

PROJET D'ACOUSTIQUE

ISOLATION PHONIQUE D'UNE POMPE A VIDE



Table des matières

Introduction.....	3
Cahier des charges.....	4
Caractérisation de la pompe	6
L'isolation acoustique.....	9
Conception	10
1. Les Silentblocs	11
2. Les plaques isolantes.....	11
3. L'aération.....	12
Conclusion	13
ANNEXES.....	14

Introduction

Nous avons lors de ce projet travaillé sur la « Planeterrella » de Jean Lilensten, chercheur au laboratoire de planétologie de Grenoble. Il a réussi, au travers de cette expérience, à reproduire des aurores boréales ; et il avait pour cela besoin de créer le vide dans une cloche de verre, moyennant l'utilisation d'une pompe à vide.

Le bruit généré par cette pompe à vide s'est avéré très gênant lorsque la « Planeterrella » est devenue l'objet de représentations publiques, avec une conteuse narrant l'histoire des aurores boréales. En effet, le bruit de la pompe était très vite fatiguant pour l'auditoire, et forçait la conteuse à hausser fortement la voix : il fallait donc trouver un moyen de réduire (ou supprimer) la gêne sonore. Plusieurs solutions étaient envisageables :

- Sortir la pompe de la pièce où se trouve le public
- Annuler le bruit de la pompe avec un bruit opposé
- Capoter la pompe pour l'isoler phoniquement du reste de la salle

La première solution, qui aurait consisté à mettre la pompe dans une autre pièce, n'était pas souhaitable car M. Lilensten voulait conserver une expérience compacte, facile à transporter, sûre (pas d'éléments éparpillés), et utilisable presque n'importe où (salle de spectacle, de classe, laboratoire, etc.).

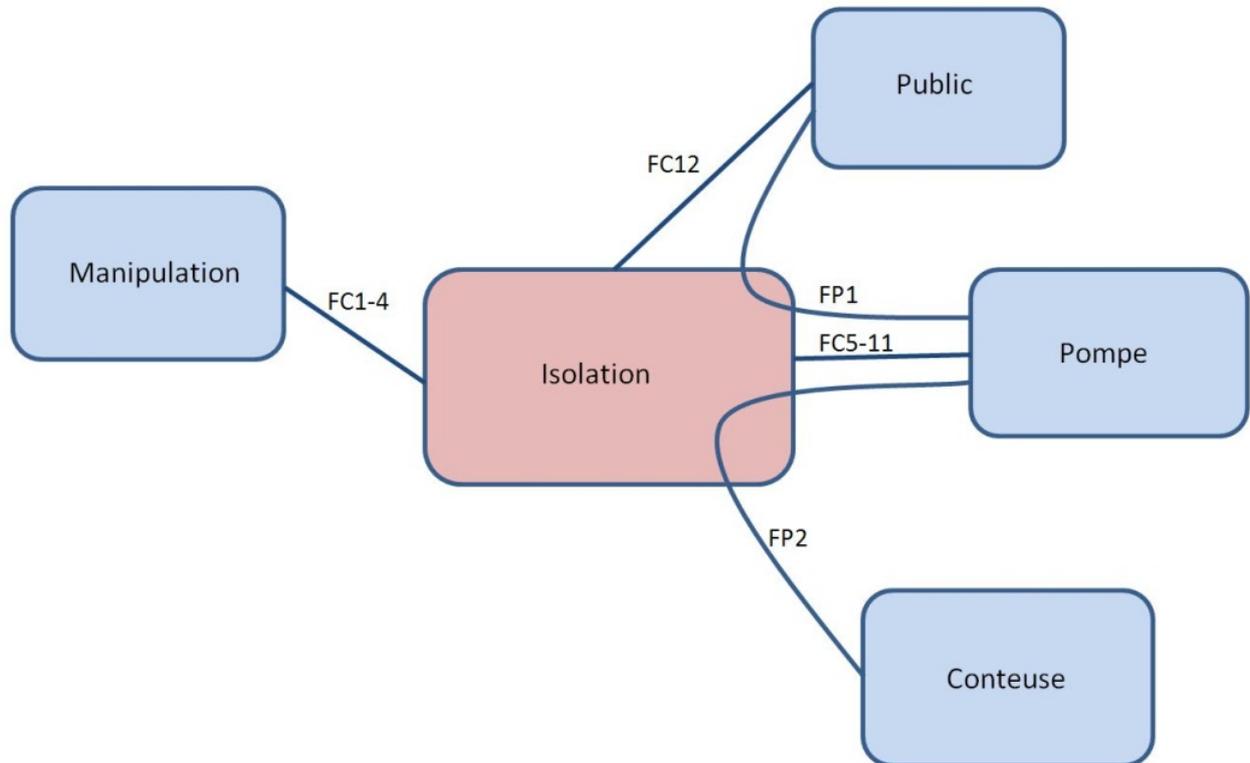
La deuxième solution, qui aurait consisté à émettre un son en opposition de phase avec le bruit de la pompe pour annuler ce dernier n'a pas été poursuivi car trop complexe et cher à mettre en œuvre pour un résultat loin d'être garanti.

Et enfin, la troisième solution consiste à enfermer la pompe dans une enceinte isolante pour atténuer au maximum la gêne sonore. C'est cette solution que nous avons choisie et que nous allons détailler dans ce rapport. Afin de mieux visualiser la configuration de l'expérience, et plus précisément de l'ensemble chariot + pompe, voici une photo CATIA de l'ensemble :



Cahier des charges

Avant de nous lancer dans la conception de ce capotage, il était nécessaire de lister toutes les fonctions et contraintes qui seront appliquées à notre système, afin de s'assurer de répondre aux attentes de M. Lilensten. C'est pourquoi nous avons rédigé le cahier des charges fonctionnel ci-dessous.



Fonctions Principales						
Domaine	N°	Fonction	Poids	Critère	Niveau	Flexibilité
Public	1	Réduire la gêne sonore	5	Niveau sonore	<50% puissance initiale	+10%
Pompe						
Conteuse	2	Réduire la gêne sonore	5	Niveau sonore	<50% puissance initiale	±10%
Pompe						

Fonction Contrainte						
Domaine	N°	Élément	Fonction	Poids	Critère	Niveau
Public	12	Esthétique	Faire un truc pas trop moche	1	-	-
Manipulateur	1	Accès	Facilité d'accès aux instruments	5	Temps d'accès	Immédiat
	2	Montage	Pouvoir monter et démonter totalement l'installation	4	Temps de montage	<30min
	3	Poids	Chaque élément portable par 1 personne	4	Taille (/pièce)	<Dimension chariot
					Poids (/pièce)	<15Kg
4	Coût	Garder un prix raisonnable	2	Prix	< 1500€	
Pompe	5	Chauffe	Réguler la T° de l'enceinte	5	Température	<50°
	6		Mesurer la T°	3	-	-
	7	Câble d'alimentation	Prévoir le passage du câble sans perte d'isolation	3	Perte isolation	Très faible
	8	Sortie gaz échappement	Prévoir le passage du tuyau sans perte d'isolation	3	Perte d'isolation	Très faible
	9	Tuyau cloche	Prévoir le passage du tuyau sans perte d'isolation	3	Perte d'isolation	Très faible
	10	Incendie	Résister à la température	3	Risque d'inflammation	Très faible
	11	Accès	Prévoir un accès aux robinets	4	Temps d'accès	Immédiat

Caractérisation de la pompe

Maintenant que nous avons déterminé ce qui devait être fait, nous devons caractériser la pompe du point de vue vibro-acoustique. Nous sommes donc allé à Grenoble effectuer une série de mesures de puissance acoustique : nous avons d'abord mesuré le bruit ambiant au milieu de la pièce par bande d'octave, puis nous avons mesuré le bruit de la pompe par bande d'octave en huit points répartis autour de la pompe suivant le schéma ci-dessous (figure 1):

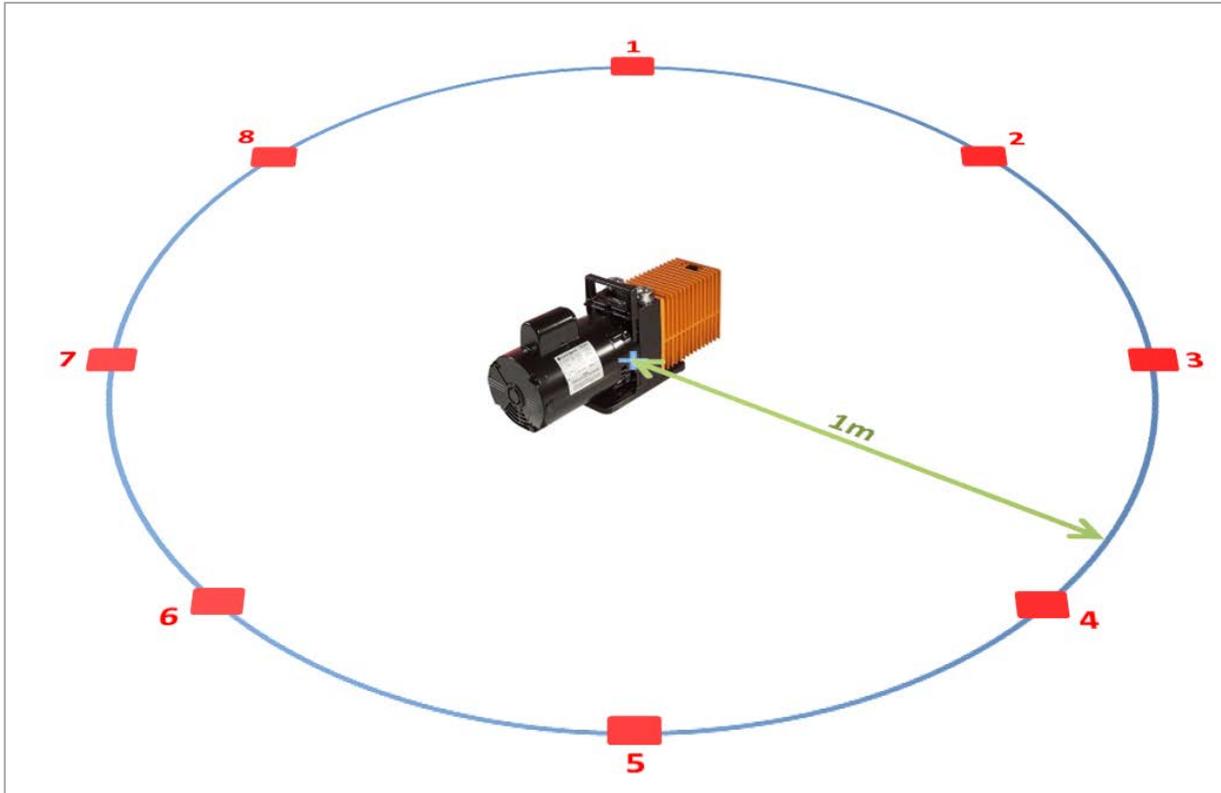


Figure 1 : Disposition des points de mesure

Les points se trouvent sur un cercle de 1m de rayon, et les mesures ont été faites à environ 80cm du sol, ce qui donne une distance à la source de 1,30m. Nous avons donc obtenu huit séries (une à chaque point) de huit mesures (une par bande d'octave). Nous avons ainsi pu calculer les niveaux de pression acoustique de la pompe pour chaque bande d'octave et chaque point en soustrayant aux niveaux mesurés le niveau de la salle vide :

$$L_{p-pompe} = 10 * \log \left(10^{\frac{L_{p-tot}}{10}} - 10^{\frac{L_{p-vide}}{10}} \right)$$

A partir de ces résultats, nous avons d'abord vérifié l'omnidirectionnalité de notre source en calculant les dB LIN de chaque point (somme des dB sur chaque bande d'octave) :

$$L_{p\text{-point } k} = 10 * \log \left(\sum_{fi=1}^8 10^{\frac{L_{p-fi}}{10}} \right)$$

Nous obtenons alors le diagramme directionnel suivant (figure 2, également disponible en annexe 4 avec chaque bande d'octave):

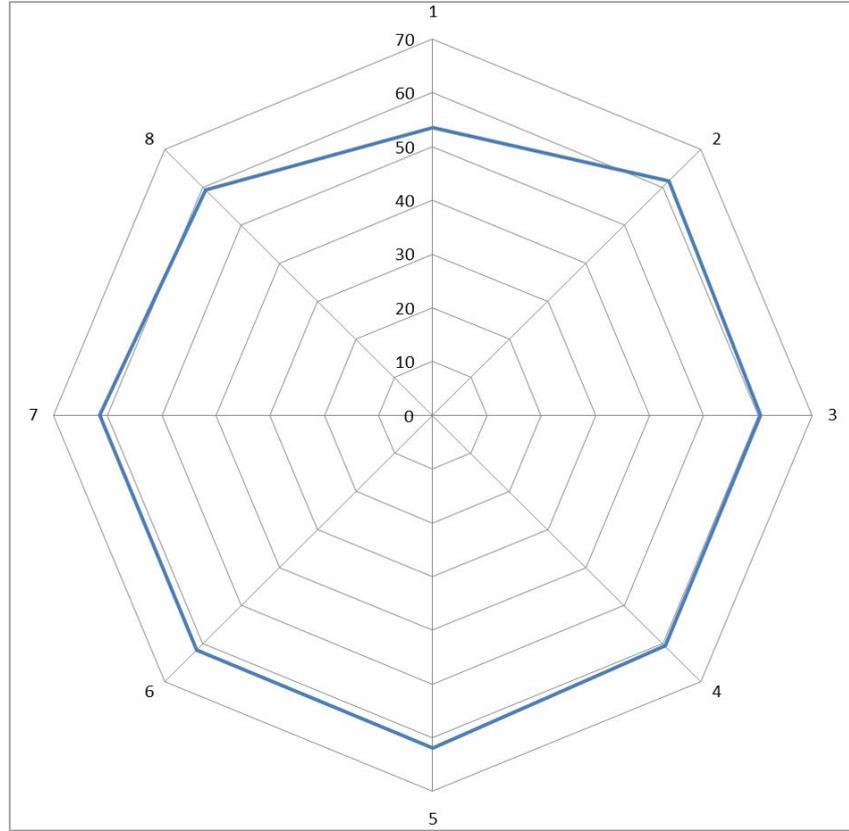


Figure 2 : Diagramme directionnel des dB LIN

Nous observons alors que la pompe peut tout-à-fait être considérée comme une source acoustique omnidirectionnelle, et il est alors possible de calculer la puissance acoustique de la pompe :

$$W = 4\pi r^2 * \frac{\left(p_0^2 * 10^{\frac{L_p}{10}} \right)}{\rho_0 c_0} \quad \text{avec } r = 1,3\text{m et } L_p = 60,6 \text{ dB}$$

$$W = 4\pi 1,3^2 * \frac{\left(0,00002^2 * 10^{\frac{60,6}{10}} \right)}{1,184 * 343} = 2,415 * 10^{-5} \text{ Watt}$$

D'où le niveau de puissance acoustique de la pompe :

$$L_W = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) = 10 \log \left(\frac{2,415 * 10^{-5}}{10^{-12}} \right) = 73,8 \text{ dB}$$

Puisque la source est omnidirectionnelle, nous pouvons avec la formule suivante moyenner les mesures prises à chaque point :

$$L_{p-f_k} = 10 * \log \left(\frac{1}{8} \sum_{pi=1}^8 10^{\frac{L_{p-pi}}{10}} \right)$$

Ce qui nous permet de tracer le spectre fréquentiel de la pompe (figure 3) :

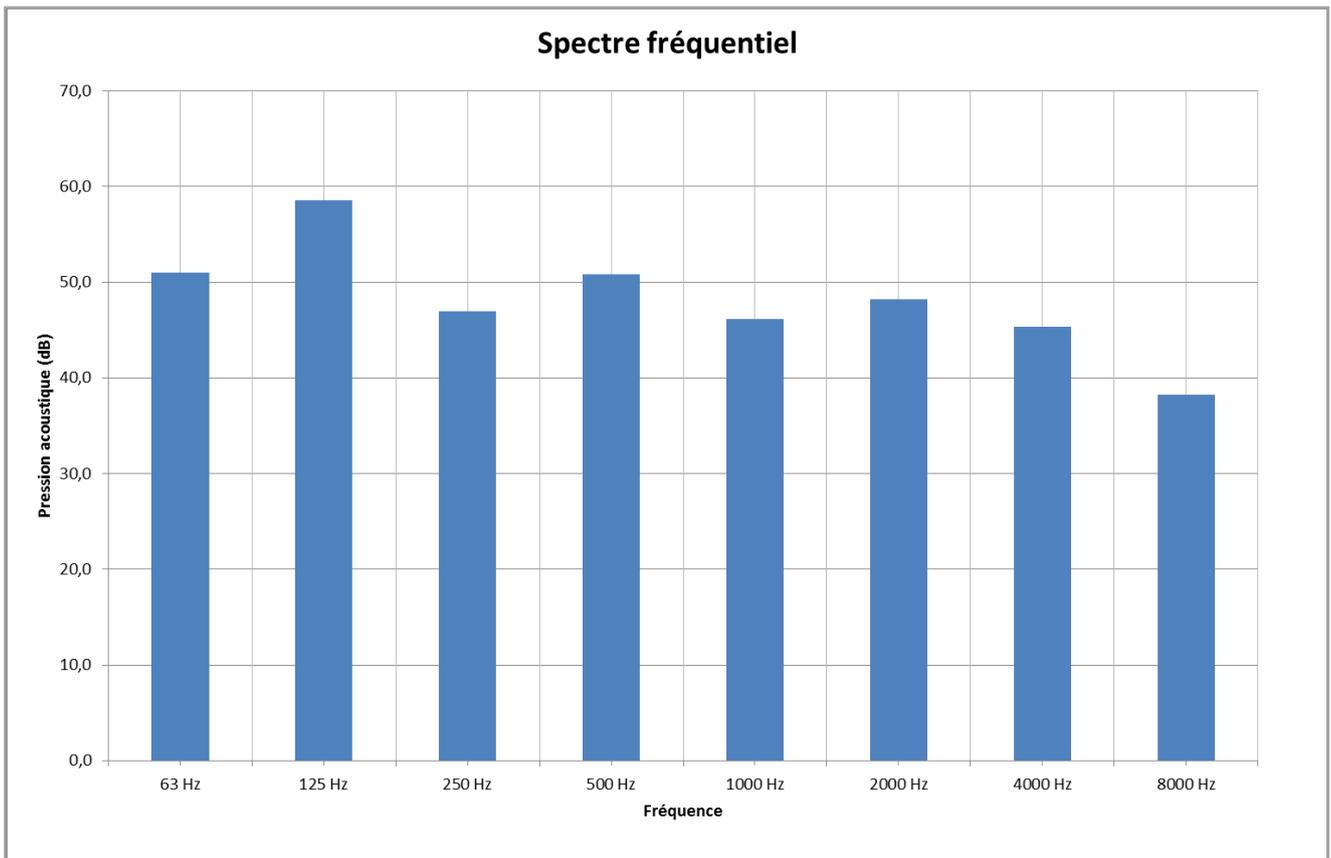


Figure 3 : Spectre fréquentiel de la pompe

Nous avons donc caractérisé notre pompe du point de vue acoustique. En revanche, comme nous pouvons le voir sur le graphique de l'annexe 1, les mesures effectuées à différentes distances de la pompe montrent un comportement très différent du champ libre : il y avait une réflexion importante dans la pièce, entraînant logiquement une altération des mesures. Ces dernières doivent donc être prises qualitativement, mais l'aspect du spectre fréquentiel reste représentatif de la réalité. Toutes les données sont visibles dans le tableau annexe 2.

L'isolation acoustique

Maintenant que la source acoustique est caractérisée, nous pouvons étudier l'isolation de celle-ci afin de limiter au maximum la gêne sonore engendrée par le fonctionnement de la pompe. Pour identifier les points d'action important, nous avons cherché les modes de transmissions du bruit que nous avons représentés sur le schéma ci-dessous (figure 4) :

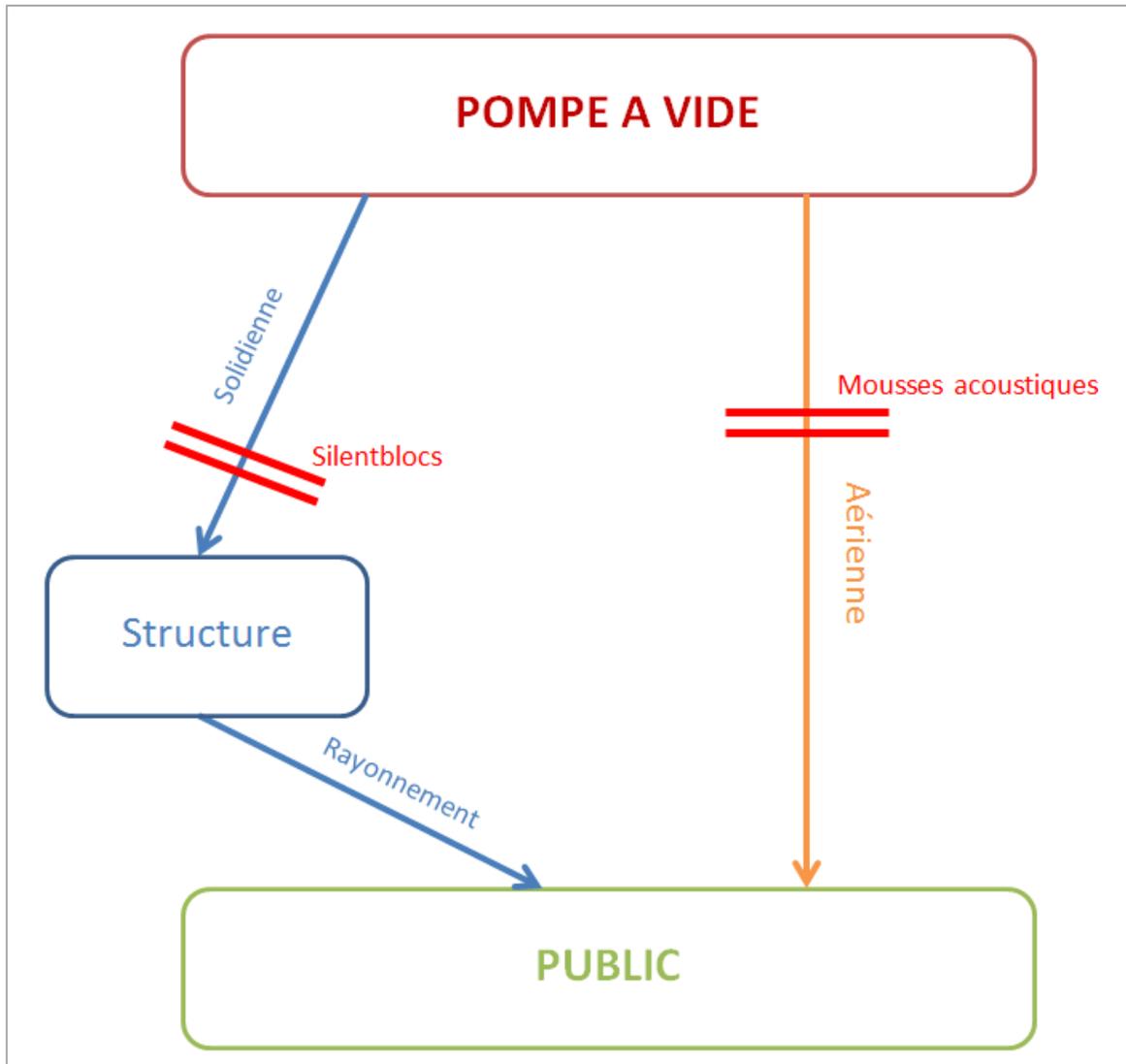


Figure 4 : Modes de transmissions et points d'action

Il y a donc deux modes de transmission acoustiques : aérien et solide. La pompe n'est en contact qu'avec son support, et les tuyaux de raccords sont suffisamment souples pour ne pas transmettre de vibrations : il faut donc isoler la pompe de son support pour éviter une transmission des vibrations et un rayonnement de la structure, et nous avons choisi pour ça de poser la pompe sur des silentblocs.

Pour empêcher la transmission aérienne des ondes acoustiques, nous avons choisi d'utiliser des plaques de mousses acoustiques collées à des tôles en acier.

Conception

Maintenant que nous choisissons le capotage comme solution technique, et définissons les attentes du client ainsi que les caractéristiques de la pompe, nous allons nous intéresser à la conception de ce capotage.

Dans un premier temps, il nous faut empêcher la transmission solidienne des vibrations de la pompe. Elle n'est en contact qu'avec son support, et les tuyaux de raccordements sont suffisamment souples pour ne pas transmettre de vibrations : il faut donc isoler la pompe de son support pour éviter une transmission des vibrations et un rayonnement de la structure. En effet, le bruit généré par la vibration de la pompe sur la planche en bois qui lui sert de support est considérable. Nous allons pour cela agir sur deux points. Premièrement, nous allons remplacer la planche de bois qui lui sert de support par une tôle en acier de 5mm d'épaisseur pour augmenter l'effet de masse de la paroi. Deuxièmement, nous allons isoler la pompe de cette tôle au moyen de silentblochs adaptés. Les silentblochs seront fixés sur la tôle grâce à des socles préalablement taraudés et soudés sur la tôle, afin de permettre la pose de mousse acoustique sous la pompe.

Ensuite, il est nécessaire d'empêcher la transmission aérienne des ondes acoustiques. Pour cela, nous allons tapisser l'intégralité de la surface intérieure du chariot avec de la mousse isolante auto-adhésive que nous collerons sur des tôles en acier. Ces tôles en acier, à l'exception de la « porte », seront fixées sur les tubes du chariot au moyen de rivets car c'est un moyen de fixation peu coûteux, rapide et insensible aux vibrations. La « porte » (une des plaques de la longueur) doit être amovible pour permettre l'accès à la pompe et son retrait du chariot en fin d'expérience, et sera donc fixée au chariot par l'intermédiaire de tige filetées soudées au chariot et serrée par des écrous à oreilles. Afin d'éviter d'éventuelles vibrations dues au faible nombre de points d'attache (4 pour la porte contre 10 pour l'autre plaque), il serait préférable de coller un joint en caoutchouc sur le pourtour de la tôle.

Il est aussi important de prendre en compte l'aspect thermique de notre capotage : si nous scellons la pompe sans prévoir une aération, nous risquons une surchauffe rapide de l'enceinte pouvant entraîner des détériorations du matériel et d'éventuels risques pour l'opérateur. Cependant, ces aérations devront être faites de façon à limiter la perte d'isolation phonique.

Afin de garantir un accès permanent et immédiat aux instruments de contrôle et de mesures, ils seront disposés sur une tablette à l'extérieur du capotage.

Enfin, nous profiterons des conduits d'aération pour faire passer tous les tuyaux, thermomètre et câbles nécessaires au fonctionnement du système. De plus, le client nous a fait part de son besoin d'accéder à un robinet sur la pompe lors de la représentation, qui devait impérativement pouvoir être actionné à une main. Pour cela, nous avons remplacé ce robinet par une soufflette de compresseur reliée à la pompe par l'intermédiaire d'un flexible prévu pour fonctionner sous vide. Cette soufflette sera placée à l'extérieur du capotage, permettant ainsi un contrôle direct et rapide du débit d'air entrant dans la cloche à vide.

Maintenant que nous avons défini tous les composants nécessaires à notre capotage il nous faut les caractériser.

1. Les Silentblocs

Pour assurer une absorption optimale des vibrations par les silentblocs, il faut les choisir les plus souples possible, afin que leur fréquence de résonance soit très inférieure aux fréquences d'excitations.

La pompe à vide est une Alcatel 2020A, pesant environ 30Kg. Afin d'assurer l'absorption des vibrations, il aurait été idéal de mesurer avec des accéléromètres les fréquences d'excitations des silentblocs. Nous n'avons malheureusement pas le matériel à disposition pour effectuer ces mesures, et nous nous contenterons donc d'estimations : ainsi le moteur de la pompe tourne à 1500tr/min, ce qui correspond à une fréquence d'excitation minimale de 25Hz. Les silentblocs les plus souples et répondant aux contraintes d'encombrement que nous avons trouvés supportent une charge en compression de 15,3Kg pour une flèche de 5mm, ce qui est déjà trop résistant pour notre pompe. Toutefois, la fréquence de résonance (sans amortissement) de ces silentblocs reste, comme nous pouvons le voir dans l'équation ci-dessous, très inférieure aux fréquences d'excitations de la pompe :

$$f_{\text{silentbloc}} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{15,3/0,005}{30/4}} = 3,21 \text{ Hz}$$

Nous choisissons donc ces silentblocs (« Solutions Elastomères » 520013) pour isoler notre pompe de la structure.

2. Les plaques isolantes

Le but de ces plaques isolantes est d'atténuer les ondes acoustiques avant qu'elles arrivent aux oreilles du public. Elles sont composées d'une tôle en acier sur laquelle est collée une plaque de mousse isolante.

Le rôle de la tôle en acier, en plus de servir de support à la mousse, est d'ajouter de la masse à la paroi afin d'amortir les ondes basse fréquence : nous choisissons une épaisseur de 2mm, qui constitue le meilleur compromis entre atténuation des ondes et poids du chariot.

Pour choisir le type de mousse isolante à utiliser pour les parois, nous avons observé le spectre fréquentiel de la pompe : comme nous avons pu le voir sur la figure 3, la pompe émet de façon presque égale dans toutes les fréquences. Il faut donc trouver une mousse performante pour toutes les fréquences. Nous avons donc cherché un tableau de fabricant indiquant les niveaux d'atténuation de différentes mousses en fonction de la fréquence des ondes, qui est disponible en annexe 3.

D'après ce tableau, la mousse composite de 50mm offre le gain en transmission dans toutes les fréquences, c'est donc cette mousse que nous choisissons.

En nous basant sur les gains en transmissions indiqués pour cette mousse dans ce tableau, nous avons pu estimer l'atténuation acoustique obtenue et le niveau de puissance de la pompe isolé : $L_w = 48\text{dB}$.

Nous pouvons également tracer le nouveau spectre fréquentiel (figure 5) :

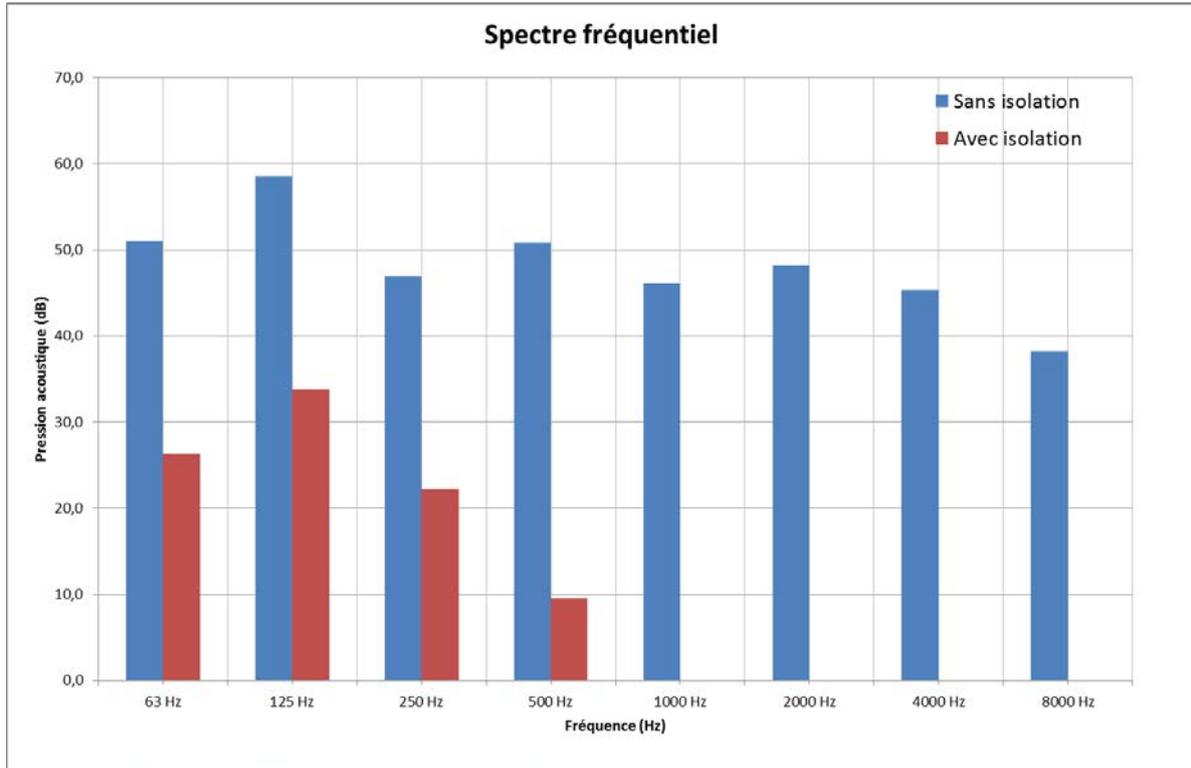


Figure 5 : Spectre fréquentiel de la pompe avant et après isolation

3. L'aération

Maintenant que la pompe est entièrement capotée, il faut assurer son refroidissement : à l'air libre, le moteur électrique de la pompe atteint environ 70-80°C. Pour assurer une circulation d'air frais suffisante, nous avons décidé de faire deux ouvertures sur les côtés du chariot, avec un ventilateur d'ordinateur de 120mm pour expulser l'air chaud hors de l'enceinte.

Il est toutefois impératif de limiter les pertes d'isolations dues à ces ouvertures. C'est pourquoi, sur conseil de M. David LERAY de l'entreprise Tecumseh, nous avons choisi de mettre des coudes en PVC 160mm tapissés de mousse absorbante et dirigés à l'opposé du public. Ainsi, la faible taille de l'ouverture assure l'isolation aux basses fréquences, et la mousse acoustique assure l'absorption des ondes hautes fréquences. Pour cette mousse-ci, le paramètre important n'était plus le gain en transmission mais l'alpha-sabine, car la source de perte d'isolation principale n'était pas la transmission mais la réverbération sur les parois du coude. Dans le même tableau que précédemment (annexe ?), nous cherchons la mousse offrant le meilleur alpha-sabine pour une épaisseur raisonnable (il faut laisser la place à l'air de passer !).

Encore une fois, c'est la mousse composite qui s'avère être la plus performante, mais cette fois-ci en 25mm d'épaisseur.

L'avantage de ce système est que l'ouverture d'aspiration (sans ventilateur) permet le passage des différents câbles sans perte d'isolation supplémentaire.

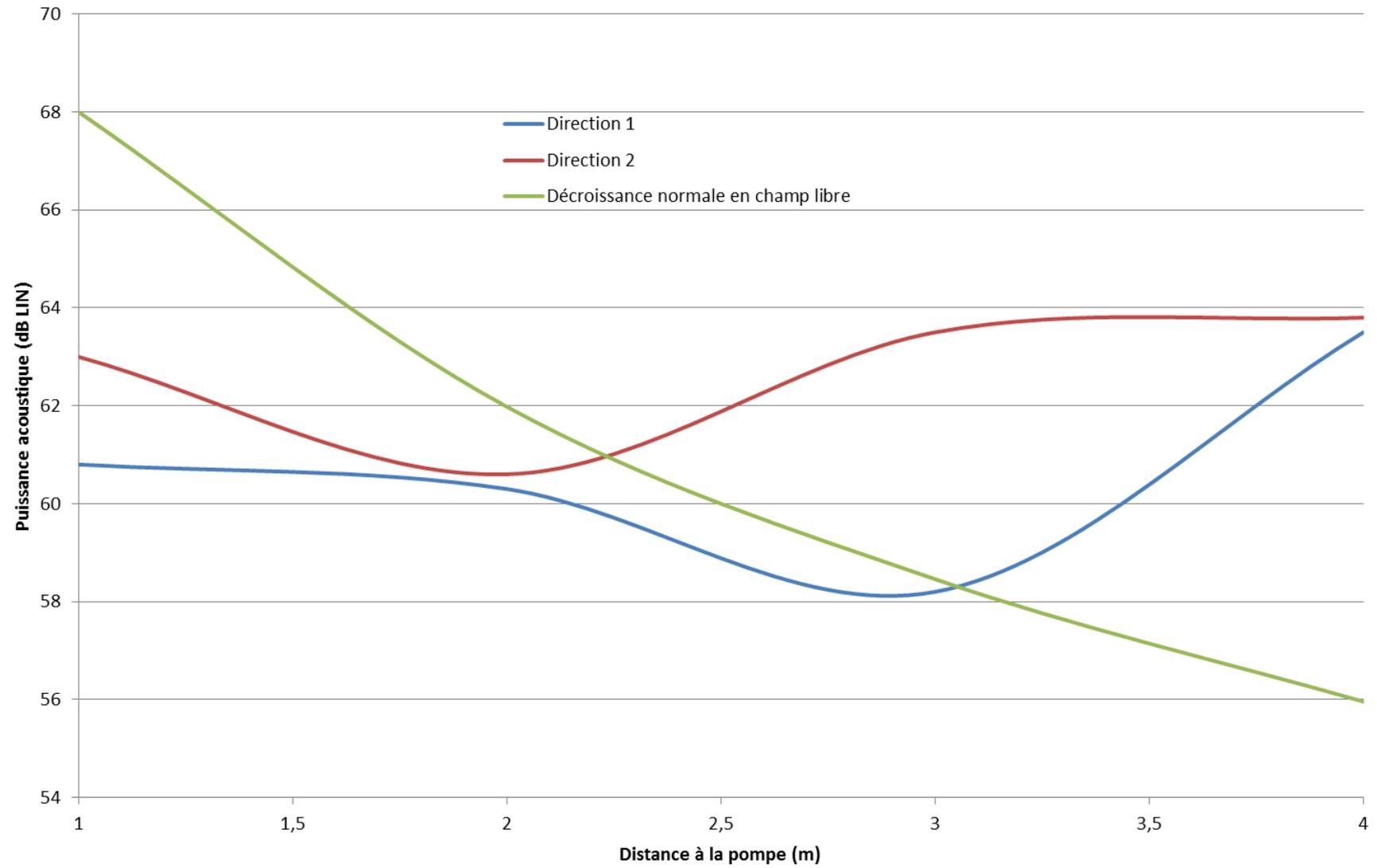
Conclusion

Bien que les conditions de cette étude acoustique ne fussent pas idéales, nous avons pu obtenir une idée assez précise de la source acoustique que nous devons isoler. Ainsi, nous avons été en mesure de faire les bons choix d'isolation, afin d'assurer le respect du cahier des charges que nous nous étions fixé, avec une réduction du niveau sonore d'au moins 50%. Toutefois, les choix que nous avons fait n'étaient motivés que par la recherche de performance acoustique – notamment le remplacement des planches de bois par de la tôle de 5mm, et M. Liliensten jugera peut-être préférable de dégrader légèrement l'isolation pour réduire le poids total de son expérience.

ANNEXES

ANNEXE 1

Mesure acoustique de la salle



ANNEXE 2

Pression acoustique en décibel										
		Fréquences centrales (bande d'octave)								
Point		63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	dB LIN
1	dB Total	48,7	46,8	41,6	48,7	46,2	45,7	42,8	37,0	57,2
	dB Sans fond	40,4	46,0	39,0	48,5	45,9	45,7	42,8	37,0	53,6
2	dB Total	52,5	59,8	47,0	53,4	48,5	48,2	43,5	36,7	61,7
	dB Sans fond	50,6	59,8	46,4	53,3	48,3	48,2	43,5	36,7	61,7
3	dB Total	52,4	59,0	42,3	47,4	46,3	49,2	44,9	39,4	62,4
	dB Sans fond	50,4	59,0	40,2	47,1	46,0	49,2	44,9	39,4	60,5
4	dB Total	51,6	56,6	51,5	53,8	47,2	50,6	49,2	39,0	61,5
	dB Sans fond	49,1	56,5	51,3	53,7	46,9	50,6	49,2	39,0	60,6
5	dB Total	55,8	59,7	47,0	49,1	46,8	48,5	46,6	39,5	62,4
	dB Sans fond	55,0	59,7	46,4	48,9	46,5	48,5	46,6	39,5	61,9
6	dB Total	52,6	60,3	44,0	51,0	45,9	49,3	42,3	38,2	63,6
	dB Sans fond	50,8	60,3	42,7	50,9	45,5	49,3	42,3	38,2	61,7
7	dB Total	53,6	59,7	50,5	49,4	45,3	45,9	45,0	37,6	62,9
	dB Sans fond	52,2	59,7	50,2	49,2	44,9	45,9	45,0	37,6	61,4
8	dB Total	51,9	57,5	45,8	49,9	43,6	45,8	43,9	37,2	61,6
	dB Sans fond	49,6	57,4	45,0	49,8	43,0	45,8	43,9	37,2	59,3
Moyenne		51,0	58,5	47,0	50,8	46,1	48,2	45,3	38,2	60,6
Avec mousse		23,3	30,8	19,2	6,6	3,0	3,0	3,0	3,0	31,8
Salle vide		48	39,2	38,1	35	35	20	15	10	49,3

ANNEXE 3

SOLUTIONS
Elastomères

COMPARATIF MOUSSES ACOUSTIQUES

ESSAIS ACOUSTIQUES

		A - MOUSSES STANDARDS										
		Mousses Alvéolaires			Mousses Faces Lisses (planes+film PU)			Mousses Caoutchouc			Mousses Composites (Avec film PU)	
Référence		30AL	50AL	50AL-ML	30FL	50FL	30FL-ML	552/ep 20	552/ep 30	552/ep 40	25 Composite	50 Composite
Epaisseur (mm)		30	50	50	30	50	30	20	30	40	25	50
Basses fréquences Moyenne 100à400Hz	Gain (dB) en transmission*	14,05	14,78	17,65	14,08	14,31	17,06	14,67	15,24	14,86	16,91	21,74
	Coefficient absorption**	0,067	0,118	0,166	0,349	0,552	0,346	0,015	0,046	0,060	0,105	0,357
Moyennes fréquences Moyenne 400à2000Hz	Gain (dB) en transmission*	32,12	32,53	33,28	27,78	26,18	28,63	25,96	26,13	26,02	34,45	40,96
	Coefficient absorption**	0,296	0,450	0,757	0,635	0,698	0,714	0,130	0,218	0,247	0,712	0,917
Hautes fréquences Moyenne 2000à10000Hz	Gain (dB) en transmission*	45,00	45,00	58,00	41,00	43,00	52,00	46,00	50,00	56,00	54,00	63,81
	Coefficient absorption**	0,735	0,786	0,948	0,467	0,530	0,467	0,142	0,226	0,254	0,910	0,911

* Essais acoustiques Mousse + Plaque Métal 1mm (Voir les essais sur les fiches techniques des Mousses)

** Essais acoustiques sur Tube de Kundt (Voir les essais sur les fiches techniques des Mousses)

ANNEXE 4

Diagramme directionnel par bande d'octave

