

INTRODUCTION AUX PRINCIPE DE BASE
DE LA REDUCTION DU BRUIT

Septembre 1986

WA
470
G346
1986

INSPO - Montréal



3 5567 00005 2032

SANTÉCOM

INSTITUT NATIONAL DE SANTÉ PUBLIQUE DU QUÉBEC
CENTRE DE DOCUMENTATION
MONTRÉAL

INTRODUCTION AUX PRINCIPES DE BASE
DE LA REDUCTION DU BRUIT

par:

Daniel Gagné
Hygiéniste industriel
CRSSS-AT

Septembre 1986

TABLE DES MATIERES

	PAGE
LISTE DES ANNEXES	ii
INTRODUCTION	1
I L'EVALUATION DE LA PUISSANCE SONORE	2
II L'ABSORPTION	19
III L'ISOLATION DU BRUIT	28
IV LES BARRIERES ACoustIQUES (PAROI SIMPLE)	34
V LES BARRIERES ACoustIQUES (PAROI DOUBLE)	47
VI LES PORTES, FENETRES ET JOINTS	56
VII LES ENCLOS POUR TRAVAILLEURS	62
VIII LES ENCLOS POUR LES MACHINES	71
IX LES ECRANS ACoustIQUES	92
X LES REVETEMENTS ACoustIQUES SOUPLES	97
XI FOURNISSEURS DE MATERIAUX ACoustIQUES	104
XII DISCUSSIONS SUR DES CAS PRATIQUES RENCONTRES DANS LE DOMAINE DES SCIERIES	
LE TOUT ILLUSTRE A L'AIDE DE LABORATOIRE (BOITE INSONORISEE ET CLOCHE)	113
BIBLIOGRAPHIE	125

LISTE DES ANNEXES

	PAGE
I LISTE DE COEFFICIENTS D'ABSORPTION POUR DIVERS MATERIAUX	127
II DENSITE DES MATERIAUX ET PARAMETRES RELIES AU CALCUL DE LA .. FREQUENCE DE COINCIDENCE	138
III STC, POIDS SURFACIQUE ET MODULE DE YOUNG POUR DIFFRENTS .. MATERIAUX	140
IV EXEMPLE DE SPECIFICATIONS A INCLURE DANS UN APPEL D'OFFRES .. POUR ENCLOS ACoustIQUE	148
V L'AMORTISSEMENT ("DAMPING") DES VIBRATIONS SUR DES PAROIS ... MINCES	150
VI LISTE EXHAUSTIVE DE FOURNISSEURS DE MATERIAUX ET SYSTEMES ... ACoustIQUES	156

INTRODUCTION

Ce cours sur la réduction du bruit présente un aperçu des principes fondamentaux et des principales techniques de réduction du bruit. Nous avons essayé de simplifier et vulgariser au maximum le contenu théorique. Malgré cela le contenu n'en est pas cependant destiné au profane en la matière et suppose qu'on a des connaissances de base en physique acoustique.

Le but du cours est de former des agents multiplicateurs (techniciens en hygiène industrielle, préventionnistes, hygiénistes industriels) qui pourront par la suite présenter l'essentiel de cette information aux travailleurs eux-mêmes (notamment les représentants à la prévention et les "gars de maintenance") via des sessions de formation-information en santé sécurité au travail. Ceci dans l'espoir que les travailleurs et contremaîtres s'attaquent eux-mêmes au problème du bruit et soient en mesure de déterminer les problèmes qu'ils peuvent régler eux-mêmes avec leurs propres moyens. Un "guide d'information sur la réduction du bruit" destiné aux travailleurs et contremaîtres devrait suivre les notes de cours sous peu. De même la boîte insonorisée ayant servi pour les laboratoires de ce cours devrait être mise à la disposition des agents multiplicateurs.

I - L'EVALUATION DE LA PUISSANCE SONORE

Evaluer la quantité de bruit émise par une machine est plus compliqué qu'il n'y paraît à première vue. En effet, la seule quantité physique qui nous est facilement accessible c'est la pression sonore (qui se mesure avec un sonomètre). Or, la pression sonore, pour une même source de bruit, varie avec:

- 1^o) la distance où l'on se trouve par rapport à la source;
- 2^o) la directivité de la source sonore (la pression sonore n'est pas répartie uniformément autour d'une source directionnelle);
- 3^o) la constante de la pièce ("room constant") qui, à cause du degré de réverbération présent dans la pièce, va modifier les lois physiques de la diminution de la pression sonore avec la distance;
- 4^o) la densité de l'air et la vitesse de propagation du son. Ce facteur est cependant négligeable pour les sons aéroportés aux variations température et pression qu'on rencontre habituellement en industrie.

Par contre, la puissance sonore émise par une source de bruit (non fluctuante) est constante et c'est cette quantité qu'il faut évaluer si l'on veut pouvoir comparer une mesure avant modification d'une machine (pour en diminuer le bruit) avec une mesure après modification.

Malheureusement, il n'existe pas d'instrument de terrain nous permettant de mesurer directement la puissance sonore. On est forcé de se débrouiller avec des mesures de pression sonore qui elles sont influencées par les facteurs mentionnés précédemment.

C'est donc dire que lorsqu'on se retrouve avec un sonomètre face à une source sonore et qu'on veut évaluer la quantité de bruit (l'énergie sonore) émise par cette source, il faut se poser les questions suivantes:

- 1^o) A quelle distance de la source vais-je me placer?
- 2^o) Quelles sont les limites du champ réverbérant?
- 3^o) Combien de mesures vais-je prendre?
- 4^o) Quel est le degré de réverbération dans la pièce?
- 5^o) Quels sont les modes de propagation du son (directivité)?
- 6^o) Quel est le niveau du bruit ambiant?

La plupart des sources sont directionnelles (sauf celles qui sont petites comparativement aux longueurs d'ondes émises).

- Le champ proche ("near field"):

Là où la source est la plus directionnelle et où l'intensité n'est pas reliée directement à la pression (rms)² (car la pression acoustique et la vitesse des particules ne sont pas en phase dans cette région). Dans les chambres anéchoïques, on a un champ proche à la grandeur de la chambre. Il est difficile de fixer des limites théoriques au champ proche (cela dépend de la fréquence, des dimensions de la source et des relations de phase entre parties radiantes de la surface). Mieux vaut y aller par expérimentation sur le terrain. Règle générale, on conseille de ne pas s'approcher à plus d'un mètre de la source.

- Le champ éloigné ("far field") ou champ direct:

Là où le son diminue de 6 dB à chaque fois que l'on double la distance. Cependant cela se réalise seulement dans les pièces où le champ réverbérant ne chevauche pas trop le champ proche. Dans le champ proche $I \sim p^2$. A l'intérieur de ce champ, l'onde sonore conserve encore ses propriétés directionnelles. On peut estimer les limites du champ direct (c'est-à-dire le début du champ réverbérant) à l'aide de l'équation suivante:

$$r_c = 0,141 \sqrt{\bar{\alpha} S} \quad (1 a)$$

où:

$\bar{\alpha}$ = coefficient d'absorption moyen de la pièce

S = surface totale de la pièce (pi^2)

r_c = limite du champ direct (pieds).

- Le champ réverbérant:

Là où le son ne diminue pas avec la distance de façon appréciable et où les ondes réfléchies se superposent aux ondes incidentes. On parle de champ diffus lorsque la répartition de l'énergie sonore est à peu près égale à la grandeur du champ (le son n'est plus directionnel).

Dans les chambres réverbérantes, on a un champ réverbérant qui couvre presque toute la pièce (sauf un très restreint champ proche).

On peut voir dans la figure 1 a, une illustration des trois champs.

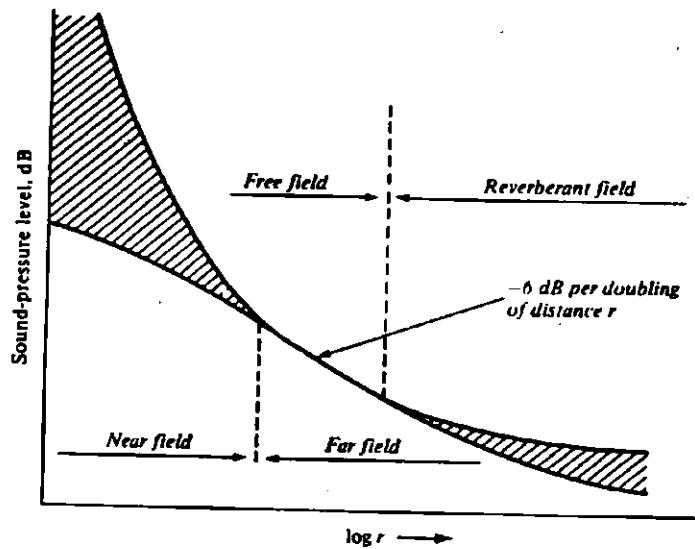


Figure 1a. Variation in sound-pressure level with distance from source.

- L'intensité vs la présence sonore:

Pour une source non directionnelle, l'intensité est reliée à la puissance par une relation mathématique simple:

$$(\text{puissance}) W = \text{Intensité (I)} \times \text{Surface (S)} \quad (1 \text{ b})$$

(watts/m²) (m²)

où: $W = I \times 4 \pi r^2$
($4 \pi r^2$ = surface d'une sphère)

où: $I = \frac{W}{4 \pi r^2}$

Pour une source directionnelle où l'intensité varie de place en place autour de la circonférence, il faut faire l'intégration de toutes les intensités mesurées:

$$W = \sum_i I_i S_i \quad (2)$$

où: I_i = intensité mesurée au segment i de la surface (watts/m²)
 S_i = segment i de la surface (m²).

A température et pression normale, compte tenu des variations normales qui se produisent, l'intensité sonore exprimée en décibels équivaut (à 0,1 dB près) à la pression sonore exprimée en décibels*. Cette relation vaut cependant dans le champ éloigné. Pour un champ réverbérant assez diffus, ce n'est pas l'intensité qui est reliée à la pression mais la densité sonore.

Donc, il est possible, à partir de nos mesures de pression sonore, de calculer l'intensité ou la densité sonore et ensuite de calculer la puissance sonore. Voyons-en des exemples:

1^o) Intensité

Habituellement, les mesures que nous faisons sont dans des usines, sur un plancher de ciment, aux parois peu absorbantes. Ce qui correspond à un champ hémisphérique modérément réverbérant (de sorte qu'il existe un champ direct et un champ réverbérant.

* Pour convertir l'intensité en pression (voir p. 34 dans (1)).

Les mesures d'intensité se font dans le champ direct (dont les limites peuvent être déterminées expérimentalement). La mesure consiste à trouver le niveau de pression sonore moyen (pondéré par la surface de chacun des niveaux mesurés) tout en modifiant nos lectures en fonction de la quantité de son qui a été réfléchi par les parois et les objets de l'environnement. On peut utiliser l'équation suivante:

$$L_w = \overline{L p_i} - 10 \log \left(\frac{1}{S_i} + \frac{4}{R} \right) + 10 \text{ dB} \quad (3 \text{ a})$$

où:

L_w = puissance sonore (dB re 10^{-12} watts)

$\overline{L p_i}$ = pression sonore moyenne pondérée pour toutes les i sections mesurées

$$\overline{L p_i} = 10 \log \frac{1}{S} \sum_{i=1}^n \left(\frac{p_i^2}{p_o^2} \right) \times S_i \quad (3 \text{ b})$$

$$p_o = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$$

S_i = surface de la section mesurée (pi. c.)

R = constante de la pièce (pieds)

$$= \frac{S \bar{J}}{1 - \bar{J}} \text{ (sabins totaux dans la pièce)} \quad (3 \text{ c})$$

2^o) Densité (D) en watts/sec/m³)

La densité sonore totale est égale à l'énergie émise dans le champ direct (D₀) ajouté à l'énergie émise dans le champ réverbérant (D_r). La densité totale s'obtient en la calculant à partir de la pression sonore totale (champ direct + champ réverbérant).

La pression sonore totale est directement reliée à la puissance sonore totale selon l'équation suivante:

$$I_p = I_w + 10 \log_{10} \left[\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \quad (4)$$

où:

I_w = puissance sonore

Q = indice de directivité*

R = constante de la pièce

$$= \frac{S \bar{J}}{1 - \bar{J}} \text{ (sabins totaux)}$$

r = mètres

* Q = 2 pour une 1/2 sphère

Q = 4 pour un 1/4 sphère

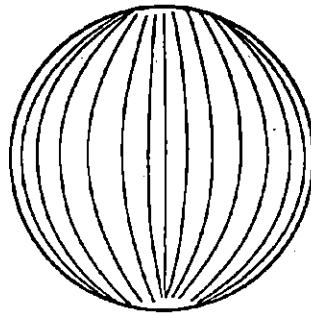
Q = 8 pour 1/8 sphère

(voir page suivante pour illustration)

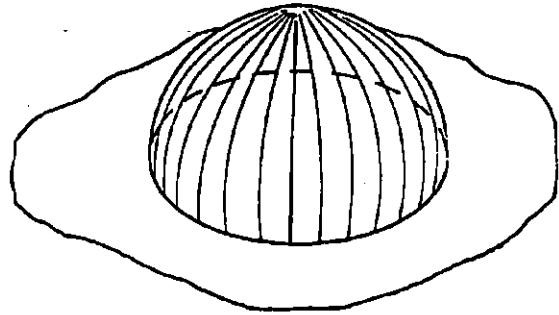
Si nous utilisons des unités anglaises, il faut ajouter 10 dB à notre équation qui devient:

$$I_p = I_w + 10 \log_{10} \left[\frac{Q}{4 \pi R^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \text{ dB} \quad (5)$$

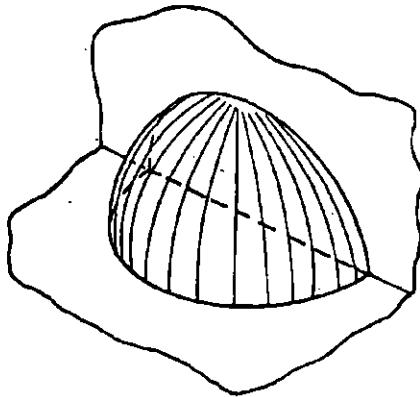
DIRECTIVITY FACTOR (Q), SIMPLIFIED RELATIONSHIPS



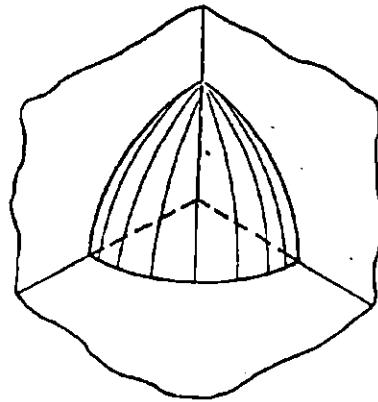
SPHERICAL RADIATION
Q = 1



1/2 SPHERICAL RADIATION
Q = 2



1/4 SPHERICAL RADIATION
Q = 4



1/8 SPHERICAL RADIATION
Q = 8

Ainsi si nous sommes dans le champ direct, la valeur de r sera faible et le facteur Q (dans l'équation (4)) deviendra plus important (c'est-à-dire la directionalité de la source). Par contre, si nous sommes dans le champ réverbérant, le facteur Q deviendra plutôt négligeable et c'est le facteur $4/R$ c'est-à-dire l'inverse de l'absorption présente dans la pièce qui deviendra plus important. C'est pourquoi, dans un champ complètement réverbérant:

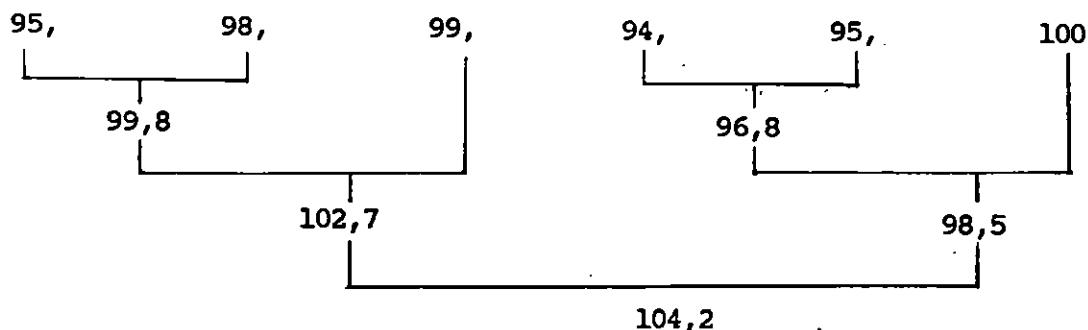
$$L_w = \overline{I_p} - 10 \log \frac{4}{R} \quad (5 b)$$

NOTES

1 - Le calcul de la pression sonore ($L p_i$) s'effectue ainsi dans le cas où nous avons des surfaces de mesure A, identiques pour chaque $L p_i$:

- On additionne nos lectures (en dB) selon les lois d'addition des dB. Ex.: 90 dB + 90 dB = 93 dB
- On soustrait au résultat obtenu, $10 \log n$, où n = nombre de mesures.

Ex.: On a pris six lectures autour d'une source sonore:



- Le niveau moyen = 104,2 - 10 log 6 = 96,42 dB.

L'équation suivante peut aussi être utilisée:

$$\overline{Lp} = 10 \log (10^{Lp_1/10} + 10^{Lp_2/10} \dots + 10^{Lp_n/10}) - 10 \log n.$$

- 2 - La distance minimale où se situer par rapport à une source sonore lorsqu'on veut mesurer la pression sonore ne doit pas être inférieure à $\lambda/2$ pour la plus basse fréquence évaluée.

λ = longueur d'onde

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (7)$$

où:

f = fréquence (Hz)

c = vitesse du son (dans l'air: 344,4 m/sec; 1130 pi/sec)

Les limites inférieures et supérieures des bandes de fréquences centrées sur 63, 125, 250, 500, 1 K, 2 K, 4 K et 8 K Hz sont les suivantes:

TABLEAU I

FREQUENCE CENTRALE	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
Limite inférieure	44	88	176	353	707	1414	2828	5656
Limite supérieure	88	176	353	707	1414	2828	5656	11312

On calcule les limites inférieures à partir de l'équation suivante:

$$f_1 = 1/\sqrt{2} \times f_c \quad (8)$$

où:

f_1 = limite inférieure

f_c = fréquence centrale

$$f_2 = 2 f_1$$

où:

f_2 = limite supérieure

Cependant la distance où l'on se place pour prendre notre mesure ne doit pas être inférieure à deux fois la longueur maximale de la machine.

3 - Combien de mesures prendre

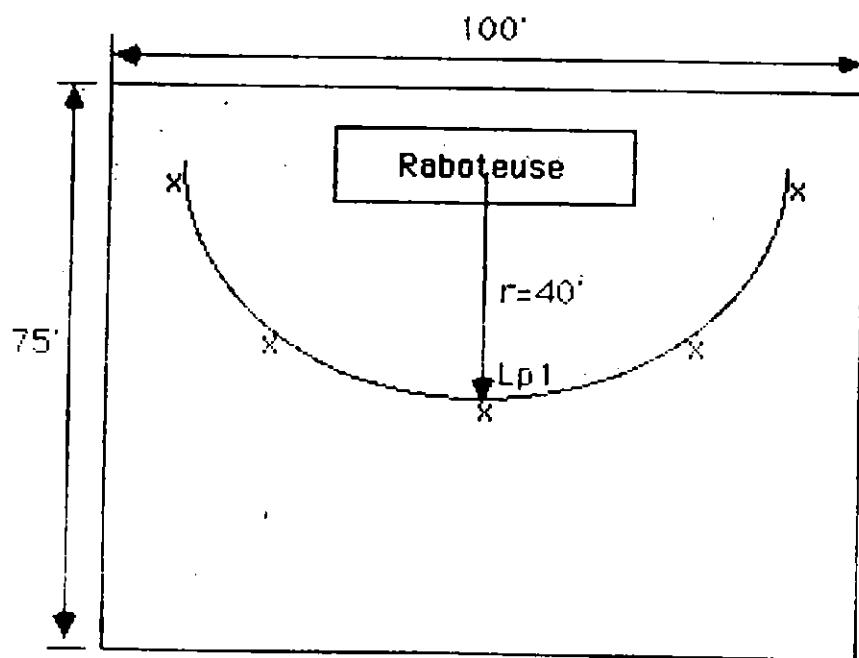
A la limite, il faudrait prendre un très grand nombre de mesures pour calculer $\bar{L_p}$. Cependant avec un peu de jugement on peut réduire à 5 ou 10 le nombre de mesures à prendre. Une bonne pratique consiste à tracer un cercle sur le sol correspondant à notre aire de mesure et à promener le sonomètre (verticalement et horizontalement) autour du cercle pour vérifier s'il y a beaucoup de fluctuations dans les niveaux sonores. Si les fluctuations sont peu importantes, on peut prendre un minimum de mesures.

On trouvera, en annexe I a, un schéma illustrant les endroits où se placer pour obtenir des fractions de sphères ayant des surfaces égales pour cinq et sept mesures.

Donnons un exemple concret:

Nous voulons évaluer la puissance sonore d'une raboteuse dans une bâtisse rectangulaire de 100' X 75' X 20'. La raboteuse est située le long d'un mur à équidistance des deux bouts de la pièce. Elle mesure 20' X 10'. Ceci est représenté sur le schéma suivant:

vue d'en haut:



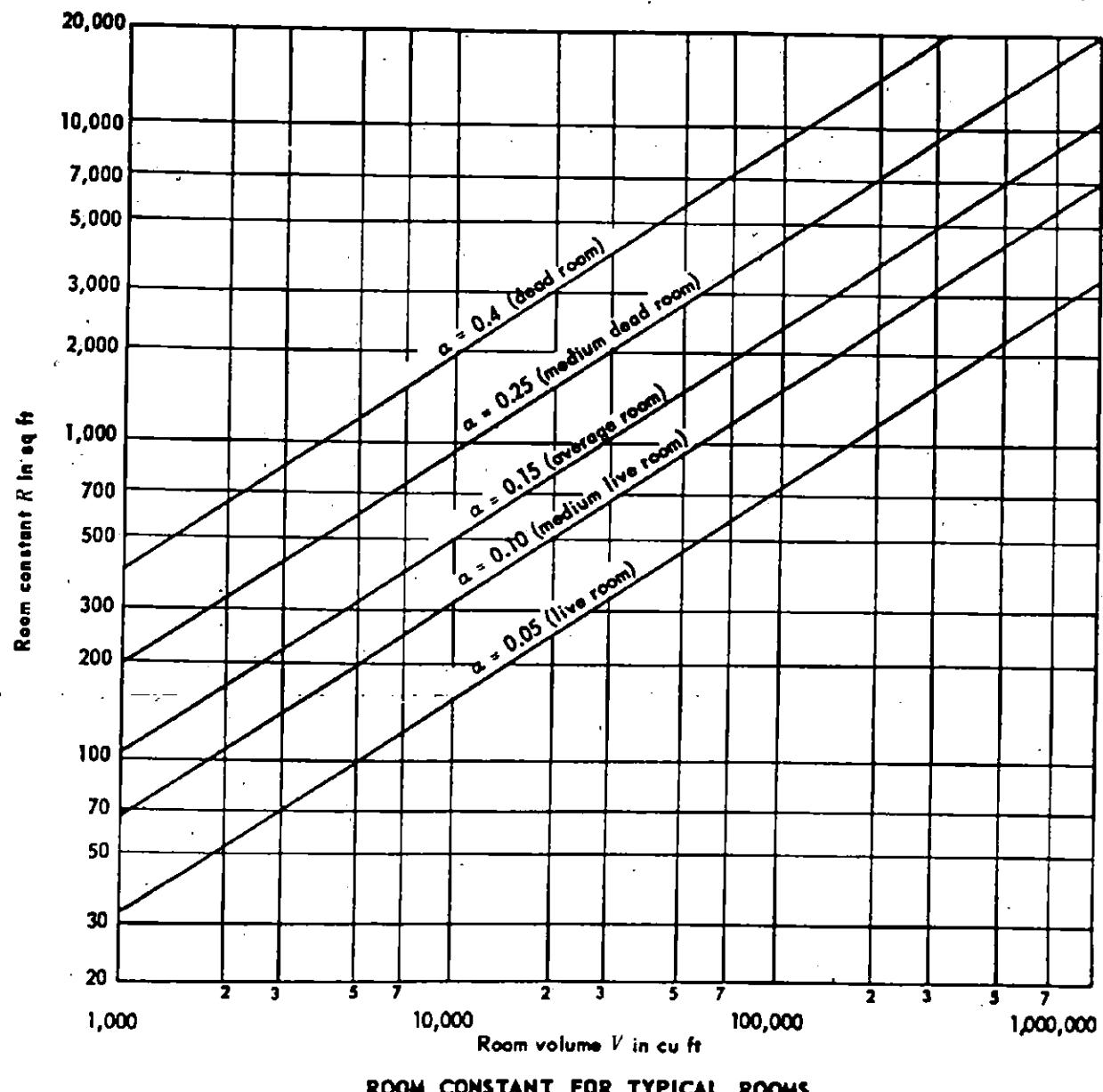
Dans cette situation, la surface mesurée équivaut à une demi-hémisphère (1/4 sphère) et $S = 2 \pi r^2/2 = \pi r^2$. Le volume de la pièce est égal à $100' \times 75' \times 20' = 150\ 000 \text{ pi}^3$. Si nous nous reportons au graphique de la figure 5, et supposons un coefficient d'absorption moyen de 0,1 (cf. tableau II, p. 24, murs en tôle $\bar{\alpha} = 0,02$; plancher béton $\bar{\alpha} = 0,02$; bois éparpillés un peu partout $\bar{\alpha} = 0,1$; murs en contre-plaqué $\bar{\alpha} = 0,12$; etc.), nous trouvons une constante de pièce $R \approx 2\ 000$. Comme il s'agit d'un quart de sphère, $Q = 4$. Nous nous servirons de l'équation (5) pour calculer I_w .

Pour $\overline{L_p}$, nous obtenons les mesures suivantes:

96, 95, 94, 98, 95 dB A

$$\begin{aligned}\overline{L_p} &= \text{somme des dB} - 10 \log n \\ &= 102,8 - 10 \log 6 \\ &= 95 \text{ dB A}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}I_w &= \overline{L_p} - 10 \log \left[\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \text{ dB} \\ &= 95 - 10 \log \frac{4}{4 \pi 40^2} + \frac{4}{2\ 000} + 10 \text{ dB} \\ &= 95 - (-16,57) + 10 \\ &= 111,57 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ watts}\end{aligned}$$



Beranek, L. L. (ed): Noise and Vibration Control. New York, McGraw-Hill, p. 277.

Figure 5 Room Constant for Typical Rooms.

4 - Influence des autres sources de bruit

Pour faire une mesure valable, il faut se soustraire de l'influence des autres sources de bruit. Donc mieux vaut faire taire les autres machines bruyantes dans l'environnement. Sinon s'assurer que la source sonore évaluée est au moins 10 dB supérieure aux autres sources de bruit ambiantes. De plus, même en l'absence d'autres machines bruyantes, il faut toujours se méfier du silence apparent lequel peut correspondre à des niveaux fluctuants entre 65 et 45 dB entre 31,5 et 125 Hz.

Maintenant que nous disposons d'un outil pour calculer notre niveau sonore de référence, nous allons étudier les façons de calculer l'atténuation offerte par différentes techniques de réduction du bruit. Une fois ces techniques appliquées, nous pourrons retourner sur le terrain reprendre une mesure de la puissance sonore et ainsi évaluer l'efficacité pratique des moyens de contrôle utilisés.

On peut s'éviter le calcul de $10 \log \left[\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right] + 10 \text{ dB}$
en utilisant le nomogramme suivant:

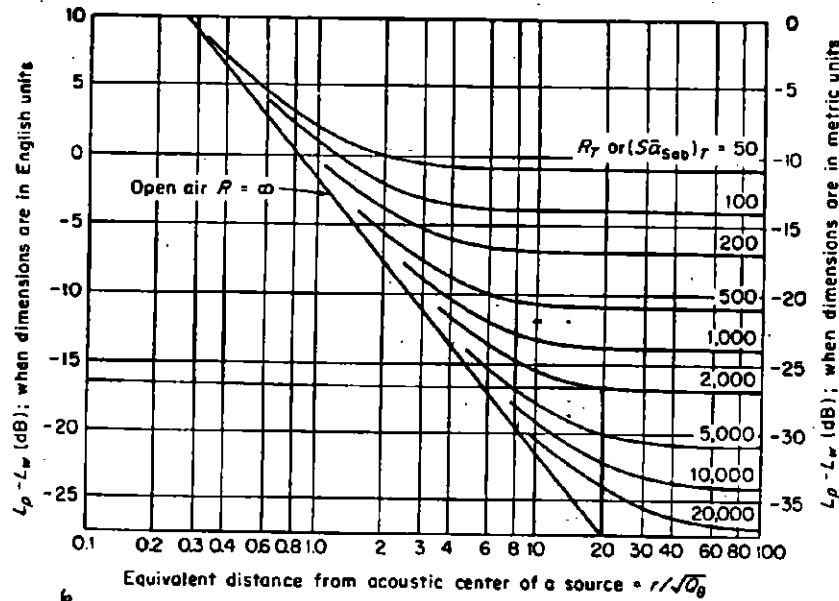


Fig. 6. Chart for determining the sound-pressure level in a large irregular enclosure at a distance r from the center of a source of directivity factor Q_s . The ordinate is $L_p - L_w$ dB (where L_w is referred to 10^{-12} watt) and is calculated from $10 \log_{10} (Q_s/4\pi r^2 + 4/R_T)$. When all dimensions are in English units use the ordinate on the left-hand side; for dimensions in SI units the right-hand ordinate should be used. The parameter R_T (or R if air absorption is negligible) is approximately equal to $(S_a Sab)_T$ (or $S_a Sab$, neglecting air absorption).

Ici $r/\sqrt{Q} = 20$ et pour $R = 2000$, nous trouvons $L_p - L_w \approx 16 \text{ dB}$.
Donc $L_w = L_p + 16,5 \text{ dB} = 111,5 \text{ dB}$.

II - L'ABSORPTION

A - Principes de base

Les matériaux absorbants sont classés en fonction du ratio de l'énergie sonore incidente vs l'énergie réfléchie par le matériau, la différence étant l'énergie absorbée.

Les facteurs pouvant affecter l'absorption sonore par un matériau sont nombreux. Les principaux sont: la résistance spécifique du matériau à l'écoulement d'air (en mks rayls), la densité (en kg/m³), la porosité (volume d'air inclus dans le matériau ÷ volume total du matériau), l'épaisseur du matériau, l'angle d'incidence et la fréquence de l'onde sonore.

L'absorption sonore se fait essentiellement par conduction thermique (pour des panneaux dont l'épaisseur est longue par rapport à la longueur d'onde incidente). Les molécules de l'air inclus dans les pores (espaces cellulaires du matériau) absorbant sont mises en vibration par l'énergie sonore. Cette vibration des molécules dégage une chaleur qui elle est absorbée par les parois poreuses du matériau (qui ont règle générale une capacité thermique beaucoup plus grande que l'air inclus dans les pores).

L'air dans les pores, à chaque vibration sonore, se refroidit et se réchauffe continuellement. Ce cycle n'influence pas tellement la température moyenne de l'air dans les pores lorsqu'il se produit lentement (par ex.: pour les sons de 100 Hz et plus) mais lorsqu'il se produit rapidement (1 000 Hz et plus), l'air inclus dans les cellules se réchauffe graduellement et cette chaleur est absorbée par les parois des pores. Une partie de l'énergie sonore se convertit donc en chaleur (qui finit par se perdre dans l'environnement) d'où diminution de l'énergie sonore.

Cet effet dépend donc de la fréquence sonore et explique pourquoi tous les matériaux absorbants présentent des bonnes performances en hautes fréquences. Pour étendre cet effet aux fréquences moyennes il faut augmenter l'épaisseur de matériau. On peut quantifier cet effet dans la figure 7. (4)

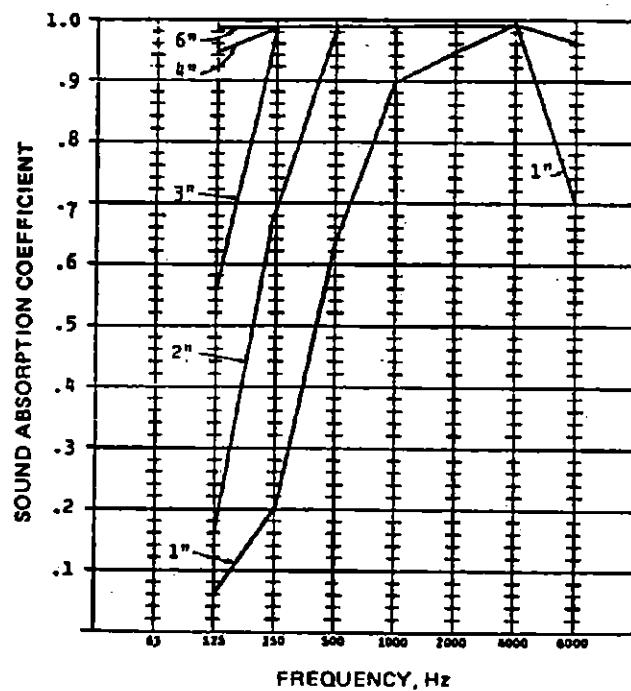


Figure 7. Sound absorption coefficients for various thicknesses of glass fiber, 3 psf.

Pour de la fibre de verre, cet effet diminue cependant graduellement au-delà d'une épaisseur de 4".

Une autre façon d'augmenter l'absorption en basses fréquences, c'est de laisser un espace entre le mur (ou plafond) et le revêtement de matériaux isolant. Pour un maximum d'efficacité, cet espace devrait être égal à 1/4 de la longueur d'onde de la plus basse fréquence qu'on veut absorber. Ainsi à 250 Hz, cela représente 1,13 pieds. C'est là l'explication de l'efficacité des plafonds suspendus. (2)

Précisons ici que les matériaux absorbants doivent contenir des cellules (pores), ouvertes communiquant entre elles. Les matériaux contenant des bulles d'air fermées (ex.: "styro-foam") sont beaucoup moins efficaces pour absorber le son.⁽³⁾

La densité d'un matériel n'affecte pas l'absorption de façon linéaire. En fait la densité optimale est celle qui permet de laisser passer à travers le matériau à peu près la même quantité de son que la quantité réfléchie.

B - Réduction du bruit

Bien que les matériaux absorbants diminuent l'énergie sonore, ils sont rarement utilisés à cette fin. En effet, leur efficacité à diminuer le bruit est faible. En théorie, ils ne diminueront que de 10 dB* au maximum et en pratique, quelque part entre 5 et 7 dB.

La diminution du bruit par un matériau absorbant se calcule à partir de l'équation suivante:

$$RB = 10 \log \frac{A_2}{A_1} \quad (9)$$

* Si 80 % de l'énergie est absorbée, 10 % réfléchie et 10 % transmise à travers la paroi alors l'efficacité de la paroi est de:

$$PT = 10 \log \frac{100 \%}{10 \%} = 10 \text{ dB}$$

où:

RB = réduction du bruit en dB

A_2 = absorption totale de la pièce en sabins après traitement acoustique

A_1 = absorption totale de la pièce en sabins avant traitement acoustique

L'absorption totale en sabins se calcule ainsi:

1^o) Calcul du coefficient d'absorption moyen : $\bar{\alpha}$

$$\bar{\alpha}_{\text{sab}} = \frac{\alpha_{\text{sab}} (1) + \alpha_{\text{sab}} (2) + \dots + \alpha_{\text{sab}} (n)}{S_t} \quad (10)$$

où:

- $\bar{\alpha}_{\text{sab}}$ = coefficient d'absorption moyen pour la pièce

- α_{sab} = coefficient d'absorption moyen (v.g. NRC) pour la surface S_1 de la pièce

- $S_1 \dots S_2$ = fraction de la surface totale pour lesquels on peut calculer α

α_{sab} = coefficient d'absorption. Ce nombre qui en théorie varie de 0 à 1 représente la proportion de son réfléchi vs la proportion de son absorbé. Il varie de fréquence en fréquence pour un même matériau. Une liste de coefficient d'absorption est présentée au tableau II.

NRC = Coefficient d'absorption moyen à 250, 500, 1000 et 2000 Hz.

2^o) Calcul du nombre de sabins

$$A_2 = \bar{\alpha}_2 \text{ sab.} \times S_t$$

$$A_1 = \bar{\alpha}_1 \text{ sab.} \times S_t$$

TABLEAU II

COEFFICIENT D'ABSORPTION
DE MATERIAUX

Materials	Frequency	Coefficients d'absorption (α)					
		125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Brick — glazed		0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
Sand — dry — 4" thick		.15	.35	.40	.50	.55	.80
Sand — dry — 12" thick		.20	.30	.40	.50	.60	.75
Sand — wet — 14 lb water per cu ft 4" thick		.05	.05	.05	.05	.05	.15
Water		.01	.01	.01	.01	.02	.02
Glass Fiber — mounted with impervious backing — 3 lb/cu ft, 1" thick		.14	.55	.67	.97	.90	.85
Glass Fiber — mounted with impervious backing — 3 lb/cu ft, 2" thick		.39	.78	.94	.96	.85	.84
Glass Fiber — mounted with impervious backing — 3 lb/cu ft, 3" thick		.43	.91	.99	.98	.95	.93
Steel (Estimated)		.02	.02	.02	.02	.02	.02
Brick, unglazed		.03	.03	.03	.01	.05	.07
Brick, unglazed, painted		.01	.01	.02	.02	.02	.03
Carpet, heavy, on concrete		.02	.06	.14	.37	.60	.65
Same, on 40 oz hairfelt or foam rubber (carpet has porous backing)		.08	.24	.57	.69	.71	.73
Same, with impermeable latex backing on 10 oz hairfelt or foam rubber		.08	.27	.39	.34	.48	.63
Concrete Block, coarse		.36	.44	.31	.29	.39	.25
Concrete Block, painted		.10	.05	.06	.07	.09	.08
Concrete, poured		.01	.01	.02	.02	.02	.03
Fabrics							
Light velour, 10 oz per sq yd, hung straight, in contact with wall		.03	.04	.11	.17	.24	.35
Medium velour, 14 oz per sq yd, draped to half area		.07	.31	.49	.75	.70	.60
Heavy velour, 18 oz per sq yd, draped to half area		.14	.35	.55	.72	.70	.65
Floors							
Concrete or terrazzo		.01	.01	.015	.02	.02	.02
Linoleum, asphalt, rubber or cork tile on concrete		.02	.03	.03	.03	.03	.02
Wood		.15	.11	.10	.07	.06	.07
Wood parquet in asphalt on concrete		.04	.04	.07	.06	.06	.07
Glass							
Large panes of heavy plate glass		.18	.06	.04	.03	.02	.02
Ordinary window glass		.35	.25	.18	.12	.07	.04
Gypsum Board, 1/2" nailed to 2 x 4's 16" o.c.		.29	.10	.05	.04	.07	.09
Marble		.01	.01	.01	.01	.02	.02
Openings							
Stage, depending on furnishings				.25	.75		
Deep balcony, upholstered seats				.50	— 1.00		
Grills, ventilating				.15	— .50		
To outside					1.00		
Plaster, gypsum or lime, smooth finish on tile or brick		.013	.015	.02	.03	.04	.05
Plaster, gypsum or lime, rough finish on lath		.14	.10	.06	.05	.04	.03
Same, with smooth finish		.14	.10	.06	.04	.04	.03
Plywood Paneling, 3/8" thick		.28	.22	.17	.09	.10	.11
Water Surface, as in a swimming pool		.008	.008	.013	.015	.020	.025

TABLEAU II (suite)

ABSORPTION OF SEATS AND AUDIENCE

Values given are in Sabins per square foot of seating area or per unit

Materials	Frequency	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Audience, seated in upholstered seats, per sq ft of floor area		.60	.74	.88	.96	.93	.85
Unoccupied cloth-covered upholstered seats, per sq ft of floor area		.49	.66	.80	.88	.82	.79
Unoccupied leather-covered upholstered seats, per sq ft of floor area		.44	.54	.60	.62	.58	.79
Chairs, metal or wood seats, each, unoccupied		.15	.19	.22	.39	.38	.39

On trouvera en annexe I une liste de coefficients d'absorption pour plusieurs matériaux vendus commercialement pour leurs propriétés acoustiques. Il est important cependant de se méfier de données fournies sans que le protocole du test soit expliqué. Pour pouvoir comparer un matériau à un autre il faut que les tests aient été faits dans les mêmes conditions de préférence selon la méthode du standard ASTM C-423-66 ou ANSI 1.7-1970.

Pour que le ratio $\log A_2/A_1$ donne plus de 7 dB il faudrait que A_2 augmente de 6 fois au moins par rapport à A_1 . De plus, le traitement acoustique des parois d'une pièce ne réduit en rien les niveaux de bruit dans le champ direct (non réverbérant) de la source sonore, là où le plus souvent se tiendra l'opérateur d'une machine. L'efficacité des matériaux absorbants suppose que leurs pores ne soient pas bouchées par de la poussière, de l'huile ou autre chose. C'est pourquoi il vaut mieux les protéger lorsqu'on les utilise dans un endroit où ils peuvent être salis. Des tôles perforées ou des minces pellicules de plastique peuvent être utilisées pour recouvrir la face exposée sans pour autant diminuer de beaucoup la capacité d'absorption. On trouvera à l'annexe I un tableau et des graphiques illustrant les paramètres des revêtements protecteurs agissant sur l'absorption.

C - La diminution de la réverbération

L'application la plus évidente pour les matériaux absorbants c'est à l'intérieur des enclos acoustiques afin d'y diminuer la réverbération (qui peut amplifier le niveau sonore à l'intérieur de l'enclos).

L'équation suivante (1) peut être utilisée pour comparer l'efficacité d'une paroi isolante pour le bruit selon qu'elle est recouverte de matériaux absorbants ou non.

(1) Cette équation s'applique surtout dans le cas de murs à parois doubles et vaut pour les hautes fréquences (2 K H_2 et +).

$$PT_2 = PT_1 - 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4} + \frac{Sm}{S \bar{\alpha}_{sab}} \right) \quad (11)$$

où:

PT_2 = perte de transmission résultante

PT_1 = perte de transmission théorique pour un matériau

Sm = surface de la paroi isolante (m^2)

$S \bar{\alpha}_{sab}$ = degré d'absorption de la paroi (sabins)

Par exemple: Si nous installons un encoffrement de 3 m X 3 m X 3 m autour d'une machine sans installer d'absorbant ($\bar{\alpha} = 0,05$). Si la perte de transmission théorique du mur est de 25 dB, elle sera cependant en pratique, de:

$$= 25 - 10 \log \frac{1}{4} + \frac{100}{0,05 \times 100}$$

$$= 25 - 13$$

$$\simeq 12 \text{ dB}$$

Cependant si nous ajoutons de l'absorbant ayant un $\bar{\alpha}_{sab}$ de 0,8, la PT pratique sera de:

$$= 25 - 10 \log \frac{1}{4} + \frac{100}{0,8 \times 100}$$

$$= 25 - 1,76$$

$$\simeq 23 \text{ dB}$$

III - L'ISOLATION DU BRUIT

Ce terme est à ne pas confondre avec l'isolation thermique. Un isolant thermique (ex.: fibre de verre) est un mauvais isolant du bruit.

L'isolation se mesure en fonction de la quantité d'énergie transmise à travers une paroi. Elle se mesure par l'évaluation de la perte de transmission (PT) par l'équation suivante:

$$PT = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (12)$$

où:

W_1 = puissance acoustique (watts) incidente

W_2 = puissance acoustique transmise.

NOTE

Pour mesurer W_1 et W_2 , on peut calculer le niveau de puissance sonore (à partir du niveau de pression sonore) d'un côté et de l'autre d'une paroi. Il nous sera donné simplement en soustrayant l'un à l'autre car:

$$10 \log \frac{W_1}{W_2} = 10 \log \frac{W_1}{W_0} - 10 \log \frac{W_2}{W_0} = L_{W_1} \text{ (dB)} - L_{W_2} \text{ (dB)}$$

Une autre façon d'exprimer la perte de transmission, c'est sous forme du coefficient de transmission (un peu comme le coefficient d'absorption) τ :

$$PT = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad (13)$$

où:

$$\tau = \text{ratio } \frac{W_t}{W_i}$$

Ex.: $PWL_t = 45 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ watts}$

$PWL_i = 50 \text{ dB re } 10^{-12} \text{ watts}$

$$\begin{aligned} PT &= 10 \log \frac{1}{\frac{W_t}{W_i}} \\ &= 10 \log W_i - 10 \log W_t \\ &= 50 - 45 \text{ dB} = 5 \text{ dB} \end{aligned}$$

Nous pouvons également calculer τ à partir de PT.

Ex.: Si $PT = 30 \text{ dB}$

$$\tau = 10^{30/10}$$

$$\tau = 0.001$$

L'utilité du coefficient de transmission c'est de pouvoir calculer la perte de transmission moyenne d'un enclos composé de parois ayant différentes pertes de transmission:

$$\tau = \frac{\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2 + \dots + \tau_n S_n}{S} \quad (14)$$

Cependant comme on l'a vu au chapitre précédent la perte de transmission sera influencée par la réverbération créée à l'intérieur de l'enclos. Ce facteur doit donc être pondéré par le taux d'absorption dans la pièce.
D'où:

$$FIB = 10 \log_{10} \frac{A}{T} \text{ (dB)} \quad (15)$$

où:

FIB = Facteur d'isolation contre le bruit

A = Absorption totale de la pièce (sabins).
Peut être remplacé par R.

T = Transmission totale = $\bar{\tau} \times S$ (surface des parois)

Donnons un exemple pratique:

Nous avons un enclos de 5 m X 5 m X 5 m ayant les caractéristiques suivantes:

	SURFACE (S)	ϕ	A (SABINS)	T	T
MURS (contre-plaqué 3/4" + laine fibre de verre 3")	98,7 m ²	0,8	79	6.3×10^{-4}	0,062
PLAFOND (contre-plaqué 3/4" + laine fibre de verre 3")	25 m ²	0,8	20	6.3×10^{-4}	0,0126
PLANCHER (dalle de ciment 4" d'épaisseur	25 m ²	0,04	1	10×10^{-6}	0,00001
2 FENETRES (0,5 mm d'épaisseur	0,5 m ²	0,155	0,078	$1,6 \times 10^{-3}$	0,0008
2 PORTES (bois plein 1 1/2" d'épaisseur, bien scellées)	0,81 m ²	0,1	0,081	0,0317	0,0256
TOTAL	150 m ²		100		0,1010

$$FIB = 10 \log \frac{A}{T}$$

$$= 10 \log \frac{100}{0,101}$$

$$= 30 \text{ dB}$$

La perte de transmission à travers un matériau est fonction (entre autres choses) de la fréquence de l'onde sonore incidente. Aussi en pratique travaille-t-on avec une perte de transmission pondérée pour les fréquences de 100 à 4000 Hz qu'on appelle le STC (sound transmission class).

La mesure du STC est faite selon le standard E 413-70T de l'ASTM. Pour déterminer le STC à partir d'une courbe (en tiers d'octave) de PT fournie par le manufacturier, on lui superpose un acétate de la courbe standard du STC (figure 8 ci-après). Un exemple est fourni à la figure 9 pour le contre-plaqué de 3/4".

On trouvera en annexe un tableau des STC pour les matériaux les plus usuels dans la construction de barrière contre le bruit.

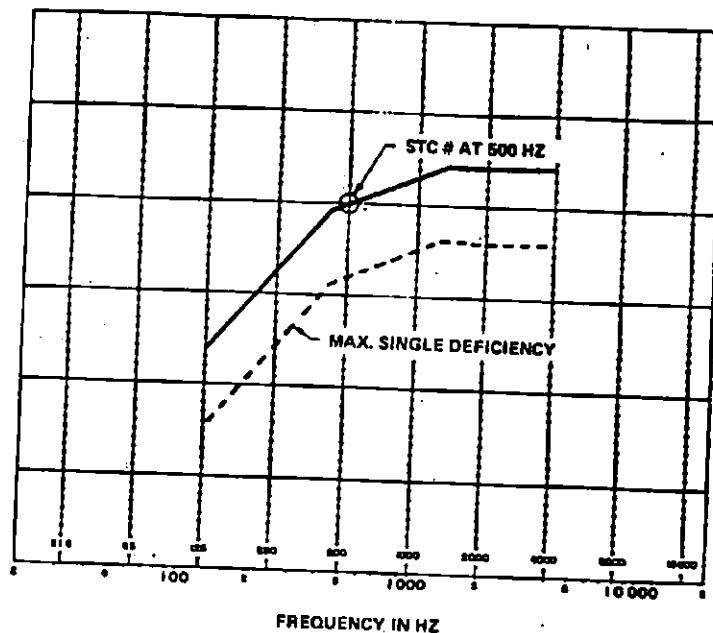


Figure 8. Sound Transmission Class (STC) overlay contour.

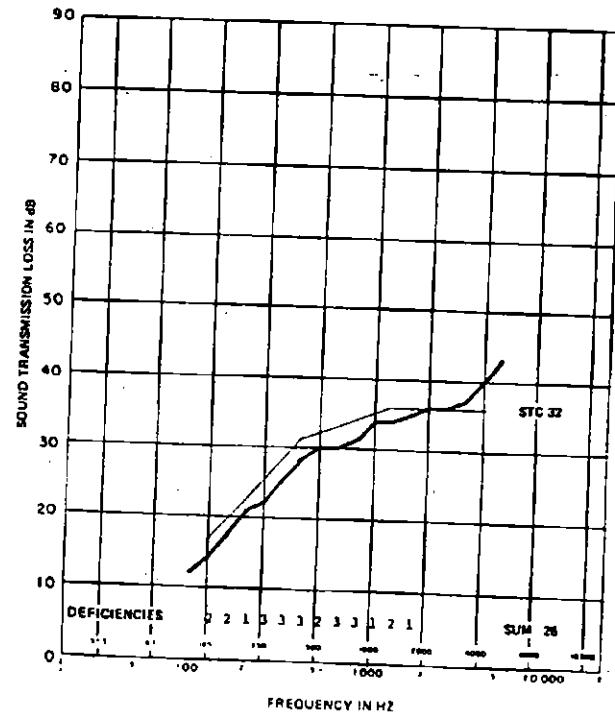


Figure 9. Determination of STC value for $\frac{3}{4}$ " plywood.

IV - LES BARRIERES ACOUSTIQUES: PAROIS SIMPLES

Il y a en trois grandes catégories:

- les enclos autour des sources de bruit (machines)
- les enclos autour des récepteurs (travailleurs)
- les écrans entre les deux.

A - La loi de la masse

En théorie,

$$f = ma$$

c'est-à-dire que la force nécessaire pour faire vibrer un mur est égale au produit de sa masse et de son accélération. On peut donc en déduire que pour un matériau donné, plus sa masse sera grande, plus la force à exercer pour l'accélérer (le faire vibrer) devra être grande. De plus, comme la force exercée par la pression sonore diminue avec l'augmentation de la fréquence, plus la fréquence de l'onde sonore incidente sera élevée, meilleure sera la perte de transmission. L'équation suivante résume le comportement théorique des barrières acoustiques: (4)

$$PT = 20 \log Wf - 33 \quad (16)$$

ou alors:

$$PT = (20 \log W + 20 \log f) - 33 \quad (17)$$

où:

W = poids spécifique de la surface (lbs/pi²)

f = fréquence (Hertz).

D'après cette équation, la perte de transmission quadruple (augmente de 6 dB) chaque fois que l'on double le poids spécifique ou bien la fréquence.

B - Les résultats pratiques

L'équation (16) s'applique surtout pour des panneaux infinis assez élastiques, comme des feuilles de plomb et de caoutchouc par exemple. Cependant la plupart des barrières ne se comportent pas directement selon la loi de la masse.

La présence des quatre facteurs suivants va influencer la transmission du son à travers les barrières acoustiques:

- la rigidité ("stiffness")
- la résonnance
- l'amortissement ("damping")
- les effets de coïncidence fréquentielle.

Pour des fins d'analyses, les pertes de transmission d'une barrière acoustique peuvent être séparées en trois régions telles qu'illustrées dans la figure 10 a suivante:

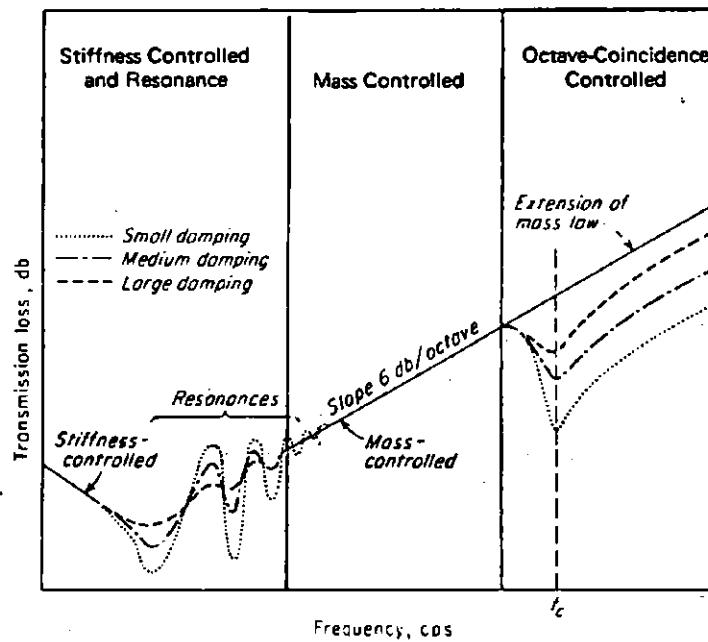


Figure 10 Generalized performance of an acoustical wall,
showing three regions of transmission loss performance.
The critical frequency is f_c .

On peut voir sur la figure 10 b suivante, les principales voies de propagation d'un bruit (d'impact) d'une pièce à l'autre. On y constate que les parois acoustiques une fois excitées par un objet vibrant peuvent transmettre une onde sonore (pas nécessairement égale en fréquence et en intensité à la vibration d'origine), à travers l'ensemble des structures reliées ensemble.

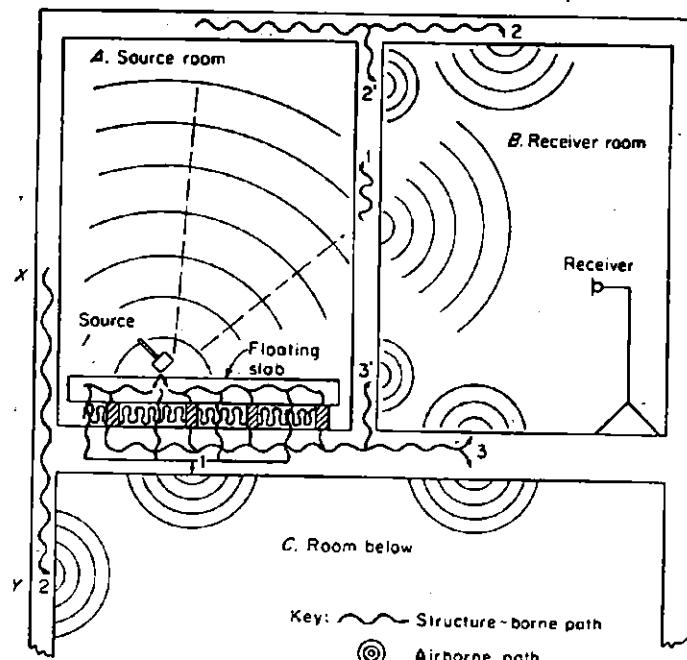


Fig. 10 b) Sound-transmission paths between an impact source in room A and a receiver in room B. Also shown are the paths to room C, below.

De plus, l'onde sonore aérienne peut également exciter une paroi, pour produire ce qu'on appelle une onde de flexion. Le paramètre ayant le plus d'incidence sur cette onde forcée sera l'angle d'arrivée de l'onde sonore incidente. L'onde sonore forcée aura une longueur d'onde égale à :

$$\lambda_{tr} = \frac{\lambda_{incidente}}{\sin \theta} \quad (\text{où } \theta = \text{angle d'incidence})$$

comme on peut le voir dans la figure 10 c ci-dessous. La production d'onde forcée pose des limitations appréciables à l'atténuation théorique que peut apporter une paroi.

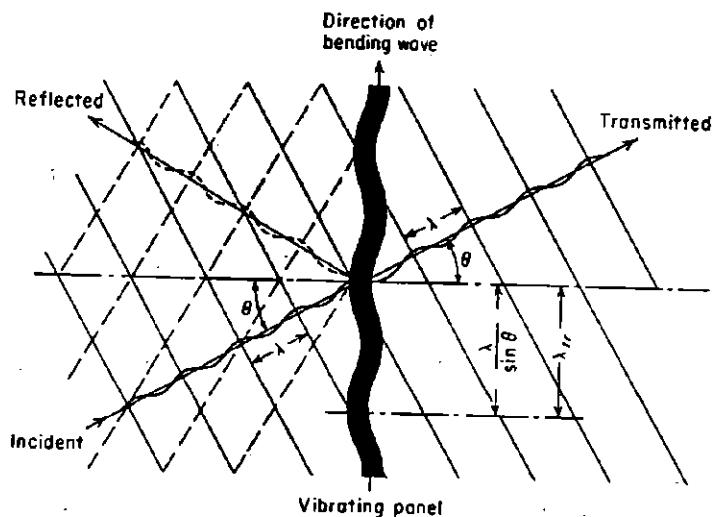


Fig. (10c) A sound wave incident on an infinite panel. The angle θ is between the normal to the wavefront and the normal to the plate. The wavelength of the forced wave in the plate λ_{tr} is equal to the trace wavelength of the sound wave $\lambda/\sin \theta$. When the trace wavelength of a plane sound wave is such that $\lambda/\sin \theta$ is equal to λ_b , the wavelength of a free bending wave, the intensity of the transmitted wave approaches the intensity of the incident wave and wave coincidence is said to occur. The coincidence angle is θ_{co} .

- la fréquence de coïncidence (fc)

C'est cette fréquence qui correspond à la coïncidence entre la longueur d'onde d'une onde sonore dans le matériau avec la longueur d'onde de cette même onde sonore dans l'air.

Nous savons que la longueur d'onde dépend de la vitesse du son, selon l'équation:

$$\lambda = \frac{c}{f}.$$

Or, il est bien connu que le son ne voyage pas à la même vitesse dans un médium comme l'acier par exemple, que dans l'air. En fait la vitesse du son est directement proportionnelle (entre autres choses) à la densité du médium:

- air = 344 m/sec (1 130 pi/sec)
- eau = 1 433 m/sec (4 700 pi/sec)
- bois = 3 962 m/sec (13 000 pi/sec)
- acier = 5 179 m/sec (16 500 pi/sec).

Or, lorsqu'une barrière acoustique entre en vibration (mécaniquement ou par résonance), elle va finir par émettre un son dont l'intensité et la fréquence (en comparaison avec l'intensité et la fréquence de l'onde sonore incidente) sont fonction de la densité du matériel et de la rigidité, quantifiée par une constante fréquentielle K (en Hz-lbs/pi²). C'est ce qu'on appelle l'onde de flexion ("bending wave"). Lorsque cette onde de flexion a la même longueur d'onde que l'onde aérienne incidence, nous avons la fréquence de coïncidence, où la PT diminuera notablement. Elle se calcule à partir de l'équation suivante:

$$f_c = \frac{k}{w} \quad (18 \text{ a})$$

où:

f_c = fréquence de coïncidence

k = constante du matériau (Hz - lbs/pi²) (voir tableau en annexe II)

w = masse surfacique (lbs/pi²).

Ex.: pour le contre-plaqué de 1/2":

$$K = 2\ 600 \text{ Hz} - \text{lbs/pi}^2$$

$$W = 1,4 \text{ lbs/pi}^2.$$

$$\text{Donc: } f_c = 2\ 148 \text{ Hz.}$$

Cette équation s'applique surtout pour des panneaux infinis et de grandes dimensions.

Dans la région de la fréquence de coïncidence une barrière acoustique est moins efficace et elle ne suit pas la loi de la masse.

NOTE:

On peut calculer la f_c à partir d'une équation plus détaillée: (7)

$$f_c = \frac{5.2 \times 10^{10}}{t} \times \frac{w}{E} \quad (18 \text{ b})$$

où:

t = épaisseur en pouces

w = densité du matériau (lbs/po³)

E = module d'élasticité de Young du matériau

(une liste de module de Young pour différents matériaux est fournie en annexe III).

Il est à noter vu que la fréquence de coïncidence dépend de l'angle d'incidence du son, il y aura toute une série de fréquences de coïncidences associées à un matériau si les angles d'incidence sont variés. Cependant c'est à l'angle d'incidence de 90° (c'est-à-dire lorsque l'onde incidente est parallèle à la flexion) que nous aurons la fc la moins élevée, donc notre première fréquence de coïncidence. A ce moment, l'onde incidente étant parallèle à l'onde de flexion, elles se renforceront l'une l'autre, notamment le long des contours du mur. La diminution de la PT est habituellement plus importante pour des parois possédant peu d'amortissement interne et ayant une grande résistance à la flexion (comme la vitre).

- Comment faire pour mesurer l'atténuation d'un matériau pour lequel nous n'avons pas de données du manufacturier?

La procédure suivante dite du "plateau"⁽¹⁾ nous permet de nous en faire une idée. Elle consiste à délimiter un "plateau" dans la performance d'un panneau qui sert à approximer la PT dans les régions fréquentielles voisines de la fréquence de coïncidence. La procédure est la suivante:

- 1^o) En partant de la plus basse fréquence d'intérêt, calculer la PT jusqu'à atteindre la hauteur du plateau (point A sur la figure 11), tracer une ligne ayant 6 dB/octave de pente (c'est-à-dire application intégrale de la loi de la masse). La hauteur (A) du plateau est déterminée dans le tableau inclus dans la figure 11).
- 2^o) Du point A au point B nous avons 3 octaves, c'est dans cette région que se situera la fréquence de coïncidence.
- 3^o) A partir du point B, on peut supposer une pente de 10 dB/octave.

- la zone précédant la fréquence de coïncidence

Pour les fréquences situées sous la fréquence de coïncidence, la PT suit approximativement la loi de la masse (équation 17), soit une augmentation de PT de 6 dB/octave environ. En fait, plus précisément, une loi de masse "pratique" peut être utilisée qui correspond à l'équation suivante:

$$PT = 14,5 \log mf - 30$$

où:

m = poids surfacique (kg/m^2).

Pour les fréquences au-delà de la fréquence critique, la courbe est d'environ 10 dB/octave. En fait on peut se servir du graphique et tableau suivant pour estimer la PT d'un matériau:

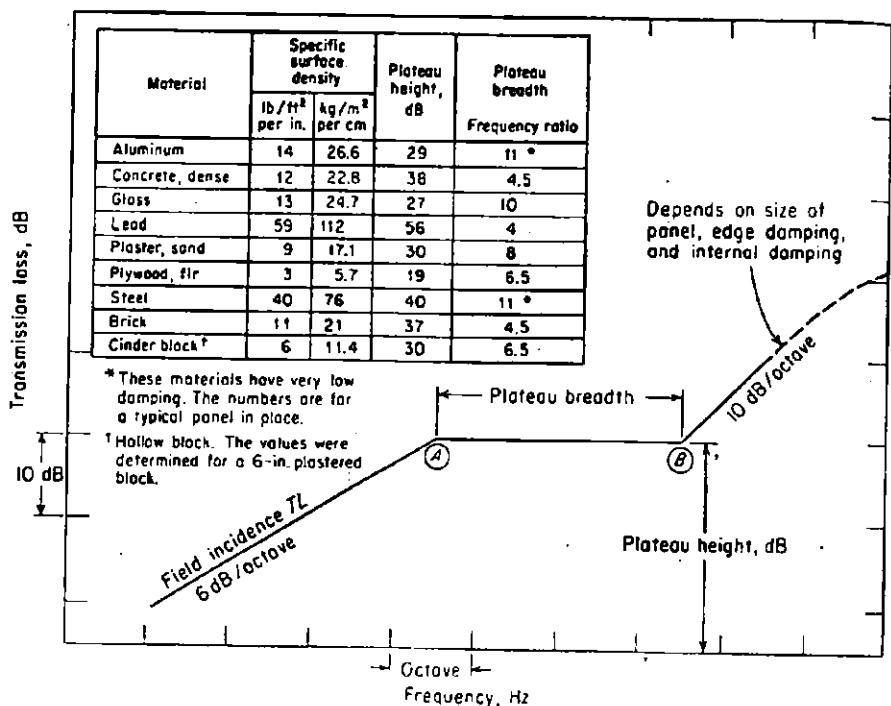


Figure 11: Méthode du plateau pour déterminer la PT d'un matériau.

Par exemple, prenons le cas du contre-plaqué 3/4". Nous voyons sur le tableau de la figure 11 que le contre-plaqué a une densité spécifique de 3 lbs/pi²/pouce d'épaisseur. Donc nous aurons ici 2.25 lbs/pi².

Selon la loi de la masse, nous aurons une atténuation de:

$$20 \log 2.25 + 20 \log f - 33.$$

$$\text{A } 31.5 \text{ Hz, nous aurons donc: } 7.04 + 29.96 - 33 = 4 \text{ dB.}$$

Nous pouvons ensuite prévoir une augmentation de 6 dB/octave jusqu'au moment d'atteindre la région du plateau qui selon la table se situe autour de 19 dB. Nous atteindrons 19 dB lorsque $20 \log f$ sera égal à $19 - 7 + 33$ soit 45 dB. Dans le cas ici cela correspond à 179 Hz.

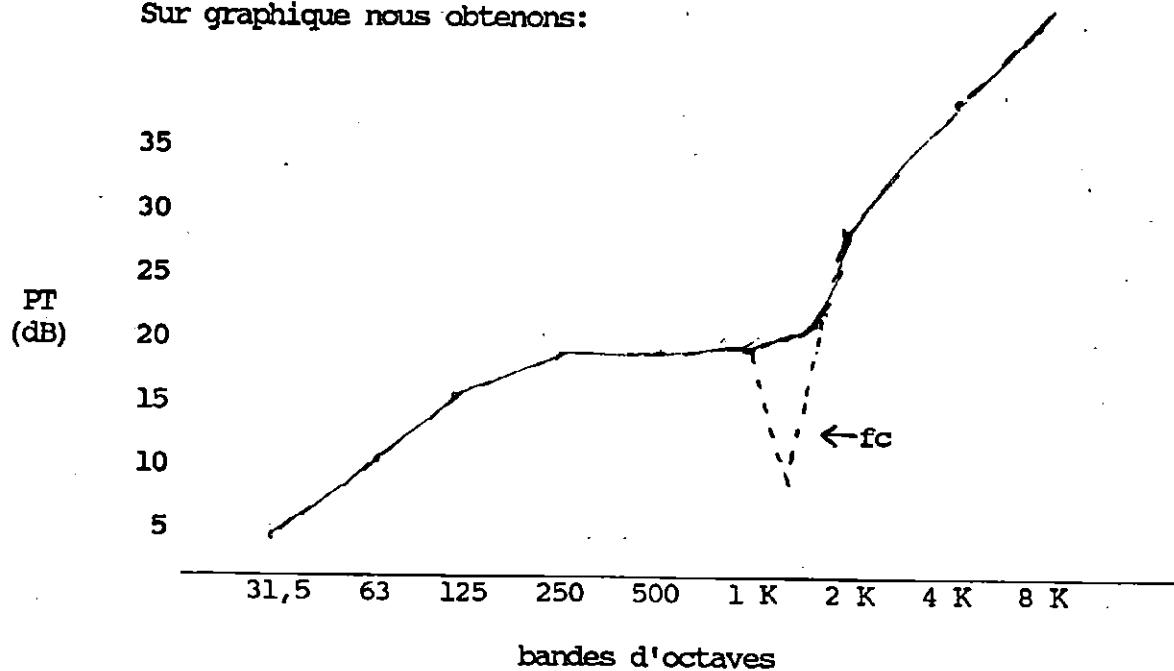
Pour les trois bandes d'octaves suivantes la valeur de 19 dB sera maintenue jusqu'à ce qu'on atteigne la fréquence de coïncidence que l'on calculera à partir de l'équation (18). Ici, $f_c = 2600 \div 2.25 = 1155$ Hz. Ensuite nous aurons approximativement 10 dB/octave.

Si nous reportons nos valeurs sur un tableau, nous obtenons:

PT contre-plaqué 3/4"

FREQUENCE CENTRALE BANDE D'OCTAVE	31,5	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
PT	4 dB	10	16	19	19	19	29	39	49

Sur graphique nous obtenons:



Evidemment ce sont là des résultats théoriques qui peuvent s'éloigner passablement de la réalité. L'inconvénient aussi c'est qu'on ne peut calculer la PT associée à la fréquence de coïncidence. Il existe d'autres méthodes pour évaluer PT qui nous permettent d'estimer la PT à la fc. Cependant leur complexité dépasse le cadre de ce cours actuellement.

Sur le graphique suivant (figure 12) on peut comparer les résultats théoriques de trois méthodes de calcul (dont celle du plateau) avec les résultats expérimentaux pour une feuille d'aluminium:

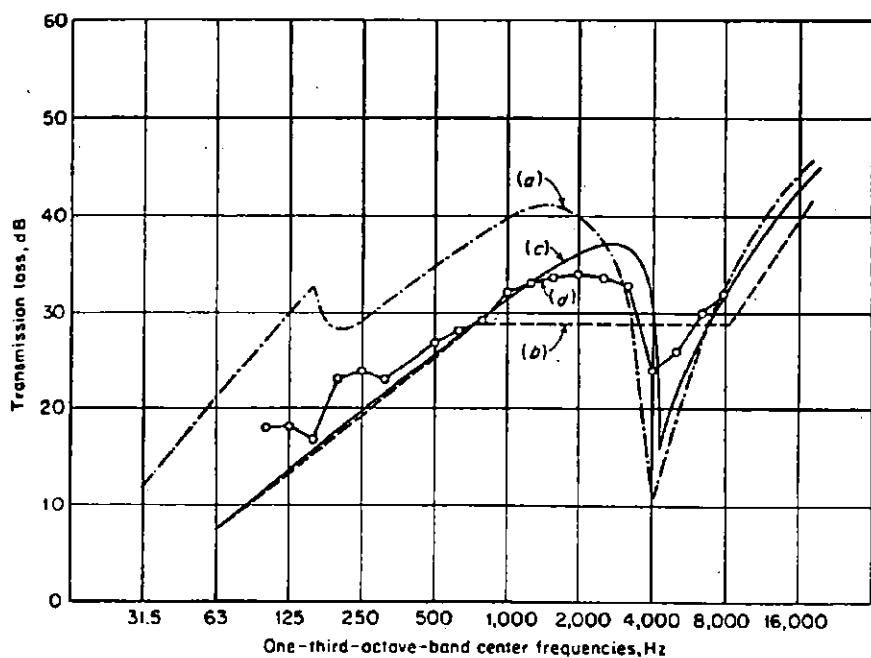


Fig. 12. a) Comparison of experimental and theoretical transmission loss of a 5 ft \times 6.5 ft \times 1/8 in. aluminum panel. The theoretical calculations are based on (a) resonance mode calculation, (b) plateau calculation, and (c) forced wave calculation. Curve (d) shows the experimental results. (After Price and Crocker.²⁰)

Comme f_c dépend en partie de l'épaisseur du panneau, un moyen commode de la modifier c'est d'augmenter ou diminuer l'épaisseur d'une paroi. Ainsi, à la figure 12 b, on peut se rendre compte que si on passe d'une épaisseur de 5 mm à 80 mm pour l'acier, on peut abaisser f_c de $\approx 1\ 000$ Hz à 125 Hz.

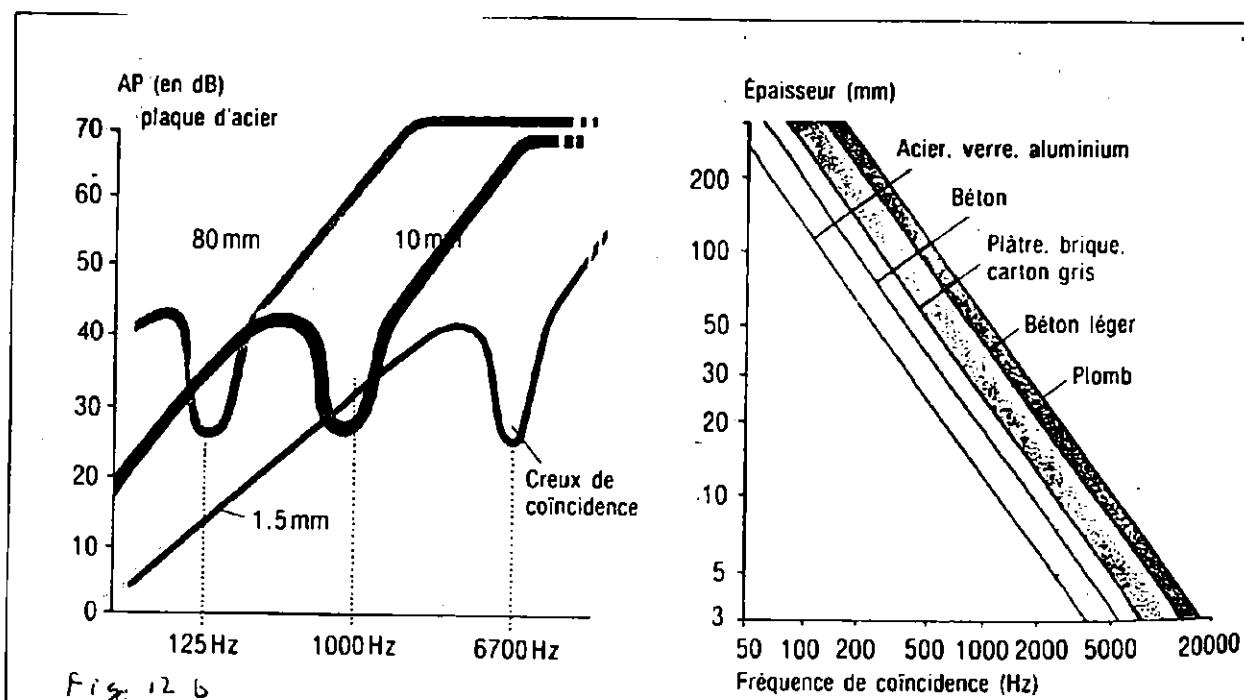


Fig. 12 b

V - LES BARRIERES ACOUSTIQUES A DOUBLE PAROI

L'isolation contre le bruit fournie par une paroi double dépend des facteurs suivants:

- 1 - Les PT respectives de chacune des deux parois.
- 2 - L'espace d'air entre les deux parois.
- 3 - L'absorption acoustique à l'intérieur de cet espace.
- 4 - Les attaches mécaniques (solives, joints, etc.) entre les deux parois.

1 - Les PT respectives de chacune des deux parois

La PT pour les barrières à parois doubles est à peu près égale à celle d'une barrière à paroi simple de densité égale à la somme des densités individuelles des parois doubles c'est-à-dire qu'elle augmente de 6 dB chaque fois qu'on double la densité surfacique, c'est ce que nous appellerons la perte combinée*. Cependant on peut augmenter encore davantage la PT des parois doubles si on laisse un espace d'air entre les deux, et davantage encore si on remplit cet espace d'air de matériaux absorbants. A la limite, on pourrait atteindre quatre fois la perte combinée (6 dB de plus), avec deux parois de même densité espacées de façon infinie et avec un coefficient d'absorption voisin de 1. C'est donc dire que si on laisse un espace d'air suffisant et rempli d'absorbant on peut en se contentant de simplement doubler la densité (c'est-à-dire en rajoutant une deuxième paroi de même densité), obtenir la même atténuation que si on avait quadruplé la densité. Ceci est illustré à la figure 15.

2 - L'espace d'air

L'effet de l'espace d'air entre les parois est loin d'être négligeable comme en témoigne la figure 13 ci-après:

* $PT_{combiné} = 20 \log (10^{\frac{PT_1}{20}} + 10^{\frac{PT_2}{20}})$ (19 a)

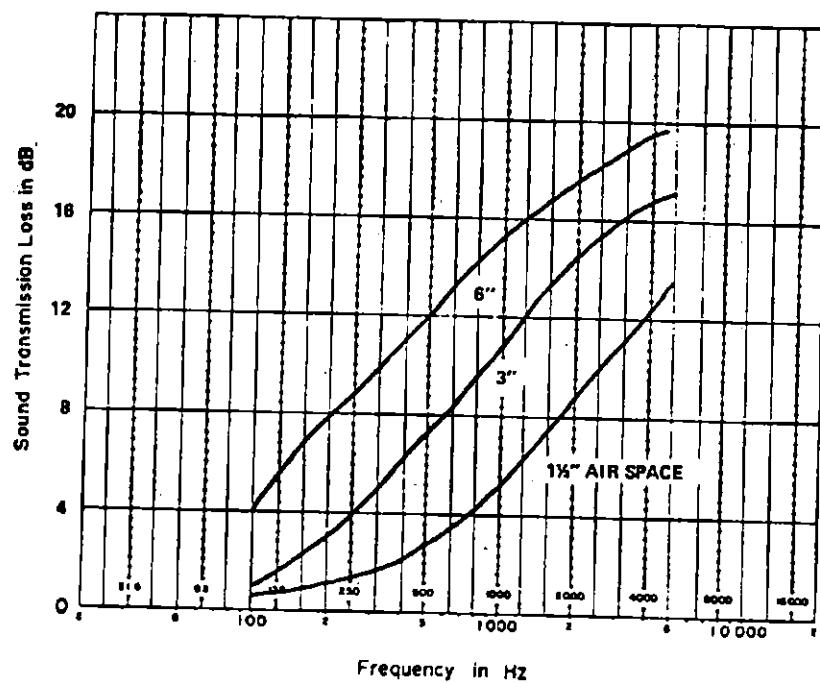


Figure 13 Increase in transmission loss of double wall due to air space

3 - L'absorption acoustique

Pour les hautes fréquences (2 000 Hz et plus), l'équation suivante peut être utilisée pour estimer la performance des parois doubles comportant un espace d'air entre les deux parois:

$$PT \text{ totale} = PT_1 + PT_2 - 10 \log_{10} \frac{1}{4} + \frac{Sw}{S_2 \bar{J}_2} \quad (19 \text{ b})$$

où:

PT1 et PT2 = parties de transmission respective pour chaque paroi.

Sw = surface d'un mur de la paroi (en m^2) double.

$S_2 \bar{J}_2$ = absorption dans la cavité entre les deux parois (pour un mur de la paroi double) en sabins métriques (S_2 est en m^2).

L'équation 19 est valable uniquement dans les cas où il n'y a pas d'attaches mécaniques entre les parois et où la largeur de l'espace d'air entre les parois comprend une longueur d'onde et plus de l'onde sonore incidente. Il n'est pas nécessaire de mettre beaucoup d'absorbant à l'intérieur de la cavité, comme le démontre la figure 15.

4 - Les attaches mécaniques

Plus il y a un lien mécanique important entre chacune des deux parois, plus on va augmenter la transmission des sons par la résonnance et la vibration des structures, ce qui diminuera d'autant la perte de transmission de la paroi double.

5 - Les fréquences de coïncidence

Il est préférable de choisir des matériaux ayant des fréquences de coïncidences différentes pour nos deux parois. En effet, tel qu'illustré sur la figure 15, si les fréquences de coïncidence sont les mêmes, l'atténuation de la paroi double autour de cette fréquence sera considérablement inférieure à la PT aux autres fréquences. Ceci évidemment vaut dans les cas où l'onde sonore incidente contient la fréquence correspondante à la fréquence de coïncidence en intensité appréciable.

6 - La résonnance des parois doubles

Les parois doubles, surtout en basses fréquences, répondent comme un système à deux masses couplées par un ressort (l'air) selon l'équation suivante (matériau identique pour les deux parois):⁽¹⁾

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2\rho_c^2}{d\rho_s}} \text{ Hz} \quad (20 \text{ a})$$

où:

f_0 = fréquence de résonnance des deux parois.

ρ_c = vitesse du son dans l'air X densité de l'air = 406 mks ralys.

d = distance entre les parois (mètres).

ρ_s = masse surfacique de la paroi (Kg/m^2).

Lorsque les parois sont faites de matériaux de densité différente on utilise l'équation (20 c):

$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot d}}$$

où:

m_1 et m_2 = poids surfacique de chaque paroi (Kg/m^2).

d = distance entre les deux (m).

Dans les cas où des parois de matériaux différents sont utilisées, on peut également se servir du nomogramme suivant: (5)

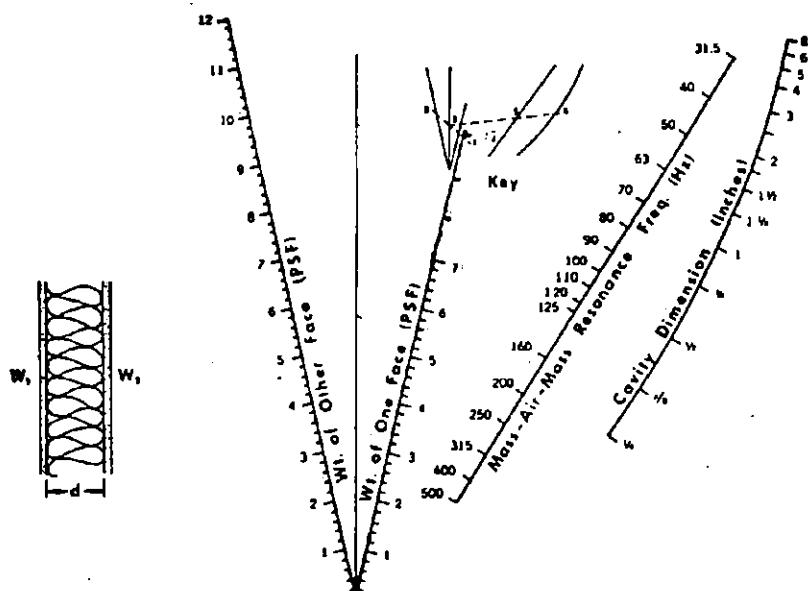


Figure 14. Mass-air-mass resonance nomograph⁴

Le comportement des enclos acoustiques à parois doubles est illustré dans la figure 15 ci-après.

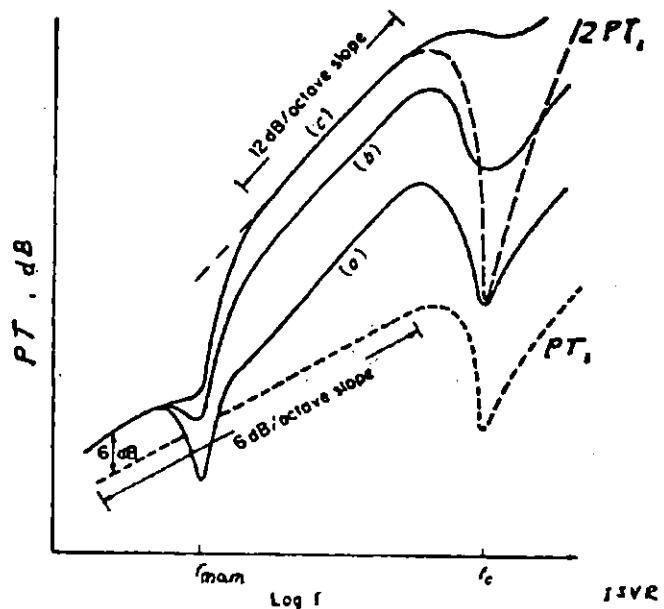


Figure 15: Isolation d'une paroi double de deux couches identiques

- a) aucune absorption dans la cavité
- b) cavité partiellement remplie d'absorption
- c) cavité pleine de matériau absorbant

f_{mam} = fréquence de résonnance

f_c = fréquence de coïncidence.

7 - Comment calculer en pratique le rendement d'une paroi double?

Nous vous présentons ci-dessous une méthode basée sur des équations empiriques⁽⁷⁾ mais qui semble donner d'assez bons résultats selon nos expériences. On part du principe que la PT sera au moins égale à la PT combinée (loi de la masse), laquelle est définie par l'équation (19 a).

$$\text{PT combinée} = 20 \log_{10} (10^{\text{PT}_1} + 10^{\text{PT}_2}) \quad (19 \text{ a})$$

On définit ensuite un facteur Δ qui représente l'amélioration que notre montage nous permettra d'atteindre par rapport à la loi de la masse:

$$\Delta = \text{PT}_1 + \text{PT}_2 - \text{PT combinée} \quad (20 \text{ b})$$

Notre PT totale sera influencée par les facteurs suivants:

1 - si $f \leq f_0$ (f_0 = fréquence de résonnance, définie à l'équation 20),

$$\text{alors: } \text{PT}_{\text{totale}} = \text{PT combinée} \quad (20 \text{ c})$$

2 - si $f > f_0$: (20 d)

$$\text{alors: } \text{PT}_{\text{totale}} = \text{PT combinée} + \Delta \left(1 - 10^{\frac{-1.61}{10,643}} \right) \left(\frac{d}{2-d} \right)$$

où:

d = distance (en m) entre les parois;

3 - si $f > f_0$ et s'il y a des liens mécaniques linéaires entre les deux parois (ex.: panneaux cloués à des solives): (20 e)

$$\text{alors: } PT_{\text{totale}} = PT \text{ combinée} + \Delta \left(1 - 10^{-1.61} \frac{d}{\lambda 0,643} \right) \left(1 - 10^{-\frac{ef}{c}} \right) \left(\frac{\sigma}{2 - \sigma} \right)$$

où:

f_c = fréquence de coïncidence la plus élevée des deux parois

e = espacement (en m) entre les liens mécaniques (ex.: solives);

4 - si $f > f_0$ et s'il y a des liens ponctuels (ex.: boulons) entre les deux parois: (20 f)

$$\text{alors: } PT_{\text{totale}} = PT \text{ combinée} + \Delta \left(1 - 10^{-1.61} \frac{d}{\lambda 0,643} \right) \left(1 - 10^{-\frac{2e}{c}} \right) \left(\frac{\sigma}{2 - \sigma} \right)$$

où:

e = espacement moyen dans les deux sens, entre chacun des points de contact.

Ces formules ne s'appliquent qu'à des murs de 2 m au minimum.

VI - LES PORTES, FENETRES ET LES JOINTS

Il est notoire que pour arriver à une performance pratique voisine des résultats calculés en théorie, les enclos acoustiques doivent être absolument étanches. C'est là une règle d'or assez simple mais plus difficile à respecter, en pratique. En fait, mieux vaut un enclos construit avec des matériaux peu dispendieux et ayant des PT plutôt moyennes, mais ayant 5 % d'ouverture, qu'un enclos construit en plomb mais ayant 10 % d'ouverture, comme le démontre le graphique de la figure 16 ci-après.

En effet, supposons qu'un enclos ait une PT théorique (potentielle) de 45 dB, avec 10 % d'ouvertures, fissures, etc., son atténuation pratique baissera à 10 dB. Tandis qu'un enclos (en contre-plaqué, par exemple), ayant une perte de transmission de 30 dB, avec 5 % d'ouverture, donnera \simeq 13 dB en pratique (et pour meilleur marché).

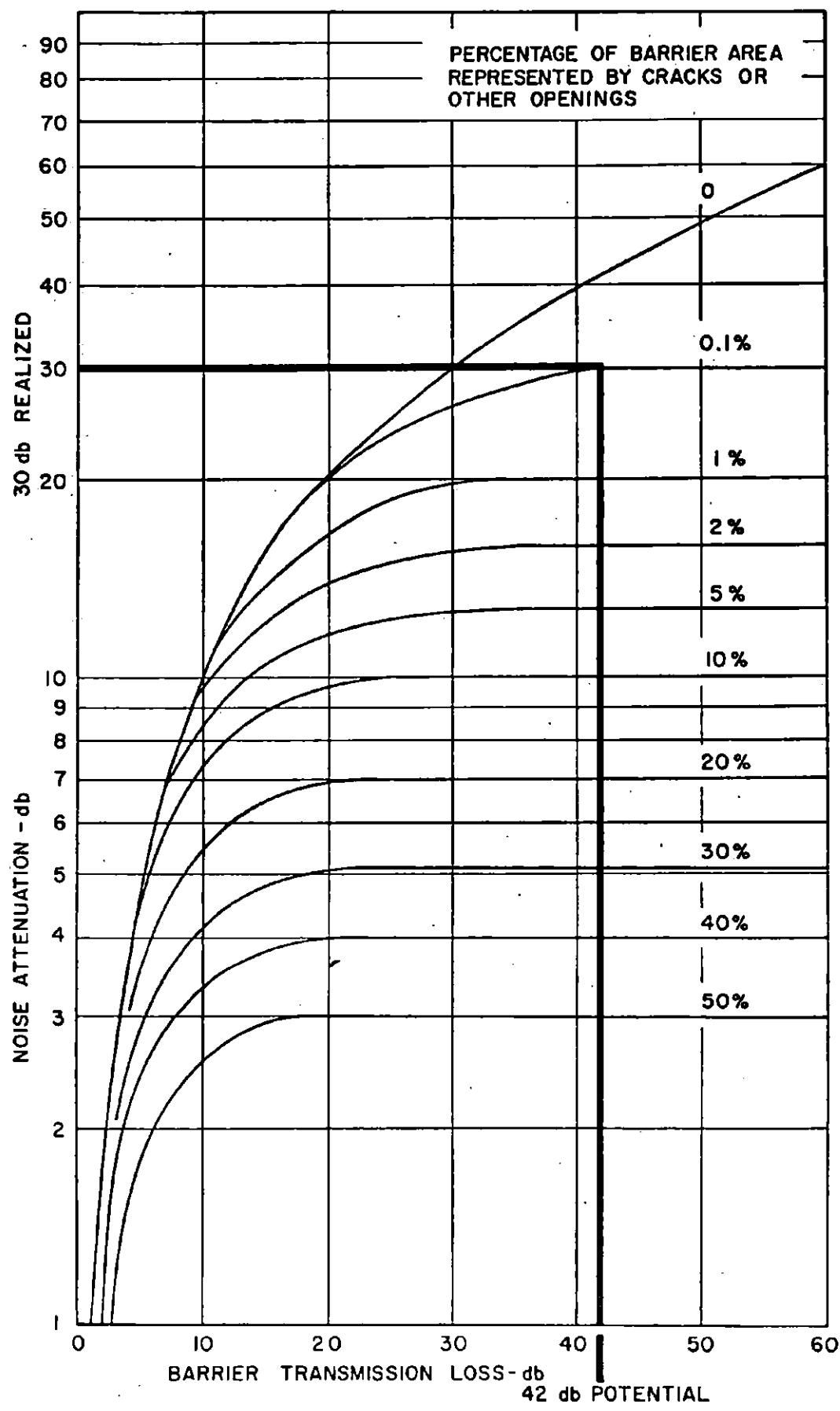


Figure 16. Effect of Leaks. (b)

Même des petites fissures (de 1/32" et moins) le long des portes et fenêtres vont causer une dégradation appréciable de l'atténuation. Mais comment mesurer l'étanchéité? Il existe deux petits trucs simples: le test du billet de un dollar et du rayon de lumière.

Un billet de un dollar glissé entre la porte et son cadrage ne devrait pas pouvoir être retiré (sans déchirure ou effort important) si la porte ferme étanche.

S'il y a moyen de faire l'obscurité dans l'enclos, on peut simplement y pénétrer pour observer visuellement la présence ou non de rayons de lumière autour des portes, fenêtres, joints, etc. La présence de rayon de lumière nous permettra de localiser une fuite.

Les bas de porte entre autres sont un problème. La figure 17 ci-après illustre quelques exemples de joints d'étanchéité possibles pour le pourtour et le bas des portes.

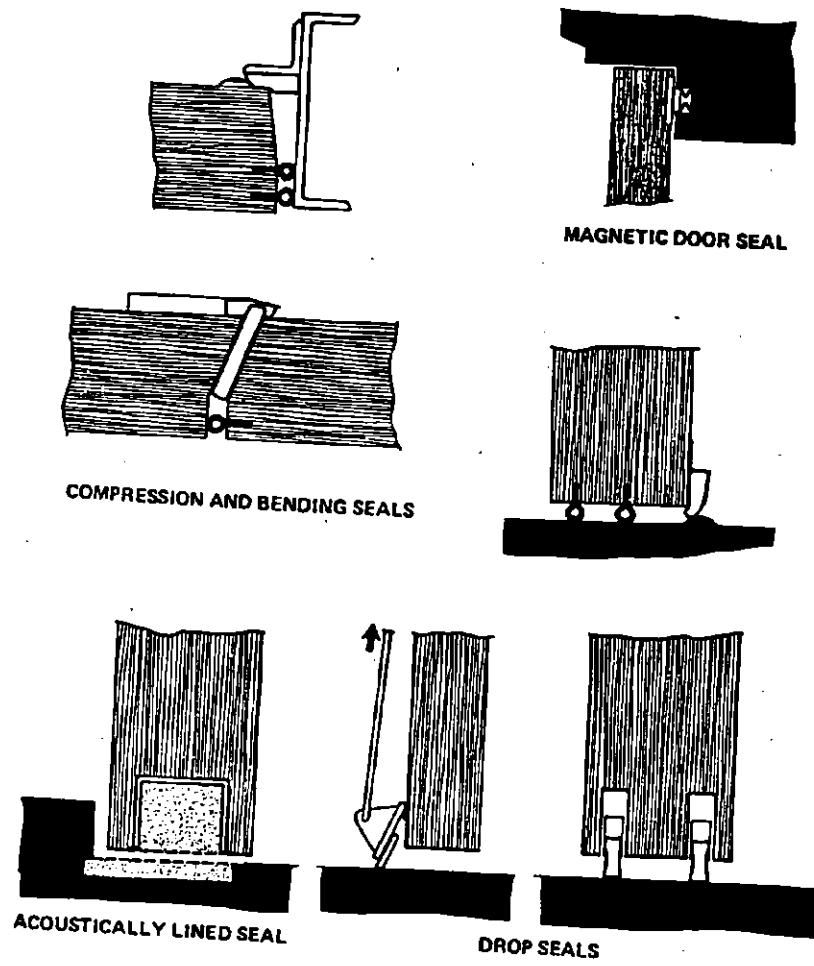


Figure 17. Examples of acoustical seals
for doors and walls (4)

L'installation de fenêtres n'est pas incompatible avec les exigences acoustiques d'un bon enclos.

D'une part, la vitre ne fournit pratiquement pas d'absorption du son (β de 0,04 pour de grandes glaces ("plate glass")). Cependant une surface sans absorption peut égaler jusqu'à 60 % de la surface totale des murs sans que la quantité de réverbération augmente beaucoup dans l'enclos (si toutes les autres surfaces sont bien revêtues en matériau absorbant).

D'autre part, la vitre ayant peu de masse, constitue un maillon faible dans l'isolation acoustique d'une paroi. Toutefois si les matériaux dont sont construites les vitres et les méthodes d'installation sont bien choisies, on peut atteindre de bonnes performances. Dans la figure suivante (figure 18) on donne une idée de la performance de divers types de vitres en termes de STC. On y constate que le fait d'avoir deux vitres séparées par un espace d'air augmente de façon significative le STC. Pour la vitre de 3 mm, il passe de 25 dB maximum pour une vitre simple à 36 dB maximum pour une vitre double à 4" de distance entre les deux vitres.

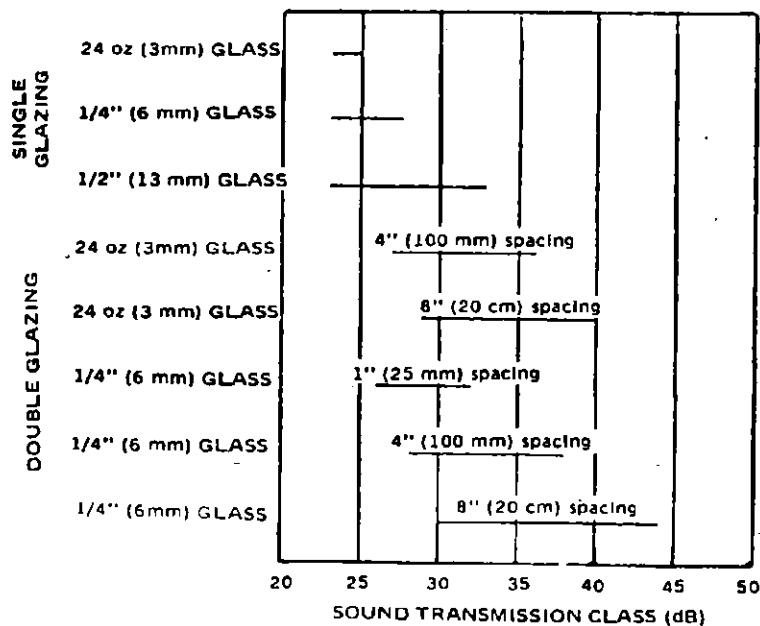


Figure 18. Ranges of sound insulation of single and double glazed windows (1)

Ci-après, on trouvera, un tableau des types de colles qui peuvent être utilisées pour coller différents matériaux destinés à assurer l'étanchéité acoustique des joints (murs, fenêtres, cadrage, etc.).

TABLEAU III

TYPES DE COLLES
POUR MATERIAUX D'ETANCHEITE

1. **Rigid composite (skin/core) panel construction:** Solvent- and water-based neoprene contact adhesives; epoxy and urethane curable liquids; solvent-based modified phenolic thermosetting adhesives; thermosetting film adhesives.
2. **Vinyl laminations:** Nitrile adhesives; vinyl copolymer laminating adhesives; curable epoxies, urethanes and polyesters.
3. **Lead laminations:** Generally compatible with all of the previously mentioned adhesive suggestions.
4. **Urethane foam, fiber glass:** All of the previously mentioned adhesives and, in addition, solvent- and water-based and pressure sensitive film adhesives; elastomeric, one-side-applied insulation adhesives; hot melt assembly adhesives.
5. **Installation:** Preapplied pressure sensitive film adhesives; neoprene contact adhesives; nitrile adhesives.
6. **Sealing:** Room-temperature-gunnable butyls (also acrylics); two-part curable polysulfides

VII - LES ENCLOS POUR TRAVAILLEURS

A - Justification des enclos pour travailleurs

Les enclos pour travailleurs sont en théorie la dernière des possibilités à envisager pour réduire le bruit le long des voies de transmission parce qu'on s'éloigne un cran plus loin de la réduction à la source même du bruit. De plus, certains autres inconvénients y sont rattachés:

- 1^o) Le travailleur n'est plus protégé dès qu'il quitte sa cabine. Ce n'est donc pas une solution pratique lorsque le travailleur a à se déplacer souvent vers sa machine.
- 2^o) Les cabines sont souvent laissées portes ou fenêtres ouvertes si elles ne sont pas climatisées (avec de l'air filtré comme nécessité supplémentaire le plus souvent).
- 3^o) Le bruit n'est pas réduit pour les autres travailleurs circulant ou travaillant autour de la source de bruit.
- 4^o) Les travailleurs peuvent devenir moins productifs en hésitant à sortir du confort de la cabine pour régler des problèmes sur la chaîne de montage même, ou plus distraits en écoutant la radio par exemple.
- 5^o) Les cabines à moins d'être très bien aménagées nuisent souvent à la visibilité des opérations. Le reflet dans les fenêtres est souvent un problème.
- 6^o) Le travailleur se trouve davantage isolé de ses compagnons de travail.

On pourrait allonger cette liste encore. Cependant les cabines pour travailleurs ne sont pas à rejeter du revers de la main à cause de cela. Beaucoup de raisons par contre militent en faveur des cabines pour travailleurs.

- 1^o) Mieux vaut une cabine que rien du tout.
- 2^o) Il est plus difficile et plus coûteux d'obtenir un rendement équivalent en encoffrant une machine qu'en encoffrant le travailleur.
- 3^o) Si peu de travailleurs sont exposés à plusieurs machines bruyantes, l'encoferrement des travailleurs est sûrement l'alternative la plus intéressante. Par contre, si plusieurs travailleurs sont exposés à une seule machine bruyante, l'encoferrement de la machine s'impose.
- 4^o) L'encoferrement du travailleur ne crée pas beaucoup de contraintes là où toutes les opérations sont automatisées et télécommandées. Le rapport coût-bénéfices favorisera alors probablement l'encoferrement du travailleur plutôt que l'encoferrement des machines.
- 5^o) Souvent on peut régler plusieurs problèmes à la fois en encoffrant le travailleur et ceci à peu de frais (ex.: bruit, chaleur ou froid, poussière, gaz et vapeurs, postures de travail, etc.).
- 6^o) Dans un programme de réduction du bruit par étapes, l'encoferrement des travailleurs peut être l'étape précédent soit un changement technologique soit un encoferrement graduel des machines existantes.

B - Principes de base à respecter

Les mêmes principes que nous avons vu concernant l'efficacité des parois isolantes contre le bruit s'appliquent aux enclos pour travailleurs. Cependant, certaines précisions méritent d'être apportées concernant les enclos pour travailleurs.

- 1^o) Faire la cabine la plus petite possible (sans tomber dans l'exiguïté pour autant). Une petite paroi se trouve à radier moins de son (par résonnance) qu'une grande paroi. Ainsi les ondes transmises par les structures auront moins de conséquences pour une petite paroi. Ceci vaut également pour les ondes aériennes.
- 2^o) Si les niveaux sonores à l'intérieur de la cabine sont élevés (>90 dB A), il y aura une augmentation sensible du niveau sonore à l'intérieur à cause de l'effet de la réverbération (même phénomène que lors de l'encoferrement de machines). Aussi, il est préférable de recouvrir une partie des parois intérieures avec un matériau absorbant. Toutefois, cet effet deviendra important surtout lorsqu'il y a une communication structurale (liens mécaniques) entre, par exemple, l'encoferrement de la machine et l'encoferrement du travailleur tel qu'illustré dans la figure 18 ci-après.

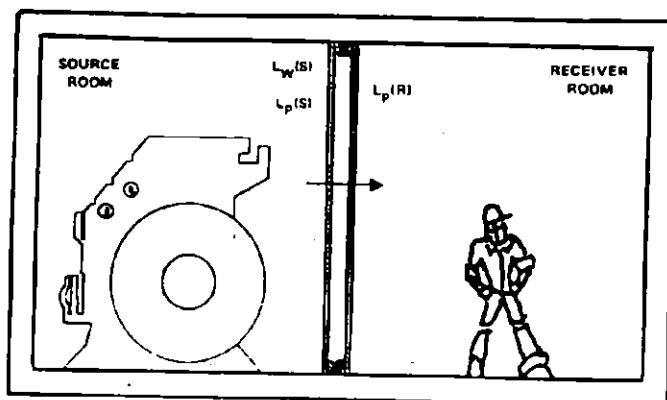


Figure 18 Noise source and receiver,
separated by a partition

On peut calculer de façon approximative⁽⁴⁾ la perte de transmission pour cabine du travailleur dans le cas d'une partition commune entre un encoffrement pour une machine et pour le travailleur en se servant de l'équation suivante:

$$RB = TL + C \quad (21)$$

où:

$$RB = I_p(s) - I_p(r)$$

$I_p(s)$ = Niveau de pression sonore dans l'encoffrement de la machine.

$I_p(r)$ = Niveau de pression sonore dans l'encoffrement du travailleur.

C = Facteur de correction, qui peut être calculé selon le tableau IV suivant.

TABLEAU IV

VALEUR DE C DANS L'EQUATION (21)⁽⁴⁾

SURFACE TOTALE DE LA CABINE DU TRAVAILLEUR DIVISEE PAR LA SURFACE DU MUR COMMUN	TRAITEMENT ACOUSTIQUE DE LA CABINE DU TRAVAILLEUR			
	Condition 1	Condition 2	Condition 3	Condition 4
	1	2	3	4
- 1,4 à 2,7	- 10 dB	- 7 dB	- 4 dB	- 2 dB
- 2,8 à 5,5	- 7 dB	- 4 dB	- 2 dB	+ 1 dB
- 5,6 à 10	- 4 dB	- 2 dB	+ 1 dB	+ 3 dB
- 11 à 21	- 2 dB	+ 1 dB	+ 3 dB	+ 4 dB
- 22 à 43	+ 1 dB	+ 3 dB	+ 4 dB	+ 5 dB
- 44 à 80	+ 3 dB	+ 4 dB	+ 5 dB	+ 6 dB

Condition 1: Pas de matériau absorbant.

Condition 2: 10 à 25 % de la surface totale de la cabine du travailleur recouvert avec matériau absorbant (3/4" à 1" d'épaisseur).

Condition 3: 26 à 50 % de la surface totale de la cabine couverte avec matériau absorbant de 1" d'épaisseur; ou 10 à 30 % de la surface couverte de matériau absorbant de 1,5 à 2" d'épaisseur.

Condition 4: Plus de 50 % couverte avec du matériau absorbant de 1" d'épaisseur; ou 30 % de la surface couverte avec un matériau de 1,5 à 2" d'épaisseur.

3°) On est porté d'emblée à considérer uniquement les cabines fermées (pour des raisons évidentes du point de vue isolation du bruit). Cependant dans les cas où une cabine à quatre parois fermées serait impossible à installer et où une réduction de 10 dB environ serait suffisante, il est peut-être possible d'installer une cabine à trois parois ou une cabine ayant une porte ou fenêtre ouverte (pour un accès très rapide à l'extérieur).

On en voit deux modèles dans les figures 19 et 20. Dans le cas de ces cabines, il est inutile de dépenser des fortunes sur l'achat de matériaux ayant une PT très élevée, mais il est important d'utiliser au maximum les matériaux absorbants (dont l'efficacité n'est pas dépendante de la grandeur des ouvertures, comme dans le cas des parois isolantes contre le bruit). Choisir des laines de 3 ou 4" d'épaisseur si possible.

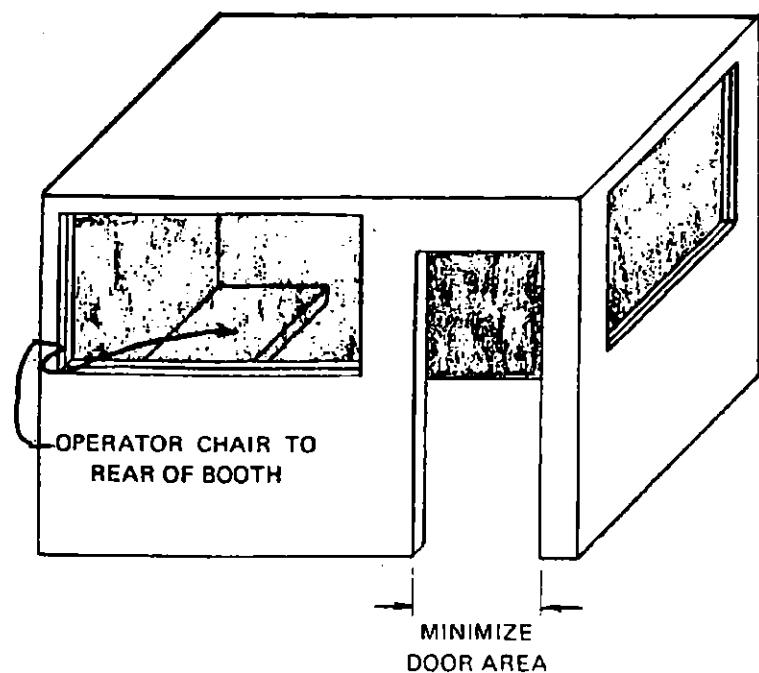


Figure 19. Employee acoustical booth providing an estimated 10 dBA sound attenuation

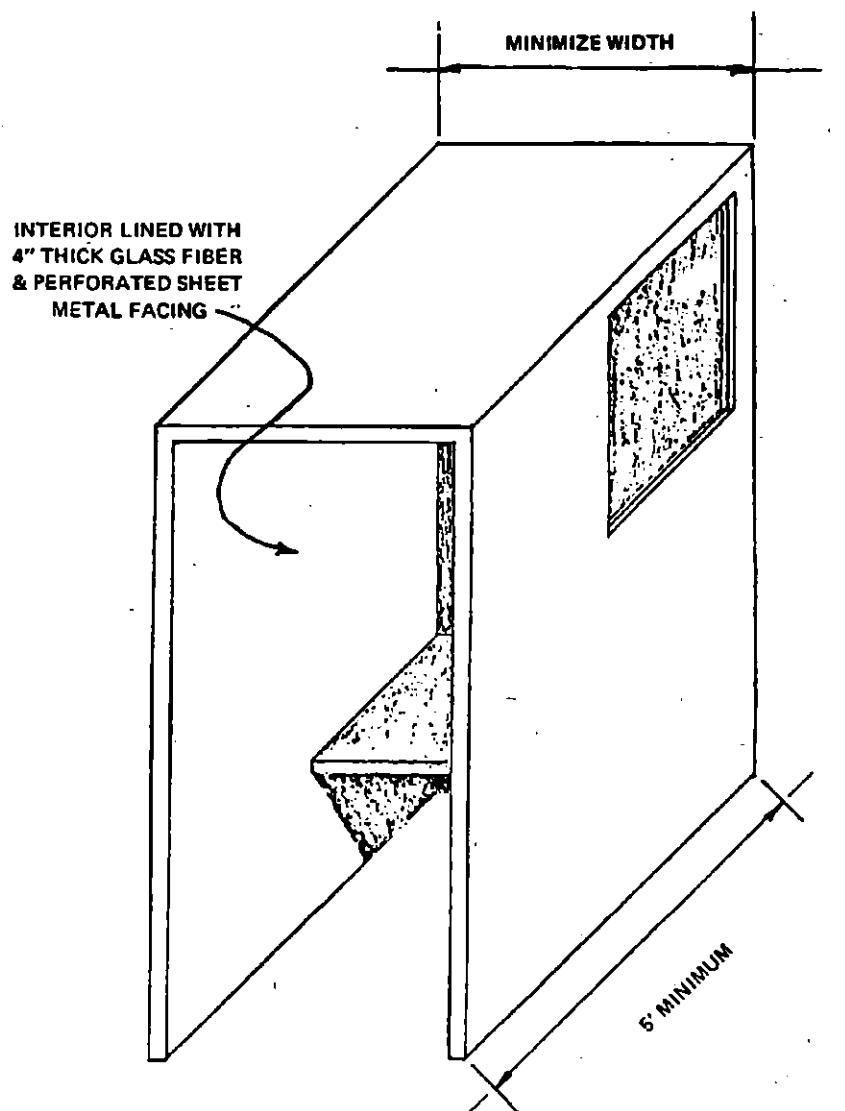
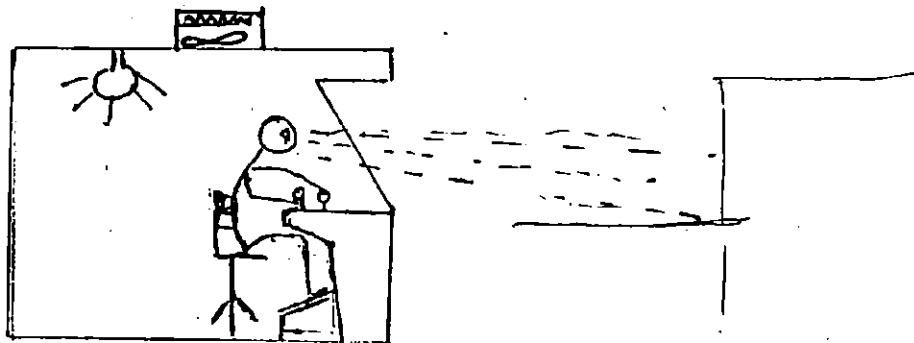


Figure 20. Three-sided operator enclosure

- 4^o) Tout comme lors d'encoffrement de machines, il faut éviter de se limiter aux seules considérations acoustiques lors du design d'une cabine. L'opérateur et le contremaître devraient absolument être consultés pour décider, entre autres choses, de la télécommande des opérations, de la localisation de la cabine, de son accessibilité, de l'emplacement des portes et fenêtres et de ses dimensions. La question de la sécurité est également importante. Une cabine peut avoir autant d'avantages que de désavantages sous ce chapitre.
- 5^o) Il faut si possible éviter les problèmes de reflets dans les vitres servant au contrôle des opérations. L'inclinaison de la fenêtre est souvent une solution peu coûteuse pour y remédier, tel qu'illustre dans la figure 21 ci-dessous:

Fig. 21



6^o) Surveiller la transmission sonore à l'intérieur de la cabine par vibration structurale. Par exemple: onde vibratoire provenant des machines et propagée par le plancher de la cabine (à ce moment, il faut découpler la cabine du plancher); onde sonore propagée dans la cabine par des canalisations de plomberie ou de ventilation (à ce moment il faut recouvrir ces canalisations avec un matériau absorbant les vibrations).

VIII - LES ENCOFFREMENTS POUR LES MACHINES

A - Les enclos localisés

Parfois au lieu de s'attaquer d'emblée à toute une machine, il est possible d'isoler une de ses composantes qui soit responsable de la majorité du bruit produit par la machine. Cependant, il est habituellement difficile de faire ce diagnostic sans l'aide de mesures de vibrations ou par l'intensimétrie.

Si toutefois l'on réussit à isoler une composante plus bruyante et que l'on construit un petit enclos autour, il faut s'assurer de pouvoir bien isoler l'enclos des vibrations produites par la machine. Sinon une grosse structure (comme la machine) en vibration peut facilement convertir en résonnateur acoustique des petits enclos surtout s'ils sont légers proportionnellement à la machine. Ainsi un petit enclos attaché directement à la machine peut radier des plus hauts niveaux de bruit que la machine sans enclos.

Dans la mesure du possible, éviter d'attacher un enclos directement au bâti d'une machine. Sinon, il faut essayer d'isoler contre les vibrations les attaches entre le bâti de la machine et l'enclos. Un exemple en est donné dans la figure 22, en plus de recouvrir les parois de l'encoferrement de matériaux amortissant les vibrations.

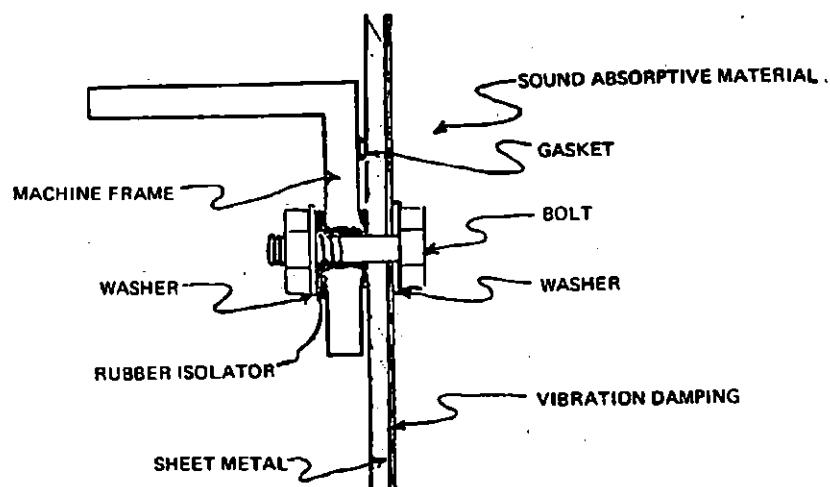


Figure 2-2. Technique for vibration isolation of enclosure panel from machine frame

B - Les enclos partiels

Un enclos qui a un côté ouvert ou une large ouverture (plus de 30 % de la surface totale par exemple) peut être considéré comme un enclos partiel.

Règle générale, un enclos partiel ne réduit pas beaucoup le bruit (sauf par absorption), il ne fait que le rediriger ou le concentrer dans un secteur de l'usine.

Le seul qui en bénéficie c'est le travailleur localisé assez près de l'enclos pourvu qu'il soit situé à un angle approprié par rapport à l'enclos (par ex.: hors du champ visuel lorsqu'on regarde à l'extérieur à travers l'ouverture de l'enclos).

Règle générale, on ne dépasse guère 10 dB d'atténuation avec les enclos partiels.

C - Les enclos complets

1 - Enclos beaucoup plus grands que la source sonore

Un champ diffus existera dans cette situation et ⁽⁴⁾:

$$RB = PT - 10 \log \frac{1}{\bar{\alpha}} \quad (22)$$

où:

RB = Réduction du bruit (dB).

$\bar{\alpha}$ = Coefficient d'absorption moyen à l'intérieur (pondéré en fonction de la surface occupée pour chacun des α individuels).

2 - Les enclos d'à peu près les mêmes dimensions que la source

Contrairement aux enclos pour travailleurs, les enclos pour machines ont intérêt à être les plus grands possibles. Si nous avons un petit enclos par rapport à une grosse source de bruit, cela se comporte comme un système vibratoire couplé dynamiquement. Des ondes de flexions seront créées et si les parois de l'enclos ne sont pas amorties contre les vibrations, il se peut que l'enclos radie plus de bruit que la machine sans enclos pour les fréquences correspondant aux fréquences de résonnance des parois.

On peut diminuer ce problème:

- en amortissant la vibration des panneaux;
- en essayant de modifier les fréquences de résonnances des panneaux pour les déplacer dans des régions qui ne demandent pas une forte PT.

Les ondes de flexion ne produiront une onde sonore significative qu'à partir des fréquences situées à environ $1/2$ fc. Comme ces ondes sonores sont à leur puissance maximale surtout dans les coins et le long du rebord des parois, c'est à ces endroits que les matériaux amortissant les vibrations seront les plus efficaces. De plus ces matériaux n'agiront que sur des fréquences de résonnance produite par les ondes de flexion. S'il n'y a pas de résonnances, les matériaux absorbant les vibrations n'auront pas d'influence sur la PT.

L'amortissement des vibrations consiste à transformer l'énergie vibratoire en chaleur. S'il y a diminution des vibrations cela produira également une diminution sonore. On trouvera à l'annexe VI une description des différents types de matériaux d'amortissement des vibrations ainsi que des conditions où les utiliser.

En plus des ondes de flexions, il peut se créer des ondes stationnaires entre les parois et la source de bruit. Dans les cas où la source a un mur vertical parallèle à une paroi de l'enclos, on peut prédire à quelles fréquences nous risquons d'avoir ces ondes stationnaires:

$$f_n = \left(\frac{6700}{L} \right) n \quad (23)$$

où:

L = distance (en pouces) entre le mur de la machine et la paroi.

n = nombre entier 1, 2, 3...

Ainsi pour une distance L de 24", nous aurons notre première onde stationnaire à 282 Hz, la seconde à 565 Hz, etc. Heureusement, il existe une façon très simple, de régler le problème des ondes stationnaires, c'est de recouvrir les parois de l'enclos de matériau absorbant.

3 - Isolation des vibrations

Lorsque les enclos sont situés sur des planchers qui peuvent propager du bruit venu d'ailleurs, il faut isoler l'enclos contre les vibrations transmises par le plancher. Pour cela il suffit de monter l'enclos sur des isolateurs de vibrations (caoutchouc et ressorts) judicieusement choisis.

4 - Considérations non acoustiques

Davantage encore que pour les cabines pour travailleurs, il faut prendre garde à un certain nombre de choses lorsqu'on construit un enclos:

- a - on doit rendre le contenu de l'enclos assez visible pour ne pas nuire aux opérations;
- b - l'enclos doit être bien ventilé pour éviter le surchauffement de l'équipement (cf section 6 de ce chapitre);
- c - des portes d'accès pour l'entretien et les réparations doivent être prévues, faciles d'accès et d'utilisation, tout en étant quand même efficaces contre le bruit;
- d - si les opérateurs se fiaient auparavant à des signaux sonores pour contrôler la machine, il faut prévoir d'autres alternatives pour leur permettre de surveiller la machine (par ex.: des signaux lumineux);
- e - on doit prévoir l'entrée et la sortie facile de tout ce qui est nécessaire au bon fonctionnement de la machine (ex.: vapeur, air comprimé, électricité, huile, solvants, etc.);
- f - les entrées et sorties pour le matériel traité doivent être conçues pour procurer une atténuation correspondante à celle de l'enclos;
- g - de l'éclairage supplémentaire doit être prévu dans l'enclos (si les fenêtres n'en procurent pas assez);

- h - l'enclos doit pouvoir résister aux chocs mineurs de véhicules (ex.: chariots élévateurs) ainsi qu'aux mauvais traitements de la part des travailleurs;
- i - l'intérieur de l'enclos doit pouvoir résister aux divers contaminants qui peuvent s'échapper de la machine (poussière, brouillard d'huile ou d'acides, eau, humidité, chaleur, etc.);
- j - des normes quant au temps de propagation des flammes et d'endurance au feu doivent être spécifiées pour tous les matériaux utilisés. Des détecteurs de fumée ou chaleur devraient être envisagés si on prévoit des problèmes;
- k - des systèmes de sécurité doivent être prévus (par exemple: arrêt de la machine ou convoyeur lorsque quelqu'un ouvre la porte) s'il est considéré dangereux pour un travailleur de circuler à l'intérieur de l'enclos lorsque la machine est en fonction.

5 - Les entrées et sorties de matériel

Il est très rare que l'on pourra concevoir un enclos complètement fermé. La plupart du temps, il y aura traitement de matériel ou transfert d'énergie par la machine qu'on veut encoffrer. Au minimum on aura besoin d'ouvertures pour la ventilation.

Plusieurs solutions s'offrent à nous pour diminuer les pertes d'énergie acoustiques aux entrées et sorties:

a - les tunnels droits

L'équation de Sabine peut être utilisée pour estimer l'efficacité d'un tunnel:

$$AH. = 12.6 \alpha^{1.4} \times \frac{P}{A} \quad (24)$$

où:

AH. = atténuation, en décibels/pied linéaire de tunnel

P = périmètre du tunnel (pouces) à la demie épaisseur de l'absorbant

A = aire de section (pouces carrés) à l'intérieur de l'absorbant

α = coefficient d'absorption (à une fréquence donnée).

On peut se servir du tableau suivant pour éviter de calculer $12.6 \alpha^{1.4}$, lorsqu'on connaît α .

TABLEAU V

SOUND ABSORPTION COEFFICIENT
VS. $12.6\alpha^{1.4}$

Sound Absorption Coefficient	$12.6\alpha^{1.4}$
0.50	4.78
0.55	5.46
0.60	6.16
0.65	6.89
0.70	7.65
0.75	8.43
0.80	9.16
0.85	10.02
0.90	10.87

Cependant cette équation ne vaut que pour les fréquences de 250 à 2 000 Hz et devient de plus en plus imprécise à mesure que le ratio λ/L (où L = longueur du conduit) augmente. De plus, elle est surtout valable lorsque le λ/L est compris entre 0,2 et 0,4 et lorsque le ratio largeur/hauteur est compris entre 1 et 2.

Compte tenu de toutes ces limites, il vaut mieux se garder une certaine marge de manœuvre lorsqu'on conçoit un tunnel à partir de cette équation. On trouvera ci-dessous un exemple d'atténuation offerte par un tunnel selon qu'il est tapissé de 1" ou 2" de fibre de verre rigide.

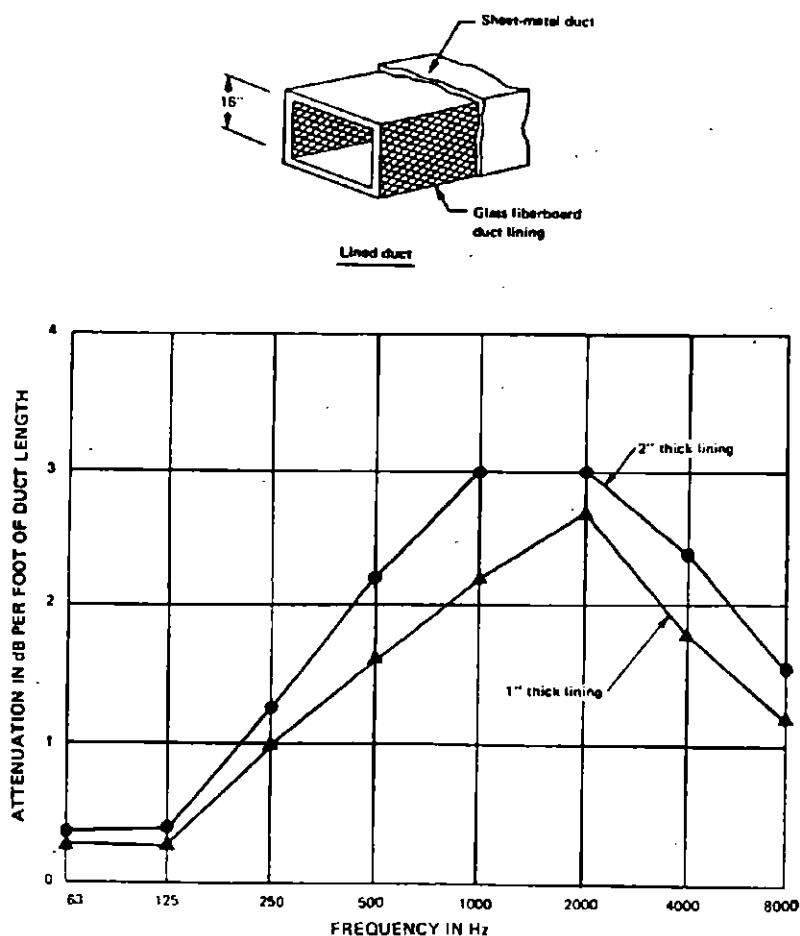


Figure 23. Acoustical duct attenuation¹¹

b - les tunnels avec coudes à 90° ou 180°

La figure 24 présente les courbes d'atténuation pour un tunnel courbé à 90°, ayant un coefficient d'absorption d'au moins 0,8 pour les fréquences où d/λ (diamètre ou largeur du tunnel \div longueur d'onde) est plus grand que 1.5 (ex.: si le diamètre est de 1.5 pied, σ devra égaler 0,8 à partir de 753 Hz).

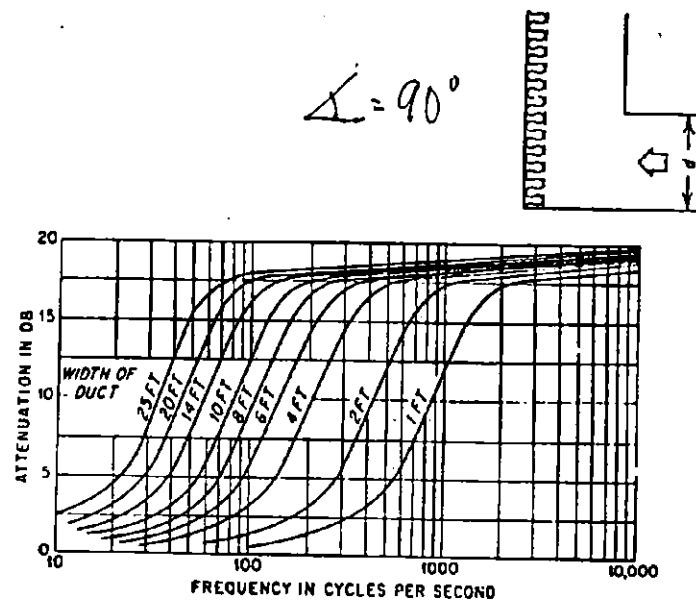


Figure 24. Attenuation as a function of frequency
for a lined bend in ducts of various widths¹²

Une variante des tunnels avec coude sont les labyrinthes acoustiques (figure 25) à utiliser lorsque de larges ouvertures doivent être maintenues et que le tunnel n'est pas envisageable. Ces labyrinthes peuvent être installés dans le cas par exemple de l'entrée d'air d'un ventilateur ou un compresseur.

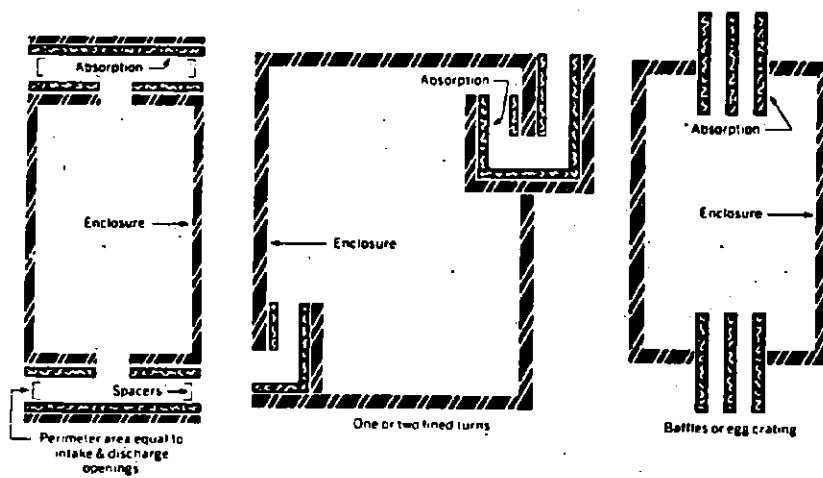


Figure 26 Labyrinth sound traps for large openings in enclosures (courtesy The Soundcoat Company)

c - les rideaux

Lorsque les tunnels et labyrinthes ne sont pas applicables, on peut installer dans les ouvertures des rideaux de vinyle plombé, de caoutchouc ou de plastique transparent, le tout fendu en lanières tel qu'illustré à la figure 26.

Il est préférable d'installer un double rideau en prenant soin de ne pas aligner les fentes de rideau les unes avec les autres.

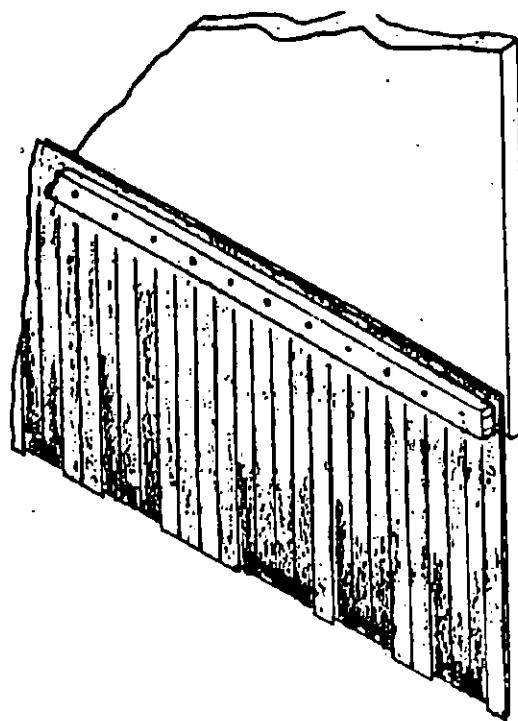


Figure 26 Acoustical curtain

6 - La ventilation des encoffrements complets (pour machine et pour travailleur)

La première étape dans le calcul du débit de ventilation nécessaire pour éviter un accroissement indû de température à l'intérieur c'est d'estimer l'augmentation de chaleur produite par les machines, la seconde étape consiste à déterminer nos besoins en air d'appoint:

a - calcul de la chaleur produite

- moteurs électriques

On peut se servir de l'équation suivante: ⁽⁴⁾

$$Q = n \ (H.P.) \ (U) \ (B) \quad (25)$$

où:

Q = gain de chaleur (BTU/hre)

n = nombre de moteurs

H.P. = horse power du moteur

U = % d'utilisation (si non en continu)

B = constante de gain de chaleur, déterminée au tableau VI.

TABLEAU VI

Heat Gain from Electric Motors⁽⁴⁾

Nameplate Rating, HP	Approximate Efficiency	Heat Gain, BTUH per HP for Continuous Running†
Up to $\frac{1}{4}$ *	60	4200
$\frac{1}{2}$ to 1	70	3600
1 $\frac{1}{2}$ to 5	80	3200
7 $\frac{1}{2}$ to 20	85	3000
Over 20	88	2900

* Including $\frac{1}{4}$ hp

† Two things are assumed when the last column is used:
(1) the motor and its load are in either the room or the air stream;
(2) the load is equal (or almost equal) to the nameplate rating.
In general, these assumptions are true—especially for motors of 20 hp or less.

Exemple:

Nous avons deux moteurs de 10 HP fonctionnant 4 heures sur un quart de 8 heures.

$$Q = 2 (10) (.5) (3 000)$$

$$= 30 000 \text{ BTU/hre};$$

- pompes ou machines similaires

$$Q = U_0 A \Delta T \quad (26)$$

où:

U_0 = coefficient de transfert de chaleur entre le bâti et l'extérieur

A = surface de la pompe (pi^2)

ΔT = différence de température entre la substance pompée et la température de l'air ambiant ($^{\circ}\text{F}$)

$U_0 = 0,5$ dans la majorité des cas;

- tuyauterie

$$Q = N (\beta) \quad (27)$$

où:

N = nombre de pieds linéaires de tuyau

β = constante de déperdition de chaleur (BTU/pi) obtenue dans le tableau VII;

TABLEAU VII

Heat loss from pipes⁽⁴⁾
(Btuh per lineal foot)

HOT WATER, 180 F*				STEAM, PSIG*		
Pipe Size, In.	Bare	Corrugated & Laminated Asbestos, 4 Ply, 1 in. (K=0.60)	Glass Fiber, 1 in. (K=0.27)	Bare	Corrugated & Laminated Asbestos, 4 Ply, 1 in. (K= 0.60)	Glass Fiber, 1 in. (K=0.27)
$\frac{1}{2}$	56	20	9	93	33	15
$\frac{3}{4}$	68	25	12	113	38	18
1	84	29	13	139	43	20
$1\frac{1}{4}$	104	33	15	172	51	23
$1\frac{1}{2}$	117	37	17	195	55	25
2	144	42	19	239	66	30
$2\frac{1}{4}$	172	49	22	285	75	34
3	206	57	26	342	80	39
4	260	69	32	431	108	49

* Room Air Temperature, 78 F

- radiateurs et chauffelettes électriques

$$Q = N \text{ (watts)} \cdot 3.4 \quad (28)$$

où:

N = nombre d'unités

watts = watt sur la plaque;

- ampoules incandescentes

$$Q = N \text{ (watts)} \times 3.4 \times U \quad (29)$$

où:

N watts = total des watts de toutes les ampoules

U = % d'utilisation;

- fluorescent

$$Q = \text{watts (3.4) (1.2) (U)} \quad (30)$$

où:

1.2 = facteur d'inclusion du gain de chaleur dans les ballasts;

- corps humain

$$Q = N_i U_i (S_i + L_i) \quad (31)$$

où:

N = nombre de personnes

S_i = gain de chaleur sensible pour une activité
(cf. tableau VIII)

L_i = gain de chaleur latente pour une activité
(cf. tableau VIII)

U = % d'utilisation de l'enclos.

TABLEAU VIII

Heat gain from occupants of conditioned spaces¹

Degree of activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male BTU/HR	Total Heat Adjusted ² BTU/HR	Sensible Heat BTU/HR	Latent Heat BTU/HR
Seated at rest	Theater-matinee	390	330	200	130
Seated, very light work	Theater-evening	390	350	215	135
Moderately active office work	Offices, Hotels, Apartments	450	400	215	185
Standing, light work; or Walking slowly	Offices, Hotels, Apartments	475	450	220	230
Walking; Seated	Retail and Department stores	550	450	220	230
Standing; Walking slowly	Drug store	550	400	220	280
Sedentary work	Bank				
Light bench work	Restaurant ³	490	550	240	310
Moderate dancing	Factory	800	750	240	510
Walking 3 mph;	Dance Hall	900	850	270	580
Moderately heavy work	Factory	1000	1000	330	670
Bowling ⁴	Bowling Alley	1500	1450	510	940
Heavy work	Factory	1500	1450	510	940

Reprinted by permission from 1965 ASHRAE GUIDE and Data Book.

NOTES:

¹ Tabulated values are based on 78 F for dry-bulb temperature.

² Adjusted total heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85 per cent of that for an adult male, and that the gain from a child is 75 per cent of that for an adult male.

³ Adjusted total heat value for sedentary work, restaurant, includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent).

⁴ For bowling figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing (550 Btu/h).

Exemple:

Si un travailleur passe 5 heures sur un quart de 8 heures dans son enclos. Sur les 5 heures, il est assis pendant 4 heures et debout une heure à faire du travail léger.

$$Q = (1) (0,625) \left[(400) (0.8) + (450) (0.2) \right]$$

= 256,25 BTU/hre.

b - calcul du débit d'air nécessaire

$$CFM = \frac{Q}{1.08 (\Delta T)} \quad (32)$$

où:

CFM = débit d'air de dilution nécessaire (pieds cubes/min.)

Q = gain de chaleur total (machines, tuyaux, moteurs, etc.)

ΔT = augmentation de température (re: T° ambiante) qu'on vise à ne pas dépasser ($^{\circ}$ F).

Exemple:

Si dans un encoffrement on veut éviter une augmentation de température de plus de 10° F et qu'on a calculé un gain de chaleur total de 30 000 BTU/hre:

$$CFM = \frac{30\ 000}{1.08 (10)} = 2\ 780 \text{ pieds cubes/min. (pcm)}$$

A ceci, il ne faut pas oublier d'ajouter le moteur du ventilateur (si celui-ci est à l'intérieur de l'enclos). On peut prévoir environ 10 % de plus pour ceci. Ce qui nous donnerait environ 3 050 pcm au total.

Il ne faut pas oublier non plus d'insonoriser notre entrée et sortie d'air. A cette fin, on peut utiliser les tunnels, tel que mentionné dans la section 5 précédente (p. 78 + sq.). Les tunnels avec coudes à 90° peuvent être utilisés ici, à la-

condition que leur résistance ne diminue pas trop les performances du ventilateur. Les figures 27 et 28 illustrent un exemple possible. Il faut essayer de choisir une dimension de canalisation qui nous permettra de ne pas dépasser une vitesse de 500 pieds/min. dans le tuyau, afin de ne pas trop augmenter la résistance dans le conduit.

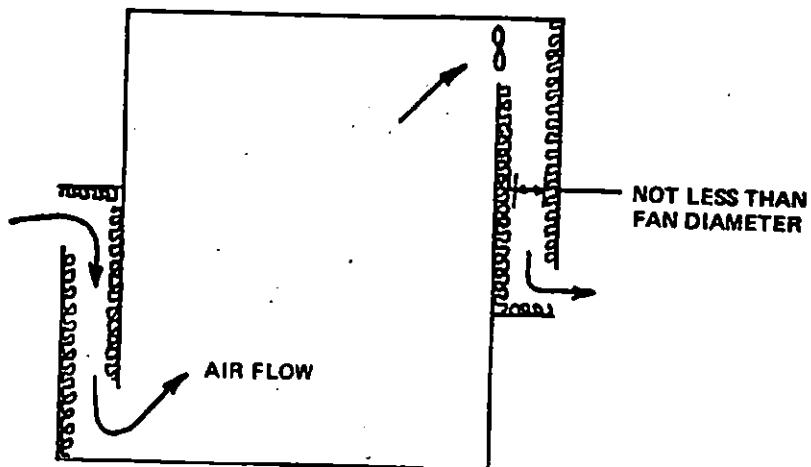


Figure 27
Duct system for ventilation of acoustical enclosure

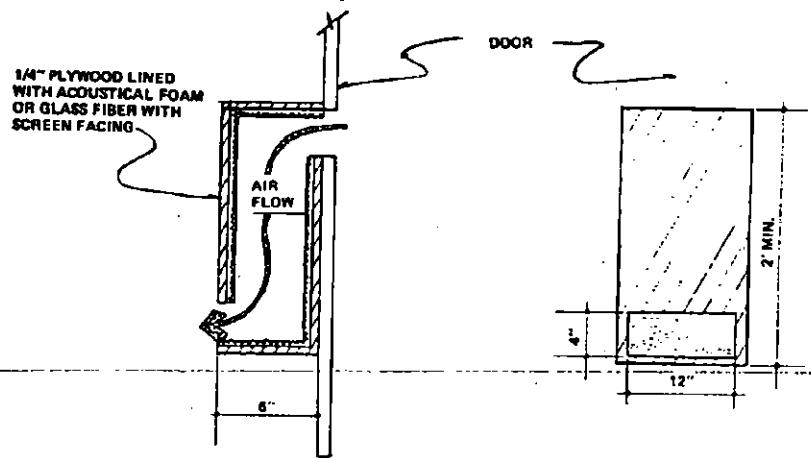


Figure 28
Sound trap for supply air port in enclosure

Pour les cas où de très grands débits d'air (la température ambiante) seraient nécessaires, il faut envisager l'utilisation d'air climatisé.

Il peut arriver dans certains cas qu'il soit plus économique ou plus simple d'acheter une cabine toute faite à l'avance ou alors de confier l'exécution des travaux à une firme de consultants.

On trouvera à l'annexe IV un exemple des conditions à exiger lorsqu'on va en appel d'offres pour la construction d'un enclos.

IX - LES ECRANS ACOUSTIQUES

Les écrans acoustiques trouvent leurs meilleures applications à l'extérieur, c'est-à-dire dans un champ non réverbérant (champ libre).

A l'extérieur, on peut estimer leur atténuation, à l'aide du nombre de Fresnel: (4)

$$N = \frac{2}{\lambda} (x + y - 2) \quad (33)$$

où:

N = nombre de Fresnel

x et y = distance entre la source, la barrière et le receveur

z = distance entre la source et le receveur

λ = longueur d'onde du son (en pieds)

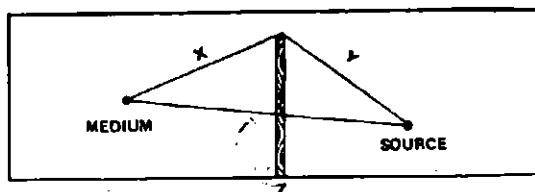


Figure 29. Acoustic barrier parameters

A l'aide du graphique de la figure 30, on peut estimer l'atténuation offerte par une barrière.

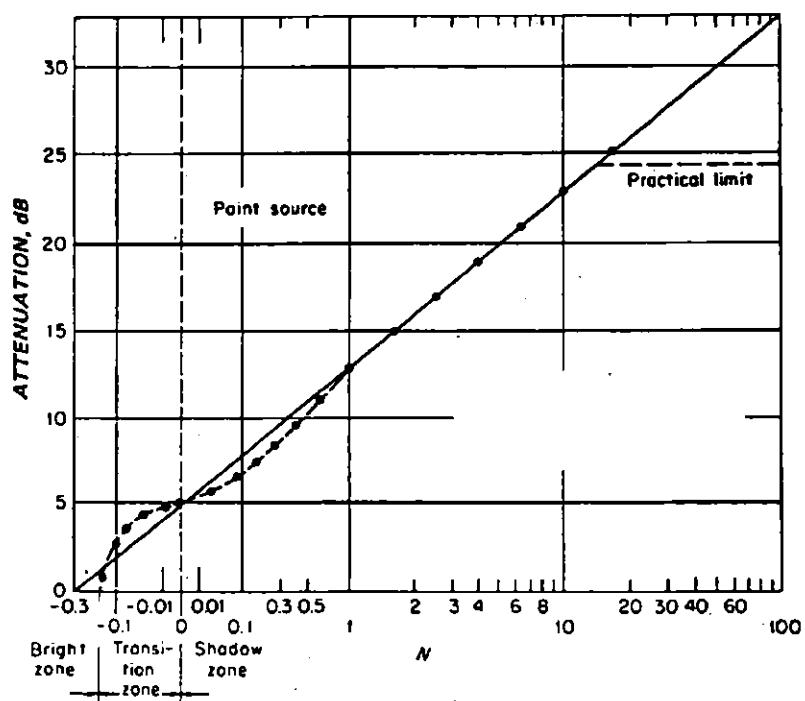


Figure 30
Barrier attenuation as a function of the Fresnel number⁷

Ainsi à 500 Hz ($\lambda = 2.25$ pieds), une barrière typique de 6.5 pieds de haut lorsque $x = 10$ pieds et $y = 5$ pieds, aura une atténuation d'environ 13 dB.

A l'intérieur, les écrans peuvent être utilisés dans le champ direct, c'est-à-dire là où il n'y a pas trop de son réfléchi. L'équation suivante⁽⁴⁾, permet de calculer approximativement la distance où commence le champ direct:

$$r = 0.14 \sqrt{\mathcal{J} S} \quad (34)$$

où:

r = distance de la source (en pieds)

\mathcal{J} = coefficient d'absorption moyen

S = surface totale de la pièce (pieds carrés).

Compte tenu d'une part de la complexité de calculer en théorie l'atténuation d'une barrière dans un champ lointain ou semi-réverbérant et d'autre part la facilité à construire une barrière temporaire en contre-plaqué, il vaut peut-être mieux y aller par essai et erreur sur le terrain et, une fois que l'on connaîtra les paramètres assurant la meilleure efficacité, construire l'écran de matériaux ayant une PT d'au moins 10 dB. En ce qui concerne la hauteur de l'écran, une bonne règle pratique est de s'assurer que l'angle entre l'oreille du travailleur et le son projeté par la source (au-dessus de l'écran) soit d'au moins 30°, tel qu'illustré dans la figure 31. Pour la construction comme telle, il vaut mieux mettre le matériau absorbant du côté de la source (afin de ne pas créer un champ réverbérant du côté de la machine). Pour améliorer la portée de l'"ombre" sonore de l'écran, il vaut mieux le placer assez près de la source.

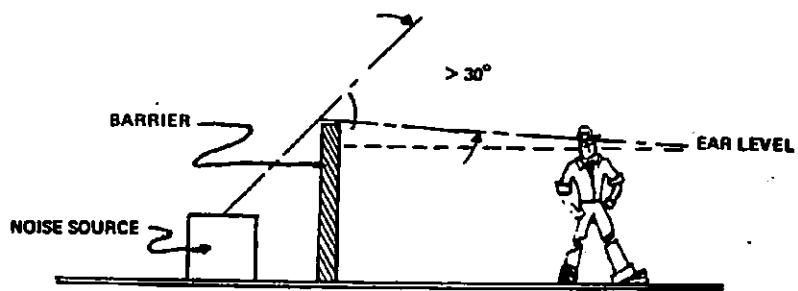


Figure 31
Acoustical barrier showing 30° angle
required for acoustical effectiveness.

Une autre façon d'augmenter l'efficacité des écrans, c'est d'installer des matériaux absorbants au plafond de façon à diminuer la transmission d'ondes réfléchies de part et d'autre de l'écran.

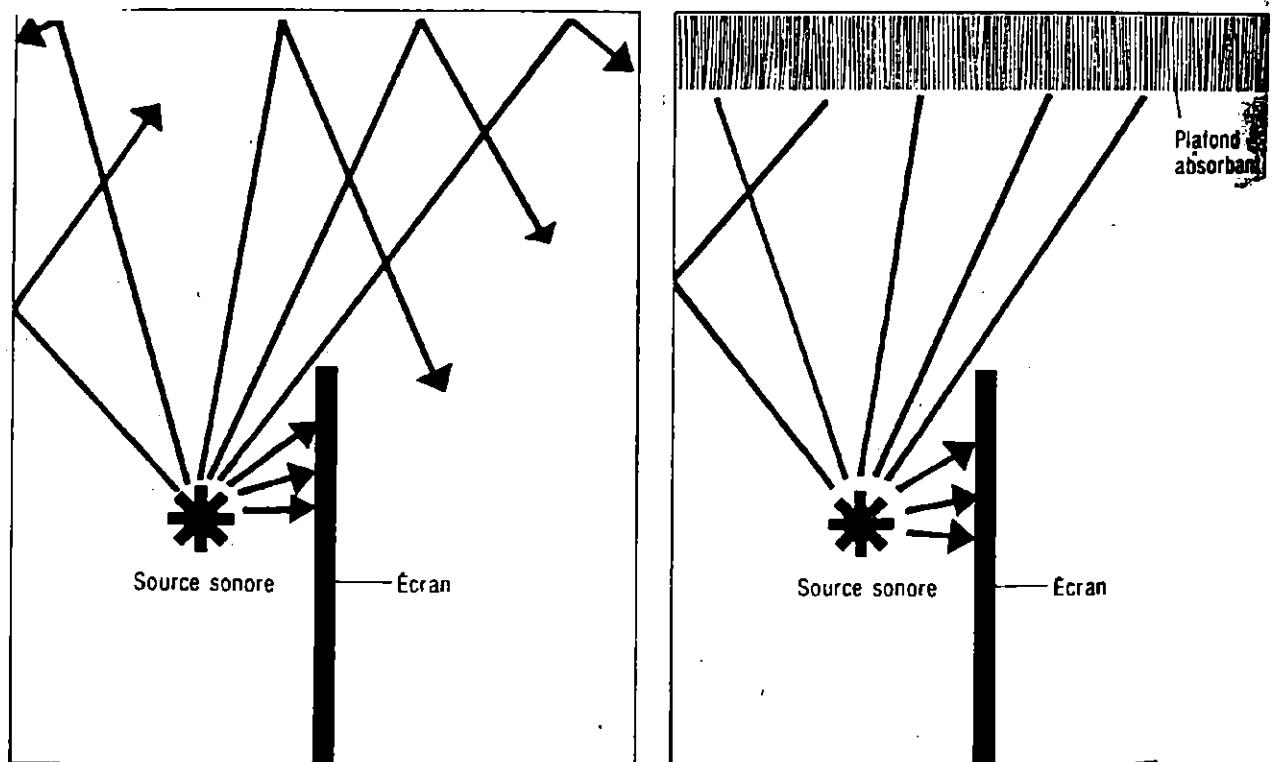


Figure 31 b: Installation de matériaux absorbants au plafond pour augmenter l'efficacité d'un écran.

Une des applications intéressantes des écrans, c'est avec les travailleurs d'entretien. Souvent ils ont à travailler de longues heures autour d'un équipement très bruyant pour le réparer ou le modifier. L'utilisation d'écrans mobiles (sur roulettes) peut produire des résultats intéressants lorsqu'il est possible de les utiliser. On a ci-dessous le modèle d'une barrière mobile assurant une diminution d'environ 10 dB A.

One approach to providing a zone of reduced noise level is the installation of a series of 12-ft-high, 4-inch-thick acoustic panels. The modules are steel with glass fiber fill mounted on caster wheel assemblies. The design of each modular panel section is such that the support assemblies will provide a low center of gravity to prevent tipping. The casters allow easy movement so one man can roll each panel in place. When not in use the portable panels are stored in a corner or other open space within the compressor building. Lift lugs are provided atop each panel for movement by overhead crane. Wheel brakes are attached to each wheel caster for fixed positioning. On the side of each panel along each edge is a flange in which the next modular panel will nest. This assists alignment where floors are uneven. Additional adjustment is available on each caster assembly for uneven floor sections.

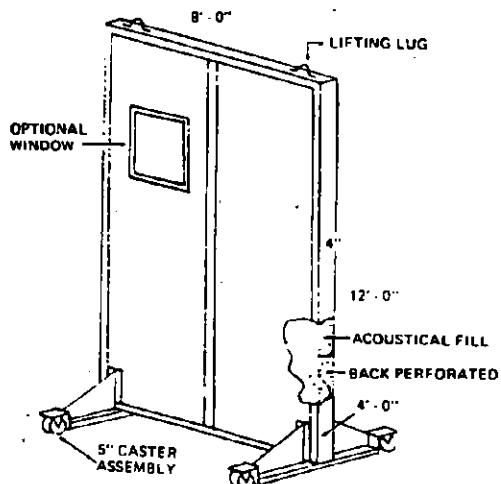


Figure 32. Dimensional sketch of roll-away acoustical barrier¹².

X - LES RECOUVREMENTS ACOUSTIQUES EN FEUILLES (ACOUSTIC SKIN) ET LES RIDEAUX ACOUSTIQUES

Ces produits permettent en fait de construire des enclos acoustiques qui peuvent épouser la forme de la source de bruit. Ces matériaux prennent la forme de feuilles malléables dont l'utilisation la plus fréquente consiste à enrouler les tuyaux tels qu'illustrés à la figure 33.

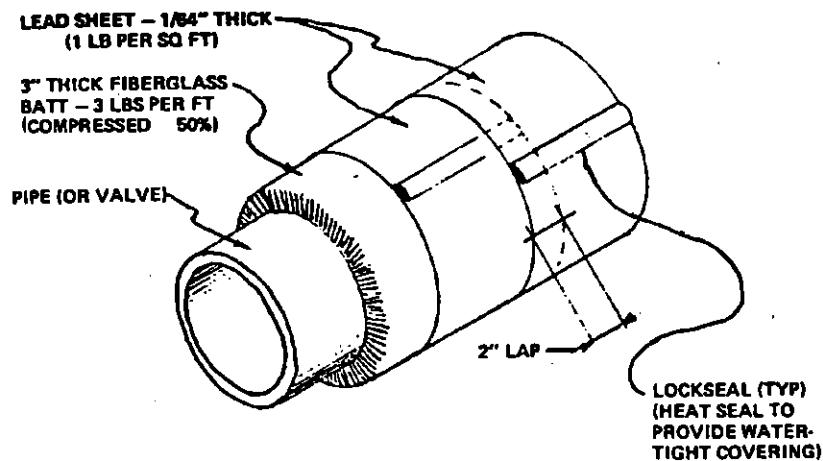


Figure 33. Typical pipe lagging

Ces matériaux ne donnent en général que peu d'atténuation en basses fréquences (250 Hz et moins). Cependant ils peuvent donner une très bonne atténuation en hautes fréquences. L'atténuation deviendra nulle à la fréquence suivante: (4)

$$F_0 = \frac{180}{\sqrt{wd}} \quad (35)$$

où:

F_0 = fréquence où l'atténuation est égale à 0 (Hz)

w = poids surfacique du revêtement (lbs/pi²)

d = épaisseur du revêtement (pouces).

Pour se faire une idée de l'atténuation offerte par différents matériaux, on peut se référer aux données du manufacturier dont voici quelques exemples: (7)

TABLEAU IX

Tableau IX Insertion loss of various pipe coverings

Material	Octave-band center frequencies, Hz				
	250	500	1000	2000	4000
Glass-fiber pipe insulation over 12-in-diameter steel pipe, covered with 0.25 lb/ft ² aluminum jacket:					
1-in-thick insulation	1	6	14	19	26
2-in-thick insulation	1	6	15	21	28
3-in-thick insulation	2	8	18	23	30
Same as above, except for 1.40 lb/ft ² jacket:					
1-in-thick insulation	2	9	18	22	20
2-in-thick insulation	4	11	18	23	29
3-in-thick insulation	4	13	18	24	30

TABLEAU X

Noise reduction for five pipe coverings,
dB re .0002 microbar

1/3 Octave Band Center Frequency in Hertz (Hz)	MATERIALS				
	A	B	C	D	E
200	1.8 dB	2.5 dB	2.0 dB	2.0 dB	0.0 dB
250	2.5	3.0	2.5	4.0	2.0
315	0.5	1.5	1.0	5.0	6.0
400	(-1)	1.0	1.0	5.0	6.0
500	1.5	5.0	4.5	8.0	4.5
630	0	3.0	3.5	13.0	7.0
800	1.5	4.0	4.9	16.5	9.5
1,000	4.8	12.0	13.5	16.5	11.5
1,250	6.5	17.0	17.5	22.0	16.0
1,600	9.5	18.0	19.0	22.0	16.5
2,000	13.8	24.0	26.0	24.0	17.0
2,500	14.5	23.5	28.0	24.0	18.0
3,150	30.5	26.0	28.0	29.0	20.5
4,000	22.0	28.0	31.0	31.0	27.0
5,000	26.5	33.0	35.0	30.0	30.0
6,300	30.0	35.0	37.5	28.0	29.0
8,000	31.0	36.0	38.5	29.0	29.0
10,000	33.0	35.0	39.0	-	-

A - 1-inch thick molded fiber glass (4 lbs/cu ft) with standard flame retardant aluminum foil covering. (Reference 5)
B - 1-inch thick molded fiber glass (4 lbs/cu ft) covered with a single layer of lead impregnated vinyl (0.87 lbs/sq ft). (Reference 5)
C - Same as B with 2-inch fiber glass. (Reference 5)
D - 1-inch thick polyurethane foam (2 lbs/cu ft) with lead loaded vinyl jacket (1.0 lb/sq ft). (Reference 6)
E - 2-inch thick polyurethane foam (2 lbs/cu ft) with 22 mil plastic jacket (.2 lb/sq ft). (Reference 6)

Les remarques suivantes ont été tirées des résultats expérimentaux apparaissant au tableau X: (4)

- les feuilles de vinyle imprégnées de plomb semblent donner les meilleurs résultats et le rôle de l'absorbant semble être d'assurer un espace d'air suffisant entre les deux feuilles, permettant de créer une mini barrière acoustique à paroi double;
- les recouvrements à base d'amiante ne sont pas très efficaces;
- l'installation du recouvrement est à surveiller de près, notamment le scellement des joints entre les feuilles;
- ces recouvrements n'amortissent pas les vibrations sauf dans le cas où le tuyau est laminé d'un recouvrement viscoélastique "contraint" par un revêtement extérieur métallique (de façon à résister aux extensions compressions du matériau viscoélastique).

Les rideaux acoustiques se comportent plus comme des barrières acoustiques. En fait à cause de leur non-rigidité, ils suivent complètement la loi de la masse et n'ont pas les inconvénients de fréquences de résonnance et de coïncidence qu'on retrouve avec les parois rigides. De plus, ils sont rapides et simples à installer. Ils sont une solution très intéressante dans les cas où il n'est pas nécessaire de réduire le bruit de plus de 20 dB A. Certains sont même transparents, de sorte qu'un opérateur peut voir sa machine même une fois encoffrée.

On peut également les combiner à des matériaux absorbants pour augmenter leur performance. Finalement, il est relativement facile d'en faire des "sandwichs" à plusieurs couches pour former ce qu'on appelle des composites. Ces sandwichs combinent des propriétés absorbantes, non rigides (pas de problèmes de fréquences de coïncidence), d'isolation du bruit et même jusqu'à un certain point un amortissement des vibrations si elles sont collées à la surface métallique.

Certains de ces produits peuvent être appliqués liquide sous pression ou au pinceau, d'autres sont sous forme de mastic (et font d'excellents scellants) pour les fentes et les joints.

Les figures 34 à 38 montrent quelques exemples d'utilisation des rideaux acoustiques.

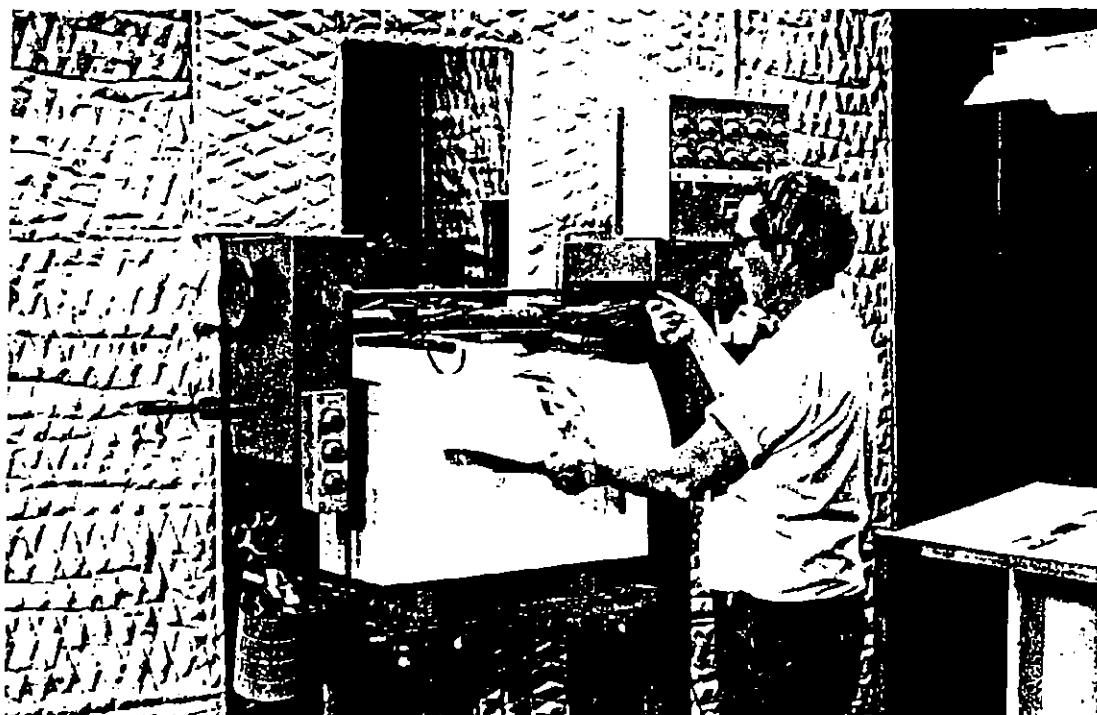


Figure 34

Sound barrier with sheet lead septum for printing press. (Courtesy of ASARCO, New York, NY and Noise Control Associates, Montclair, NJ)

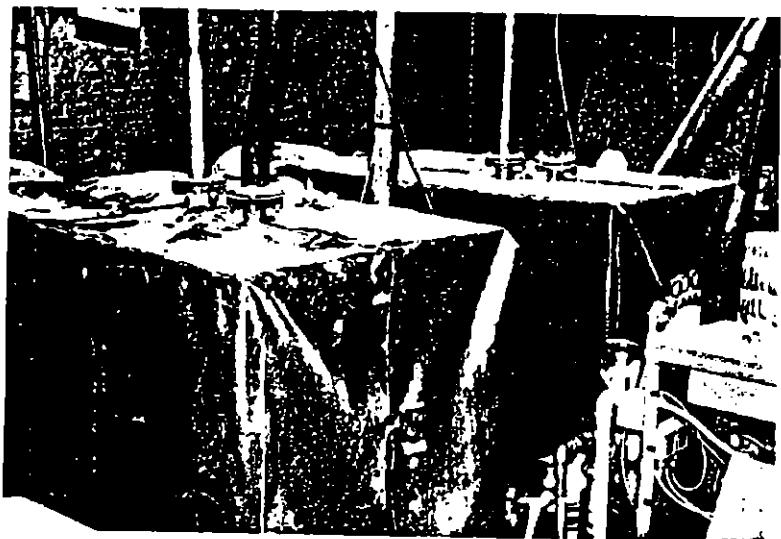


Figure 35
Fiberglas reinforced leaded vinyl enclosure on angle iron frame for refiner in paper mill. *(Courtesy of Brenton Industries, Inc., Amsterdam, NY)*

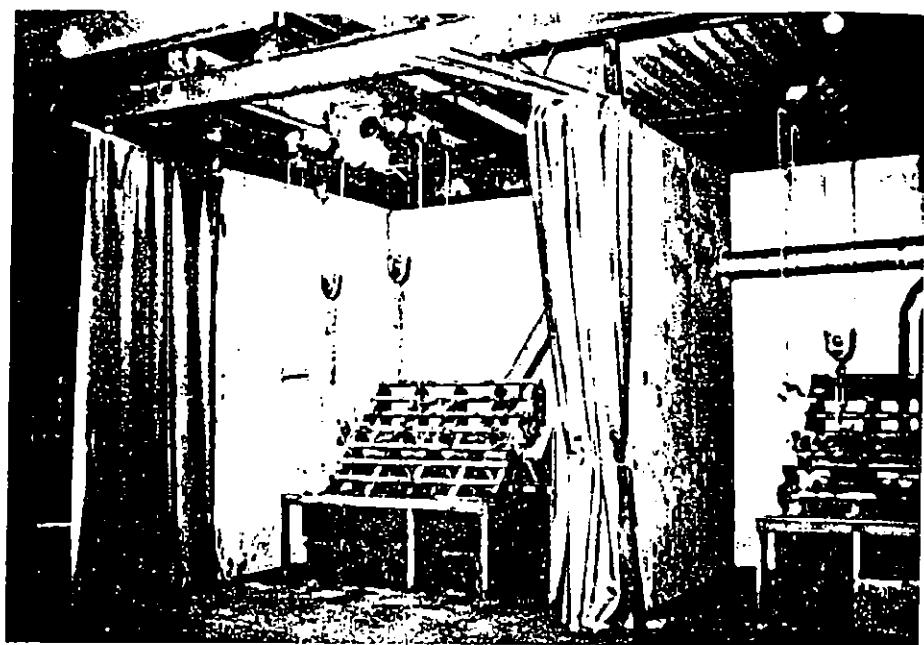


Figure 36
Acoustical panels to reduce sound levels in "shake-out" area. The enclosure features limp, lead-vinyl, $\frac{1}{4}$ lb curtains. Each 12'10" by 10'. Curtain panel is suspended from overhead "swing-away" track which allows easy entry of forklift trucks into shake-out areas. Acoustical panels are used on three sides to complete the enclosure. With both units operating, the acoustical panels reduced the sound level from 116 to 106 decibels; with curtains closed, the level was further reduced to 98 decibels. *(Courtesy of Singer Partitions, Inc., Chicago, IL)*



Figure 37

Tubular framing and leaded vinyl-absorbent foam curtain for pump, which achieved an 18 dBA reduction. Two men installed the enclosure in 45 minutes. (Courtesy of Singer Partitions, Inc., Chicago, IL)

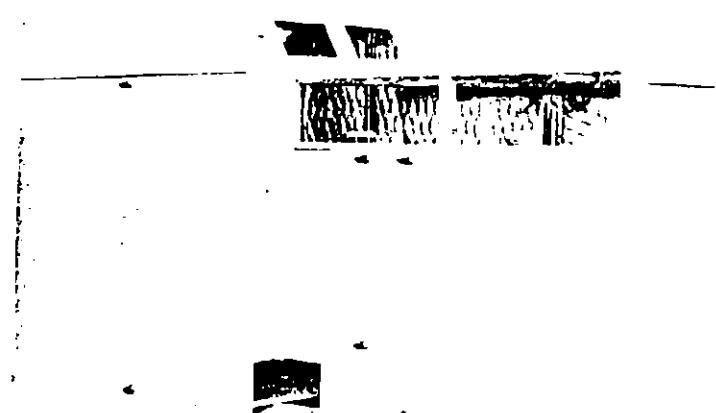


Figure 38

Rigid steel Header enclosure for National 3/16 High Speed Header. Steel tube frame, 16 gauge sheet metal panels with Quil/Teez material. Maximum noise level when completely closed 85 dBA at tooling position. (Courtesy of Erelun Engineering Co., Rockford, IL)

XI - FOURNISSEURS DE MATERIAUX ACoustiques

On distingue deux groupes principaux de fournisseurs, ceux qui fournissent les matériaux bruts (mousses, laine minérale, feuilles de métal, etc.) et ceux qui fournissent des systèmes complets (cabines, aménagement de bureaux, écrans, etc.). On a essayé de présenter deux listes séparées ⁽⁴⁾ correspondant à chaque type de fournisseurs. Cependant certaines catégories se recoupent et certains fournisseurs vendent les deux types de produits.

Le problème majeur que nous avons c'est que la plupart des manufacturiers sont américains et qu'ici au Québec, les fournisseurs de matériaux acoustiques sont très peu nombreux. Les fournisseurs suivants sont rejoignables au Canada.

TABLEAU XI
FOURNISSEURS AU CANADA

	Matériaux absorbants	Matériaux isolants (coupe-son)	Matériaux amortissants (damping)	Silencieux	Cabines + écrans	Rideaux insonorisants transparents
Acoustex of Canada 4910, de Maisonneuve ouest Suite 110 Montréal, (Québec) H3Z 1N1 (514) 489-6824 Toronto: (416) 751-2380	X	X	X	X	X	
H.L. Blachford Ltée 977, Lucien L'Allier Montréal, (Québec) H3G 2C3 (514) 866-9775 Mississauga: (416) 823-3200	X	X	X			
Fico Ltée C.P. 245 Ville Mont-Royal, (Québec) a/s Harry A. Henschel (514) 737-6482		X	X			

	Matériaux absorbants	Matériaux isolants (coupe-son)	Matériaux amortissants (damping)	Silencieux	Cabines + écrans	Rideaux insonorisants transparents
Mécart Inc. 2366, rue Galvani Ste-Foy, (Québec) (418) 683-4417					X	
Spiro Air Tech. Montréal, (Québec) (514) 324-5050	X	X				
Vibro acoustique 2215, Midlang avenue Scarborough, (Ontario) (filiale de Peabody)	X	X	X	X	X	X
R. Guillemette Québec: (418) 832-4682						
Vibron 1720, Meyerside drive Mississauga, (Ontario) L5T 1A3 (416) 677-4922					X	

TABLEAU XII

FOURNISSEURS DE MATERIAUX
(CODIFIES NFPA)
DE REDUCTION DU BRUIT

MANUFACTURER	Contre-plaque	Fibre de verre	Plafonds acoustiques	Amortisseurs vibration	Absorbants liquides	Portes	Silencieux	Gyproc/panneaux partic	Plastiques	Plomb	Mousses	Blocs béton/céramiques	Vinyle imprégné (plomb)	Métal (plaques)	Systèmes Parois acoustiques	Panneaux acoustiq
Aeroacoustic Corporation 15 Strong Avenue Cohague, NY 11726 (516) 226-4433	•					•										
A-O-Plastik Corporation 1a Place Carlstadt, NJ 07072 (1) 935-0500	•									•						
Appro Acoustics Division Structural Systems Corporation P. Box 30460 New Orleans, LA 70190 (504) 522-8656		•												•		•
American Smelting & Refining Co. 100 St. Charles Street Newark, NJ 07101 (1) 589-0500											•					
Arrow Sintered Products Company 100 Industrial Drive West Park, IL 60130 (312) 921-7054							•									
Brunswick Corporation 1 Brunswick Plaza Skokie, IL 60076 (2) 982-6000														•		
Curtain-Teed Products Corporation OSG Group Way Forge, PA 19481 (5) 687-5500	•															
Conwed Corporation 20 Highcrest Road St. Paul, MN 55113 (612) 645-6699			•													
Doug Biron Associates, Inc. P.O. Box 413 Buford, GA 30518 (404) 945-2929			•	•						•	•				•	
Ferro Corporation 37 Smith Street Newark CT 06852 (203) 853-2123												•	•			

MANUFACTURER	Contré-plaque	Fibre de verre	Plafonds acoustiques	Amortisseurs vibration	Absorbants liquides	Portes	Silencieux	Gyproc/panneaux partic	Plastiques	Plomb	Mousses	Blocs béton/céramiques	Vinyle imprégné (plomb)	Métal (plaques)	Systèmes parois	Panneaux acoustiqu
Globe Industries, Inc. 261 E. 126th Street Chicago, IL 60633 (312) 646-1300													•			
Grumman Association 20 North Wells Street Chicago, IL 60606 (312) 491-1744	•						•									
Harrington & King Perforating Co. 5655 Fillmore Street Chicago, IL 60644 (312) 626-1800													•			
Holcomb & Hoke Manufacturing Co., Inc. P.O. Box A-33900 Indianapolis, IN 46203 (317) 784-2444				•												
Koppers Company, Inc. Pittsburgh, PA 15219 (412) 319-3300	•															
Miller Building Interior Products Co. Lakeview Center 111 E. 38th Street Cleveland, OH 44114 (216) 431-6040		•	•												•	
National Cellulose Corporation 125 Robin Boulevard Houston, TX 77045 (713) 433-6761				•												
Nicols Dynamics, Inc. 740 Main Street Watertown, MA 02154 (617) 891-7707		•											•			
Pittsburgh Corning Corporation Acoustic Systems 800 Presque Isle Drive Pittsburgh, PA 15239 (412) 261-2900			•													
The Proudfoot Company, Inc. P.O. Box 9 Greenwich, CT 06830 (203) 869-9031											•				•	

MANUFACTURER

MANUFACTURER	Cartes-Plaques	Fibre de verre	Plafonds acoustiques	Amortisseurs vibration	Absorbants liquides	Portes	Silencieux	Gyproc/panneaux partic	Plastiques	Plomb	Mousse	Blocs béton/céramiques	Vinyle imprégné (plomb)	Métal (plaques)	Systèmes parois acoustiques	Panneaux acoustiques
Scott Paper Company Foam Division 1500 E. 2nd Street Cliffton PA 19013 (215) 876-2551											•					
Sister Partitions, Inc. 44 N. Lake Shore Drive Chicago, IL 60611 (312) 527-3670			•													
Specialty Composites Delaware Industrial Park Newark, DE 19713 (302) 738-6800			•								•			•		
Stonc Ceramics, Inc. P.O. Box 8880 Canton, OH 44711 (216) 488-1211												•				
Starco 15 Fairview Avenue St. Louis, MO 63132 (314) 429-5650		•					•		•	•						
U.I. Plywood Div. of Champion International 777 Third Avenue New York, NY 10017 212 895-8000	•				•											
Veneered Metals, Inc. P.O. Box 327 Bergen, NY 08817 (201) 549-3800				•								•				

FOURNISSEURS DE SYSTEME ACOUTIQUE

	Acoustical Panels	Seals & Gaskets	Pipe Laggings	Architectural Partitions	Engine Test Cells	Windows	Doors	Office Equipment Enclosures	Telephone Booth Enclosures	Construction Vehicle Enclosures	audiometric Booths	FDA Information	Fire Code Information	Transparent Strip Curtains	Flexible Curtains	Modular Office Partitions	Ceilings	Machine Enclosures	Office Enclosures
ROSE MFG. CO., 1600 Marshall Ave., S.E. Grand Rapids, Michigan 49507 616-241-2451	•												•		•	•			
ROSEMOUNT PARTITIONS, INC., Airlake Industrial Park, Box D, Lakeville, Minn. 55044 612-469-4416																•			
SOUNDCOAT CO., 175 Pearl St., Brooklyn, N.Y. 11201 212-858-4100																•	•		
SOUND FIGHTER SYSTEMS, P.O. Box 6601 6135 Linwood Ave., Shreveport, LA. 71106 318-868-3626																•	•		
VANEC, Metro Square, 2655 Villa Creek Dr., Dallas, Texas 75234 214-693-7175							•											•	
VIBRASONICS, INC., P.O. Box 141, Carthage, Texas 75633 214-693-7175	•						•	•									•	•	

EXPERIENCES DE LABO

A - MESURE DE LA PUISSANCE ACoustIQUE EN MILIEU SEMI-REVERBERANT

1^o) Calculer les limites du champ direct

On peut utiliser l'équation (1 a) pour ce faire:

$$\zeta_c = 0,141 \sqrt{\frac{2}{\rho s}}$$

On peut vérifier la vraisemblance de notre calcul en comparant le résultat de nos valeurs pour $Q/r \pi r^2$ vs $4/R$ au site ζ_c . Dans le champ direct $Q/4 \pi r^2$ devrait être supérieur à $4/R$.

2^o) Calculer notre constante de pièce

NOTE: Pour calculer R, il faut soit mesurer le temps de réverbération, soit mesurer le coefficient d'absorption moyen de la pièce.

$$t_r = \frac{0,049}{\mathcal{F} \text{ sab}} V$$

R peut s'approximer à l'aide de la figure 5 ou de l'équation (3 b) connaissant \mathcal{F} sab (lequel se calcule à partir de l'équation (10)).

Dans la salle de cours, nous avons:

			\bar{f}	S	S_f sabins
PLAFOND SUSPENDU	Tuile acoustique	NRC	0,6	53,5 m ²	32,0
PLANCHER	Tapis	NRC	0,29	33,0 m ²	9,6
MURS	Gyproc	NRC	0,06	71,0 m ²	4,3
BOIS		NRC	0,135	7,35 m ²	1,0
CHAISES		NRC	0,79	6,7 m ²	5,3
TABLES		NRC	0,02	12,8 m ²	0,256
TOTAL				130,85 m ²	52,46

$$\text{Volume} = 7,31 \times 7,31 \times 2,44 \text{ m} = 130,3 \text{ m}^3$$

Théorique:

$$Tr = \frac{0,161 \times 130,3}{52,46} = 0,4 \text{ sec.}$$

$$\bar{f} = 130,83 \div 52,46 = 0,402$$

Mesuré: 0,93 sec.

La différence entre le Tr théorique et mesuré peut s'expliquer en partie par l'imprécision de notre mesure pour des temps de réverbération inférieure à 1 sec.

$$R = \frac{S\bar{J}}{1 - \bar{J}} = \frac{52,46}{0,622} = 84,34$$

Ainsi $r_c = 0,141 \sqrt{0,402 \times 130,85} = 1,02 \text{ m}$

A cette distance: $\frac{Q_1}{4 \pi r^2} = \frac{4}{4 \pi (1,02)^2} = 0,306$ (dans le cas d'une demi-sphère)

et $\frac{4}{R} = \frac{4}{84,34} = 0,047$

Donc nous sommes bien dans le champ direct puisque $Q/4 \pi r^2$ est plus de 6 fois supérieur à $4/R$.

A 1,02 m de la source nous sommes à $1/4 \lambda$ de bande d'octave centrée à 125Hz et $1/2 \lambda$ de la bande d'octave centrée sur 250 Hz. En théorie, nous serions à bonne distance pour prendre des mesures à partir de la bande d'octave centrée sur 250 Hz.

B - PREDICTION DE L'EFFICACITE D'UN ENCOFFREMENT

1°) Paroi simple

Construction d'un enclos pour démonstration. L'enclos est construit de contre-plaqué 0,5" d'épaisseur. La face intérieure de chaque côté a été recouverte de gypse (gyproc) 0,625" d'épaisseur sur cinq des six côtés. La source de bruit est une alarme (cloche) pour le feu. L'intérieur de l'enclos a été tapissé sur quatre murs de laine de fibre de verre rigide (Glasclad) 1" qui a les coefficients d'absorption suivants:

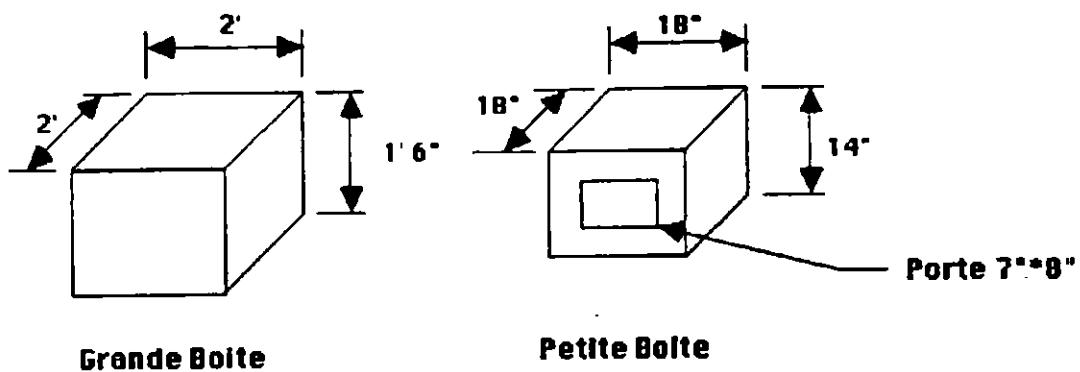
250	500	1K	2K	4K	8K Hz
0,25	0,74	0,95	0,97	0,99	0,99

Calculer la PT théorique et la réduction du bruit théorique qu'offrira cet enclos. (De 250 à 8 K Hz), le contre-plaqué 0,5" a un poids surfacique de 1,25 lbs/pi² (6,1 Kg/m²) et le gypse de 1,8 lbs/pi² (8,79 Kg/m²). Les dimensions extérieures sont de 18" (0,46 m) X 24" (0,61 m) X 24" (0,61 m).

2^o) Paroi double

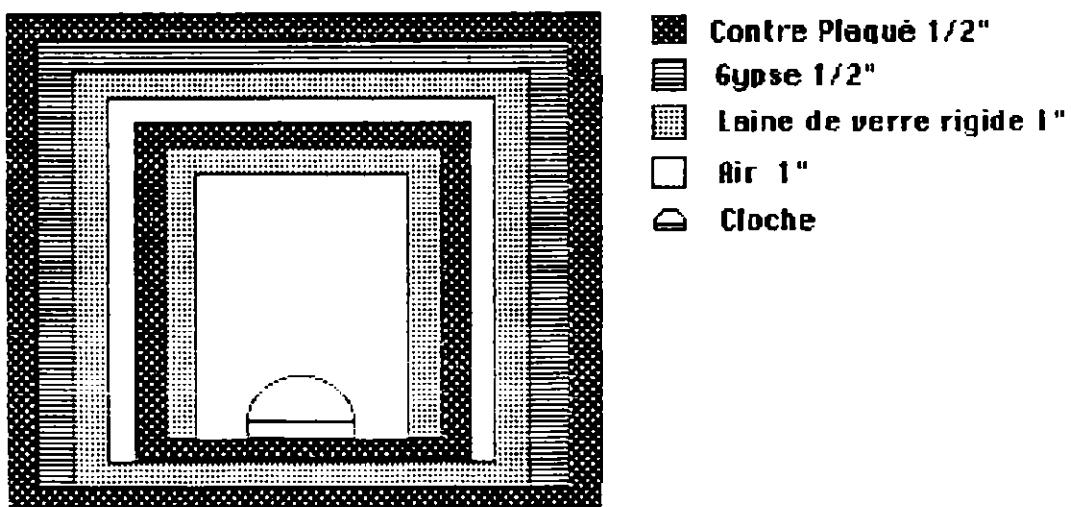
Un deuxième enclos a été construit à l'intérieur du premier. Il y a un espace d'air de 2" (0,051 m) entre les deux parois. Les parois intérieures ont été recouvertes de Glasclad. Calculer la réduction du bruit théorique ainsi que la fréquence de résonnance de cet enclos à paroi double.

Figure 39



Dimensions de l'encoffrement

Figure 40



Shéma des matériaux utilisés

SOLUTION

1 - PAROI SIMPLE

	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
PT ₁ GYPSE	18,4	22,8	27,18	31,5	36,0	40,3
PT ₂ CONTRE-PLAQUE	16,1	20,5	24,8	29,2	33,6	38,1
PT COMBINEE	23,3	27,7	32,0	36,4	41,0	45,5
REDUCTION DU BRUIT	13,7	22,7	28,0	32,7	37,2	41,7

où:

$$PT \text{ (paroi gyproc ou contre-plaquée)} = 14,5 \log m f - 30$$

$$PT \text{ combinée} = 20 \log (10^{\frac{PT_1}{20}} + 10^{\frac{PT_2}{20}})$$

$$\text{Réduction du bruit} = 10 \log \frac{A}{T}$$

$$A = \sum_{i=1}^n \omega_i S_i$$

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\tau_i} S_i$$

EXAMPLE A 250 Hz

	PT	1/T	J	S	T	A
MURS	23,3 dB	$4,6 \times 10^{-3}$	0,25	$12 \pi^2$	0,0552	3
PLAFOND	23,3 dB	$4,6 \times 10^{-3}$	0,25	$4 \pi^2$	0,0184	1
PLANCHER	16,1 dB	0,0245	0,01	$4 \pi^2$	0,0982	0,04
TOTAL					0,172	4,04

$$10 \log \frac{4.04}{0,172} = 13.7 \text{ dB}$$

2 - PAROIS DOUBLES

	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
PT _X (grosse boite)	22,5	26,9	31,2	35,6	40,2	44,5
PT ₂ (petite boite)	16,1	20,5	24,8	29,2	33,6	38,1
PT combinée	25,9	30,3	34,6	39,0	43,5	47,9
Δ	12,70	17,10	21,40	25,80	30,30	34,70
x	0,260	2,138	6,061	10,79	17,81	25,86
PT totale	26,16	32,4	40,66	49,8	61,3	73,7

où:

$$PT_X = 10 \log \frac{T_1 S_1 \times T_2 S_2}{S_1 + S_2}$$

$$PT \text{ combinée} = 20 \log 10^{\frac{PT_X/20}{}} \times 10^{\frac{PT_2/20}{}}$$

$$= PT_1 + PT_2 - PT \text{ combinée}$$

$$x = \Delta \left(1 - 10^{\frac{-1.61 d}{0.643}}\right) \left(\frac{d}{2-d}\right)$$

$$PT_{tot} = (PT \text{ combinée} + x)$$

$$= PT \text{ combinée} + \Delta \left(1 - 10^{\frac{-1.61 d}{0.643}}\right) \left(\frac{d}{2-d}\right)$$

La réduction du bruit se calcule ensuite selon la même méthode que pour la paroi simple dans l'exemple précédent et donne les résultats suivants:

RB (de 500 à 4 k Hz, : 29,5 38,5 48 59,7 dB SPL

Fréquence de résonnance:

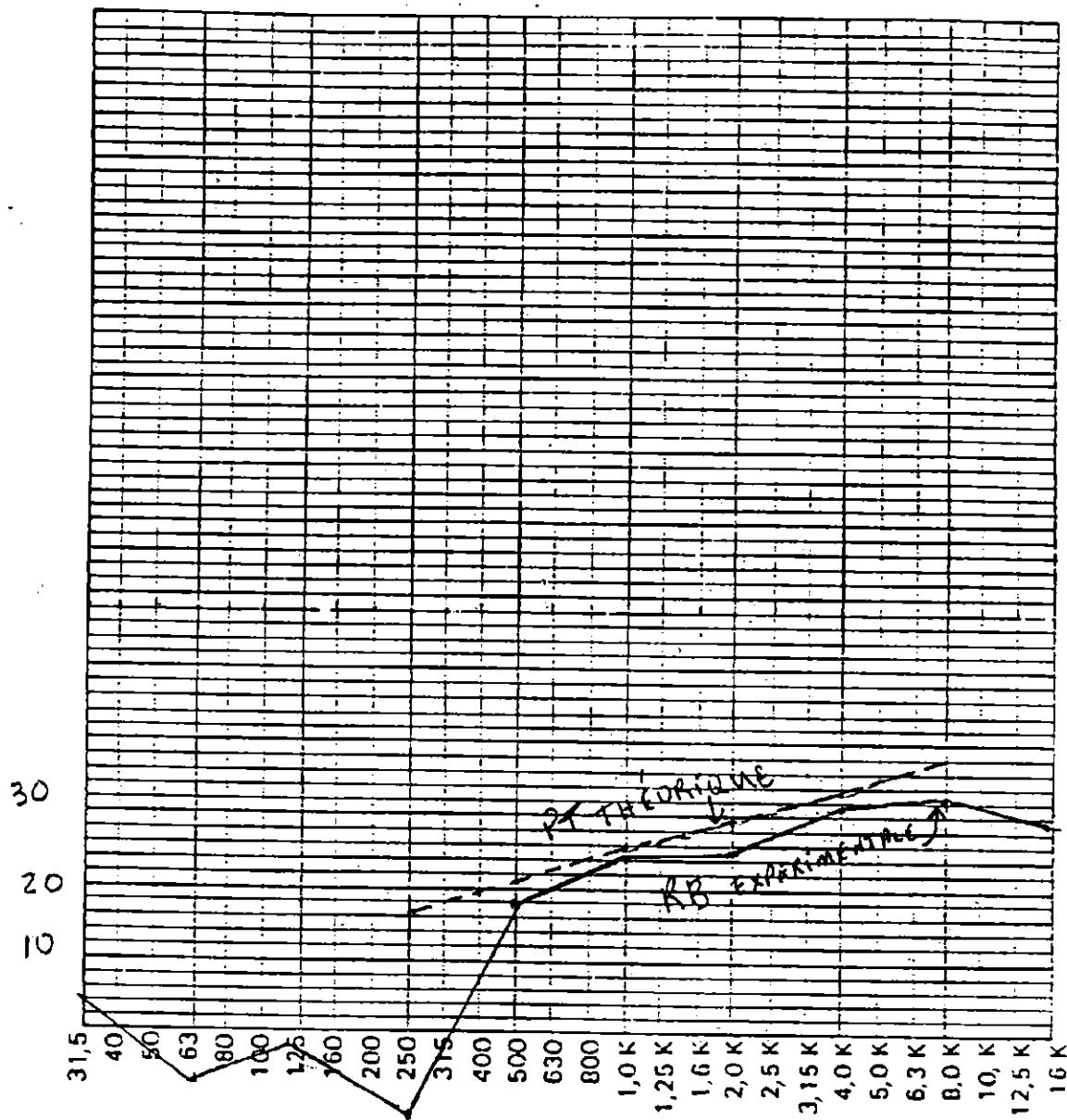
On peut se servir de l'équation (20 c)

$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}} \cdot d}$$

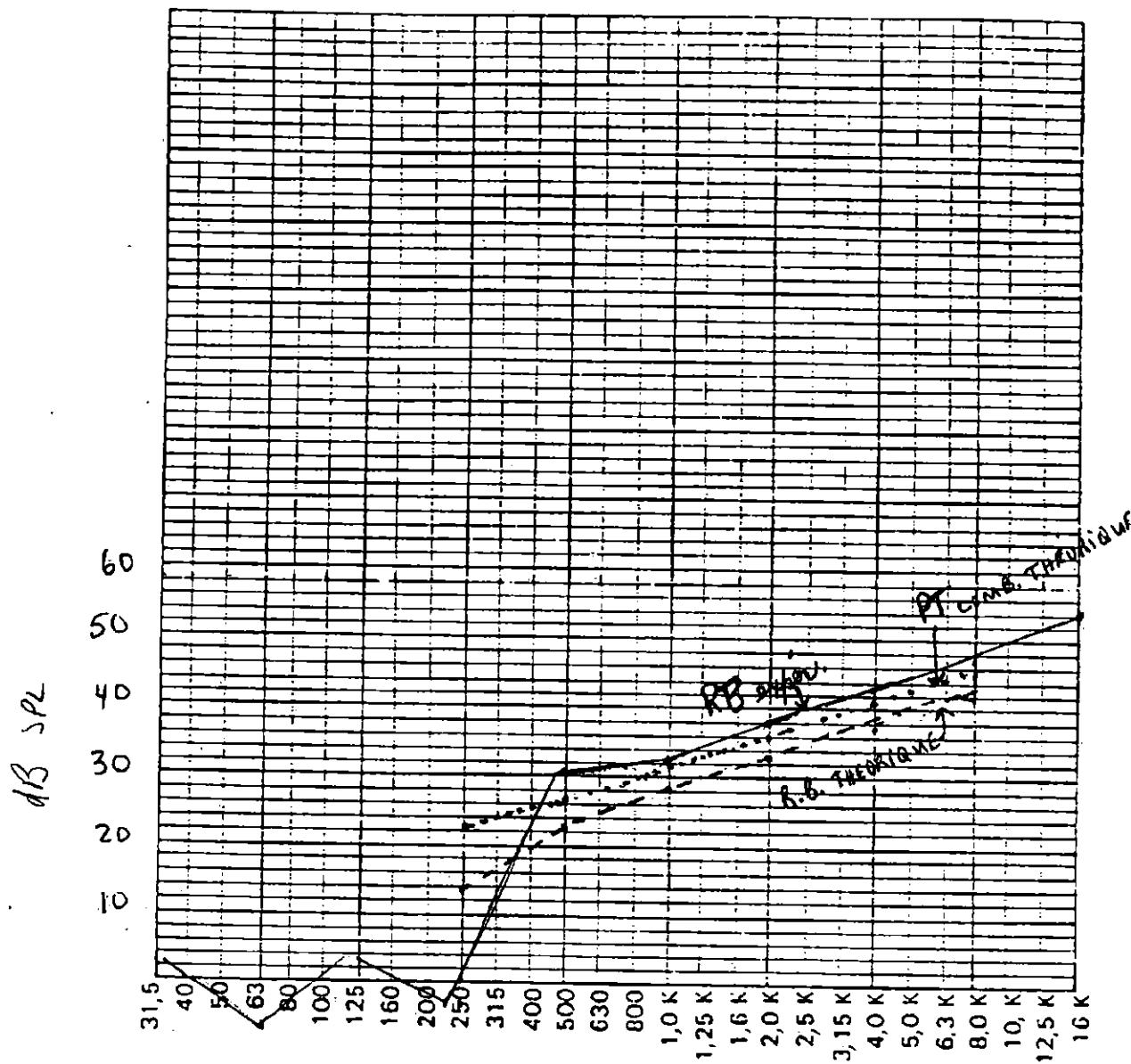
$$= \frac{60}{\sqrt{\frac{6.1 \times 8.79}{14.89}} \cdot 0,051}$$

$$= 140 \text{ Hz.}$$

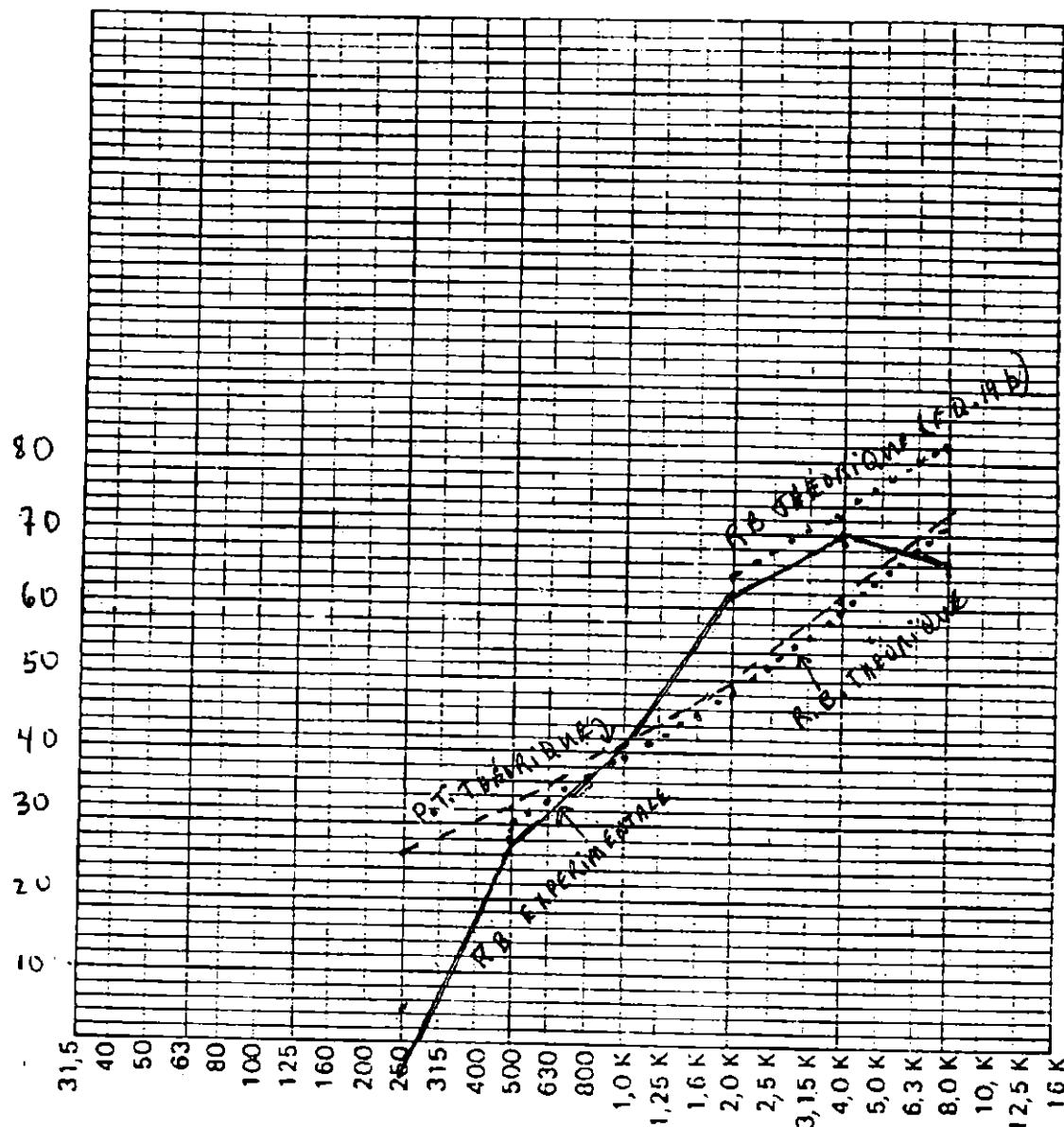
RÉDUCTION DU BRUIT: PETITE BOÎTE SENSE



REDUCTION ON BRUIT : GRANDE BOUTE SENSE



RÉDUCTION DU BRUIT : LES DEUX BOTTEΣ LINNE DANS L'AUTRE



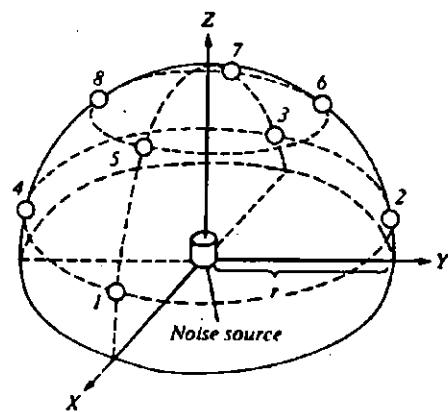
---- : 7,8 dB/octave

— : 10,25 dB/octave

BIBLIOGRAPHIE

- (1) Beranek, Leo. L., *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill, 1971.
- (2) Olishifki, J.B., Marford, E.R., *Industrial Noise and Hearing Conservation*, Nat. Saf. Council, 1975.
- (3) Doelle, Leslie, L., *Acoustics in architectural design*, National Research Council (Canada), div. of Building Research, 1965.
- (4) Miller, R.K., *Handbook of acoustical enclosures and barriers*, Fairmont Press, 1978.
- (5) Slingerland, F.W., *Cours d'acoustique industrielle*, Université Laval.
- (6) AIHA, *Industrial Noise Manual*, chap. 11, *Engineering Control*, 1975.
- (7) Lord, H., Gatley, N.S., Evensen, H.A., *Noise Control for engineers*, McGraw-Hill, 1980.
- (8) CSST, *La lutte contre le bruit* (traduction de "Noise Control" par OSHA), 1983.
- (9) Sound and Vibration, Vol. 18, no. 7, juillet 1984.

ANNEXE I a

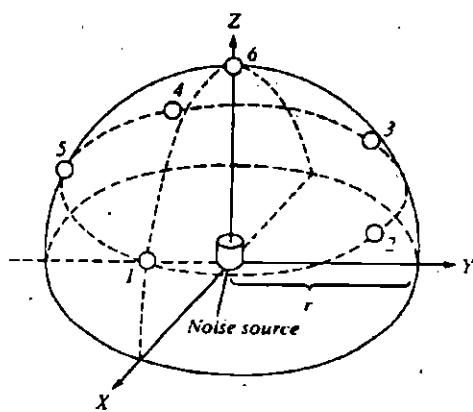


(a) Eight measuring points.

Microphone positions	X	Y	Z
1	0.97r	0	0.25r
2	0	0.97r	0.25r
3	-0.97r	0	0.25r
4	0	-0.97r	0.25r
5	0.63r	0	0.78r
6	0	0.63r	0.78r
7	-0.63r	0	0.78r
8	0	-0.63r	0.78r

r = radius of hemisphere

○ = microphone positions



(b) Six measuring points.

Microphone positions	X	Y	Z
1	0.89r	0	0.45r
2	0.28r	0.85r	0.45r
3	-0.72r	0.53r	0.45r
4	-0.72r	-0.53r	0.45r
5	0.28	-0.85r	0.45r
6	0	0	r

Figure 6.7 Examples of the distribution of measuring points over a hypothetical hemisphere surrounding the source of noise [3].

ANNEXE I

**COEFFICIENTS D'ABSORPTION (α_{SAB})
POUR DES MATERIAUX ACoustIQUES**

TABLEAU I

COEFFICIENTS D'ABSORPTION
DE MATERIAUX ABSORBANTS EFFICACES

Description	frequency cps						Source
	125	250	500	1000	2000	4000	
Acoustical plaster ("Zonolite") 1/2", trowel application	.31	.32	.52	.81	.88	.84	11
same, 1" thick	.25	.45	.78	.92	.89	.87	11
Acoustile, surface glazed and perforated structural clay tile, perforated surface backed with 1" glass fiber blanket of 1 lb/ft ³ density	.26	.57	.63	.96	.44	.56	9
Fiberboards							
1/2" normal soft, mounted against solid backing, unpainted	.05	.10	.15	.25	.30	.30	5
same, painted	.05	.10	.10	.10	.10	.15	5
1/2", normal soft, mounted over 1" air space, unpainted	.30		.30		.30		5
same, painted	.30		.15		.10		5
Fiberglas insulation blankets							
AF100, 1", mounting # 4	.07	.23	.42	.77	.73	.70	11
same, 2", mounting # 4	.19	.51	.79	.92	.82	.78	11
AF530, 1", mounting # 4	.09	.25	.60	.81	.75	.74	11
same, 2", mounting # 4	.20	.56	.89	.93	.84	.80	11
same, 4", mounting # 4	.39	.91	.99	.98	.93	.88	11
Flexboard, 3/16" unperforated cement-asbestos board, mounted over 2" air space	.18	.11	.09	.07	.03	.03	10
Geocoustic, 13 1/2"x 13 1/2", 2" thick cellular glass tile, installed 32" o.c., per unit	.13	.74	2.35	2.53	2.03	1.73	8
Hardboard panel, 1/8", 1 lb/ft ² with bituminous roofing felt stuck to back, mounted over 2" air space	.90	.45	.25	.15	.10	.10	5

Table E.2. Sound absorption coefficients of acoustically efficient absorbing materials
- cont'd.

Description	frequency cps						Source
	125	250	500	1000	2000	4000	
Masonite							
1/4", mounted over 1" air space	.12	.28	.19	.18	.19	.15	7
Mineral or glass wool blanket, 1", 5-12 lb/ft ³ density, mounted against solid backing, covered with open-weave fabric	.15	.35	.70	.85	.90	.90	5
same, covered with 5% perforated hardboard	.10	.35	.85	.85	.35	.15	5
same, covered with 10% perforated or 20% slotted hardboard	.15	.30	.75	.85	.75	.40	5
Mineral or glass wool blanket, 2", 5-12 lb/ft ³ density, mounted over 1" air space, covered with open-weave fabric	.35	.70	.90	.90	.95	.90	5
same, covered with 10% perforated or 20% slotted hardboard	.40	.80	.90	.85	.75	.40	5
Plywood panels							
1/4", glued to 2 1/2" thick plaster wall on metal lath	.05		.05		.02		3
1/4", mounted over 3" air space, with 1" glass-fiber batts right behind the panel	.60	.30	.10	.09	.09	.09	7

Table E.2. Sound absorption coefficients of acoustically efficient absorbing materials
- contd.

Description	frequency cps						Source
	125	250	500	1000	2000	4000	
Rockwool blanket, 2" thick batt ("Semi-Thik"), mounted against solid backing	.34	.52	.94	.83	.81	.69	10
mounted over 1" air space	.36	.62	.99	.92	.92	.86	10
mounted over 2" air space	.31	.70	.99	.98	.92	.84	10
Rockwool blanket, 2" thick batt ("Semi-Thik"), covered with 3/16" thick perforated cement-asbestos board (Transite), 11% open area, mounted against solid backing	.23	.53	.99	.91	.62	.84	10
mounted over 1" air space	.39	.77	.99	.83	.58	.50	10
mounted over 2" air space	.39	.67	.99	.92	.58	.48	10
Rockwool blanket, 4" thick batt ("Full-Thik"), mounted against solid backing	.28	.59	.88	.88	.88	.72	10
mounted over 1" air space	.41	.81	.99	.99	.92	.83	10
mounted over 2" air space	.52	.89	.99	.98	.94	.86	10
Rockwool blanket, 4" thick batt ("Full-Thik"), covered with 3/16" perforated cement-asbestos board (Transite), 11% open area, mounted against solid backing	.50	.88	.99	.75	.56	.45	10
mounted over 1" air space	.44	.88	.99	.88	.70	.30	10
mounted over 2" air space	.62	.89	.99	.92	.70	.58	10
Roofing felt, bituminous, two layers, 0.8 lb/ft ² , mounted over 10" air space	.50	.30	.20	.10	.10	.10	5

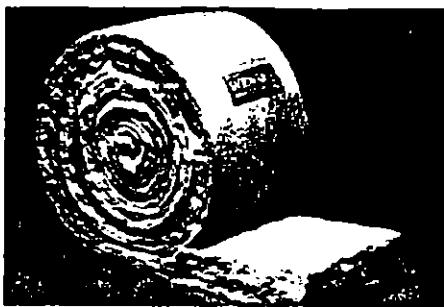
Table E.2. Sound absorption coefficients of acoustically efficient absorbing materials
- cont'd.

Description	frequency cps						Source
	125	250	500	1000	2000	4000	
Spincoustic blanket							
1", mounted against solid backing	.13	.38	.79	.92	.83	.76	1
2", mounted against solid backing	.45	.77	.99	.99	.91	.78	1
Spincoustic blanket, 2" thick, covered with 3/16" thick perforated cement-asbestos board (Transite), 11% open area	.25	.80	.99	.93	.72	.58	10
Sprayed "Limpet" asbestos							
1/4", 1 coat, unpainted, on solid backing	.08	.19	.70	.89	.95	.85	11
same, 1" thick	.30	.42	.74	.96	.95	.96	11
1/4", 1 coat, unpainted, on metal lath	.41	.88	.90	.88	.91	.81	11
Transite, 3/16" perforated cement-asbestos board, 11% open area							
mounted against solid backing	.01	.02	.02	.05	.03	.08	10
mounted over 1" air space	.02	.05	.06	.16	.19	.12	10
mounted over 2" air space	.02	.03	.12	.27	.06	.09	10
mounted over 4" air space	.02	.05	.17	.17	.11	.17	10
paper-backed board, mounted over 4" air space	.34	.57	.77	.79	.43	.45	10
Wood paneling, 3/8" to 1/2" thick, mounted over 2" to 4" air space	.30	.25	.20	.17	.15	.10	3

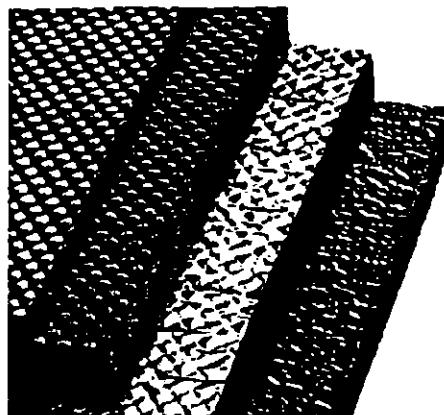
TABLEAU II

COEFFICIENT D'ABSORPTION
DES CONTENUS D'UNE PIECE

Description	frequency cps						Source
	125	250	500	1000	2000	4000	
Air (x), per ft ³	nil	nil	nil	.001	.002	.006	5
Audience and seats							
audience, seated in upholstered seats, per ft ² of floor area	.60	.74	.88	.96	.93	.85	1
unoccupied cloth-covered upholstered seats, per ft ² of floor area	.49	.66	.80	.88	.82	.70	1
unoccupied leather-covered upholstered seats, per ft ² of floor area	.44	.54	.60	.62	.58	.50	1
wooden pews, occupied, per ft ² of floor area	.57	.61	.75	.86	.91	.86	1
chairs, metal or wood seats, each, unoccupied	.15	.19	.22	.39	.38	.30	1
Carpets							
heavy, on concrete	.02	.06	.14	.37	.60	.65	1
same, on 40 oz hairfelt or foam rubber	.08	.24	.57	.69	.71	.73	1
same, with impermeable latex backing, on 40 oz hairfelt or foam rubber	.08	.27	.39	.34	.48	.63	1
Curtains							
light velour, 10 oz per yd ² , hung straight, in contact with wall	.03	.04	.11	.17	.24	.35	1
medium velour, 14 oz per yd ² , draped to half area	.07	.31	.49	.75	.70	.60	1



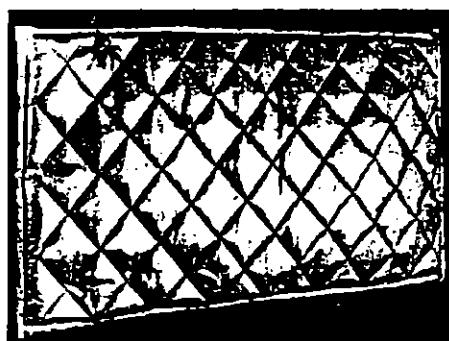
Glass fiber building insulation



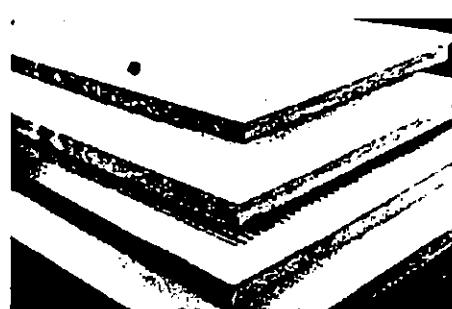
Polyurethane



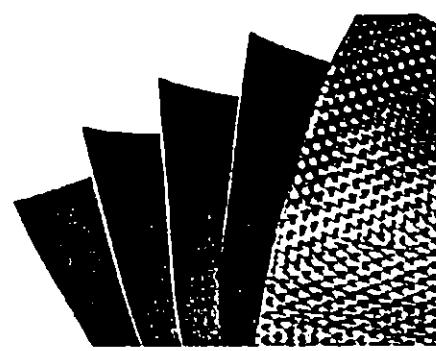
Glass fiber ceiling panels



Hanging baffle



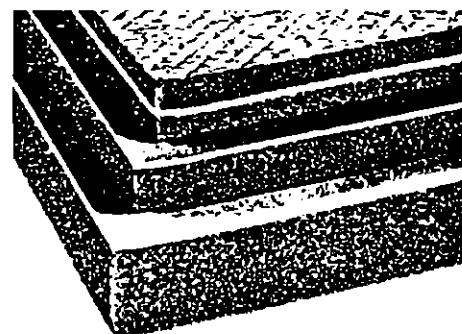
Glass fiber boards



Loaded vinyl sheet



Glass fiber pipe wrap



Loaded vinyl-urethane foam composites

Figure 8.3 Representative acoustical materials. *Glass fiber products courtesy of Owen-Corning Fiber-glas Corporation; foam and vinyl products courtesy of Ferro Corporation, Composites Division.*

Representative physical characteristics and absorption coefficients for acoustical materials

Material	Range of weight density, lb/ft ³	Range of thickness, in	Random-incidence absorption coefficient with solid backing (no. 4 mounting)*							
			Thickness, in	Density, lb/ft ³	Absorption coefficients					
			125	250	500	1000	2000	4000		
Resilient glass fiber with resinous binder	1-3	½-6	1	1.5	.12	.28	.73	.89	.92	.93
			2	1.5	.24	.77	.99	.99	.99	.99
			2	3.0	.22	.82	.99	.99	.99	.99
Rigid glass-fiber boards and lay-in panels	3-6	½-2	1	6	.08	.25	.74	.95	.97	.99
Molded panels and boards	8-25	½-1	½	18	.20	.18	.64	.61	.59	.56
Interlaced plant fibers cemented into a rigid structure	24	1-3	2	24	.32	.37	.77	.99	.79	.88
Open-cell resilient polyurethane foams	1.8-2.5	½-2	1	1.8	.22	.35	.60	.98	.94	.99
Sprayed-in-place fibrous slurry	10-20	½-1½	1	12	.08	.29	.75	.98	.93	.76

*Data for molded panels obtained for 1/8-in air space between panel and solid backing (no. 1 mounting).

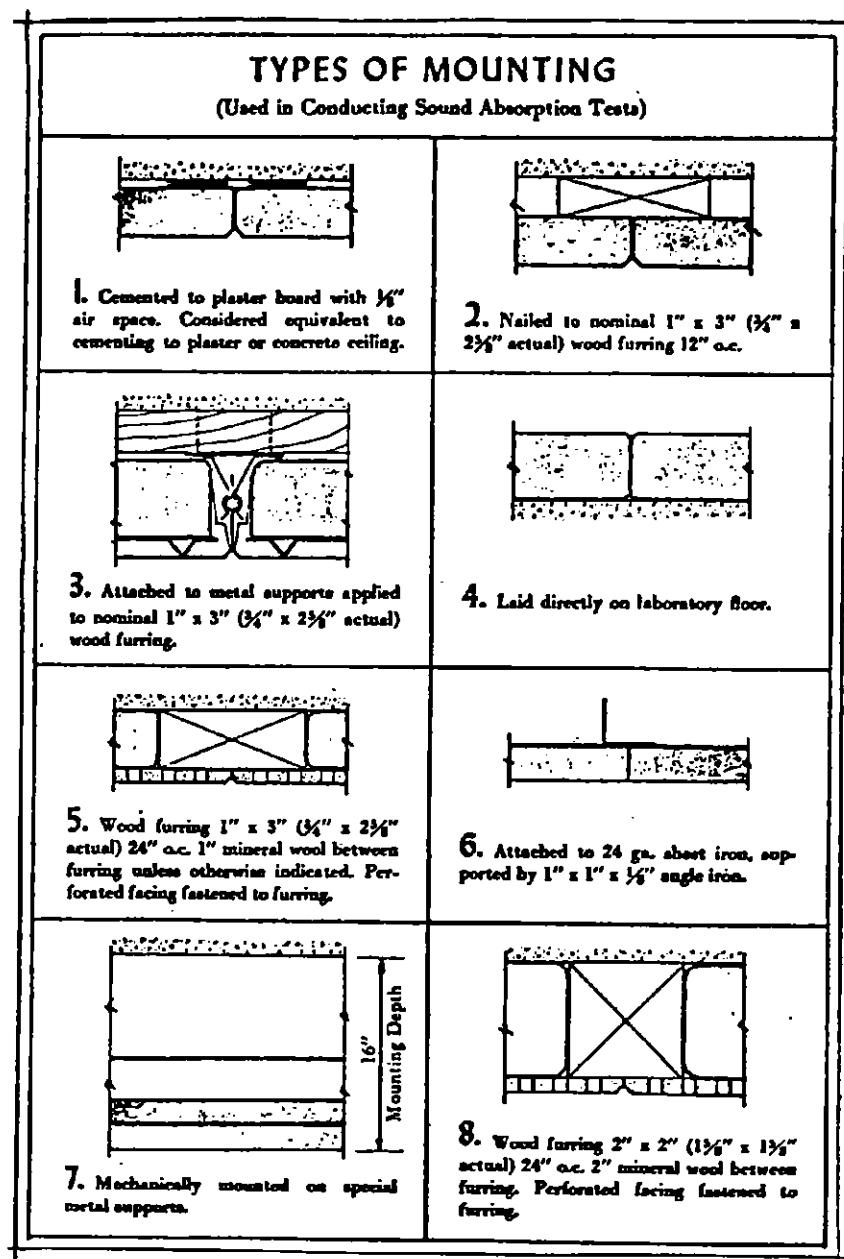


Figure 7: Montages typiques lors de la réalisation des tests d'absorption acoustique selon les critères de l'Acoustical Material Association.

INFLUENCE DES REVETEMENTS PROTECTEURS
SUR LES MATERIAUX ABSORBANTS

TABLEAU III

PANNEAUX PERFORES

Sound Absorption Coefficients of glass fiber materials with perforated facings

Facing (matériaux)	F.leyen	Thk.	Sound Absorption Coefficient						NRC	Ref
			125	250	500	1000	2000	4000		
1/4" pegboard, 1/4" holes, 1" O.C.		1"	.08	.32	.99	.76	.34	.12	.60	2
Same		2"	.26	.97	.99	.66	.34	.14	.75	2
Same		3"	.49	.99	.99	.69	.37	.15	.75	2
Same		4"	.80	.99	.99	.71	.38	.13	.75	2
Same		5"	.98	.99	.99	.71	.40	.20	.75	2
Same		6"	.95	.99	.98	.69	.36	.18	.75	2
1/8" pegboard, 1/8" holes, 1/8" O.C.		1"	.09	.35	.99	.76	.34	.12	.60	2
24 GA., 3/32" hole, 13% open		2"	.18	.73	.99	.99	.97	.93	.95	3

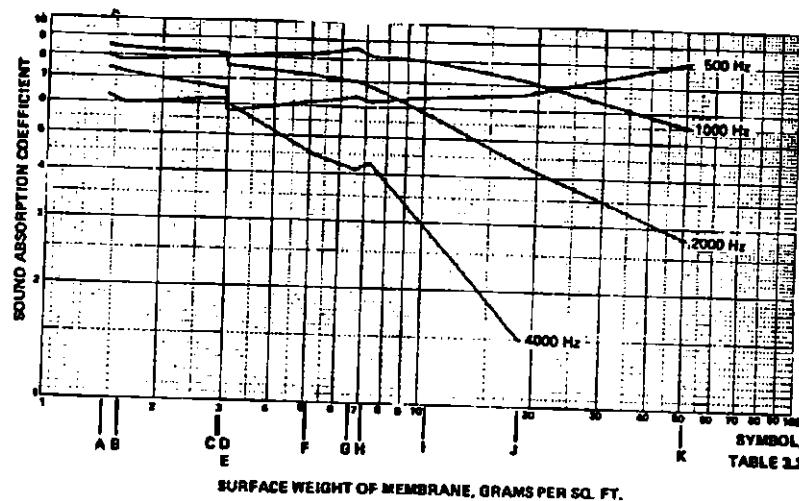


Figure 1 .. Acoustical properties of sound absorptive material as a function of film facing weight.⁴

Physical properties of common plastic films⁴

Symbol	Material	Thickness In.	Surface Wt. gram/ft ²	Tensile Modulus PSI
A	Polyethylene	.0005	1.42	Low
B	Polyester	.0005	1.58	High
C	Aluminized Polyester	.0010	2.88	High
D	Polyester	.0010	2.97	High
E	Polyurethane ("Korel")	.0010	2.98	Very Low
F	Polyvinyl Flouride ("Tedlar")	.0020	5.11	Mod. High
G	Polyester	.0020	6.60	High
H	Polyurethane ("Tuftane")	.0030	7.07	Very Low
I	Polypropylene	.0050	10.75	Medium
J	Polyester	.0050	17.36	High
K	Plasticized Polyvinyl Chloride	.0150	51.29	Mod. Low

ANNEXE II

**DENSITE ET PARAMETRES RELIES
AU CALCUL DE LA FREQUENCE DE COINCIDENCE**

**Density, internal damping factors, and products of surface density
and critical frequency for common building materials²**

Material	ρ_m lb/ft ³	Constant Hz-lb/ft ²	Internal damping factor at 1,000 Hz η	$M_s f_c$ Hz-kg/m ⁴
Aluminum	170	7,000	10^{-4} – 10^{-2}	34,700
Brick	120–140	7,000–12,000	0.01	34,700–58,600
Concrete, dense poured	150	9,000	0.005–0.02	43,000
Concrete (clinker) slab plastered on both sides, 2 in. thick	100	10,000	0.005–0.02	48,800
Masonry block:				
Hollow cinder (nominal 6 in. thick)	50	4,750	0.005–0.02	23,200
Hollow cinder, 5/8 in. sand plaster each side (nominal 6 in. thick)	60	5,220	0.005–0.02	25,500
Hollow dense concrete (nominal 6 in. thick)	70	4,720	0.007–0.02	23,000
Hollow dense concrete, sand-filled voids (nominal 6 in. thick)	108	8,650	Varies with frequency	42,200
Solid dense concrete (nominal 4 in. thick)	110	11,100	0.012	54,100
Fir timber	40	1,000	0.04	4,880
Glass	156	7,800	0.001–0.01	38,000
Lead:				
Chemical or tellurium	700	124,000 (approx.)	0.015	605,000
Antimonial (hard)	700	104,000	0.002	508,000
Plaster, solid, on metal or gypsum lath	108	5,000	0.005–0.01	24,500
Plexiglas or Lucite	70	7,250	0.002	35,400
Steel	480	20,000	10^{-4} – 10^{-2}	97,500
Gypsum board (1/2 to 2 in.)	43	4,500	0.01–0.03	20,000
Plywood (1/4 to 1 1/4 in.)	40	2,600	0.01–0.04	12,700
Wood waste materials bonded with plastic, 5 lb/ft ²	48	15,000	0.005–0.01	73,200

ANNEXE III

**STC POIDS SURFACIQUES ET MODULE DE YOUNG
POUR DIFFERENTS MATERIAUX**

VALEURS STC
POUR DIVERS MATERIAUX

Summary of STC values for various materials

	<i>Wt. psf</i>	<i>Thickness</i>	<i>Nominal STC</i>
Cold Rolled Steel	2.0 (18 GA)	.050	30
	2.5 (16 GA)	.060	34
	3.1 (14 GA)	.075	35
Plywood	2.0	3/4	32
	1.5	1/2	28
	1.0	3/8	26
	0.7	1/4	25
Aluminum	0.9	1/16	26
	1.7	1/8	26
	3.5	1/4	31
Leaded Vinyl	.33	.035	18
	.50	.050	20
	.75	.064	22
	1.0	.100	27
	1.5	.125	28
Lead	1.0	1/64	26
	1.5	.023	28
	3.0	1/32	31
	3.0	3/64	34
Glass	1.6	1/8	28
	2.5	3/16	31
	3.2	1/4	31
	4.8	3/8	34
	6.1	1/2	35
	9.5	3/4	37
	12.6	1	38
Plexiglas	1.5	1/4	27
	2.9	1/2	30
	5.8	1	32
Laminated glass	3.5	1/4	34
	6.0	3/8	36
	6.5	1/2	38
	9.7	5/8	40
	10.2	3/4	43

PT
POUR DIVERS MATERIAUX

Transmission loss of common materials

Material	lb/ sq ft	Frequency Hz						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lead								
1/32-inch thick	2	22	24	29	33	40	43	49
1/64-inch thick	1	19	20	24	27	33	39	43
Plywood								
3/4-inch thick	2	24	22	27	28	25	27	35
1/4-inch thick	0.7	17	15	20	24	28	27	25
Lead vinyl	0.5	11	12	15	20	26	32	37
Lead vinyl	1.0	15	17	21	28	33	37	43
Steel								
18-gauge	2.0	15	19	31	32	35	48	53
16-gauge	2.5	21	30	34	37	40	47	52
Sheet metal (viscoelastic laminate-core)	2	15	25	28	32	39	42	47
Plexiglas								
1/4-inch thick	1.45	16	17	22	28	33	35	35
1/2-inch thick	2.9	21	23	26	32	32	37	37
1-inch thick	5.8	25	28	32	32	34	46	46
Glass								
1/8-inch thick	1.5	11	17	23	25	26	27	28
1/4-inch thick	3	17	23	25	27	28	29	30
Double glass								
1/4 x 1/2 x 1/4-inch		23	24	24	27	28	30	36
1/4 x 6 x 1/4-inch		25	28	31	37	40	43	47
5/8-inch Gypsum								
On 2 x 2-inch stud		23	28	33	43	50	49	50
On staggered stud		26	35	42	52	57	55	57
Concrete, 4-inch thick	48	29	35	37	43	44	50	55
Concrete block, 6-inch	36	33	34	35	38	46	52	55
Panels of 16-gauge steel, 4-inch absorbent, 20-gauge steel		25	35	43	48	52	55	56

POIDS DE LA SURFACE
DE DIFFERENTES EPATTEURS D'ACIER

United States Standard Gages for sheet steel

Gage No.	Weight per sq ft, lbs	Approximate thickness, in.
0000000	20.00	.490
000000	18.75	.460
000000	17.50	.429
000000	16.25	.398
000000	16.00	.368
000000	13.75	.337
000000	12.50	.306
000000	11.25	.2757
000000	10.82	.2604
000000	10.00	.2451
000000	9.375	.2298
000000	8.750	.2145
000000	8.125	.1991
000000	7.500	.1838
000000	6.875	.1685
000000	6.250	.1532
000000	5.625	.1379
000000	5.000	.1225
000000	4.375	.1072
000000	3.750	.0919
000000	3.125	.0766
000000	2.812	.0688
000000	2.500	.0613
000000	2.250	.0551
000000	2.000	.0490
000000	1.750	.0429
000000	1.500	.0368
000000	1.375	.0337
000000	1.250	.0306
000000	1.125	.0276
000000	1.000	.0245
000000	.8750	.0214
000000	.7500	.0184
000000	.6875	.0169
000000	.6250	.0153
000000	.5625	.0138
000000	.5000	.0123
000000	.4375	.0107
000000	.4062	.0100
000000	.3750	.0092
000000	.3438	.0084
000000	.3125	.0077
000000	.2812	.0069
000000	.2656	.0065
000000	.2500	.0061
000000	.2344	.0057
000000	.2188	.0054
000000	.2109	.0052
000000	.2031	.0050
000000	.1953	.0048
000000	.1875	.0046

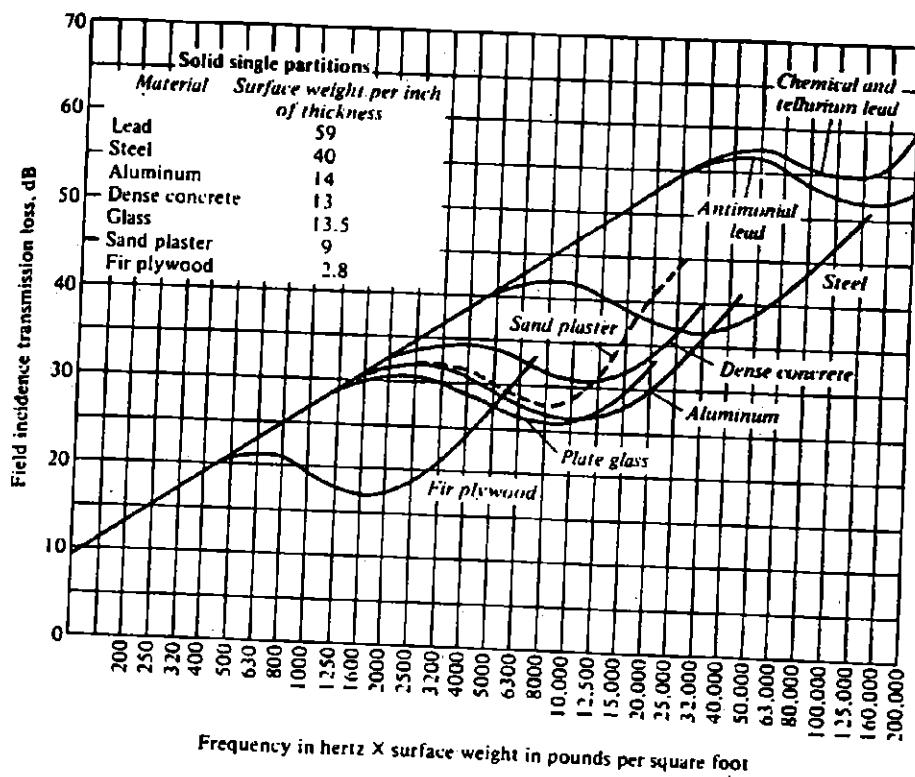


Chart for estimating the transmission loss of various homogeneous panels. From Lead Industries Association. Calculated and plotted by Bolt, Beranek, and Newman, Inc.

ANNEXE Propriétés mécaniques et physiques de quelques matériaux

Matériaux	Masse spécifique	Module d'élasticité		
			kg/m ³	MPa
CÉRAMIQUES				
Amiante	2400			
Porcelaine	2300-2800			
Marbre	2600-2850	35000		
Briques ordinaires	1600-2200			
Briques industrielles	2000-2400			
Béton de structure	1400-2200			
Béton léger (1)	800-1400			
Béton léger (2)	320-600			
Verre ordinaire	2600	71000		
Verre pyrex	2230			
Amiante-ciment	1750-1900	16000-22000		
Gypse	800-860			
Argile expansée	900-1300			
Scories en mousse	1300			
Laine de verre	140-290			
MÉTAUX				
Aluminium pur	2700	70300		
Alliage d'aluminium	2800	70000		
Laiton	8300	101000		
Bronze	8900	93000		
Chrome	7200	279100		
Cuivre	8930	112500		
Or	19300	78000		
Fer	7900	211400		
Plomb	11300	16100		
Magnésium	1700	44700		
Monel	8900	140000		
Nickel	8900	219200		
Argent	10500	82700		
Aacier doux	7850	210000		
Aacier inoxydable	7930	193000		
Etain	7300	49900		
Tungstène	19300	411000		
Zinc	7100	108400		
POLYMÈRES				
ABS	950-1100	890-2800		
Polyacétal	1425	2800		
Acryliques	1170	3100-6000		
Caséline	1350	4000		
Cellulosiques	1200-1600	3500-30000		
Epoxy	1200	1400-4100		
Mélamine	1460	9000-14000		
Nylon	1130	1030-2800		
Phénol-formaldéhyde	1300-1500	5500-8500		
Polycarbonates	1200	2200		
Polyesters (f. de verre)	1500-1900	3400-5500		
Polypropylène	910	900-1400		
Polystyrène normal	1050	2800-4100		
Polystyrène résilient	1050	1700-3100		
P.T.F.E.	2200	400		
Polyéthylène bte den.	920	120-240		
Polyéthylène hte den.	950	550-1030		
P.V.C. rigide	1390	2400		
Urée-formaldéhyde	1470-1520	10300		
Néoprène	1240			
Caoutchouc dur	1200			
Caoutchouc mou	920	1,5-5,0		
Caoutchouc dur ex.	16			
Polystyrène expansé	24			
P.V.C. expansé (1)	40			
P.V.C. expansé (2)	72			
Phénol formaldéhyde expansé (1)	32			
Phénol formaldéhyde expansé (2)	56			
Polyuréthane mousse (1)	24			
Polyuréthane mousse (2)	40			
Urée formaldéhyde ex.	8			
BOIS				
Bois mou typique	430	8000		
Bois dur typique	800	16000		
Balsa	200	6000		
Sapin douglas	530	11700		
Hêtre	750	11400		
Chêne	700	10000		
Teak	850	13000		
Panneau de particules	630	2100		
Panneau de fibres	160-400			

POUR CONVERTIR LES MPa EN LBS/PO², IL FAUT LES MULTIPLIER PAR 145,04.

Appendix A
Properties of selected engineering materials (20°C)*

Material	Density Mg/m ³ (=g/cm ³)	Thermal conductivity, (watts)/(mm ²)/(°C) [†]	Linear expansion, °C ^{-‡}	Electrical resistivity, ρ ohm·m [§]	Average modulus of elasticity, E	
					MPa	psi
Metals						
Aluminum (99.9+)	2.7	0.22	22.5×10^{-6}	29×10^{-9}	70,000	10×10^6
Aluminum alloys	2.7(+)	0.16	22×10^{-6}	-45×10^{-9}	70,000	10×10^6
Brass (70 Cu-30 Zn)	8.5	0.12	20×10^{-6}	62×10^{-9}	110,000	16×10^6
Bronze (95 Cu-5 Sn)	8.8	0.08	18×10^{-6}	$\sim 100 \times 10^{-9}$	110,000	16×10^6
Cast iron (gray)	7.15	—	10×10^{-6}	—	140,000(±)	20×10^6
Cast iron (white)	7.7	—	9×10^{-6}	660×10^{-9}	205,000	30×10^6
Copper (99.9+)	8.9	0.40	17×10^{-6}	17×10^{-9}	110,000	16×10^6
Iron (99.9+)	7.88	0.072	11.7×10^{-6}	98×10^{-9}	205,000	30×10^6
Lead (99+)	11.34	0.033	29×10^{-6}	206×10^{-9}	14,000	2×10^6
Magnesium (99+)	1.74	0.16	25×10^{-6}	45×10^{-9}	45,000	6.5×10^6
Monel (70 Ni-30 Cu)	8.8	0.025	15×10^{-6}	482×10^{-9}	180,000	26×10^6
Silver (sterling)	10.4	0.41	18×10^{-6}	18×10^{-9}	75,000	11×10^6
Steel (1020)	7.86	0.050	11.7×10^{-6}	169×10^{-9}	205,000	30×10^6
Steel (1040)	7.85	0.048	11.3×10^{-6}	171×10^{-9}	205,000	30×10^6
Steel (1080)	7.84	0.046	10.8×10^{-6}	180×10^{-9}	205,000	30×10^6
Steel (18 Cr-8 Ni stainless)	7.93	0.015	16×10^{-6}	700×10^{-9}	205,000	30×10^6
Ceramics						
Al ₂ O ₃	3.8	0.029	9×10^{-6}	$>10^{12}$	350,000	50×10^6
Brick						
Building	2.3(±)	0.0006	9×10^{-6}	—	—	—
Fireclay	2.1	0.0008	4.5×10^{-6}	1.4×10^4	—	—
Graphite	1.5	—	5×10^{-6}	—	—	—
Paving	2.5	—	4×10^{-6}	—	—	—
Silica	1.76	0.0008	—	1.2×10^8	—	—
Concrete	2.4(±)	0.0010	13×10^{-6}	—	14,000	2×10^6
Glass						
Flat	2.5	0.00075	9×10^{-6}	10^{18}	70,000	10×10^6
Borosilicate (fibers)	2.4	0.0010	2.7×10^{-6}	$>10^{15}$	70,000	10×10^6
Silica	2.2	0.0012	0.5×10^{-6}	10^{18}	70,000	10×10^6
Vycor	2.2	0.0012	0.6×10^{-6}	—	—	—
Wool	0.05	0.00025	—	—	—	—
Graphite (bulk)	1.9	—	5×10^{-6}	10^{-5}	7,000	1×10^6
MgO	3.6	—	9×10^{-6}	$10^3 (1100^\circ\text{C})$	205,000	30×10^6
Quartz (SiO ₂)	2.65	0.012	—	10^{12}	310,000	45×10^6
SiC	3.17	0.012	4.5×10^{-6}	$0.025 (1100^\circ\text{C})$	—	—
TiC	4.5	0.030	7×10^{-6}	50×10^{-9}	350,000	50×10^6
Polymers						
Melamine-formaldehyde	1.5	0.00030	27×10^{-6}	10^{11}	9,000	1.3×10^6
Phenol-formaldehyde	1.3	0.00016	72×10^{-6}	10^{10}	3,500	0.5×10^6
Urea-formaldehyde	1.5	0.00030	27×10^{-6}	10^{10}	10,300	1.5×10^6
Rubbers (synthetic)	1.5	0.00012	—	—	4-75	600-11,000
Rubber (vulcanized)	1.2	0.00012	81×10^{-6}	10^{12}	3,500	0.5×10^6
Polyethylene (L.D.)	0.92	0.00034	180×10^{-6}	$10^{12}-10^{14}$	100-350	14,000-50,000
Polyethylene (H.D.)	0.96	0.00052	120×10^{-6}	$10^{12}-10^{14}$	350-1,250	50,000-150,000
Polystyrene	1.05	0.00008	63×10^{-6}	10^{14}	2,800	0.4×10^6
Polyvinylidene chloride	1.7	0.00012	190×10^{-6}	10^{11}	350	0.05×10^6
Polytetrafluoroethylene	2.2	0.00020	100×10^{-6}	10^{14}	350-700	50,000-100,000
Polymethyl methacrylate	1.2	0.00020	90×10^{-6}	10^{14}	3,500	0.5×10^6
Nylon	1.15	0.00025	100×10^{-6}	10^{12}	2,800	0.4×10^6

* Data in this table were taken from numerous sources.

† Alternatively, (W/mm²)/(K m⁻¹) - Multiply by 1.02 to get Btu/in·ft·°F·in.

‡ Or, K : divide by 1.8 to get °F.

§ Multiply ohmm by 39 to get ohm in.

14.5 BOIS ET BOIS MODIFIÉS

Le bois, matériau naturel, est un véritable matériau composite. Il est en effet formé de fibres de cellulose, longues chaînes moléculaires partiellement cristallisées, et d'une matrice constituée de lignine et d'hémicellulose, composés amorphes. Comme cela se passe pour tous les matériaux naturels, les propriétés du bois varient considérablement, d'une espèce à l'autre — et il existe plusieurs milliers d'espèces d'arbres différentes ! Même à l'intérieur d'une même espèce, ces propriétés varient en fonction des conditions climatiques, de la nature des sols, de la vitesse de croissance des arbres, etc. On distingue en général les résineux (bois mous) des feuillus (bois durs). Le tableau 14.8 donne quelques valeurs caractéristiques des propriétés de diverses essences de bois.

Puisque le bois est un matériau fortement anisotrope, ses propriétés varient considérablement selon les directions considérées : il est ainsi très résistant (davantage en tension qu'en compression) dans la direction du grain (direction longitudinale), mais il l'est peu dans les directions perpendiculaires à celle-ci (directions radiale et tangentielle). Le bois est par ailleurs très sensible à l'humidité ; un changement du taux d'humidité entraîne des modifications de ses dimensions et de ses propriétés mécaniques. En outre, les dimensions des pièces de bois de sciage et de bois d'œuvre sont limitées par celles de l'arbre d'où on les tire. Pour pallier ces difficultés, on modifie le bois brut afin d'obtenir des produits de grandes dimensions dont les propriétés sont supérieures à celles du bois brut : poutres lamellées-colées, contre-plaqués, panneaux de particules, panneaux de fibres, pour ne mentionner que quelques produits de l'industrie forestière.

Tableau 14.8 Caractéristiques moyennes* de bois résineux et feuillus

Espèces	Masse volumique (t/m ³)	Module d'Young (//) (GPa)	Résistance mécanique					
			tension (//) (MPa)	tension (⊥) (MPa)	flexion (MPa)	compression (//) (MPa)	compression (⊥) (MPa)	cisaillement (//) (MPa)
<i>Résineux</i>								
Cèdre blanc	0.30	4.8	60	1.7	42	28	2.7	6.9
Cèdre rouge	0.31	8.0	65	1.5	54	30	3.4	5.6
Épinette (épicéa)	0.40	10.5	90	2.4	70	38	4.3	8.6
Sapin baumier	0.34	9.6	88	1.2	59	34	3.2	6.3
Pin blanc	0.35	9.4	100	2.1	66	37	3.4	6.1
Pin douglas	0.45	13.6	130	2.6	88	49	6.0	9.5
<i>Feuillus</i>								
Bouleau	0.60	13.9	165	6.4	114	56	6.7	13.0
Chêne blanc	0.64	12.3	150	5.5	108	53	7.4	13.8
Érable à sucre	0.60	12.6	180	4.8	110	54	10.0	16.0
Frêne	0.58	12	175	6.0	105	51	8.5	13.2
Peuplier	0.37	11.5	120	3.5	70	37	2.9	6.1

* Les valeurs sont données pour un taux d'humidité de 12 %. Les valeurs des propriétés mécaniques sont données dans le sens des fibres (//) et dans une direction perpendiculaire aux fibres (⊥).

ANNEXE IV

EXEMPLE DE SPECIFICATIONS
A INCLURE DANS UN APPEL D'OFFRE
POUR ENCLOS ACOUSTIQUE
(tiré de (4))

GENERAL

The acoustical enclosure shall be constructed in accordance with the following paragraphs:

PANEL MATERIALS AND CONSTRUCTION

Panels shall be 2" nominal thickness, fabricated with a minimum 18 gauge galvanized steel back sheet, a minimum of 22 gauge galvanized perforated steel face sheet, and 16 gauge galvanized steel channel stiffeners and frames. Channel frames shall be provided on all four edges of the panels for structural integrity, and wrap-around back sheet construction will not be permitted. Perforations in the face sheet shall be 5/64" diameter on 5/32" staggered centers, or equivalent.

Panels shall be packed with nonabsorptive, vermin-proof, incombustible acoustical-thermal insulating material. This acoustical-thermal material shall be packed such that no settling will occur.

CONNECTIONS

All wall and ceiling panel connections are to be 16 gauge galvanized steel and shall connect all joints and corners such that no direct path occurs for sound leakage when properly installed. Connections shall be furnished undrilled in standard lengths for field cutting to required dimensions. Panel connectors and wall corners shall fit inside the panel frames and also fit inside connectors for a tight seal and the elimination of field coping and fitting.

DOORS

Access, single and/or double doors shall be provided in standard sizes where shown on the drawings. Doors shall have double seals and be equipped with strap hinges and double-action latches.

WINDOWS

Single pane safety glass or lexan shall be provided with a minimum thickness of 1/2". All windows shall be properly gasketed.

VENTILATION

A fan and system shall be included to provide a minimum of one air volume change per minute.

STRUCTURAL RIGIDITY

Panel shall be self-supporting under normal conditions up to a panel span of 10 ft. (For spans exceeding 10 ft. structural members or columns shall be supplied by erector.)

PERFORMANCE

Panels and doors shall be acoustical class 30 and shall have the following transmission loss characteristics without exception:

Hertz	125	250	500	1000	2000	4000
Decibels	10	15	25	35	35	35

Panels shall have the following minimum absorption coefficients without exception:

Hertz	125	250	500	1000	2000	4000
Absorption	.25	.50	.75	.75	.75	.75
Coefficient						

Acoustic class and transmission loss data shall be the results of tests in accordance with ASTM E-90-61T.

Absorption coefficients shall be the results of tests in accordance with the ASTM C-423-60T.

GUARANTEE

The panel manufacturer shall guarantee that all panels and components will adhere to the above specifications without exception and will be free from defects in materials and workmanship for a period of one (1) year from date of delivery.

FIRE RATING PERFORMANCE

- a) Flame Spread — not over 25.
- b) Fuel Contributed — not over 50.
- c) Smoke Developed — not over 50.

ANNEXE V

L'AMORTISSEMENT ("DAMPING") DES VIBRATIONS
SUR DES PAROIS MINCES
(tiré de (7))

8.5 DAMPING OF THIN PANELS

We have seen that panel vibration can be an effective radiator of acoustical energy. Damping treatments are materials or structures attached to the panel surface for the purpose of transforming vibratory energy into heat. As a result, panel motion is reduced, and a corresponding decrease in radiated sound may occur. Damping treatments are most effective when applied to panels or other surfaces that are less than 1/4 in thick.

The effectiveness of a damping treatment for noise reduction is dependent on two conditions:

- Panel vibrations must occur at resonant frequencies; damping has relatively little effect on off-resonance vibrations (Fig. 8.29).

• Panel vibrations must be capable of generating sound waves. In the case of airborne sound excitation, bending waves contribute little to acoustic radiation at frequencies less than about half the critical frequency f_c . Therefore, a damping treatment applied to the panel surface will have little effect other than to increase the panel mass somewhat. However, application of a damping treatment to panel edges, corners, and other attachment points may be effective in reducing radiated noise, depending on mounting conditions. At frequencies greater than $f_c/2$, a damping treatment applied to the panel surface at locations of greatest displacement is often a useful noise control procedure.

In the case of mechanical excitation, near-field radiation from the attachment point is the dominant source at frequencies less than about $f_c/4$. At frequencies between $f_c/4$ and $f_c/2$, radiation from panel corners and edges may become significant. Bending waves in the panel surface become increasingly effective radiators at frequencies greater than $f_c/2$; they become the dominant source of radiation at frequencies greater than f_c . Although the transmission loss

of a panel at frequencies less than $f_c/2$ may be improved by a damping treatment, the improvement results more from increased panel mass than from reduced panel vibrations.

The performance of damping treatments is measured by the "loss factor" η of the damped structure, where

$$\eta = \frac{\text{energy dissipated per radian of motion at a given excitation frequency}}{\text{maximum strain energy stored in system at the same frequency}}$$

The relationship between η and the equivalent viscous damping factor C/C_c (see Sec. 8.6) is

$$\eta \simeq 2 \frac{C}{C_c} \quad (8.17)$$

The minimum loss factor for satisfactory performance is about 0.1; typical values lie between 0.1 and 0.3. If the panel surface is an effective radiator, a tenfold increase in η can reduce the radiated sound level by up to 10 dB.

Loss factor is usually measured in one of two ways:

- The damping treatment is attached to a 20-in-square, 1/4-in-thick steel plate (called a *Geiger plate*) which is supported at the midpoint of each side, as shown in Fig. 8.25a. A magnetic-force transducer drives the plate at its lowest flexural resonance (160 Hz); when the force is removed, the plate decay is measured by a capacitive-displacement transducer (located near one corner) and recorded on an oscilloscope screen or high-speed chart recorder. The loss factor is simply related to the logarithmic decrement δ :

$$\eta \simeq \frac{\delta}{\pi} \quad \text{for } \eta < 0.25 \quad (8.18)$$

where $\delta = \ln(x_1/x_2)$ and x_1/x_2 = the amplitude ratio of any two consecutive cycles of plate vibration. The loss factor obtained in this way must be corrected for different plate and treatment thicknesses encountered in actual applications.

The damping treatment is attached to a supported beam (Fig. 8.25b); typical dimensions are 1/2 to 1 1/2 in wide, 5 to 12 in long, and 0.02 to 0.06 in thick. The beam length is adjusted so that a magnetic-force transducer located at its midpoint will excite one or more flexural resonances. The response of the beam at and near resonance is measured by a capacitive-displacement transducer. For values of $\eta < 0.25$,

$$\eta \approx \frac{\Delta f}{f} \quad (8.19)$$

where Δf = bandwidth of response and f = resonant frequency, both in Hertz. This method has two advantages over the Geiger-plate method: the beam and damping-treatment thicknesses can be similar or equal to those of the actual application, and the variation of η with excitation frequency can be determined.

Three types of damping treatments are in common use—homogeneous damping, constrained-layer damping, and frictional damping. Homogeneous

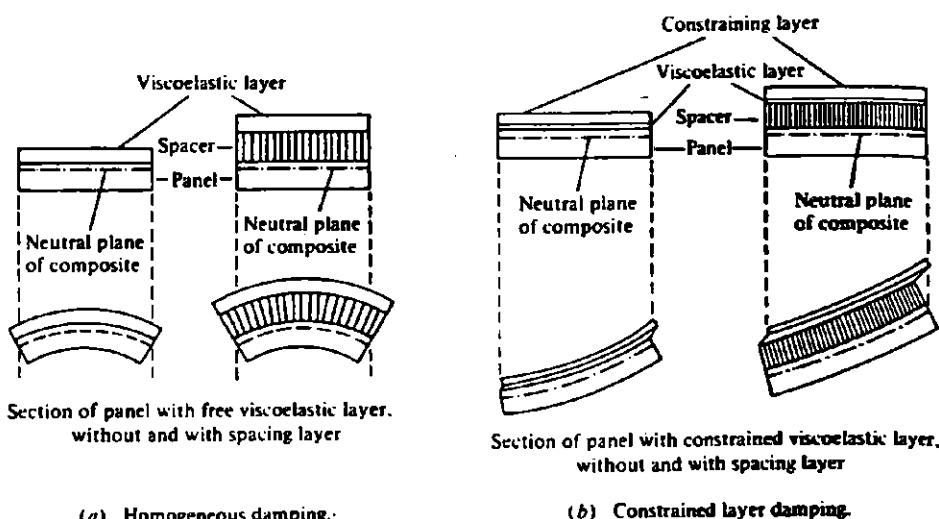


Figure 8.25 Methods for measuring the loss factor of a damped structure. From L. L. Beranek (ed.), *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill, New York, 1971.

damping (Fig. 8.26a) is a single-layer treatment in which a "high-loss" material (usually asphaltic or plastic-based) is sprayed on, brushed on, or adhesively bonded (in sheet form) to the panel surface. As the panel surface flexes, the damping material undergoes extensional motion, which in turn produces significant losses. The composite loss factor of the treated panel is highly dependent on ambient temperature and the ratio of material thickness to panel thickness (Fig. 8.27). Note that ratios greater than 2 : 1 become increasingly impractical. Figure 8.27c shows only a small dependence between loss factor and excitation frequency.

The effectiveness of homogeneous damping can be increased by placing a stiff, rigidly bonded spacer between the panel and damping material, as shown in Fig. 8.26a. This construction places the material at a greater distance from the neutral axis of the structure; extension of the material and the composite loss factor increase accordingly.

Constrained-layer damping consists of a viscoelastic layer with a stiff (but thin) outer retaining layer, such as aluminum or steel (Fig. 8.26b). The constrained and retaining layers are usually about one-third of the panel thickness; the purpose is to resist extension and compression of the viscoelastic material, so that significant shear stresses are induced. These stresses in turn cause dissipation of vibratory energy. Spaced-layer constructions may also be used to increase shear in the viscoelastic layer. Constrained-layer damping treatments are available in sheet form with a magnetic base, for easy attachment to steel panels.

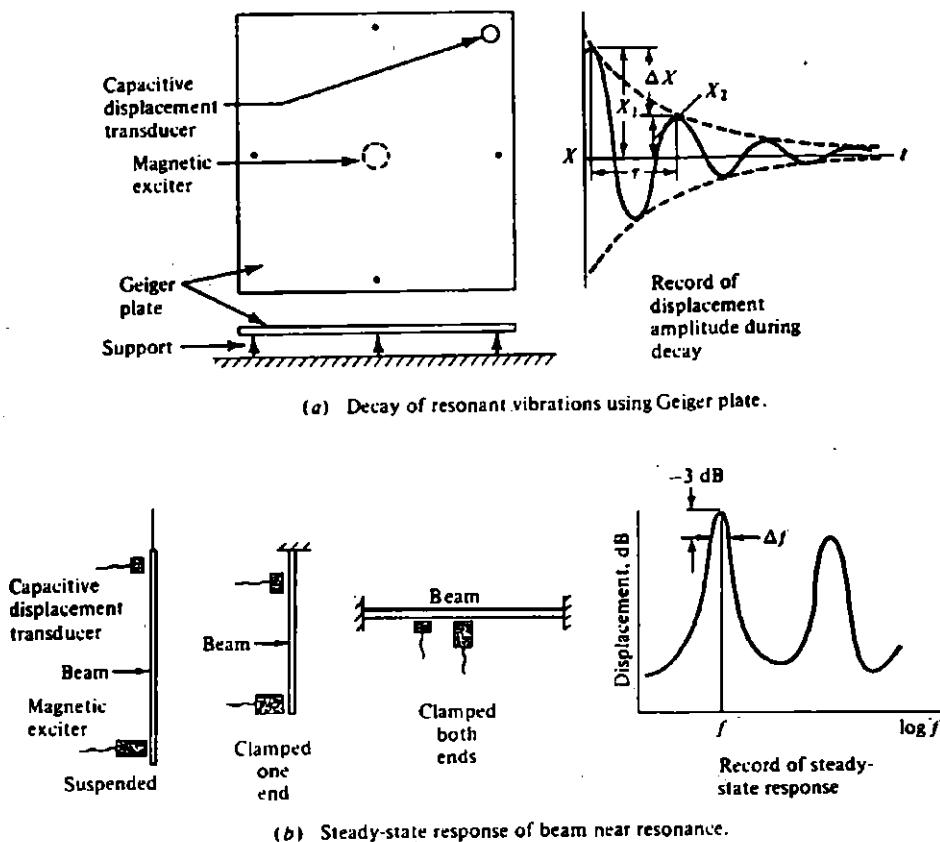
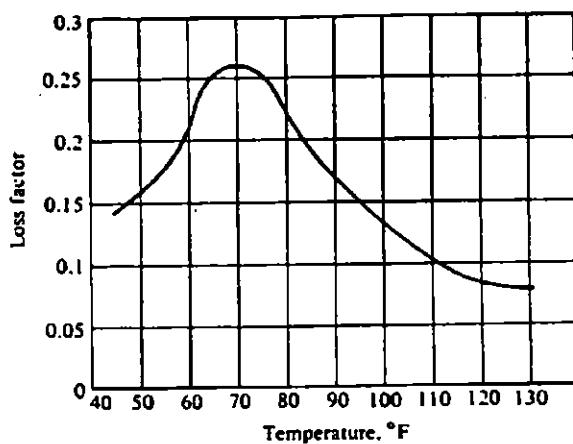


Figure 8.26 Homogeneous and constrained-layer damping.

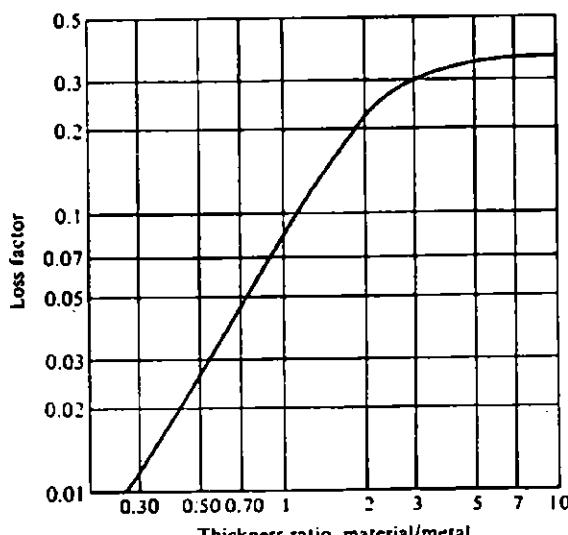
Homogeneous and constrained-layer damping can be compared as follows:

- The loss factor with homogeneous damping depends approximately on the square of the weight of the damping treatment. With constrained-layer damping, the dependence of the loss factor on the treatment weight is approximately linear.
- The system loss factors provided by either type are approximately equal for treatment surface weights equal to 10 to 20 percent of the panel surface weight. For treatment weights less than 10 percent of panel weight, constrained-layer damping is probably more effective; for treatment weights greater than 20 percent of panel weight, homogeneous damping is probably more effective.

Frictional damping is proportional to the normal force and displacement between the damping material and the panel upon which it is placed. However, it can be approximated by an equivalent viscous-damping coefficient at or near



(a) The effect of temperature on the loss factor of a plastic-based vibration damping material (material/metal thickness ratio = 2, frequency = 200 Hz).

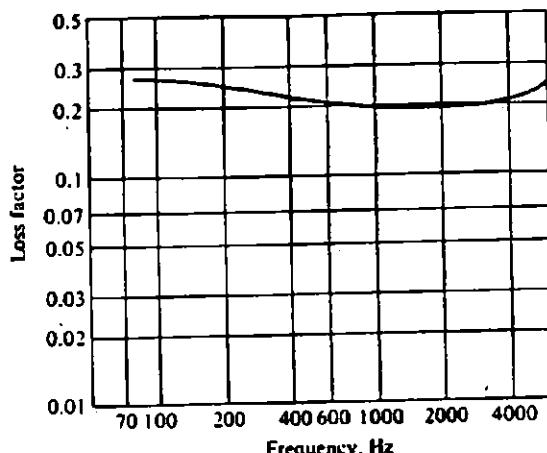


(b) The effect of thickness ratio on the loss factor of a plastic-based vibration damping material (temperature = 72°F, frequency = 200 Hz).

Figure 8.27 Effects of temperature, thickness ratio, and frequency on effectiveness of homogeneous damping. From J. Emme, "Composite Materials for Noise and Vibrational Control," Sound and Vibration, July 1970.

panel resonances; equivalence is determined by equating the average energies dissipated per cycle. Frictional damping requires relatively large values of both the normal force and the coefficient of friction between the surfaces. Three commonly used materials are jute, urethane foam, and cork.

Let us summarize the circumstances under which the energy-dissipation characteristics of damping treatments are effective for reducing airborne noise generated by panel vibrations.



(c) Loss factor as a function of frequency of a plastic-based vibration damping material (temperature = 72°F. material/metal thickness ratio = 2).

Figure 8.27 (continued) Effects of temperature, thickness ratio, and frequency on effectiveness of homogeneous damping.

- The panel surface must be vibrating at or near one or more of its resonant frequencies.
- The resonant vibration of the panel surface must be an effective radiator of acoustic energy.
- For frequencies above $f_c/2$, the damping treatment should be attached to the panel surface and concentrated in regions of maximum resonant amplitude.
- For frequencies less than about $f_c/2$ for airborne sound excitation, or about $f_c/4$ for mechanical point excitation, damping treatments should be concentrated near panel mounting and structural attachment points.*
- The minimum length and width of damping material should be at least 40 percent of the flexural wavelength in the panel for homogeneous and frictional treatments, and at least 60 percent of the flexural wavelength for constrained-layer treatments.
- Homogeneous and constrained-layer treatments should be attached to the panel surface by a complete, rigid bond that fully transmits vibrations into the damping material.

ANNEXE VI

LISTE EXHAUSTIVE (1984)
DE FOURNISSEURS DE MATERIAUX
ET SYSTEMES ACoustiques
(tirée de (9))

Buyer's Guide to Products for Noise and Vibration Control

This Buyer's Guide lists manufacturers and suppliers of products for the control of noise, vibration, and mechanical shock. Refer to the table preceding each of the nine major categories for the various classifications by product type. To locate the product of interest, identify the appropriate category then locate the manufacturers and suppliers who offer that particular product. The numbers after each company listing indicate the products that they offer. Listings preceded by a black square are advertisers in this issue.

Sound Absorptive Materials

1. Felts
2. Foams
3. Glass Fiber
4. Mineral Fiber
5. Perforated Sheet Metal
6. Spray-On Coatings
7. Wall Treatments

Acoustex of Canada Ltd., 83 Sunrise Ave., Toronto, Ont., Canada M4A 1B1, (416) 751-2380 - (2)

Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8665 - (2, 7)

Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (2)

American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (2 - 4)

■ Antiphon, Inc., 290 New Churchmans Rd., New Castle, DE 19720, (302) 322-7666 - (1 - 3)

Armstrong World Industries, Box 3001, Lancaster, PA 17604, (717) 397-0611 - (1, 4, 7)

Atlas Minerals & Chemicals Inc., P. O. Box 0038, Mertztown, PA 19539, (215) 682-7171 - (2)

Barley-Earhart Co., 233 Divine Hwy., Portland, MI 48875, (517) 647-4117 - (1 - 3)

Barrier Corp., 9808 SW Tigard St., Tigard, OR 97223, (503) 639-4192 - (2 - 4)

Louis P. Batson Co., P.O. Box 3978, Greenville, SC 29608, (803) 242-5262 - (1)

Birdair Structures, Div. of ChemFab, 2015 Walden Ave., Buffalo, NY 14225, (716) 684-9500 - (3)

H. L. Blackford Inc., 1855 Stephenson Hwy., Troy, MI 48084, (313) 689-7800 - (2, 3)

Bretton Industries, Inc., 10 Leonard St., Amsterdam, NY 12010, (518) 842-3030 - (2)

Brunswick Corp., Technetix Div., 2000 Brunswick Lane, DeLand, FL 32720, (904) 736-1700 - (1)

Childers Products Co., 23350 Mercantile Rd., Beachwood, OH 44122, (216) 464-8020 - (5, 7)

Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (2, 7)

Conwed Corp., P.O. Box 64237, St. Paul, MN 55164, (612) 221-1102 - (4)

Designer Acoustics, Div. Taylor Evans Ltd., P.O. Box 27, Penfield, NY 14526, (716) 385-3320 - (1, 3, 5, 7)

Diamond Mfg. Co., 243 W. 8th St., Wyoming, PA 18644, (800) 233-9601 - (5)

Duracote Corporation, 350 N. Diamond St., Ravenna, OH 44266, (800) 321-2252 - (2)

E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 872-1111 - (2, 3, 7)

■ Eickel Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (2 - 5, 7)

Ferguson Perforating & Wire Co., Inc., 130 Ernest St., Providence, RI 02905, (401) 941-8876 - (5)

Ferro Corporation, Composites Div., 34 Smith St., Norwalk, CT 06852, (203) 853-2123 - (2, 5)

Foamadie Industries, 2550 Auburn Ct., Auburn Hts., MI 48001, (313) 852-6010 - (1, 2)

Frommell Industries, 4343 Chaveneille Dr., Dubuque, IA 52001, (319) 589-2736 - (2, 3)

G. T. Acoustical Technologies, 35 Corliss St., Providence, RI 02940, (401) 272-8100 - (2 - 5, 7)

General Acoustics Corp., 12248 Santa Monica Blvd., Los Angeles, CA 90025, (213) 820-1531 - (5, 7)

Carroll George Inc., P.O. Box 144, Northwood, IA 50459, (515) 324-2231 - (2)

Globe Industries, Inc., 2638 E. 126th St., Chicago, IL 60633, (312) 646-1300 - (1, 2)

Gold Bond Building Products, 2001 Rexford Rd., Charlotte, NC 28211, (704) 365-0950 - (4)

Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (2, 3, 5, 7)

Harrington & King Perforating Co., 5655 W. Fillmore St., Chicago, IL 60644, (312) 626-1800 - (5)

Ilbruck USA, 3800 Washington Ave., North, Minneapolis, MN 55412, (612) 521-3555 - (2)

Imi-Tech Corp., 701 Fargo Ave., Elk Grove Village, IL 60007, (312) 981-7610 - (2)

■ Industrial Acoustics Company, Inc., 1160 Commerce Ave., Bronx, NY 10452, (212) 931-8000 - (7)

Industrial Noise Control, Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 628-3800 - (2, 4, 7)

Insul-Art Acoustics Corp., 107 Allen Blvd., Farmingdale, NY 11735, (516) 694-0002 - (3, 7)

George Koch Sons, Inc., P.O. Box 358, Evansville, IN 47744, (812) 426-9600 - (5)

Korfond Dynamics Corp., P.O. Box 235, Centiegua Rd., Westbury, NY 11590, (516) 333-7580 - (2)

Krueger Manufacturing Co., P.O. Box 5486, Tucson, AZ 85703, (602) 622-7601 - (5)

Leuen Manufacturing Co., 2228 Raisier Ave. S.E., New Philadelphia, OH 44663, (216) 339-3373 - (6)

MBI Products Co., 5309 Hamilton Ave., Cleveland, OH 44114, (216) 431-6400 - (3, 5, 7)

Midwest Acoust-A-Fiber, Inc., 7790 Marysville Rd., Ostender, OH 43061, (614) 668-2241 - (2 - 4, 6, 7)

Milcut Inc., 4837 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-1300 - (2, 3)

■ E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (1 - 3)

National Cellulose Corp., 12315 Robin Blvd., P.O. Box 45006, Houston, TX 77245, (713) 433-6701 - (6, 7)

National Environmental Control Corp., Parker St., Clinton, MA 01510, (617) 368-8761 - (5)

Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (2 - 5)

Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (2, 3, 7)

Noise Reduction Corp., Rt. 2, Box 152, Redwood Falls, MN 56283, (507) 644-3087 - (2, 3)

Owens Corning Fiberglas, Fiberglas Tower 412, Toledo, OH 43659, (419) 248-8000 - (3, 4, 7)

Patterson Associates, 935 Summer St., Lynnfield, MA 01940, (617) 246-0888 - (2, 7)

Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (2, 7)

Pentad Inc., 13636 S. Western Ave., Blue Island, IL 60406, (312) 597-4870 - (1)

■ The Proudfit Company Inc., 170 Mason St., Box 1537, Greenwich, CT 06836, (203) 869-9031 - (3)

Radical Foam Corp., 401 Darlington St., LaPorte, IN 46350, (219) 326-7977 - (2)

■ Rogers Corp., One Technology Dr., Rogers, CT 06263, (203) 928-7931 - (2)

Scotfoam Corp., Subsidiary of GFI, 1500 E. 2nd St., Eddystone, PA 19031, (215) 876-2551 - (1, 2)

Singer Safety Co., 3800 N. Milwaukee Ave., Chicago, IL 60641, (800) 621-0089 - (2, 3)

Smart Products, Box 1006, Framingham, MA 01701, (617) 872-6042 - (6)

Sonotrol Systems Inc., 185 Carlingview Dr., Rexdale, Ont., Canada M9W 1A4, (416) 675-2185 - (3, 4, 7)

■ The Soundcoat Co., Inc., One Bur1Dr, Deer Park, NY 11729, (516) 242-2200 - (1 - 3, 7)

Soundown Corp., P.O. Box 341, Swampscott, MA 01970, (617) 598-4248 - (2, 3)

Specialty Composites Corp., Delaware Industrial Pk., Newark, DE 19713, (302) 738-6800 - (2)

Stark Ceramics, Inc., P.O. Box 8880, Canton, OH 44711, (800) 321-0652 - (7)

Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45426, (513) 252-3661 - (1, 2, 6, 7)

Tectum Inc., 105 S. Sixth St., Newark, OH 43055, (614) 345-9691 - (7)

United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (2 - 4, 7)

United Sheet Metal Div., United McGill Corp., 200 E. Broadway, Westerville, OH 43081, (614) 882-7401 - (2, 5 - 7)

Vibration Mountings & Controls, Inc., Box 37, Bloomingdale, NJ 07403, (201) 638-1780 - (3, 6)

Vicraoustic Div., L. E. Carpenter & Co., 290 Canal Rd., Fairless Hills, PA 19030, (215) 736-2628 - (3, 7)

Wilshire Foam Products, 1240 E. 230th St., Carson, CA 90745, (213) 549-5444 - (2)

Sound Absorptive Systems

1. Ceiling Systems
2. Masking Noise Generators
3. Panels
4. Unit Absorbers
5. Wall Treatments

Acon, Inc., 4600 Webster St., Dayton, OH 45414, (513) 276-2111 - (3)

■ The Aeroacoustic Corp., 4876 Victor St., Jacksonville, FL 32207, (904) 731-3577 - (3 - 5)

Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8565 - (1, 3 - 5)

Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (3)

American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (3, 5)

Armstrong World Industries, Box 3001, Lancaster, PA 17604, (717) 397-0611 - (1)

Birdair Structures, Div. of ChemFab, 2015 Walden Ave., Buffalo, NY 14225, (716) 684-9500 - (1, 5)

Body Guard, Inc., 5087 Westerville Rd., Columbus, OH 43229, (614) 890-1350 - (1, 3 - 5)

Burgess Industries, Burgess-Manning Div., 8101 Carpenter Fwy., Dallas, TX 75247, (214) 631-1410 - (3)

Childers Products Co., 23350 Mercantile Rd., Beachwood, OH 44122, (216) 484-8020 - (1, 3, 5)

Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (1 - 5)

Conwed Corp., P.O. Box 64237, St. Paul, MN 55164, (612) 221-1102 - (1, 3 - 5)

Designer Acoustics, Div. Taylor Evans Ltd., P.O. Box 27, Penfield, NY 14526, (716) 385-3320 - (1, 3, 5)

Diamond Mfg. Co., 243 W. 8th St., Wyoming, PA 18644, (800) 233-9601 - (3)

Dyna-Systems, Inc., 5371 Tennyson, #1, Denver, CO 80212, (303) 455-5400 - (2)

E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 872-1111 - (3, 5)

Eickel Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (1, 3 - 5)

Environmental Elements Corp., P.O. Box 1318, Baltimore, MD 21203, (301) 368-7200 - (3)

Federated Metals Corp., 150 St. Charles St., Newark, NJ 07105, (201) 589-0500 - (1)

Ferro Corporation, Composites Div., 34 Smith St., Norwalk, CT 06852, (203) 853-2123 - (4)

Frommell Industries, 4343 Chaveneille Dr., Dubuque, IA 52001, (319) 589-2736 - (1, 3)

G. T. Acoustical Technologies, 35 Corliss St., Providence, RI 02940, (401) 272-8100 - (3 - 5)

Gale Corp., Noise Control Div., P.O. Box 6750, Bridgewater, NJ 08807, (201) 725-9500 - (3, 4)

General Acoustics Corp., 12248 Santa Monica Blvd., Los Angeles, CA 90025, (213) 820-1531 - (3 - 5)

Globe Industries, Inc., 2638 E. 126th St., Chicago, IL 60633, (312) 646-1300 - (1, 3 - 5)

Gold Bond Building Products, 2001 Rexford Rd., Charlotte, NC 28211, (704) 365-0950 - (1)

Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (1, 3 - 5)

Higg-Kang Ind. Noise Controls, 1085 Bellamy Rd., N., Scarborough, Ont., Canada, (416) 431-0641 - (3, 5)

I.D.E. Processes Corp., Noise Control Div., 106 81st Ave., Kew Gardens, NY 11415, (212) 544-1177 - (3)

Ilbruck USA, 3800 Washington Ave., North, Minneapolis, MN 55412, (612) 521-3555 - (5)

Imi-Tech Corp., 701 Fargo Ave., Elk Grove Village, IL 60007, (312) 981-7610 - (1)

■ Industrial Acoustics Company, Inc., 1160 Commerce Ave., Bronx, NY 10452, (212) 931-8000 - (1, 3, 5)

Industrial Noise Control, Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 628-3800 - (3 - 5)

Insul-Art Acoustics Corp., 107 Allen Blvd., Farmingdale, NY 11735, (516) 694-0002 - (1, 3 - 5)

George Koch Sons, Inc., P.O. Box 358, Evansville, IN 47744, (812) 426-9600 - (3)

Krueger Manufacturing Co., P.O. Box 5486, Tucson, AZ 85703, (602) 622-7601 - (3)

MBI Products Co., 5309 Hamilton Ave., Cleveland, OH 44114, (216) 431-6400 - (1, 3 - 5)

Mason Industries Inc., 350 Rabro Dr., Hauppauge, NY 11787, (516) 348-0282 - (1, 5)

Midwest Acoust-A-Fiber, Inc., 7790 Marysville Rd., Ostender, OH 43061, (614) 668-2241 - (1, 3 - 5)

Milcut Inc., 4837 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-1300 - (4)

National Cellulose Corp., 12315 Robin Blvd., P.O. Box 45006, Houston, TX 77245, (713) 433-6701 - (1)

Neiss, Inc., P.O. Box 478, Rockville, CT 06066, (203) 872-8528 - (3, 5)

Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (1 - 5)

Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (1, 3 - 5)

Noise Control Products, Inc., 800 Cheltic Ave., Copiague, NY 11726, (516) 226-6100 - (3, 5)

Owens Corning Fiberglas, Fiberglas Tower 412, Toledo, OH 43659, (419) 248-8000 - (1 - 5)

Patterson Associates, 935 Summer St., Lynnfield, MA 01940, (617) 246-0888 - (3 - 5)

Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (3)

- Gordon J. Pollock & Associates, 19120 Detroit Rd., Rocky River, OH 44116, (216) 333-8710 - (3 - 5)
- The Proudfoot Company Inc., 170 Mason St., Box 1537, Greenwich, CT 06836, (203) 669-9031 - (3, 4)
- Richards-Wilcox Mfg. Co., 174 Third St., Aurora, IL 60507, (312) 897-6951 - (3)
- Singer Safety Co., 3600 N. Milwaukee Ave., Chicago, IL 60641, (800) 621-0089 - (2, 3)
- Smart Products, Box 1006, Framingham, MA 01701, (617) 872-6042 - (3)
- Sonotrol Systems, Inc., 185 Carlingview Dr., Rexdale, Ont., Canada M9W 1A4, (416) 675-2185 - (1, 3 - 5)
- Stark Ceramics, Inc., P.O. Box 8680, Canton, OH 44711, (800) 321-0662 - (3)
- Stairco Co., Inc., 1515 Fairview, St. Louis, MO 63132, (800) 325-4259 - (3)
- Target Enterprises Inc., Roxbury, VT 05669, (802) 728-3081 - (4)
- Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (3 - 5)
- Tectum Inc., 105 S. Sixth St., Newark, OH 43055, (614) 345-9891 - (1, 5)
- Tracoustics, Inc., P.O. Box 3610, Austin, TX 78764, (800) 531-5412 - (3, 4)
- United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (1, 3 - 5)
- United Sheet Metal Div., United McGill Corp., 200 E. Broadway, Westerville, OH 43081, (614) 882-7401 - (1, 3 - 5)
- United States Gypsum Co., 101 S. Wacker Dr., Chicago, IL 60606, (312) 321-4000 - (1, 5)
- Vibration Mountings & Controls, Inc., Box 37, Bloomingdale, NJ 07403, (201) 838-1780 - (1, 3)
- Vicraoustic Div., L. E. Carpenter & Co., 290 Canal Rd., Fairless Hills, PA 19030, (215) 736-2628 - (1, 3, 5)
- Vier Engineering, Box 7269, Burbank, CA 91510, (818) 843-1922 - (4)

Sound Barrier Materials

1. Pipe Lagging
2. Plain and Mass-Loaded Plastics
3. Sealants and Sealing Tapes
4. Sheet Glass, Metal and Plastic

- Acoustex of Canada Ltd., 83 Sunrise Ave., Toronto, Ont., Canada M4A 1B1, (416) 751-2380 - (1, 2)
- The Aeroacoustic Corp., 4876 Victor St., Jacksonville, FL 32207, (904) 731-3577 - (4)
- Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-6665 - (4)
- Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (1, 2)
- American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (1, 2)
- Antiphon, Inc., 290 New Churchmans Rd., New Castle, DE 19720, (302) 322-7666 - (2, 4)
- Barley-Earhart Co., 233 Divine Hwy., Portland, MI 48875, (517) 647-4117 - (2)
- Barrier Corp., 9908 SW Tigard St., Tigard, OR 97223, (503) 639-4192 - (2)
- H. L. Blackford Inc., 1855 Stephenson Hwy., Troy, MI 48084, (313) 689-7800 - (2, 4)
- Breton Industries, Inc., 10 Leonard St., Amsterdam, NY 12010, (518) 842-3030 - (2)
- Childers Products Co., 23350 Mercantile Rd., Beachwood, OH 44122, (216) 464-8020 - (1, 3)
- Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (1, 2)
- Duracote Corporation, 350 N. Diamond St., Ravenna, OH 44266, (800) 321-2252 - (2)
- E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 872-1111 - (1, 2)
- Ecke Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (1, 2, 4)
- Federated Metals Corp., 150 St. Charles St., Newark, NJ 07105, (201) 589-0500 - (1)
- Ferro Corporation, Composites Div., 34 Smith St., Norwalk, CT 06852, (203) 853-2123 - (1, 2)
- G. T. Acoustical Technologies, 35 Corliss St., Providence, RI 02940, (401) 272-8100 - (1)
- General Acoustics Corp., 12248 Santa Monica Blvd., Los Angeles, CA 90025, (213) 820-1531 - (2)
- Carroll George Inc., P.O. Box 144, Northwood, IA 50459, (515) 324-2231 - (2)
- Globe Amerada Glass Co., 2001 Greenleaf Ave., Elk Grove Village, IL 60007, (800) 323-8776 - (4)
- Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (2 - 4)
- Higgott-Kane Ind. Noise Controls, 1085 Bellamy Rd. N., Scarborough, Ont., Canada, (416) 431-0641 - (1)
- Industrial Noise Control, Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 628-3800 - (1, 2)
- The Kennedy Co., Box 1216, Scottsboro, AL 35768, (205) 536-6339 - (1, 2)
- George Koch Sons, Inc., P.O. Box 358, Evansville, IN 47744, (812) 426-9600 - (4)
- Lauren Manufacturing Co., 2228 Reiser Ave. S.E., New Philadelphia, OH 44653, (216) 339-3373 - (3)
- Milic Inc., 4837 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-1300 - (2)

- E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (1, 2, 4)
- Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (1, 2)
- Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (1, 2, 4)
- Noise Reduction Corp., Rt. 2, Box 152, Redwood Falls, MN 56283, (507) 644-3067 - (1 - 3)
- Owens Corning Fiberglas, Fiberglas Tower 412, Toledo, OH 43659, (419) 248-8000 - (1)
- Patterson Associates, 935 Summer St., Lynnfield, MA 01940, (617) 246-0888 - (2)
- Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (1)
- Singer Safety Co., 3800 N. Milwaukee Ave., Chicago, IL 60641, (800) 621-0089 - (2)
- Smart Products, Box 1006, Framingham, MA 01701, (617) 872-6042 - (1)
- The Soundcoat Co., Inc., One Burt Dr., Deer Park, NY 11729, (516) 242-2200 - (1, 2)
- Soundown Corp., P.O. Box 341, Swampscott, MA 01970, (617) 598-4248 - (2)
- Specialty Composites Corp., Delaware Industrial Pk., Newark, DE 19713, (302) 738-6800 - (2)
- Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (1, 2, 4)
- Teledyne Mono-Phase, 1460 Industrial Pk., Akron, OH 44310, (216) 633-6100 - (3)
- United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (1, 2)

Sound Barrier Systems

1. Curtains
2. Doors
3. Operable Partitions
4. Panels
5. Walls
6. Windows
7. Seals

- Acoustex of Canada Ltd., 83 Sunrise Ave., Toronto, Ont., Canada M4A 1B1, (416) 751-2380 - (1, 2, 4, 5)
- The Aeroacoustic Corp., 4876 Victor St., Jacksonville, FL 32207, (904) 731-3577 - (2, 4 - 7)
- Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8665 - (4, 5)
- Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (1, 2, 4, 5)
- American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (4)
- American Air Filter Co., P.O. Box 35260, Louisville, KY 40232, (502) 637-0739 - (2, 4 - 6)
- Barley-Earhart Co., 233 Divine Hwy., Portland, MI 48875, (517) 647-4117 - (1)
- Louis P. Batson Co., P.O. Box 3978, Greenville, SC 29606, (803) 242-5262 - (2)
- Body Guard, Inc., 5087 Westerville Rd., Columbus, OH 43229, (614) 890-1350 - (3 - 5)
- Bretton Industries, Inc., 10 Leonard St., Amsterdam, NY 12010, (518) 842-3030 - (1)
- Burgess Industries, Burgess-Manning Div., 8101 Carpenter Fwy., Dallas, TX 75247, (214) 631-1410 - (2, 4, 5)
- Childers Products Co., 23350 Mercantile Rd., Beachwood, OH 44122, (216) 464-8020 - (4, 5)
- Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (1, 2, 4, 5)
- Conwed Corp., P.O. Box 64237, St. Paul, MN 55164, (612) 221-1102 - (4, 5)
- Designer Acoustics, Div. Taylor Evans Ltd., P.O. Box 27, Penfield, NY 14526, (716) 385-3320 - (1, 4, 5)
- E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 872-1111 - (1 - 4)
- Ecke Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (1, 2, 4 - 6)
- Environmental Elements Corp., P.O. Box 1318, Baltimore, MD 21203, (301) 368-7200 - (2, 4 - 6)
- The Fanwall Corp., 1901 N. Ft. Myer Dr., Arlington, VA 22209, (703) 524-5301 - (4, 5)
- Federated Metals Corp., 150 St. Charles St., Newark, NJ 07105, (201) 589-0500 - (2, 5)
- Ferro Corporation, Composites Div., 34 Smith St., Norwalk, CT 06852, (203) 853-2123 - (1, 3, 4)
- Frommell Industries, 4343 Chavanelle Dr., Dubuque, IA 52001, (319) 589-2736 - (1)
- G. T. Acoustical Technologies, 35 Corliss St., Providence, RI 02940, (401) 272-8100 - (1, 4, 5)
- Gale Corp., Noise Control Div., P.O. Box 6750, Bridgewater, NJ 08807, (201) 725-9500 - (2, 4 - 6)
- General Acoustics Corp., 12248 Santa Monica Blvd., Los Angeles, CA 90025, (213) 820-1531 - (1, 2, 4 - 6)
- Globe Amerada Glass Co., 2001 Greenleaf Ave., Elk Grove Village, IL 60007, (800) 323-8776 - (4, 5)
- Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (1, 2, 4)
- Higgott-Kane Ind. Noise Controls, 1085 Bellamy Rd. N., Scarborough, Ont., Canada, (416) 431-0641 - (2, 4 - 7)
- Industrial Acoustics Company, Inc., 1160 Commerce Ave., Bronx, NY 10462, (212) 931-8000 - (2 - 6)

- Industrial Noise Control, Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 628-3800 - (1 - 7)
- Insul-Art Acoustics Corp., 107 Allen Blvd., Farmingdale, NY 11735, (516) 694-0002 - (4)
- Jamison Door Company, P.O. Box 70, Hagerstown, MD 21740, (301) 733-3100 - (2, 6)
- The Kennedy Co., Box 1216, Scottsboro, AL 35768, (205) 536-6339 - (1)
- George Koch Sons, Inc., P.O. Box 358, Evansville, IN 47744, (812) 426-9600 - (2, 4 - 6)
- Korfund Dynamics Corp., P.O. Box 235, Cantiague Rd., Westbury, NY 11590, (516) 333-7580 - (1, 4, 5)
- Krueger Manufacturing Co., P.O. Box 5486, Tucson, AZ 85703, (502) 622-7601 - (2 - 5)
- Lauren Manufacturing Co., 2228 Reiser Ave. S.E., New Philadelphia, OH 44653, (216) 339-3373 - (7)
- MBI Products Co., 5309 Hamilton Ave., Cleveland, OH 44114, (216) 431-5400 - (1, 4, 5)
- Midwest Acoust-A-Fiber, Inc., 7790 Marysville Rd., Ostendorf, OH 43061, (614) 666-2241 - (1, 4)
- Milic Inc., 4837 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-1300 - (1, 4)
- E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (1)
- Netz, Inc., P.O. Box 478, Rockville, CT 06066, (203) 872-8528 - (1, 2, 4, 5)
- Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (1 - 7)
- Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (1 - 7)
- Noise Control Products, Inc., 800 Chettie Ave., Copiague, NY 11726, (516) 226-6100 - (2 - 6)
- Noise Reduction Corp., R.R. 2, Box 152, Redwood Falls, MN 56283, (507) 644-3067 - (1)
- Overly Mfg. Co., 574W. Utterman St., P.O. Box 70, Greensburg, PA 15601, (412) 834-7300 - (2, 6)
- Owens Corning Fiberglas, Fiberglas Tower 412, Toledo, OH 43659, (419) 248-8000 - (4)
- Patterson Associates, 935 Summer St., Lynnfield, MA 01940, (617) 246-0888 - (1, 3 - 5)
- Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (1)
- Pioneer Industries, 401 Washington Ave., Carlstadt, NJ 07072, (201) 933-1900 - (2, 4, 7)
- Gordon J. Pollock & Associates, 19120 Detroit Rd., Rocky River, OH 44116, (216) 333-8710 - (1 - 5)
- The Proudfoot Company Inc., 170 Mason St., Box 1537, Greenwich, CT 06836, (203) 869-9031 - (1, 4)
- Richards-Wilcox Mfg. Co., 174 Third St., Aurora, IL 60507, (312) 897-6951 - (2, 3, 5 - 7)
- Singer Safety Co., 3800 N. Milwaukee Ave., Chicago, IL 60641, (800) 621-0089 - (1, 2)
- Sitelines, Inc., 1456 S. Manhattan Ave., Fullerton, CA 92631, (714) 991-4431 - (6)
- Smart Products, Box 1006, Framingham, MA 01701, (617) 872-6042 - (2 - 5, 7)
- The Soundcoat Co., Inc., One Burt Dr., Deer Park, NY 11729, (516) 242-2200 - (7)
- Specialty Doors Inc., 269 W. 154th St., S. Holland, IL 60473, (312) 339-4331 - (2)
- Stark Ceramics, Inc., P.O. Box 8880, Canton, OH 44711, (800) 321-0662 - (5)
- Starrco Co., Inc., 1515 Fairview, St. Louis, MO 63132, (800) 325-4259 - (4, 5)
- Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (1 - 6)
- Teledyne Mono-Phase, 1460 Industrial Pk., Akron, OH 44310, (216) 633-6100 - (7)
- Tracoustics, Inc., P.O. Box 3610, Austin, TX 78764, (800) 531-5412 - (1, 2, 4 - 6)
- United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (1, 3 - 5)
- United Sheet Metal Div., United McGill Corp., 200 E. Broadway, Westerville, OH 43081, (614) 882-7401 - (2, 4)
- United States Gypsum Co., 101 S. Wacker Dr., Chicago, IL 60606, (312) 321-4000 - (5)
- Vibration Mountings & Controls, Inc., Box 37, Bloomingdale, NJ 07403, (201) 838-1780 - (4)
- Vicraoustic Div., L. E. Carpenter & Co., 290 Canal Rd., Fairless Hills, PA 19030, (215) 736-2628 - (4)

Composite Materials

1. Barrier/Fiber Composites
2. Barrier/Foam Composites
3. Masonry Units

- Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8665 - (2)
- Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (1, 2)
- American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (1, 2)
- Antiphon, Inc., 290 New Churchmans Rd., New Castle, DE 19720, (302) 322-7666 - (1, 2)
- Barley-Earhart Co., 233 Divine Hwy., Portland, MI 48875, (517) 647-4117 - (1, 2)
- Barrier Corp., 9908 SW Tigard St., Tigard, OR 97223, (503) 639-4192 - (2)

- H. L. Blackford Inc., 1855 Stephenson Hwy., Troy, MI 48084, (313) 689-7800 - (1, 2)
- Body Guard, Inc., 5087 Westerville Rd., Columbus, OH 43229, (614) 890-1350 - (1, 2)
- Bostik Div., Emhart Corp., Boston St., Middleton, MA 01949, (617) 777-0100 - (2)
- Breton Industries, Inc., 10 Leonard St., Amsterdam, NY 12010, (518) 842-3030 - (2)
- Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (1, 2)
- Ouracote Corporation, 350 N. Diamond St., Ravenna, OH 44266, (800) 321-2252 - (2)
- E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 872-1111 - (1, 2)
- Eckel Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (2)
- Ferro Corporation, Composites Div., 34 Smith St., Norwalk, CT 06852, (203) 853-2123 - (1, 2)
- Foamade Industries, 2550 Auburn Ct., Auburn Hts., MI 48057, (313) 852-6010 - (2)
- Frommelt Industries, 4343 Chavenelle Dr., Dubuque, IA 52001, (319) 589-2736 - (1, 2)
- G. T. Acoustical Technologies, 35 Corliss St., Providence, RI 02940, (401) 272-8100 - (2)
- Carroll George Inc., P.O. Box 144, Northwood, IA 50459, (515) 324-2231 - (2)
- Globe Industries, Inc., 2638 E. 126th St., Chicago, IL 60633, (312) 646-1300 - (1, 2)
- Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (1, 2)
- Illbruck USA, 3800 Washington Ave., North, Minneapolis, MN 55412, (612) 521-3555 - (2)
- Imi-Tech Corp., 701 Fargo Ave., Elk Grove Village, IL 60007, (312) 981-7610 - (2)
- Industrial Noise Control, Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 828-3800 - (1, 2)
- The Kennedy Co., Box 1216, Scottsboro, AL 35768, (205) 536-6339 - (2)
- Midwest Acoust-A-Fiber, Inc., 7790 Marysville Rd., Osternder, OH 43061, (614) 666-2241 - (1, 2)
- Milcut Inc., 4837 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-1300 - (1, 2)
- E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (1, 2)
- Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (1, 2)
- Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (1, 2)
- Noise Reduction Corp., Rt. 2, Box 152, Redwood Falls, MN 56283, (507) 644-3067 - (1, 2)
- Patterson Associates, 935 Summer St., Lynnfield, MA 01940, (617) 246-0888 - (2)
- Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (1, 2)
- Gordon J. Pollock & Associates, 19120 Detroit Rd., Rocky River, OH 44116, (216) 333-8710 - (1, 2)
- The Proudfoot Company Inc., 170 Mason St., Box 1537, Greenwich, CT 06836, (203) 869-9031 - (1, 3)
- Recticel Foam Corp., 401 Darlington St., LaPorte, IN 46350, (219) 326-7377 - (2)
- Singer Safety Co., 3800 N. Milwaukee Ave., Chicago, IL 60641, (800) 621-0089 - (1, 2)
- The Soundcoat Co., Inc., One Burr Dr., Deer Park, NY 11729, (516) 242-2200 - (1, 2)
- Soundown Corp., P.O. Box 341, Swampscott, MA 01970, (617) 598-4248 - (1, 2)
- Specialty Composites Corp., Delaware Industrial Pk., Newark, DE 19713, (302) 738-6800 - (2)
- Stark Ceramics, Inc., P.O. Box 8880, Canton, OH 44711, (800) 321-0662 - (3)
- Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (1, 2)
- Tracoustics, Inc., P.O. Box 3610, Austin, TX 78764, (800) 531-5412 - (1)
- United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (1, 2)
- United Sheet Metal Div., United McGill Corp., 200 E. Broadway, Westerville, OH 43081, (614) 882-7401 - (1, 2)
- Vibration Mountings & Controls, Inc., Box 37, Bloomingdale, NJ 07403, (201) 838-1780 - (1)
- Wilshire Foam Products, 1240 E. 230th St., Carson, CA 90745, (213) 549-5444 - (2)
- Composite Systems**
1. Curtains
 2. Enclosures/Quiet Rooms
 3. Open-Plan Partitions
 4. Panels
 5. Quilted Composites
 6. Roof Decks
- Acon, Inc., 4600 Webster St., Dayton, OH 45414, (513) 276-2111 - (2, 5)
- Acoustics of Canada Ltd., 83 Sunrise Ave., Toronto, Ont., Canada M4A 1B1, (416) 751-2380 - (1, 2, 4)
- Acoustics Development Corp., 1850 Holste Rd., Northbrook IL 60062, (312) 272-8880 - (2)
- The Aeroacoustic Corp., 4876 Victor St., Jacksonville, FL 32207, (904) 731-3577 - (2, 4)
- Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8665 - (2, 4)
- Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (2)
- American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (5)
- Barley-Earhart Co., 233 Divine Hwy., Portland, MI 48875, (517) 647-4117 - (1)
- Barrier Corp., 9908 SW Tigard St., Tigard, OR 97223, (503) 639-4192 - (3)
- Body Guard, Inc., 5087 Westerville Rd., Columbus, OH 43229, (614) 690-1350 - (2, 4)
- Breton Industries, Inc., 10 Leonard St., Amsterdam, NY 12010, (518) 842-3030 - (1)
- Burgess Industries, Burgess-Manning Div., 8101 Carpenter Hwy., Dallas, TX 75247, (214) 631-1410 - (2)
- Childers Products Co., 23350 Mercantile Rd., Beachwood, OH 44122, (216) 464-8021 - (2, 4)
- Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (1, 2, 4, 5)
- Designer Acoustics, Div. Taylor Evans Ltd., P.O. Box 27, Penfield, NY 14526, (716) 385-3320 - (1, 4)
- Diamond Mfg. Co., 243 W. 8th St., Wyoming, PA 18644, (800) 233-9601 - (3)
- E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 872-1111 - (1, 5)
- Eckel Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (1, 2, 4)
- Ferro Corporation, Composites Div., 34 Smith St., Norwalk, CT 06852, (203) 853-2123 - (1, 5)
- Frommelt Industries, 4343 Chavenelle Dr., Dubuque, IA 52001, (319) 589-2736 - (1, 5)
- G. T. Acoustical Technologies, 35 Corliss St., Providence, RI 02940, (401) 272-8100 - (1, 2, 4, 5)
- General Acoustics Corp., 12248 Santa Monica Blvd., Los Angeles, CA 90025, (213) 820-1531 - (1, 2, 4, 5)
- Globe Industries, Inc., 2638 E. 126th St., Chicago, IL 60633, (312) 646-1300 - (3, 4)
- Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (1, 2, 4, 5)
- Higgett-Kane Ind. Noise Controls, 1005 Bellemont Rd., N. Scarborough, Ont., Canada, (416) 431-0641 - (2, 4)
- I.D.E. Processes Corp., Noise Control Div., 106 81st Ave., Kew Gardens, NY 11415, (212) 544-1177 - (2, 4)
- Industrial Acoustics Company, Inc., 1160 Commerce Ave., Bronx, NY 10462, (212) 931-8000 - (2 - 4)
- Industrial Noise Control, Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 628-3800 - (1 - 5)
- Insul-Art Acoustics Corp., 107 Allen Blvd., Farmingdale, NY 11735, (516) 694-0002 - (4)
- George Koch Sons, Inc., P.O. Box 358, Evansville, IN 47744, (812) 426-9600 - (2, 4)
- Korfund Dynamics Corp., P.O. Box 235, Cantiague Rd., Westbury, NY 11590, (516) 333-7580 - (1, 2)
- Krueger Manufacturing Co., P.O. Box 5486, Tucson, AZ 85703, (602) 622-7601 - (2, 4)
- M81 Products Co., 5309 Hamilton Ave., Cleveland, OH 44114, (216) 431-6400 - (2, 4, 6)
- Midwest Acoust-A-Fiber, Inc., 7790 Marysville Rd., Osternder, OH 43061, (614) 666-2241 - (1 - 3)
- Milcut Inc., 4837 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-1300 - (1, 5)
- Misco Inc., One Misco Plaza, Holmdel, NJ 07733, (800) 631-2277 - (2)
- E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (1 - 4)
- National Starch & Chemical Corp., Finderne Ave., Bridgewater, NJ 08807, (201) 685-5000 - (1)
- Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (3, 4)
- Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (3, 4)
- Noise Reduction Corp., Rt. 2, Box 152, Redwood Falls, MN 56283, (507) 644-3067 - (5)
- Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (1, 3, 4)
- Pentad Inc., 13636 S. Western Ave., Blue Island, IL 60406, (312) 597-4870 - (2, 4)
- Rogers Corp., One Technology Dr., Rogers, CT 06263, (203) 928-7931 - (4)
- Singer Safety Co., 3800 N. Milwaukee Ave., Chicago, IL 60641, (800) 621-0089 - (3)
- Smart Products, Box 1006, Framingham, MA 01701, (517) 872-6042 - (3, 5)
- Sorbothane, Inc., 2144 State Rd. 59, Box 178, Kent, OH 44240, (216) 678-9444 - (4)
- The Soundcoat Co., Inc., One Burr Dr., Deer Park, NY 11729, (516) 242-2200 - (1 - 5)
- Specialty Doors Inc., 269 W. 154th St., S. Holland, IL 60473, (312) 339-4331 - (2 - 4)
- Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (2, 4)
- 3M Company, 3M Center Bldg., 220-7E-1, St. Paul MN 55144, (612) 733-7411 - (1, 2, 4, 5)
- United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (1)
- United Sheet Metal Div., United McGill Corp., 200 E. Broadway, Westerville, OH 43081, (614) 882-7401 - (1)
- Vibra-Check Inc., 22 Linden St., Boston, MA 02134, (617) 782-2800 - (4)
- Wilshire Foam Products, 1240 E. 230th St., Carson, CA 90745, (213) 549-5444 - (4)

Vibration Isolation Systems

1. Elastomeric
2. Bases
3. Floating Floors
4. Pipe Connectors
5. Pneumatic
6. Steel Spring
7. Vibration Dampers

- Acoustex of Canada Ltd., 83 Sunrise Ave., Toronto, Ont., Canada M4A 1B1, (416) 751-2380 - (1, 5, 6)
- Aeroflex International Inc., 35 S. Service Rd., Plainview, NY 11803, (516) 694-6700 - (2, 6, 7)
- Air-Loc Products, 1 Fisher St., P.O. Box 269, Franklin, MA 02038, (617) 528-0022 - (1, 7)
- Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8665 - (7)
- Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (1 - 7)
- American Acoustical Products, 9 Cochituate St., Natick, MA 01760, (617) 655-0870 - (1, 7)
- Barry Controls, 700 Pleasant St., Watertown, MA 02172, (617) 923-1150 - (1, 2, 5 - 7)
- Louis P. Batson Co., P.O. Box 3978, Greenville, SC 29608, (803) 242-5262 - (7)
- Bushings Inc., 4358 Coolidge Hwy., P.O. Box 189, Royal Oak, MI 48068, (313) 566-2357 - (1, 7)
- Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (1 - 7)
- Dunlop Industrial Inc., Metalastic Div., 7251 National Dr., Dorsey, MD 21076, (301) 796-8100 - (1, 3, 7)
- E-A-R Corporation, 7911 Zionsville Rd., Indianapolis, IN 46268, (317) 822-1111 - (1, 2, 4, 7)
- Fabreka Products Co., Box F, 1190 Adams St., Boston MA 02124, (617) 296-6700 - (1 - 3, 7)
- Firestone Industrial Products, 1700 Firestone Blvd., Noblesville, IN 46060, (317) 773-0650 - (1, 5, 7)
- General Rubber Corp., 9 Empire Blvd., S. Hackensack, NJ 07641, (201) 641-4700 - (1, 4)
- Goodyear Tire & Rubber Co., 2575 Greensburg Rd., Greensburg, OH 44232, (216) 896-5012 - (5)
- Great Lakes Industrial Associates, P.O. Box 628, Jackson, MI 49204, (517) 784-7146 - (2, 3, 5, 7)
- Houdaille, 537 E. Delavan Ave., Buffalo, NY 14211, (716) 895-8000 - (7)
- Industrial Acoustics Company, Inc., 1160 Commerce Ave., Bronx, NY 10462, (212) 931-8000 - (3, 7)
- Korfund Dynamics Corp., P.O. Box 235, Cantrigue Rd., Westbury, NY 11590, (516) 333-7580 - (1 - 3, 5 - 7)
- Krueger Manufacturing Co., P.O. Box 5486, Tucson, AZ 85703, (602) 622-7601 - (2 - 4, 6)
- Lauren Manufacturing Co., 2228 Reiser Ave. S.E., New Philadelphia, OH 44653, (216) 339-3373 - (1)
- Lord Corporation, Ind. Products Div., 1635 W. 12th St., Erie, PA 16505, (814) 456-8511 - (1)
- MBIS, Inc., 25865 Richmond Rd., Bedford Heights, OH 44146, (216) 292-5850 - (1)
- Mason Industries Inc., 350 Rabro Dr., Hauppauge, NY 11787, (516) 348-0282 - (1 - 7)
- M/RAD Corporation, 71 Pine St., Woburn, MA 01801, (617) 935-5940 - (1 - 3, 5 - 7)
- E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (1, 2, 5, 7)
- Owens Corning Fiberglas, Fiberglas Tower 412, Toledo, OH 43659, (419) 248-8000 - (7)
- Peabody Noise Control Inc., 6300 Ireland Pl., Dublin, OH 43017, (614) 889-0480 - (2, 3, 6, 7)
- Pentad Inc., 13636 S. Western Ave., Blue Island, IL 60406, (312) 597-4870 - (1, 2, 7)
- M. W. Saussé & Co., Inc., 25590 W. Ave Stanford, Valencia, CA 91355, (818) 367-2211 - (1, 2, 5, 6)
- Sorbothane, Inc., 214 State St., Box 178, Kent, OH 44240, (216) 578-9444 - (1, 7)
- Stock Drive Products, Div. of Designatronics Inc., 55 S. Denton Ave., New Hyde Park, NY 11040, (516) 328-3300 - (1, 2, 4, 6, 7)
- Sunnex Inc., 87 Crescent Rd., Needham, MA 02194, (617) 444-4730 - (7)
- Target Enterprises Inc., Roxbury, VT 05669, (802) 728-3081 - (7)
- Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (1 - 7)
- 3M Company, 3M Center Bldg., 220-7E-1, St. Paul, MN 55144, (612) 733-7411 - (2)
- Tracoustics, Inc., P.O. Box 3810, Austin, TX 78764, (800) 531-5412 - (3, 6)
- Unisord, P.O. Box 1000, Jackson, MI 49204, (517) 764-6060 - (1, 5)
- United Process, Inc., 279 Silver St., Box 545, Agawam, MA 01001, (413) 789-1770 - (4)
- Vibra-Check Inc., 22 Linden St., Boston, MA 02134, (617) 782-2800 - (1, 7)
- Vibrachoc Technologies, Inc., 3802 N. 53rd Ave., #112 Phoenix, AZ 85031, (602) 245-0286 - (1 - 7)
- Vibration Eliminator Co. Inc., 10-28 47th Ave., Long Island City, NY 11101, (212) 729-2500 - (1 - 4, 6, 7)
- Vibration Isolation Co., Inc., 225 Grand St., Paterson, NJ 07501, (201) 345-8282 - (1 - 7)

- Vibration Mountings & Controls Inc., Box 37, Bloomingdale, NJ 07403, (201) 838-1780 - (1 - 7)
- VibroDynamics Corp., 500 E. Plainfield, Countryside, IL 60525, (312) 482-8220 - (1, 2)
- Vier Engineering, Box 7269, Burbank, CA 91510, (818) 843-1922 - (1, 2, 5, 7)
- Wilshire Foam Products, 1240 E. 230th St., Carson, CA 90745, (213) 549-5444 - (1, 7)

- Silencers**
1. Ducts
 2. Duct Silencers
 3. Electric Motor Silencers
 4. Fan Silencers
 5. Filter Silencers
 6. General Industrial Silencers
 7. High-Pressure Discharge Silencers
 8. Intake and Exhaust Silencers
 9. Pulsation Dampers
 10. Splitter/Louvre Silencers

Acoustex of Canada Ltd., 83 Sunrise Ave., Toronto, Ont., Canada M4A 1B1, (416) 751-2380 - (8)

- The Aeroacoustic Corp., 4876 Victor St., Jacksonville, FL 32207, (904) 731-3577 - (1 - 8, 10)

Airsan, 4554 W. Woolworth Ave., Milwaukee, WI 53218, (414) 353-5800 - (2)

- Allied Wire Co., 13805 Progress Pkwy., Cleveland, OH 44133, (216) 237-9630 - (4 - 8)

Alphadyne, Inc., 8379 Tenth Ave., N., Minneapolis, MN 55427, (612) 542-8665 - (2)

- Amber/Booth Co., P.O. Box 2083, Houston, TX 77252, (713) 688-1228 - (2, 6 - 8, 10)

American Air Filter Co., P.O. Box 35260, Louisville, KY 40232, (502) 637-0739 - (2, 4 - 8, 10)

- Atlas Minerals & Chemicals Inc., P.O. Box 0038, Mertzown, PA 19539, (215) 682-7171 - (8)

Barry Controls, 700 Pleasant St., Watertown, MA 02172, (617) 923-1150 - (4)

- Burgess Industries, Burgess-Manning Div., 8101 Carpenter Fwy., Dallas, TX 75247, (214) 631-1410 - (2, 4 - 10)

Clevalex Div., Clevepak Corporation, 2500 Westchester Ave., Purchase, NY 10577, (914) 694-1230 - (1, 2)

- Controlled Acoustics Corp., 12 Wilson St., Hartsdale, NY 10530, (914) 428-7740 - (4, 6 - 8, 10)

Diamond Mfg. Co., 243 W. 8th St., Wyoming, PA 18644, (800) 233-9501 - (10)

- Ecket Industries, Inc., 155 Fawcett St., Cambridge, MA 02138, (617) 491-3221 - (4, 8, 10)

Environmental Elements Corp., P.O. Box 1318, Baltimore, MD 21203, (301) 368-7200 - (1 - 8, 10)

- Fluid Kinetics Corp., P.O. Box CE, Ventura, CA 93002, (805) 644-5587 - (4, 6 - 10)

Gale Corp., Noise Control Div., P.O. Box 6750, Bridgewater, NJ 08807, (201) 725-9500 - (2, 4 - 8, 10)

- General Acoustics Corp., 12248 Santa Monica Blvd., Los Angeles, CA 90025, (213) 820-1531 - (1 - 8, 10)

Higgott-Kane Ind. Noise Controls, 1085 Bellemry Rd. N., Scarborough, Ont., Canada (416) 491-0641 - (1 - 8, 10)

- I.D.E. Processes Corp., Noise Control Div., 106 81st Ave., Kew Gardens, NY 11415, (212) 544-1177 - (2, 4, 6 - 8, 10)

I.S.J. Fluid Power Inc., 31795 Groesbeck Hwy., Fraser, MI 48026, (313) 294-9500 - (5, 6, 8)

- Industrial Acoustics Company, Inc., 1160 Commerce Ave., Bronx, NY 10462, (212) 931-8000 - (2 - 8, 10)

Industrial Noise Control Inc., 312 Stewart Ave., Addison, IL 60101, (312) 628-3800 - (1 - 4, 6, 8, 10)

- Korfund Dynamics Corp., P.O. Box 235, Cantrigue Rd., Westbury, NY 11590, (516) 333-7580 - (1, 2, 4, 6 - 8)

Krueger Manufacturing Co., P.O. Box 5486, Tucson, AZ 85703, (602) 622-7601 - (1, 2, 4, 8)

- Lehigh Fluid Power, Inc., Route 179, Lambertville, NJ 08530, (800) 257-9515 - (5, 6, 8)

■ E. N. Murray Co., Inc., 707 Umatilla St., Denver, CO 80204, (303) 892-1106 - (2, 6)

- Noise Control Associates Inc., 32 Park St., P.O. Box 261, Montclair, NJ 07042, (201) 746-5181 - (1, 2, 7, 8)

Noise Control Company, 443 Oak Glenn Dr., Bartlett, IL 60103, (312) 830-0090 - (1, 2, 8)

- Noise Control Products Inc., 800 Chettie Ave., Copiague, NY 11726, (516) 226-6100 - (2, 4, 6, 8)

Owens Corning Fiberglas, Fiberglas Tower 412, Toledo, OH 43659, (419) 248-8000 - (1)

- Dzel Inc., Industrial Silencer Div., 1550 Pine St., Ontario, CA 91303, (805) 483-1143 - (3 - 6, 8)

Patterson Associates, 935 Summer St., Lynnfield, MA 01940, (617) 246-0888 - (2, 6)

- Gordon J. Pollock & Associates, 19120 Detroit Rd., Rocky River, OH 44116, (216) 333-8710 - (1, 2)

Quietflo Div., Flategas Corp., 100 Airport Executive Park, Spring Valley, NY 10577, (914) 352-8677 - (2 - 10)

- Riley-Beard, P.O. Box 31115, Shreveport, LA 71130, (318) 865-6351 - (4 - 8)

Schrader Bellows, Wake Forest, NC 27587, (919) 556-4031 - (5, 7, 8)

Smart Products, Box 1006, Framingham, MA 01701, (617) 872-6042 - (1)

- The Soundcoat Co., Inc., One Burt Dr., Deer Park, NY 11729, (516) 242-2200 - (4)

Spencer Turbine Co., 600 BB Day Hill Rd., Windsor, CT 06095, (203) 668-8361 - (3 - 5, 8)

- Stoddard Silencers, Inc., P.O. Box 397, Grayslake, IL 60030, (312) 223-8636 - (2, 4 - 8, 10)

Tech Products Corporation, 5030 Linden Ave., Dayton, OH 45432, (513) 252-3661 - (1, 2, 8)

- TLT-Babcock, Inc., 3340 W. Market St., Akron, OH 44313, (216) 867-8540 - (2, 4, 6 - 8)

Tracoustics, Inc., P.O. Box 3810, Austin, TX 78764, (800) 531-5412 - (1)

- United Sheet Metal Div., United McGill Corp., 200 E. Broadway, Westerville, OH 43081, (614) 882-7401 - (1 - 4, 6 - 8, 10)

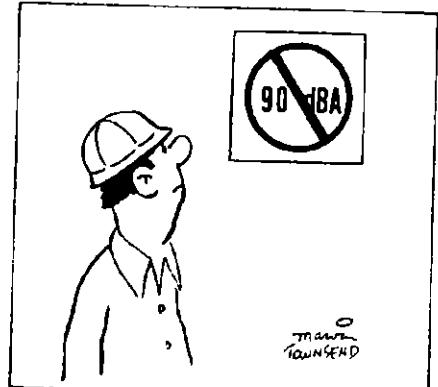
Universal Silencer, P.O. Box 411, Stoughton, WI 53589, (608) 873-4272 - (2, 4 - 8, 10)

- Vibration & Noise Engineering Corp., 2655 Villa Creek Dr., Dallas, TX 75234, (214) 243-1951 - (4 - 10)

■ Vier Engineering, Box 7269, Burbank, CA 91510, (818) 843-1922 - (7, 8)

- Vortex Corp., 10125 Carver Rd., Cincinnati, OH 45242, (513) 891-7474 - (6 - 8)

Wilshire Foam Products, 1240 E. 230th St., Carson, CA 90745, (213) 549-5444 - (8)



F 4955