16,586 dB. La masse de l'encoffrement est plus élevée qu'anticipée. Ceci est dû à la masse de l'isolant. L'équipe a choisi un isolant à base de cellulose puisqu'il était le moins dispendieux. Par contre, sa densité est largement supérieure à celle de la laine de verre. En supposant une performance acoustique comparable avec la laine de verre, le résultat final de la perte par insertion pondérée par la masse (IL_M) aurait pu être plus élevé.

La différence de mesure des microphones s'explique principalement par la directivité de la source. Il est, par contre, normal de s'attendre que les microphones 3 et 5 mesurent à peu près la même chose, ce qui n'est pas le cas. Ceci peut s'expliquer par le fait que le haut-parleur a été tourné lorsqu'il a été placé dans l'encoffrement. Des facteurs géométriques entrent aussi en compte. L'encoffrement n'est pas parfaitement cylindrique et la découpe du contenant n'est pas parfaitement droite. Finalement, le couvercle a possiblement été placé incorrectement et une ouverture a pu être créée.

La différence entre la mesure et la simulation s'explique par plusieurs facteurs. Premièrement, la quantité représentée n'est pas la même. De plus, le couvercle n'était pas parfaitement hermétique et une ouverture a pu se créer. Le bas de l'encoffrement n'avait pas de paroi. Cette décision a été prise pour faciliter l'assemblage de l'encoffrement. De plus, le dessous de l'encoffrement n'était pas mesuré et protégé par des matériaux isolants placés sur le plancher.

La mesure
est probablement
peu fiable en
Hf.

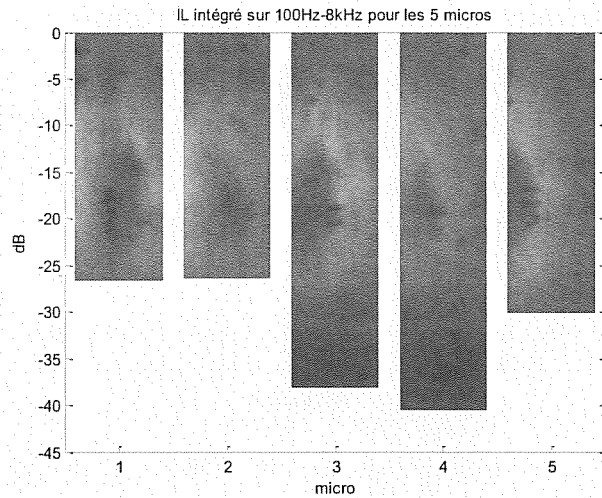


Figure 10 : Perte par insertion globale mesurée par chacun des microphones

La mesure est la plus faible pour les microphones au-dessus et directement devant le haut-parleur. Elle est la plus élevée pour le microphone derrière le haut-parleur.

Conforme avec le fait que R est maximal en incidence normale

La figure 11 présente la perte par insertion par bande de tiers d'octave moyenné sur les 5 microphones.

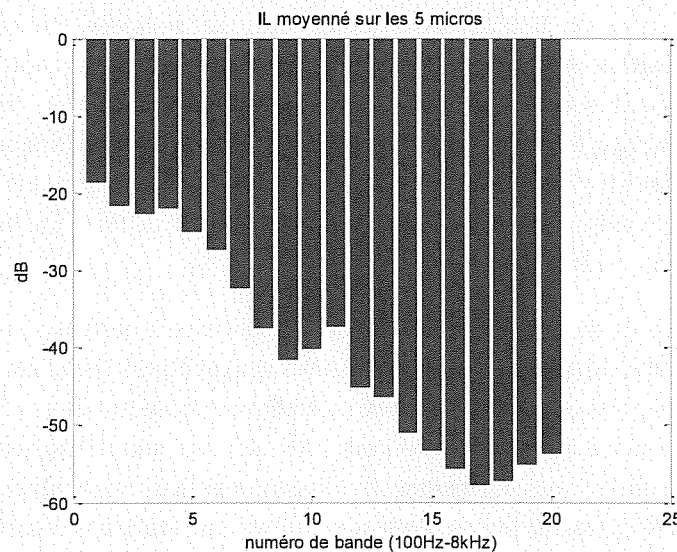


Figure 11 : Perte par insertion par bande de tiers d'octave moyenné sur les 5 microphones

Cette mesure peut être comparée à la simulation finale avec le logiciel Predix (mecanum, 2004). Il est à noter que le modèle Predix mesure la perte par transmission et non la perte par insertion.

Où, il y avait possibilité de faire un lien entre les 2.

L'effet de l'hélium a aussi été observé. Lorsque l'hélium a été ajouté à l'encoffrement, l'équipe a entendu une augmentation de fréquence du bruit de la source. Cet effet est un indice que l'hélium a été efficace.

Conclusion

Dans l'ensemble, le projet s'est bien déroulé et nous sommes arrivés au bout de notre encoffrement sans trop de mauvaises surprises. Les résultats obtenus ont été à la hauteur de nos attentes.

Comparativement aux autres encoffrements, nous avons pu prouver aussi qu'il était possible de réaliser un encoffrement de bonne qualité uniquement à base de matériaux recyclables et recyclés : le polypropylène et la laine de cellulose.

D'un point de vue d'apport personnel, nous avons tous les deux apprécié travailler ensemble et mis en pratique nos connaissances apprises lors de ce cours. Nous avons travaillé à la fois sur des logiciels de calcul numérique comme Predix, des équations brutes et traitées sous Matlab, et des expérimentations physiques.

Il a été très intéressant de passer de la phase théorique à la phase pratique pour constater que la théorie est parfois très bonne mais aussi très difficile à réaliser. Tous les compromis que nous avons dû faire nous ont fait comprendre les contraintes réelles qui conditionnent les choix actuels et futurs dans ce domaine.

Ainsi, ce projet a été fructueux sur de nombreux points qui nous seront utiles dans le domaine professionnel.

Bibliographie

Berry, A. (2014). Notes de Cours GMC721. Sherbrooke, Québec, Canada: Université de Sherbrooke.

Granta Design Limited. (2013). CES. Cambridge, Royaume-Uni.

Komatsu, T. (2008). Improvement of the Delany-Bazley and Miki models. *The Acoustical Society of Japan*, pp. 121-129.

Liu, Y., Zhang, X., Guo, J., Huang, B., Qu, L., Zeng, J., et al. (2009). Study on the Noise Distribution in High-Speed Railway Coaches and the Characteristics of Noise Reduction Material. *American Society of Civil Engineering*, pp. 2497-2501.

mecanum. (2004). predix.

Naoki Kino, T. U. (2008). Comparisons between characteristic lengths and fibre. *Applied Acoustics*, pp. 325-331.

