

ACOUSTIQUE  
VENTILATION  
CONDITIONNEMENT  
D'AIR

# TRAITEMENT ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX DE VENTILATION

HERBERT MURMANN

## 1. ACOUSTIQUE D'AMBIANCE

Dans un champ acoustique libre, donc en champ extérieur dans lequel il n'y a pas de surfaces réfléchissantes à proximité immédiate, le niveau de pression acoustique  $L_p$  en un point donné chute comme le carré de la distance  $r$  de ce point à la source.

On a :

$$L_p = L_w + 10 \lg \frac{A_0}{4 \cdot \pi \cdot r^2}$$

avec :

- $L_w$  = niveau de puissance acoustique de la source en dB,
- $A_0$  = source unitaire, c'est-à-dire de  $1 \text{ m}^2$  de surface.

Par contre, lorsqu'un bruit en provenance d'une installation débouche dans un local, la propagation de l'énergie rayonnée ne s'effectue pas uniformément dans toutes les directions mais seulement en fonction des caractéristiques acoustiques du local, le niveau de pression acoustique variant, à égale distance de la source, d'un point à l'autre.

Lorsque des personnes se trouvent dans un local, c'est le niveau de pression acoustique réceptionné par les oreilles qui va servir de critère d'appréciation de la qualité acoustique de l'installation de ventilation ou de conditionnement d'air.

Le problème va donc consister à déterminer le niveau de pression acoustique au niveau de la tête, connaissant le niveau de puissance acoustique des bouches de soufflage ou de reprise considérées en tant que sources sonores.

Le son ne se répand pas dans le local dans une demi-sphère mais suit une direction privilégiée perpendiculaire à la bouche.

L'auteur étudie les mécanismes de transmission du bruit entre différents locaux, et les dispositifs à mettre en place pour réduire la propagation des sons parasites dans les réseaux de gaines des installations de ventilation ou de climatisation.

En vue de décrire cette source sonore, on est donc amené à définir un facteur  $Q$  dit de directivité, égal au rapport de l'intensité acoustique effectivement transmise à celle qui le serait si l'énergie rayonnée se répandait sphériquement.

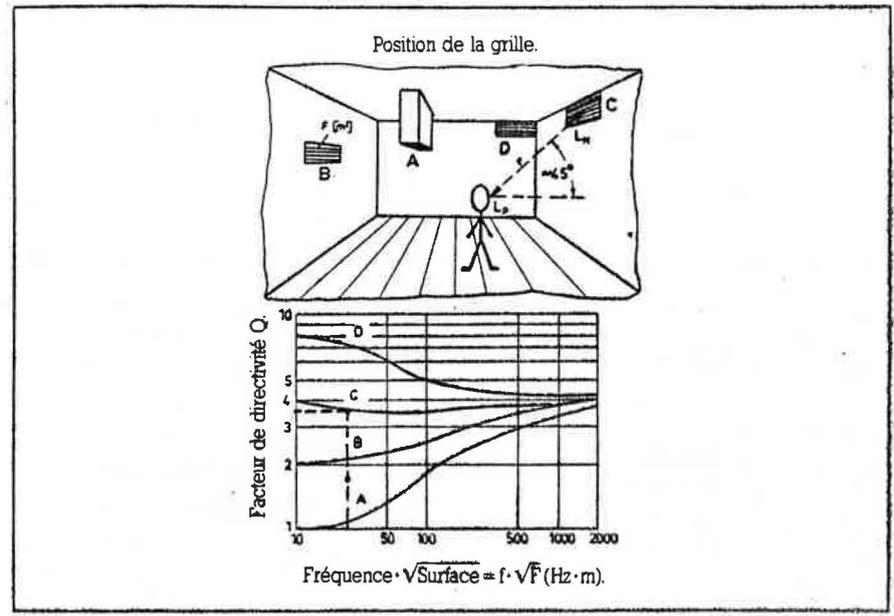
La figure 1 donne la valeur du facteur de directivité  $Q$  d'une source sonore en fonction du produit de la fréquence par la racine carrée de la surface ( $f \cdot \sqrt{A}$ ) et ce, pour différentes dispositions de la bouche et un angle de directivité du son de  $45^\circ$ .

Pour un angle de directivité de  $0^\circ$ , on ajoute +2 à la valeur de  $Q$  calculée d'après la figure 1 dès lors que la valeur  $f \cdot \sqrt{A}$  est supérieure à  $100 \text{ Hz} \cdot \text{m}$ .

La relation qui existe dans un local entre le niveau de pression acoustique en un point

Cette étude, ainsi que la première partie publiée dans CFP n° 517, intitulée « Les mesures de bruits dans les installations de ventilation », ont été extraites de la revue DIE KALTE 5/1988, éditée par GENTNER Verlag.

Figure 1. Facteur de directivité  $Q$  pour un angle de soufflage de  $45^\circ$  et différents emplacements de grille.



TRAITEMENT ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX DE VENTILATION

donné et le niveau de puissance acoustique de la source sonore qui produit ce niveau de pression est donnée par la formule :

$$L_p = L_w + 10 \lg \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right)$$

avec :

- $L_p$  = niveau de pression acoustique en un point donné, en dB,
- $L_w$  = niveau de puissance acoustique de la source, en dB,
- $Q$  = facteur de directivité,
- $r$  = distance entre le point de récepteur et la source sonore, en m,
- $A$  = surface d'absorption équivalente du local, en m<sup>2</sup>.

La figure 2 donne directement la différence entre le niveau de puissance acoustique à la bouche et le niveau de pression acoustique en un point du local en fonction de la surface d'absorption équivalente du local, de l'éloignement de la source sonore et du facteur de directivité.

Temps de réverbération

La surface d'absorption équivalente  $A$  peut s'obtenir non seulement par le calcul en partant des différentes surfaces du local avec leurs indices d'absorption correspondants, mais également par mesure du temps de réverbération du local.

On appelle temps de réverbération  $t$  d'un local le temps nécessaire pour que le niveau sonore décroisse de 60 dB, c'est-à-dire pour que l'intensité sonore atteigne une valeur 1 million de fois inférieure à sa valeur initiale. Ce temps de réverbération s'exprime par la formule suivante dite formule de Sabine :

$$t = 0,16 \frac{V}{A} \text{ (s)}$$

avec :

- $V$  = volume du local en m<sup>3</sup>
- $A$  = surface d'absorption équivalente, en m<sup>2</sup>.

Grâce à cette formule, on peut déterminer rapidement et qui plus est avec précision, les caractéristiques acoustiques d'un local.

À cet effet, on enregistre généralement l'amortissement dans le temps d'une détonation au moyen d'un sonomètre et c'est la pente de la droite représentant la réverbération qui donne directement la valeur cherchée.

2. AMORTISSEMENT ACOUSTIQUE PROPRE DE L'INSTALLATION

Les différents éléments d'une installation tels que tronçon de conduit, dérivation, variation de section, changements de direction, etc., peuvent être à l'origine d'un amortissement acoustique propre résultant d'une dissipation de l'énergie acoustique générée soit par le

Figure 2. Différence entre le niveau de puissance acoustique à la bouche et le niveau de pression acoustique dans le local en fonction de la surface d'absorption équivalente, de la distance à la source et du facteur de directivité de la source sonore.

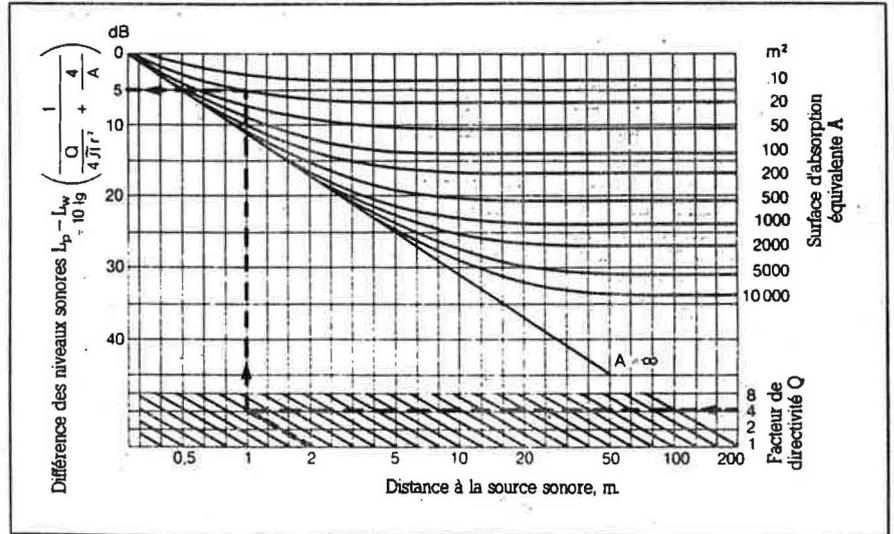
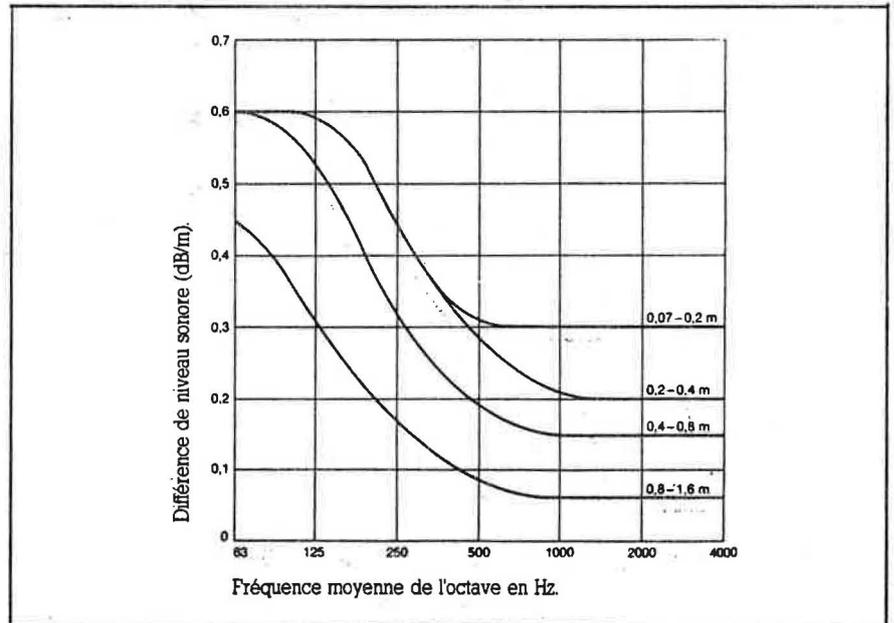


Figure 3. Amortissement acoustique dans un conduit rectiligne en tôle d'acier.



ventilateur soit par l'installation elle-même et résultant comme on l'a vu précédemment\* des variations de vitesse et des turbulences dans les angles, arêtes, etc.

2.1 Amortissement acoustique dans les conduits rectilignes

L'amortissement acoustique qu'il est possible d'atteindre dans des tronçons rectilignes en tôle d'acier lisse ne comportant aucun revêtement interne d'isolation phonique est très faible.

Cela explique qu'on n'en tienne généralement compte que dans le cas de conduits très longs de petite section et lorsque la vitesse de l'air est faible.

Dans la pratique, on pourra partir des valeurs données sur la figure 3 et concernant un conduit en tôle d'acier de 1 mm d'épaisseur.

Pour améliorer l'amortissement acoustique, il faut revêtir intérieurement le conduit nu de

\* Voir CFP n° 517, l'article du même auteur sur les « sources de bruits dans les installations de ventilation ».

TRAITEMENT ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX DE VENTILATION

Figure 4. Amortissement acoustique produit par une dérivation.

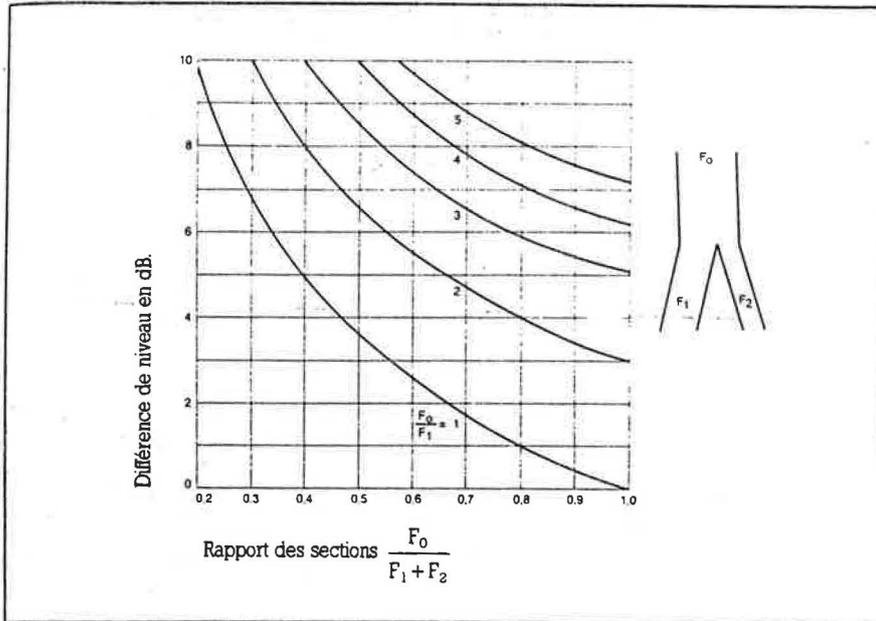
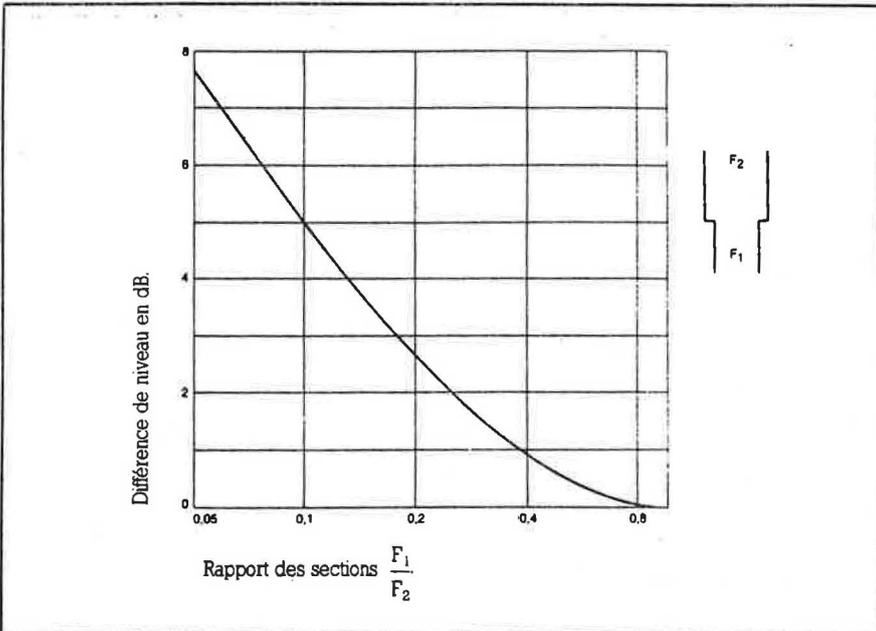


Figure 5. Amortissement acoustique produit par un changement de section.



panneaux de laine de roche ou de tout autre matériau équivalent.

L'amortissement acoustique  $L$  qu'on peut ainsi obtenir se détermine d'après la formule empirique suivante :

$$L = 1,05 a \frac{U}{A} \text{ (dB/m)}$$

avec :

- $a$  = coefficient d'absorption du matériau utilisé,
- $U$  = périmètre de conduit habillé, en m,
- $A$  = section du conduit, en  $m^2$ .

On voit donc que pour obtenir un amortissement élevé, il est préférable de prévoir un conduit plat (périmètre important et faible section) revêtu d'un matériau dont le coefficient d'absorption sera le plus fort possible.

On peut aussi diviser le conduit principal en plusieurs petits conduits au moyen de panneaux absorbants, ce qui permet d'obtenir un rapport  $U/A$  élevé.

L'amortissement total s'obtient alors en utilisant la formule précédente dans laquelle on prend pour  $U/A$  la valeur obtenue pour un petit conduit secondaire.

Mais on ne perdra surtout pas de vue que lorsqu'un panneau divise un conduit en deux conduits secondaires, le coefficient d'absorption à prendre en compte est celui correspondant à la moitié de l'épaisseur du panneau.

## 2.2 Amortissement acoustique dans les dérivations

Comme on peut le voir sur la **figure 4**, l'amortissement acoustique qui se produit dans une dérivation s'effectue dans le même rapport que celui de la section de la dérivation à la section du conduit principal.

On notera que cet amortissement est fonction de la fréquence.

Dans le cas où la dérivation serait suivie d'un changement de direction, l'amortissement acoustique supplémentaire résultant de ce changement de direction peut être calculé à l'aide de la **figure 6**.

## 2.3 Amortissement dû à un changement de section

Dans le cas d'un changement brusque de section de  $F_1$  à  $F_2$ , l'amortissement acoustique qui en résulte est fonction du rapport des sections et donné à la **figure 5**.

Si le changement de section de  $F_1$  à  $F_2$  s'effectue en continu, par exemple au moyen d'un élément de conduit conique dont la longueur est bien supérieure à la longueur d'onde correspondant à la fréquence, l'amortissement acoustique résultant est négligeable.

## 2.4 Amortissement dû aux divers composants de l'installation

Les divers composants de l'installation tels que batteries de chauffage ou de refroidissement, laveur, filtre, etc., sont à l'origine d'une réduction de la puissance acoustique qui peut être très importante et qui est fonction tant de la fréquence que du type de matériel utilisé et de ses dimensions.

L'affaiblissement acoustique obtenu doit être déterminé expérimentalement, au cas par cas, si l'on désire effectuer un calcul acoustique rigoureux.

Les filtres à air du type « à poches » étant fréquemment utilisés dans les installations de ventilation et de conditionnement d'air, l'amortissement acoustique qu'ils permettent d'obtenir est donné au **tableau 2**.

TRAITEMENT ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX DE VENTILATION

2.5 Amortissement dû aux coudes arrondis

Il dépend surtout, entre autres, du rayon de courbure et de l'importance du changement de direction donné par l'angle entre la direction initiale et la nouvelle direction.

L'atténuation acoustique qu'il est possible d'obtenir diminue d'autant plus que le rayon de courbure est important et que l'angle du changement de direction est faible.

Le **tableau 1** donne l'amortissement acoustique approximatif de coudes arrondis à 90°.

2.6 Amortissement dû aux coudes droits sans aubes directrices

L'amortissement acoustique qu'il est possible d'atteindre dans des changements de direction à angle droit (coudes droits sans aubes directrices) est nettement plus élevé, surtout aux fréquences dont la longueur d'onde est du même ordre de grandeur que la largeur du conduit.

Dans le cas d'un coude brusque à 90° dont le rayon de courbure est nul, on peut obtenir un important amortissement pour une fréquence bien spécifique, fonction des dimensions du conduit.

Pour améliorer cet amortissement, particulièrement aux fréquences élevées, on peut prévoir l'habillage intérieur au moyen d'un absorbant phonique de la partie de conduit située après le coude.

La **figure 6** donne l'atténuation acoustique aux différentes bandes d'octaves en fonction de la largeur du conduit.

2.7 Amortissement au débouché d'un conduit

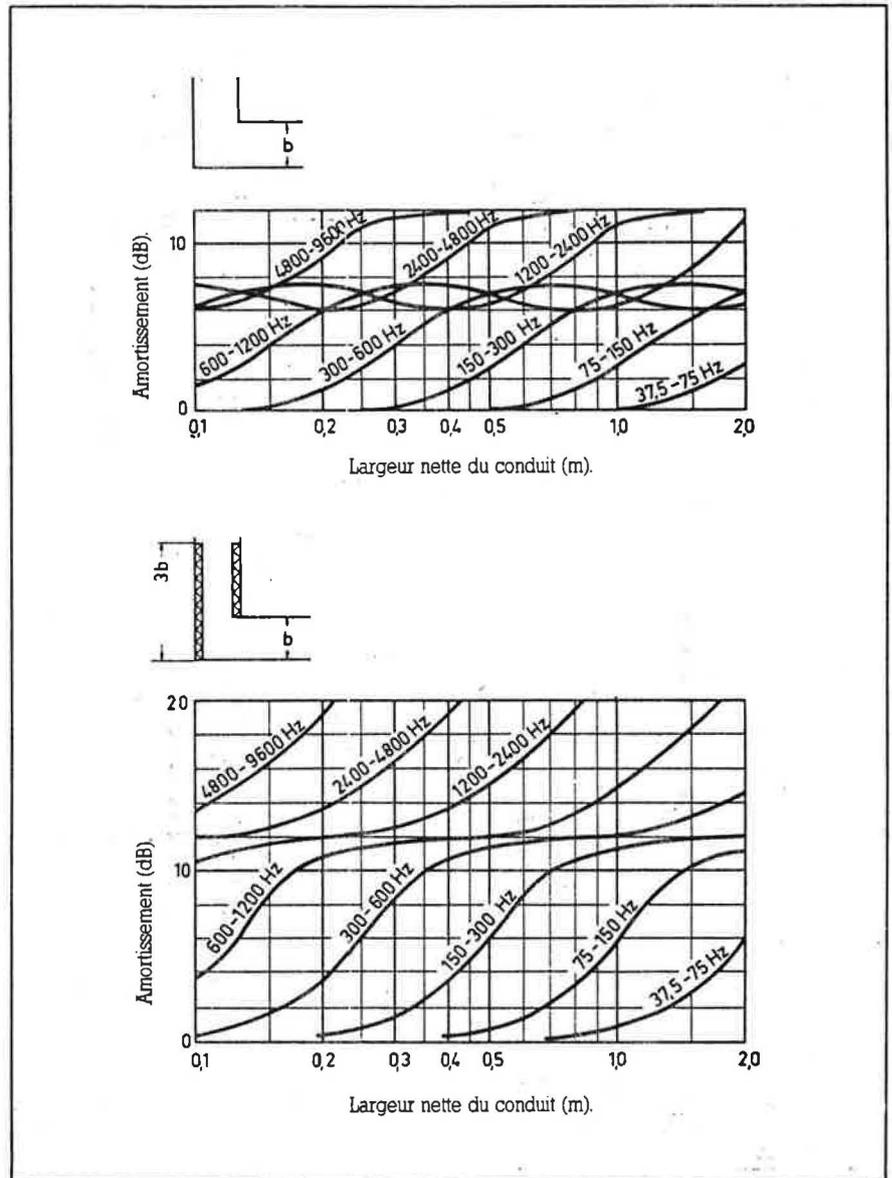
Au débouché d'un conduit aéraulique dans un local, une partie de la puissance acoustique est renvoyée dans le conduit; l'on parle alors de réflexion de bouche dont l'intensité dépend de la fréquence et de la section du conduit.

L'amortissement acoustique obtenu est donné aux **figures 7 et 8**.

La puissance acoustique restante qui parvient au débouché du conduit dans la pièce s'y disperse de différentes façons suivant la situation de la bouche, c'est-à-dire suivant que celle-ci se trouve au milieu du local, au milieu d'un mur, au milieu de deux plans sécants ou dans un angle.

Comme on peut le voir sur la **figure 9**, la réflexion de bouche correspondant à ces 4 cas est donnée en fonction de  $f \cdot \sqrt{A}$ , c'est-à-dire du produit de la fréquence par la racine carrée de la section de sortie.

**Figure 6. Amortissement acoustique dans un coude droit à 90° ne comportant pas d'aubes directrices aux différentes bandes d'octaves.**  
En haut : coude sans habillage intérieur; en bas : coude avec habillage (laine de roche d'épaisseur minimale 0,1 b sur deux côtés).



**Tableau 1. Amortissement acoustique obtenu dans un coude arrondi à 90°.**

Diamètre (mm)	Amortissement en dB à la fréquence moyenne de en (Hz)						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125 à 250	0	0	0	1	2	3	3
280 à 500	0	0	1	2	3	3	3
530 à 1000	0	1	2	3	3	3	3
1050 à 2000	1	2	3	3	3	3	3

**Tableau 2. Amortissement acoustique en dB obtenu aux différentes fréquences dans des filtres à poches.**

125	250	500	1000	2000	4000	8000
3	3	3	6	7	7	10

TRAITEMENT ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX DE VENTILATION

Figure 7. Amortissement acoustique au débouché d'un conduit au droit d'une paroi.

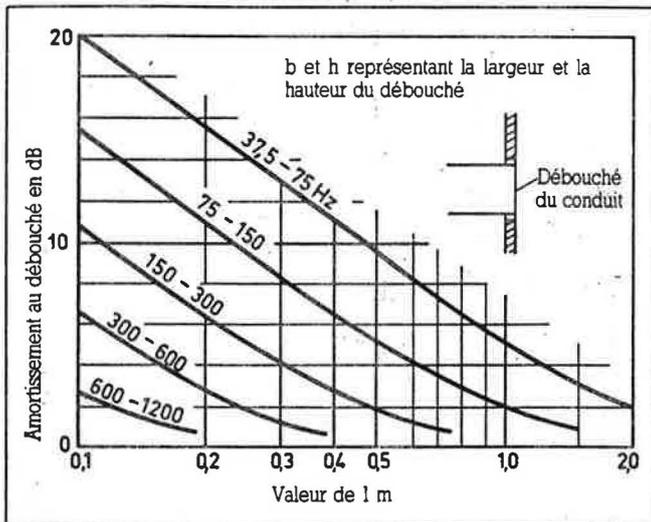


Figure 8. Amortissement acoustique en cas de débouché libre d'un conduit.

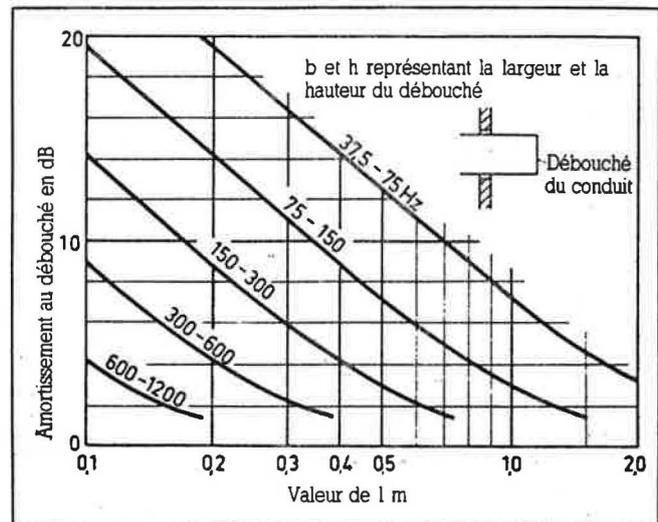
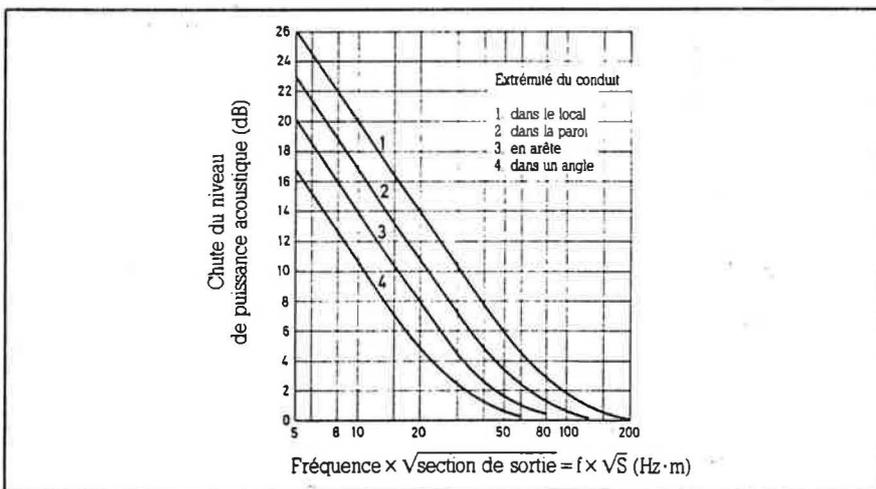


Figure 9. Amortissement acoustique qu'il est possible d'obtenir au débouché d'un conduit suivant sa position dans un local.



Lorsque la bouche se situe au milieu de la paroi, l'énergie acoustique se disperse en épousant la forme d'une demi-sphère, la puissance acoustique étant alors deux fois plus importante que dans le cas où la bouche serait située au milieu de la pièce, c'est-à-dire que le niveau de puissance acoustique augmente alors théoriquement de 3 dB.

Si la bouche se trouve placée à l'intersection de deux plans sécants, le niveau sonore augmente de 6 dB du fait que l'intensité acoustique se trouve dans ce cas multipliée par 4.

Enfin, lorsque la bouche est disposée dans un angle, l'énergie acoustique ne dispose pour son expansion que d'un volume égal au 1/8 de celui d'une sphère, d'où une augmentation du niveau sonore de 9 dB.

Tableau 3. Diminution du niveau acoustique obtenu en champ libre dans le cas d'une propagation du son en demi-sphère.

A <sub>total</sub> (m <sup>2</sup> )	Distance r (m) de la source sonore au point de réception										
	0,5	1	3	5	10	30	50	100	150	200	300
0,1	12	18	28	32	38	48	52				
0,5	5	11	21	25	31	41	45	51			
1	2	8	18	22	28	38	42	48	51		
2	1	5	14	19	25	34	39	45	48	51	
5		1	11	15	21	31	35	41	44	47	50
10			7	12	18	28	32	38	41	44	47
20			4	9	15	24	29	35	38	41	44
50				5	11	20	25	31	34	37	40
100				2	8	17	22	28	31	34	37
200					5	14	19	25	28	31	34
500					1	10	15	21	24	27	30

2.8 Amortissement en champ libre

Lorsqu'un conduit débouché à l'air libre (prise d'air neuf ou grille de rejet d'air vicié par exemple), ou encore lorsqu'une source sonore se trouve à l'extérieur (ventilateur, etc.), il y a là encore diminution ΔL du niveau acoustique et l'on a :

$$\Delta L = 10 \lg 2\pi \frac{r^2}{A} \quad (\text{dB})$$

avec :

r = distance de la source (grille, ventilateur, etc.) au point de réception, en m,

A = surface à travers laquelle s'effectue la diffusion du son, en m<sup>2</sup>.

Le tableau 3 donne la diminution du niveau acoustique qui se produit en champ libre en cas de propagation du son en demi-sphère. ■

(à suivre.)

ACOUSTIQUE  
VENTILATION  
CONDITIONNEMENT  
D'AIR

# SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

HERBERT MURMANN

## 3. SILENCIEUX

La puissance acoustique rayonnée par le ventilateur d'une installation se transmet donc aux locaux desservis par l'intermédiaire des conduits aérauliques, mais l'amortissement propre de l'installation n'étant pas suffisant dans la plupart des cas, il en résulte dans les locaux un niveau de pression acoustique le plus souvent trop élevé par rapport au niveau maximal acceptable, d'où la nécessité de mettre en place ce qu'on appelle des « pièges à son ».

On distingue à ce propos les silencieux primaires des silencieux secondaires.

Les silencieux primaires sont montés à proximité de la centrale de traitement d'air et leur rôle principal consiste à réduire les bruits émis par le ou les ventilateurs.

Mais comme par ailleurs les bruits d'écoulement dans les changements de direction, boîtes de détente, organes de réglage et autres sont souvent trop élevés, il est alors nécessaire de prévoir un silencieux secondaire à proximité de la bouche de soufflage ou de reprise.

Le dimensionnement acoustique d'un piège à son se fait habituellement en analysant fréquence par fréquence toutes les sources de bruit et toutes les possibilités d'amortissement propre de l'ensemble de l'installation.

L'amortissement acoustique complémentaire que devra fournir le piège à son est alors égal à la différence entre le niveau de puissance acoustique des sources de bruit (diminué de l'amortissement propre de l'installation) et le niveau de puissance acoustique au niveau de la bouche de soufflage qui permettra de respecter le niveau de pression acoustique maximal requis en un point donné du local (figure 10).

Nous vous proposons aujourd'hui la dernière partie de l'étude « les mesures de bruits dans les installations de ventilation », consacrée plus particulièrement aux silencieux et aux ventilateurs.

Un silencieux peut se définir comme étant un appareil fabriqué en série, de dimensions variables et capable de produire un amortissement de l'énergie du son qui le traverse et ce, sur une large gamme de fréquences. La figure 11 représente un exemple de piège à son réalisé à partir de plusieurs baffles et tel qu'on en rencontre actuellement très

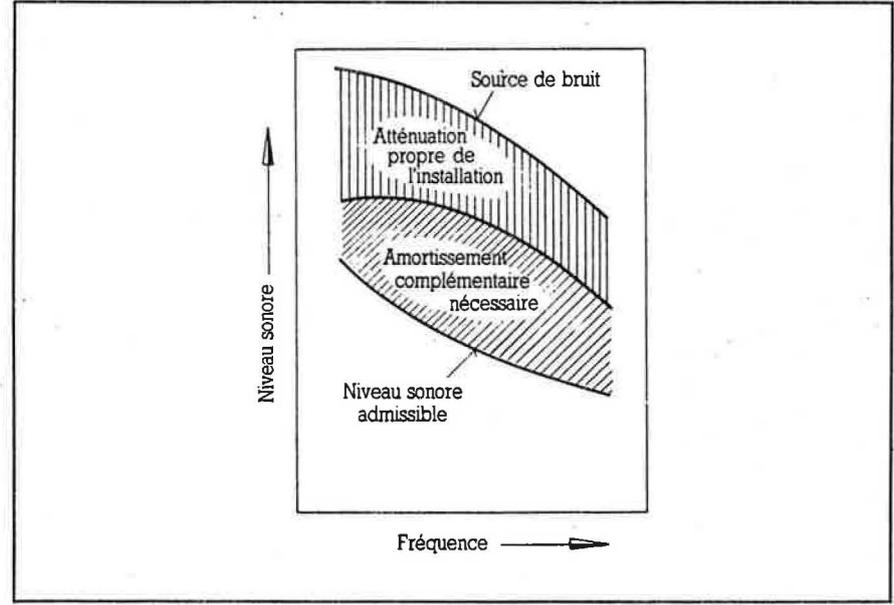
souvent dans les installations de ventilation et de conditionnement d'air.

L'efficacité d'un silencieux est toujours très variable d'une fréquence à l'autre. Mais pour éviter des calculs trop fastidieux, on n'effectue habituellement la détermination du piège à son que pour la seule fréquence de 250 Hz, car c'est généralement à cette octave qu'ont lieu les bruits les plus critiques.

C'est pour cela que le tableau 4 ne donne l'amortissement  $D_s$  d'un silencieux réalisé à partir de baffles de 200 mm d'épaisseur que pour la fréquence de 250 Hz. Comme on peut le constater, l'amortissement qu'il est possible d'obtenir dépend de l'écartement des baffles

\* Extraite de la revue Die Kalte 5/1988, éditions Gentner Verlag.

Figure 10. Principe de dimensionnement d'un piège à son.



SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

et de leur longueur. Cet amortissement sera d'autant plus élevé que l'écartement est faible et la longueur importante.

La figure 12 donne, toujours pour le même baffle (donc de 200 mm d'épaisseur), l'amortissement acoustique  $D_o$  pour chaque octave. On constate immédiatement sur la partie droite de la figure 12 que c'est entre 250 et 1 000 Hz que l'amortissement est maximal.

On voit en outre que plus l'écartement  $s$  entre baffles est faible, plus l'amortissement acoustique est important car alors on augmente le nombre de baffles dont on diminue l'épaisseur.

Mais ceci a pour corollaire une augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air entre les baffles, et donc une amplification des bruits d'écoulement dont l'énergie va être rayonnée dans les conduits aérauliques raccordés au silencieux.

D'où la nécessité, le cas échéant, de tenir compte des bruits d'écoulement qui peuvent prendre naissance dans le silencieux lui-même.

À titre d'exemple, la figure 13 donne les bruits d'écoulement dans un piège à son réalisé à partir de baffles de 200 mm d'épaisseur.

Le niveau de puissance acoustique  $L_w^*$  indiqué se rapporte à un silencieux dont la section totale d'attaque est de  $1 \text{ m}^2$ . Pour d'autres sections, on appliquera les coefficients correcteurs donnés au tableau 5.

La vitesse maximale de circulation de l'air dans un piège à son doit être calculée de telle façon que le niveau de puissance acoustique du bruit généré par l'écoulement soit inférieur d'au moins 7 à 10 dB au niveau de puissance acoustique souhaité en aval du silencieux.

Cela n'empêche évidemment pas de tenir compte des autres bruits d'écoulement qui peuvent prendre naissance dans le reste de l'installation, qu'il s'agisse de coudes, dérivations, bouches de soufflage, etc.

Mis à part les silencieux à baffles, on utilise également des silencieux de forme cylindrique (figure 14). Ce type de silencieux qui appartient encore à la catégorie des pièges à son à absorption est employé dans les conduits d'aspiration des ventilateurs hélicoïdes ou centrifuges, dans les conduits de refoulement des ventilateurs hélicoïdes ou encore dans le cas où le réseau aéraulique est réalisé à partir de conduits circulaires.

La figure 15 donne l'amortissement acoustique qu'il est possible d'atteindre avec un silencieux cylindrique équipé ou non d'un bulbe (élément central).

Là encore, on devra tenir compte lors du dimensionnement du piège à son des bruits

Figure 11. Exemple de silencieux à absorption constitué de plusieurs baffles.

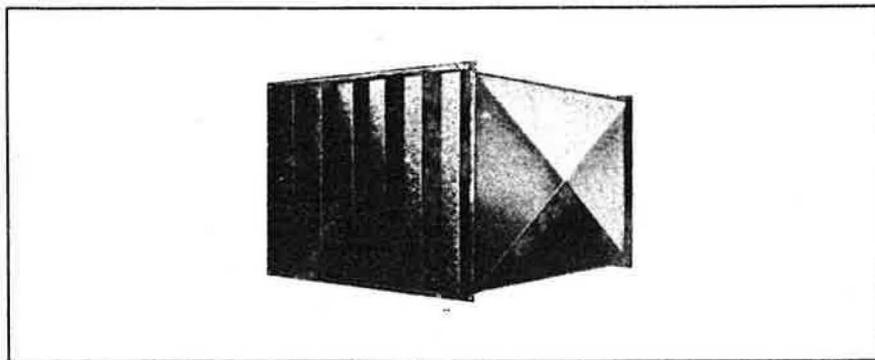


Figure 12. Amortissement acoustique  $D_o$  par octave d'un exemple de silencieux dont l'épaisseur des baffles est de 200 mm.  $L$  = longueur de baffle (mm),  $f_m$  = fréquence moyenne de l'octave (Hz),  $s$  = écartement des baffles (mm),  $D_o$  = amortissement acoustique en dB/oct.

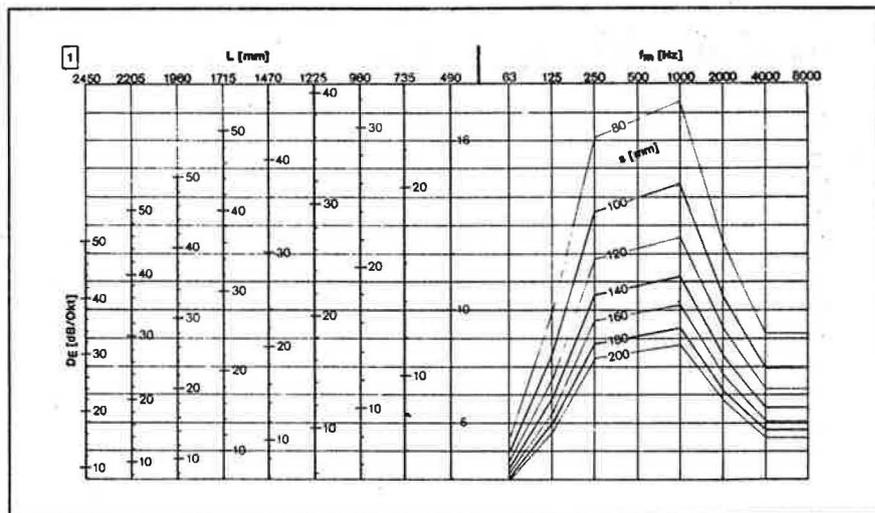
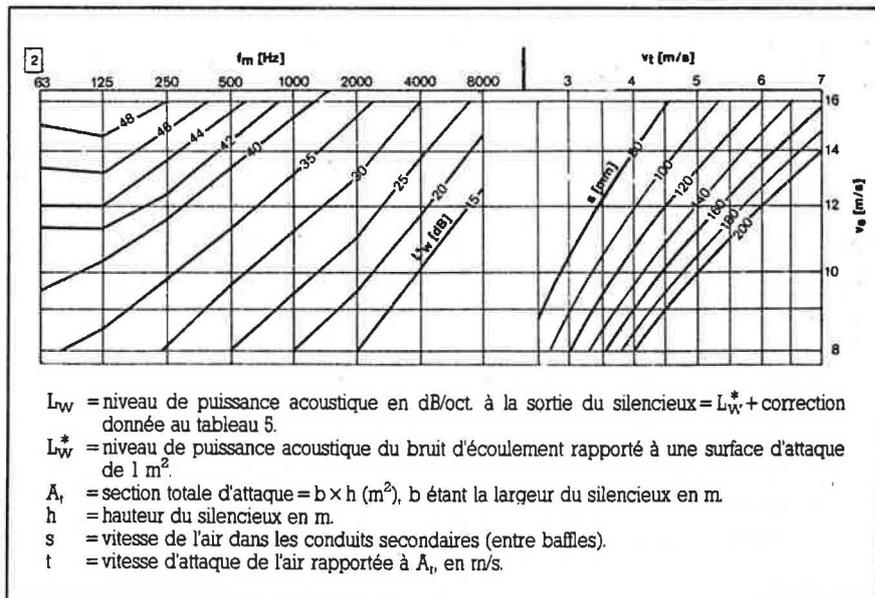


Figure 13. Bruit d'écoulement  $L_w^*$  dans un exemple de silencieux à baffles de 200 mm d'épaisseur.



- $L_w$  = niveau de puissance acoustique en dB/oct à la sortie du silencieux =  $L_w^*$  + correction donnée au tableau 5.
- $L_w^*$  = niveau de puissance acoustique du bruit d'écoulement rapporté à une surface d'attaque de  $1 \text{ m}^2$ .
- $A_t$  = section totale d'attaque =  $b \times h$  ( $\text{m}^2$ ),  $b$  étant la largeur du silencieux en m.
- $h$  = hauteur du silencieux en m.
- $s$  = vitesse de l'air dans les conduits secondaires (entre baffles).
- $t$  = vitesse d'attaque de l'air rapportée à  $A_t$ , en m/s.

SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

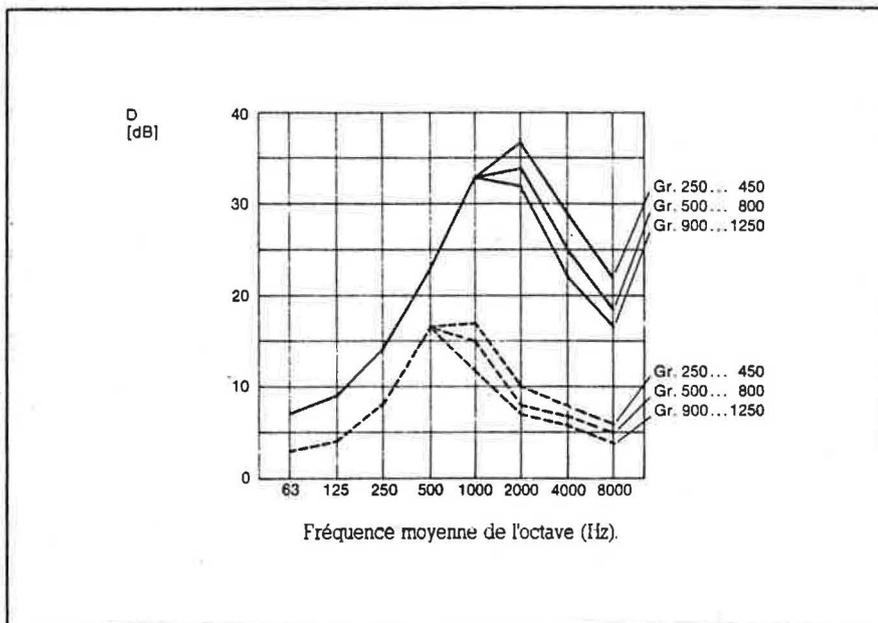
Tableau 4. Exemple d'amortissement acoustique  $D_o$  d'un silencieux à 250 Hz suivant sa longueur et l'espacement entre baffles.

Espacement entre baffles	Longueur de baffle L (mm)								
	490	735	980	1 225	1 470	1 715	1 960	2 205	2 450
s (mm)									
200	8	10	13	16	18	21	24	26	29
195	8	11	13	16	19	21	24	27	29
190	8	11	14	16	19	22	25	27	30
185	8	11	14	17	20	22	25	28	31
180	8	11	14	17	20	23	26	29	32
175	9	12	15	18	21	24	27	30	33
170	9	12	15	18	21	24	27	30	33
165	9	12	15	18	22	25	28	31	34
160	9	12	16	19	22	25	29	32	35
155	9	13	16	19	23	26	30	33	36
150	10	13	17	20	24	27	31	34	38
145	10	13	17	21	24	28	31	35	39
140	10	14	18	21	25	29	33	36	40
135	10	14	18	22	26	30	34	38	41
130	11	15	19	23	27	31	35	39	43
125	11	15	19	24	28	32	36	40	45
120	11	16	20	24	29	33	38	42	46
115	12	16	21	25	30	34	39	44	48
110	12	17	22	26	31	36	41	45	50
105	13	18	23	28	33	38	43	48	
100	13	18	24	29	34	39	45	50	
95	14	19	25	30	36	41	47		
90	14	20	26	32	38	43	49		
85	15	21	27	33	40	46			
80	16	22	29	35	42	48			

Tableau 5. Correction à apporter au bruit d'écoulement  $L_w^*$  pour d'autres sections d'attaque en vue du calcul du niveau de pression acoustique en aval du silencieux.

A (m <sup>2</sup> )	0,25	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
Correction	-6	-3	-1	0	+2	+3	+5	+6

Figure 15. Amortissement acoustique  $D_o$  d'un piège à son cylindrique avec ou sans bulbe.



d'écoulement donnés à titre d'exemple à la figure 16 pour un silencieux cylindrique d'un diamètre nominal de 630 mm et équipé d'un bulbe.

Pour des diamètres nominaux différents, on appliquera pour chaque octave les coefficients correcteurs donnés au tableau 6.

Les bruits d'écoulement qui prennent naissance dans un silencieux cylindrique sans bulbe se calculent de la même façon que s'il s'agissait d'un simple élément de conduit circulaire.

Il existe enfin un troisième type de silencieux, dit silencieux anti-téléphonie dont le schéma de principe est représenté à la figure 17. Il permet d'éviter la transmission des conversations d'un local à l'autre par l'intermédiaire du réseau aéraulique.

3.1 Emplacement des silencieux

Le silencieux sera bien sûr placé entre la source sonore et le point de réception, et toujours le plus près possible de la source.

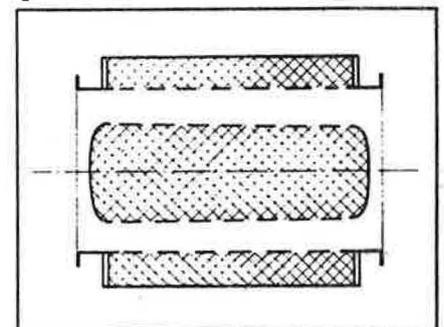
Dans le cas où le silencieux serait placé dans une ambiance très bruyante, on veillera tout particulièrement à ce que le bruit ambiant n'atteigne pas la veine d'air en circulation en traversant la paroi du silencieux ou, ce qui serait encore plus désastreux, en traversant la paroi de conduit en aval du silencieux, l'efficacité de ce dernier pouvant s'en ressentir très sensiblement.

Pour éviter une telle situation, on prévoira l'habillage des tronçons de conduit incriminés au moyen d'un matériau d'absorption phonique.

Du fait de la propagation des bruits solidiens le long de la paroi du silencieux, on ne peut atteindre dans la pratique que des amortissements acoustiques de l'ordre de 40 à 50 dB.

Si l'on désire obtenir des valeurs supérieures, il est alors nécessaire de placer plusieurs silencieux les uns à la suite des autres, leur raccordement se faisant au moyen de manchettes élastiques.

Figure 14. Exemple de silencieux cylindrique à bulbe.



SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

En ce qui concerne les pièges à son secondaires, ils seront placés de préférence à côté des bouches, ce qui leur permet d'atténuer les bruits qui auraient pu prendre naissance dans les coudes, dériviatives, etc.

On peut également les utiliser en silencieux anti-téléphonie, c'est-à-dire que, placés sur le parcours entre deux locaux, ils permettent d'éviter la transmission dans un local des bruits émis dans l'autre (cf. § précédent et figure 18).

4. ISOLEMENT ACOUSTIQUE

Pour réduire le bruit dans les installations de ventilation ou de conditionnement d'air, on recourt fréquemment à la technique de l'isolement acoustique au moyen d'une paroi fermée.

Une paroi de constitution adéquate peut permettre d'obtenir un isolement acoustique, c'est-à-dire une différence de niveaux de pression acoustique, de 10 à 60 dB entre deux locaux voisins et, dans le cas de machines bruyantes, il existe des capotages pouvant faire chuter le niveau de pression acoustique de 10 à 40 dB.

L'isolement acoustique aux bruits aériens d'une paroi homogène simple est normalement fonction de sa masse surfacique.

Plus cette dernière est élevée, plus l'isolement acoustique obtenu sera important.

En règle générale, l'isolement acoustique augmente en même temps que la fréquence. Mais dès qu'une paroi présente le moindre trou ou souvent même une simple fissure, son isolement acoustique diminue alors fortement.

Les parois réalisées à partir de plusieurs couches homogènes présentent, à masse par unité de surface égale, un meilleur isolement acoustique qu'une paroi constituée d'une seule couche.

Toutefois, les parois multicouches sont en général plus encombrantes que les parois monocouches. Dans le cas de matériaux poreux, l'isolement acoustique qu'ils procurent est proportionnel à leur épaisseur.

4.1 Indice d'affaiblissement acoustique

L'indice d'affaiblissement acoustique théorique R permet de caractériser l'isolement acoustique aux bruits aériens d'un élément de construction.

Il se calcule à partir de la différence D des niveaux de pression acoustique (dB), de la

Tableau 6. Corrections à apporter sur les bruits d'écoulement (fig. 16) pour d'autres diamètres nominaux.

Diamètre nominal	250	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250
Correction (dB)	-8	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3	+4	+5	+6

Figure 16. Bruits d'écoulement d'un silencieux cylindrique de 630 mm de diamètre nominal muni d'un bulbe.

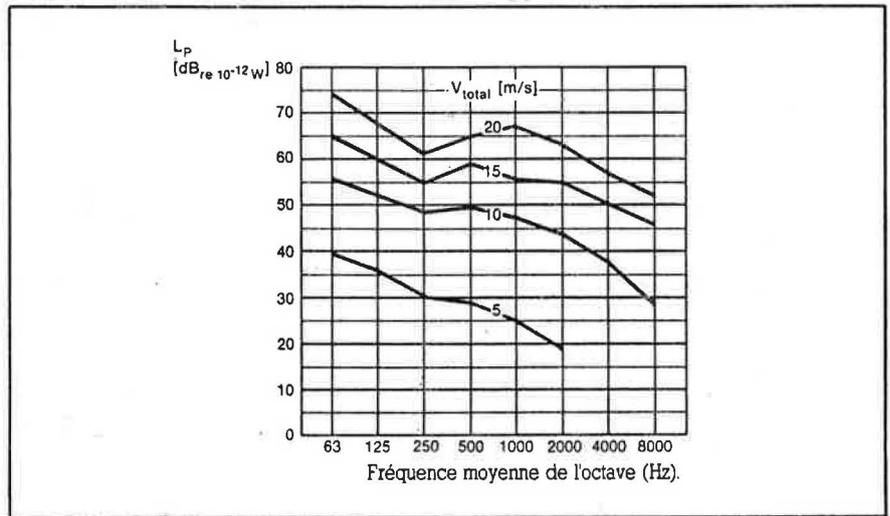
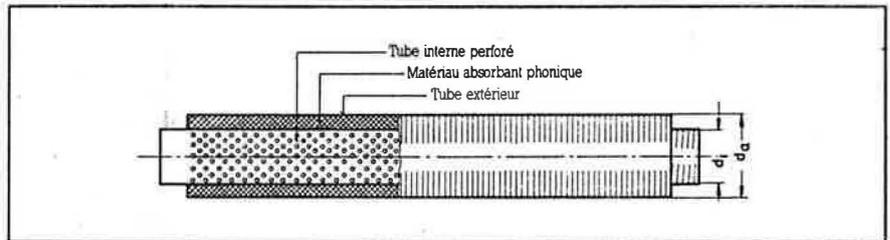


Figure 17. Coupe à travers un silencieux flexible type anti-téléphonie.



surface d'absorption équivalente A (m<sup>2</sup>) du local de réception et de l'aire d'absorption de référence S (m<sup>2</sup>) de l'élément de construction considéré.

On a :

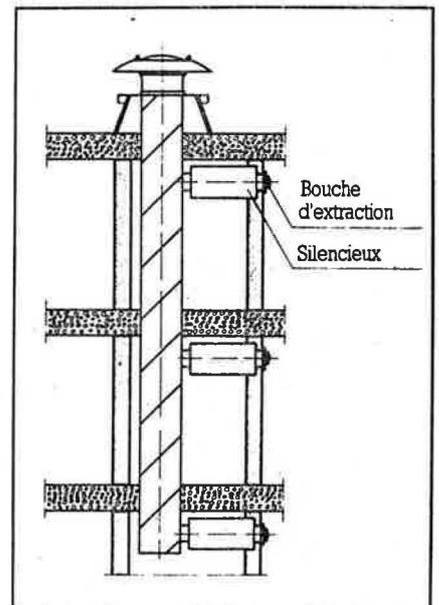
$$R = D + 10 \lg \frac{S}{A} \text{ (dB)}$$

Mais on suppose alors que l'énergie incidente serait transmise en totalité à la paroi séparative alors qu'en réalité, une partie de cette énergie est souvent dérivée par des voies annexes.

C'est ce qui explique qu'il ait été nécessaire d'introduire un indice d'affaiblissement acoustique R' permettant de caractériser un élément de construction dans son environnement réel.

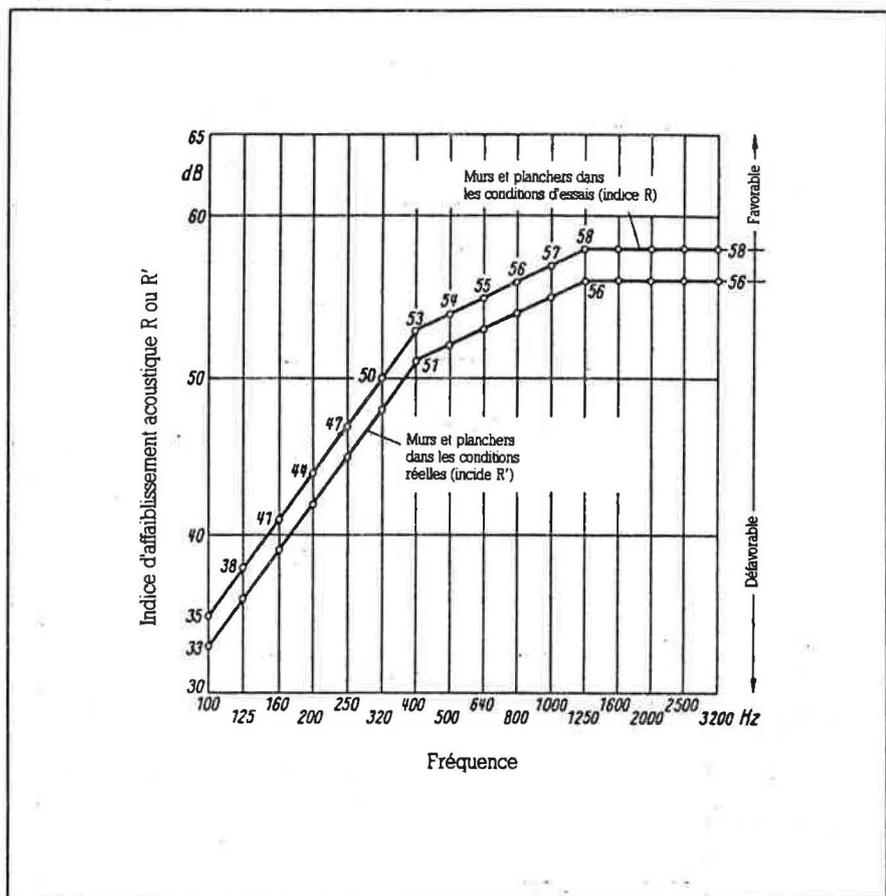
Pour définir précisément la qualité d'un isolement, on a introduit dans le domaine du Bâtiment des courbes donnant les indices d'affaiblissement acoustique R et R' et qui représentent pour chaque fréquence les exigences minimales auxquelles doivent

Figure 18. Exemple d'installation d'un silencieux anti-téléphonie.



SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

Figure 19. Exemple de courbes donnant les indices d'affaiblissement acoustique de certains éléments de construction (ici murs et planchers) et pouvant être imposées par le prescripteur.



5. TRANSMISSION DU SON PAR LA PAROI D'UN CONDUIT

Il est absolument nécessaire dans toute installation de ventilation ou de conditionnement d'air de tenir compte du fait que la paroi des conduits aérauliques peut servir dans certaines conditions de voie privilégiée de transmission indésirable du son.

C'est ainsi par exemple que lorsqu'un conduit dans lequel le niveau de puissance acoustique est important traverse un local dont le niveau propre de puissance acoustique et faible, il est alors souvent nécessaire de prendre des mesures complémentaires d'isolement acoustique de la paroi du conduit.

Le niveau de puissance acoustique du bruit transmis par un conduit aéraulique vers le local qu'il traverse (figure 20) se calcule d'après l'équation :

$$L_{wt} = L_w - R + 10 \lg \frac{S}{S_k}$$

avec :

- $L_{wt}$  = niveau de puissance acoustique transmis, en dB,
- $L_w$  = niveau de puissance acoustique dans le conduit en amont de la pièce, en dB,
- $R$  = indice d'affaiblissement acoustique du conduit, en dB,
- $S$  = section du conduit, en  $m^2$ ,
- $S_k$  = surface totale de conduit en contact avec le local (surface de transmission), en  $m^2$ .

Figure 20. Transmission de bruit d'un conduit aéraulique dans une pièce.

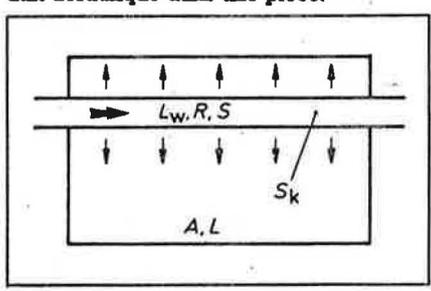


Figure 21. Transmission de bruit d'un local vers un conduit aéraulique.

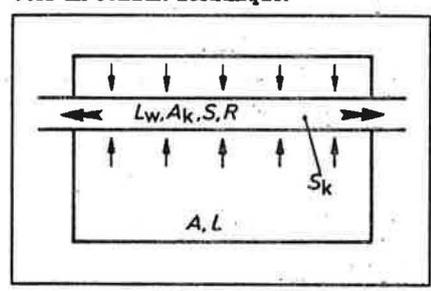
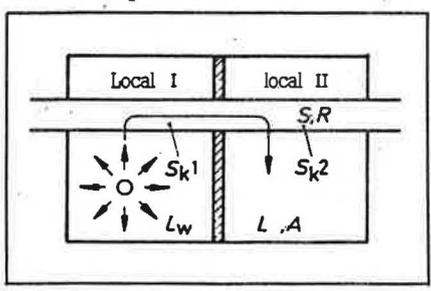


Figure 22. Transmission de bruit entre deux locaux par l'intermédiaire d'un conduit aéraulique fermé.



satisfaire les éléments de construction concernés (figure 19).

L'écart moyen entre la courbe représentative des valeurs mesurées et la courbe imposée ne doit pas dépasser plus de 2 dB dans le sens le plus défavorable.

Afin de caractériser un isolement acoustique par une indication unique, on utilise depuis peu un indice global d'affaiblissement acoustique pondéré  $R'_w$  qui correspond à la valeur moyenne des différents indices d'affaiblissement acoustique aux différentes tierces (1/3 d'octave) entre 100 et 3150 Hz.

L'indice d'affaiblissement acoustique R de parois de conduits en tôle d'acier de faible épaisseur dépend, entre autres, de la configuration du conduit, de l'importance des surfaces en tôle d'acier et de leur raidissement, si bien que la détermination exacte de cet indice d'affaiblissement ne peut se faire qu'à partir de mesures in situ sur le conduit concerné.

Dans tous les cas où l'on peut se satisfaire de résultats assez approximatifs, on pourra utiliser les valeurs de la figure 23 et du tableau 7.

L'équation précédente n'est toutefois plus valable toutes les fois que la valeur  $10 \lg \frac{S}{S_k}$  est supérieure ou égale à R.

Il est alors nécessaire de partir de la valeur suivante :

$$L_{wt} = L_w - 3 \text{ (dB)}$$

Si l'on désire déterminer le niveau de pression acoustique dans le local, l'équation précédemment mentionnée devient :

$$L = L_w - R - 10 \lg \frac{S \cdot A}{S_k \cdot 4}$$



SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

avec :

- L** = niveau de pression acoustique dans le local en dB,
- A** = surface d'absorption équivalente du local en m<sup>2</sup>.

Inversement, le niveau de puissance acoustique transmis d'un local à un conduit (figure 21) peut se calculer d'après l'équation :

$$L_w = L - R + 10 \lg \frac{S_k \cdot S}{A_k}$$

avec :

- L<sub>w</sub>** = niveau de puissance acoustique dans le conduit en dB,
- L** = niveau de pression acoustique dans le local en dB,
- R** = indice d'affaiblissement acoustique du conduit en dB,
- S** = section du conduit en m<sup>2</sup>.
- S<sub>k</sub>** = surface de transmission du conduit en m<sup>2</sup>,
- A<sub>k</sub>** = surface d'absorption équivalente du conduit en m<sup>2</sup>.

En ce qui concerne la transmission du bruit d'un local à l'autre par l'intermédiaire d'un conduit aéraulique (figure 22), on a :

$$L = L_w - 2R - 10 \lg \frac{S_{k1} \cdot A}{S_{k2} \cdot 4}$$

avec :

- L** = niveau de pression acoustique dans le local II en dB,
- L<sub>w</sub>** = niveau de puissance acoustique du son rayonné dans le local I en dB,
- R** = indice d'affaiblissement acoustique du conduit en dB,
- A** = surface d'absorption équivalente du local II en m<sup>2</sup>,
- S<sub>k1</sub>** = surface de transmission du conduit dans le local I en m<sup>2</sup>,
- S<sub>k2</sub>** = surface de transmission du conduit dans le local II en m<sup>2</sup>.

Lorsque deux locaux sont en communication par l'intermédiaire d'un conduit ouvert à ses deux extrémités, le calcul de la transmission des bruits est particulièrement complexe du fait, entre autres, que la puissance acoustique rayonnée vers l'ouverture du conduit dépend de nombreux facteurs géométriques.

On a toutefois pu constater expérimentalement que l'entrée du conduit était à l'origine d'un amortissement acoustique considérable.

5.1 Affaiblissement acoustique du son transmis par un conduit

Afin de réduire l'énergie acoustique transmise par un conduit en tôle d'acier (dans notre exemple de 1 mm d'épaisseur), on peut

Tableau 7. Relation qui existe aux différentes fréquences entre l'indice d'affaiblissement acoustique R' et l'indice d'affaiblissement acoustique pondéré R'\_w (R'\_w = R' + correction).

Fréquence moyenne (Hz)	125	250	500	1000	2000
	-12 dB	-8 dB	-2 dB	+1 dB	+5 dB

Figure 23. Indice d'affaiblissement acoustique pondéré R'\_w en fonction de la masse surfacique pour différents matériaux de construction monocouche :

- a) béton, brique, verre et autres matériaux équivalents,
- b) tôle d'acier jusqu'à 3 mm d'épaisseur, tôle de plomb, caoutchouc.

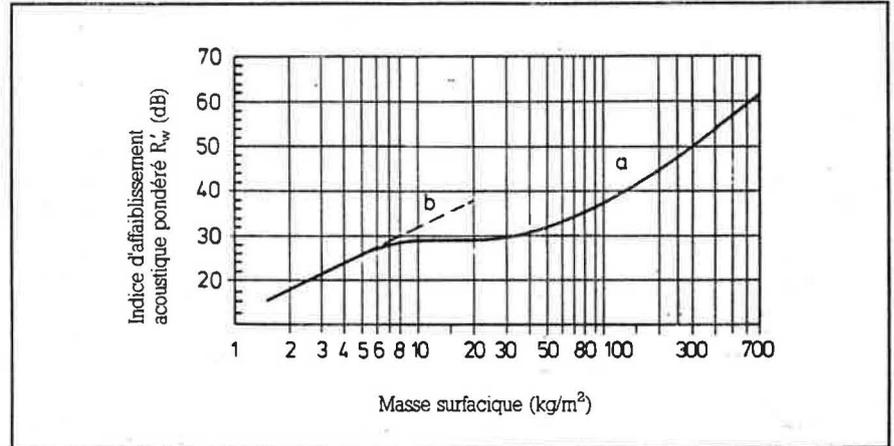


Figure 24. Habillage d'un conduit aéraulique au moyen d'un matériau absorbant phonique.

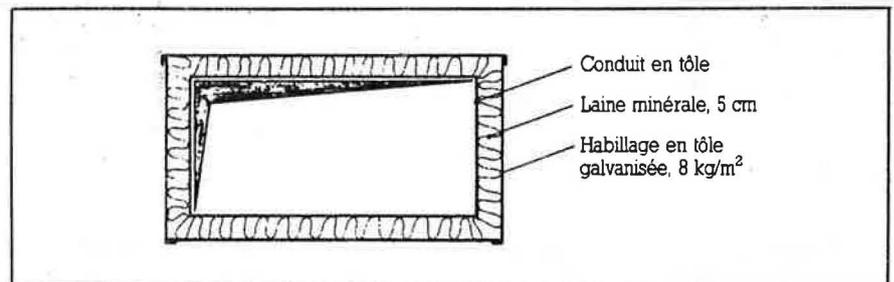
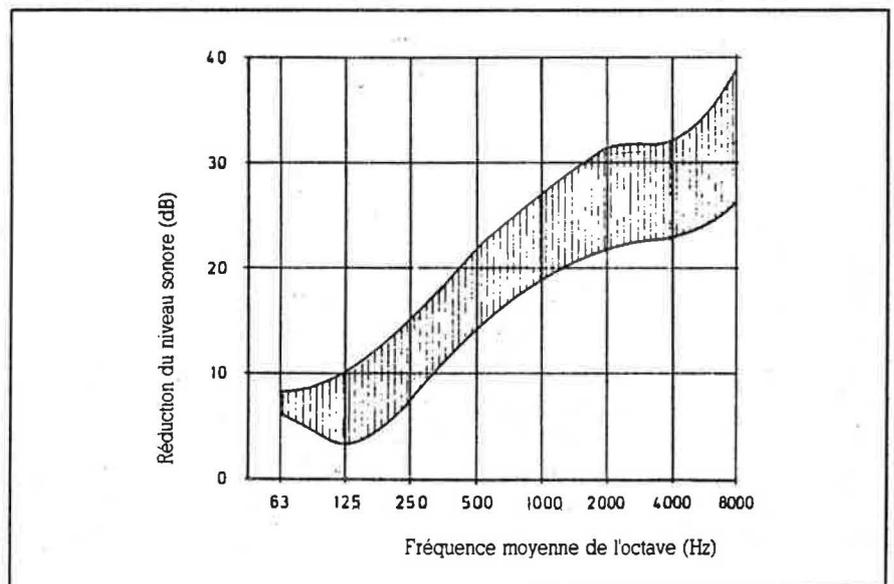


Figure 25. Réduction du niveau de puissance acoustique transmis par un conduit aéraulique au moyen d'un habillage par un matériau absorbant phonique (figure 24).



SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

prévoir, parmi d'autres mesures, son habillage par un matériau absorbant phonique (figure 24). L'affaiblissement acoustique qu'il est ainsi possible d'obtenir est donné à la figure 25 en fonction de la fréquence moyenne des diverses octaves.

Les valeurs indiquées résultent de mesures effectuées sur une installation existante, mesures qui, comme on peut le voir sur la figure 25, présentent une certaine dispersion.

**6. AMORTISSEMENT ACOUSTIQUE DES BRUITS SOLIDIENS ET DES VIBRATIONS**

Les ventilateurs, compresseurs frigorifiques, moteurs et autres machines tournantes sont susceptibles de transmettre leurs vibrations aux socles sur lesquels ils reposent, ce qui peut entraîner de graves conséquences, d'où la nécessité d'interposer entre socle et machine des isolateurs de vibrations dont il existe des modèles en caoutchouc et d'autres à ressort.

Ceux-ci vont permettre de réduire les forces qui seraient transmises au socle et, de là, au reste de la construction.

La fréquence propre du système de non-propagation des vibrations devra obligatoirement se trouver très en dessous de la fréquence perturbatrice (ou fréquence d'excitation) la plus basse.

Dans la plupart des cas, cette fréquence perturbatrice est égale à la fréquence de rotation de la machine.

Afin de réduire l'amplitude des vibrations et partant améliorer l'isolement du soubassement par rapport aux trépidations de la machine, les ventilateurs seront montés sur des assises lourdes, par exemple en béton.

Dans le cas de fréquences propres qui restent supérieures à environ 10 Hz, on peut normalement utiliser des isolateurs en caoutchouc.

En dessous de 10 Hz, l'expérience a montré qu'il était préférable d'utiliser des ressorts en acier.

Les vibrations des machines tournantes pouvant également se transmettre par d'autres voies que celles utilisant le socle, on aura soin de prévoir des dispositifs adéquats de non-propagation de ces vibrations vers les tuyauteries, canalisations, etc.

C'est ainsi par exemple que les conduits aérauliques seront raccordés au ventilateur par l'intermédiaire de manchettes souples ou encore que les canalisations électriques comporteront à leur départ un tronçon en caoutchouc mou (figure 26).

Toutes les tuyauteries de raccordement à un compresseur frigorifique ou celles reliant directement un ventilateur à une batterie de chauffage, par exemple, seront munies de compensateurs de dilatation qui pourront être, entre autres, des soufflets métalliques.

**7. RAYONNEMENT ACOUSTIQUE D'UN VENTILATEUR**

Tout ventilateur rayonne une certaine énergie acoustique dont une partie se propage dans les conduits d'aspiration et/ou de refoulement et l'autre dans le local (ou l'extérieur, en cas de positionnement sur une toiture-terrasse par exemple).

Si le ventilateur est raccordé tant en amont qu'en aval sur un conduit, l'énergie acoustique rayonnée dans le local technique est inférieure à celle émise dans les conduits et ce, du fait de l'isolement acoustique procuré par la volute du ventilateur et les parois des conduits.

Mais ce n'est pas parce que la volute d'un ventilateur est convenablement revêtue d'un matériau d'isolation phonique que le niveau de pression acoustique dans le local technique sera réduit.

Car il faut en effet également compter avec la transmission du bruit par les conduits d'aspiration et de refoulement.

Lorsque ceux-ci sont réalisés en tôle d'acier de faible épaisseur dont l'indice d'isolement acoustique est le plus souvent inférieur à celui de la volute et lorsque la surface des parois du conduit représente, et de loin, la surface de transmission la plus importante, on peut alors considérer que ce sont les conduits qui vont constituer dans le local la source de bruit de loin la plus importante.

Figure 26. Exemple de dispositions spéciales en vue d'éviter la propagation des bruits solidiens et des vibrations par le soubassement d'un groupe moto-ventilateur (1 - Ventilateur. 2 - Assise ou dalle de béton. 3 - Isolateurs de vibrations du type à ressorts acier ou en caoutchouc. 4 - Carton bituminé. 5 - Panneau de fibre minérale. 6 - Manchette en toile. 7 - Suspentes de conduits antivibratiles. 8 - Joint d'étanchéité élastique).

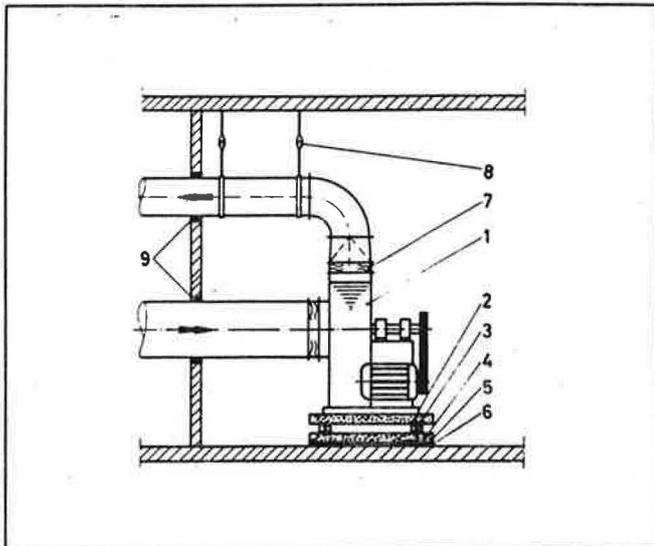
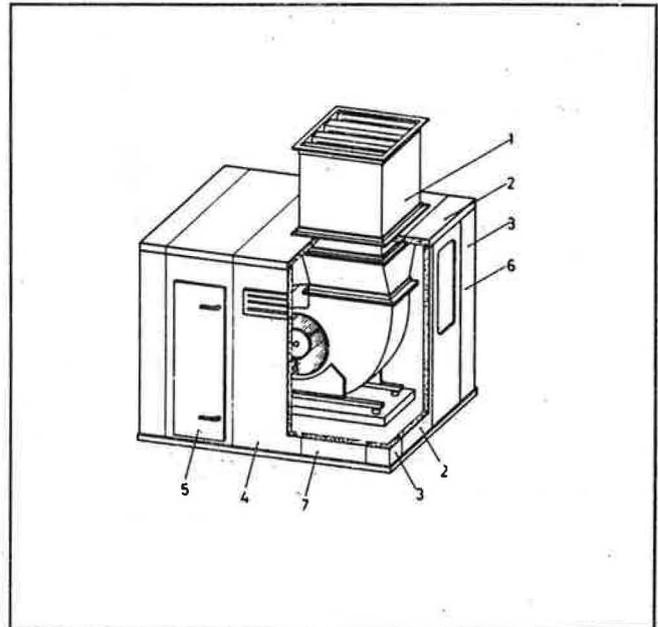


Figure 27. Capotage acoustique d'un groupe moto-ventilateur (1 - Silencieux de refoulement. 2 - Élément de plafond. 3 - Élément d'angle. 4 - Élément ventilation haute. 5 - Élément porte d'accès. 6 - Élément fenêtre. 7 - Élément paroi courante).



SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

Une autre source de bruit qu'il ne faut absolument pas négliger est constituée par les moteurs électriques.

Même les manchettes souples nécessaires à des fins d'amortissement des vibrations peuvent concourir à augmenter le niveau acoustique dans le local technique.

En ce qui concerne le réseau de conduits situé à l'extérieur du local technique, il faut toujours que son indice d'isolement acoustique soit adapté au son qui se propage dans ce réseau afin que le bruit qui sera rayonné par le conduit traversant un local ne dépasse pas le niveau de puissance requis dans ce local.

Au lieu d'augmenter l'indice d'affaiblissement acoustique du conduit, on peut aussi prévoir une diminution de l'énergie acoustique qui se propage dans le conduit en y plaçant à l'endroit adéquat un piège à son qui peut aussi se révéler de toute façon nécessaire pour limiter le bruit émis dans les locaux desservis par les conduits.

Dans une telle hypothèse, le silencieux sera souvent placé dans le local technique, mais toujours dans la mesure du possible à proximité immédiate de la traversée de la paroi de ce local.

Car en effet, si on le plaçait directement à la sortie du ventilateur, il y aurait risque de court-circuitage du bruit ambiant qui repénétrerait dans le conduit par le tronçon situé entre l'extrémité du silencieux et le passage dans le mur.

Si le bruit émis dans le local technique peut se transmettre par des voies annexes, cela signifie qu'il va pouvoir faire entrer en vibration les parois des conduits et que ceux-ci vont alors jouer le rôle « d'émetteurs acoustiques » et transmettre par là leurs vibrations aux locaux voisins.

Afin de réduire ces possibilités de transmission du son par des voies annexes, on pourra par exemple prévoir l'ancrage correct des conduits dans une paroi fixe ou encore réaliser une discontinuité adéquate du matériau du conduit.

La disposition du silencieux à distance de la traversée du mur du local technique présente un autre inconvénient, à savoir que le niveau de puissance acoustique dans le conduit en aval du silencieux peut augmenter à nouveau dans le cas où l'indice d'affaiblissement acoustique des parois du conduit serait trop faible.

Un tel cas de figure revient à ne pas tirer parti au maximum des possibilités du piège à son.

Lorsque le niveau de puissance acoustique dans le conduit est plus élevé que dans le local technique, ce qui est du reste presque

Figure 28. Indice d'affaiblissement acoustique R' de la paroi utilisée pour le capotage acoustique du groupe moto-ventilateur de la figure 27.

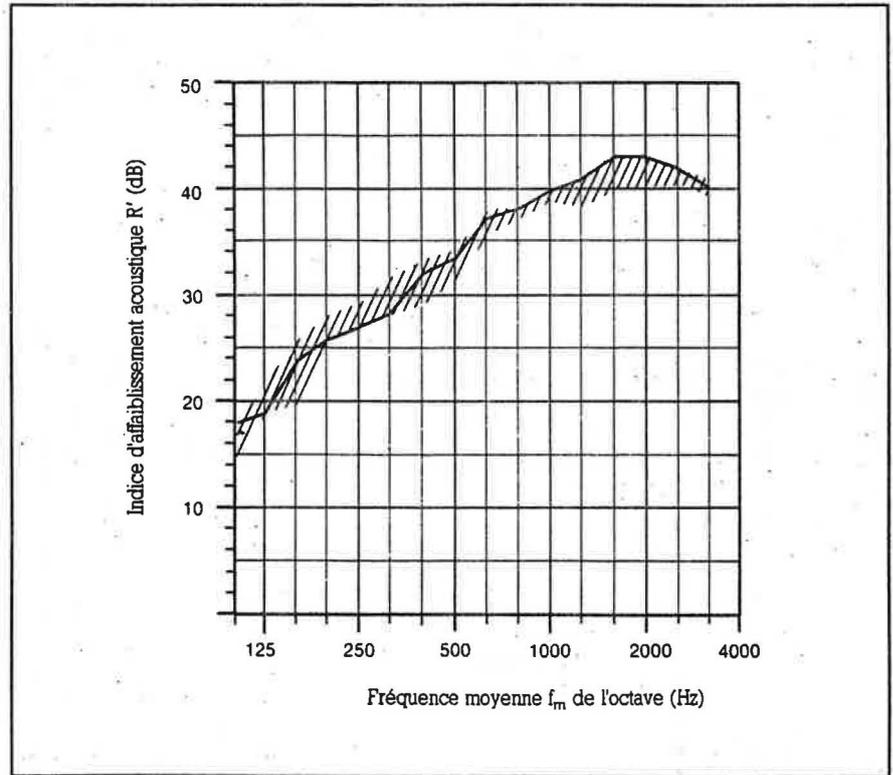
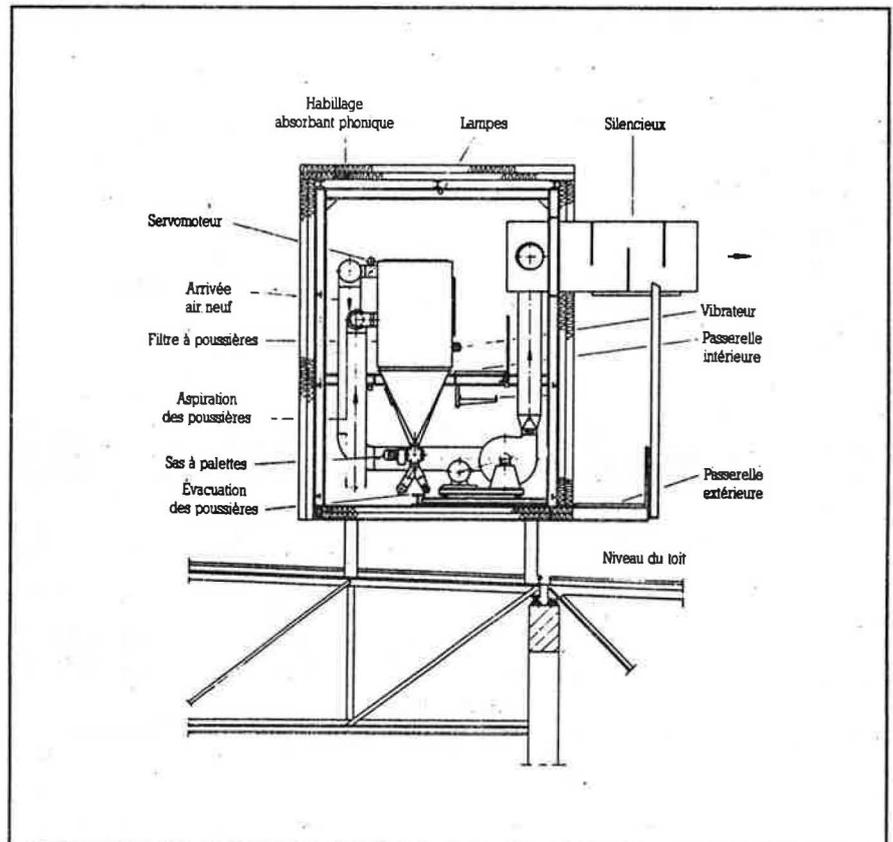


Figure 29. Coupe du dispositif de capotage acoustique (60 m de long) de 17 cyclones.



## SILENCIEUX ET ISOLATION ACOUSTIQUE DES RÉSEAUX

toujours le cas quand on n'a pas prévu de silencieux, les risques dont nous avons parlé ci-dessus se trouvent éliminés.

Le problème le plus important qui se pose alors concerne non plus les possibilités de transmission du son par des voies dérivées mais bien plutôt celui de l'isolement acoustique des conduits qui traversent les autres locaux.

C'est pourquoi les traversées de parois par des conduits doivent toujours être hermétiquement bouchées.

Lorsqu'un ventilateur raccordé sur un réseau de conduits est placé en local technique, on peut y maintenir un niveau de pression acoustique réduit en prévoyant l'habillage tant du ventilateur que des parois des conduits par un matériau présentant un indice d'affaiblissement acoustique élevé.

Une autre possibilité de diminuer le niveau sonore dans le local technique, et donc la gêne due au bruit transmis dans les locaux contigus, consiste à tapisser toutes les parois d'un matériau absorbant phonique.

L'expérience a toutefois montré qu'une telle solution ne permettait d'obtenir qu'un résultat très limité car, dans des locaux relativement petits dans lesquels la distance entre générateur de bruit (ventilateur, moteur, conduits) et les parois du local est réduite, le son direct, qui n'est pas influencé par le pouvoir absorbant des surfaces du local, joue un rôle primordial.

Par contre, lorsque le volume dans lequel est placé le ventilateur est conçu de telle façon qu'il forme caisson d'aspiration ou de refoulement, une augmentation des possibilités d'absorption du local permet d'obtenir de meilleurs résultats.

En effet, il se forme alors au niveau des brides

d'aspiration et de refoulement du ventilateur des sources sonores ponctuelles, donc concentrées et dominantes, dont la distance aux parois absorbantes est plus grande que dans le cas où le ventilateur et les conduits constituent des sources sonores diffuses.

C'est lorsque l'enceinte dans laquelle se situe le ventilateur constitue une chambre d'absorption, que l'habillage de ses parois avec un matériau absorbant phonique prend toute sa signification.

Mais on ne peut pas toujours placer le ventilateur dans un local séparé et il arrive souvent qu'il se trouve soit directement dans le local desservi soit à l'air libre, sur une toiture-terrasse par exemple.

Or, les niveaux de pression acoustique requis, soit à proximité d'un poste de travail dans le cas d'un atelier, par exemple, dans lequel se trouve le ventilateur, soit à proximité des habitations voisines dans le cas d'une tourelle en toiture, par exemple, sont actuellement si bas qu'il est absolument nécessaire dans les deux cas de prendre des mesures particulières afin de réduire l'énergie acoustique rayonnée.

Parmi ces mesures, l'une des plus efficaces consiste à prévoir le capotage du ventilateur.

### 7.1 Capotage du ventilateur

Il consiste à entourer partiellement ou totalement la source sonore au moyen d'un dispositif comportant un matériau absorbant phonique de façon à réduire l'énergie acoustique rayonnée, seule une faible partie de celle-ci pouvant se répandre dans le local.

La réduction de puissance acoustique qu'il est possible d'atteindre est très variable

suivant la configuration du capotage et la nature du matériau absorbant utilisé.

La **figure 27** donne à titre d'exemple le schéma de principe d'un capotage pour ventilateur.

Il comporte un certain nombre d'éléments en tôle d'acier galvanisée revêtue intérieurement d'une couche de laine minérale, laquelle est à son tour recouverte d'une tôle d'acier perforée laissant passer le son afin de permettre à l'énergie acoustique de se perdre dans la laine minérale.

L'indice d'affaiblissement acoustique  $R'$  qu'il est possible d'obtenir avec un capotage semblable à celui de la **figure 27** et réalisé à partir de 6 panneaux courants, sans ouverture, est donné par la ligne brisée de la **figure 28**.

Si l'on remplace un panneau courant par un élément formant porte, fenêtre ou permettant d'assurer une ventilation haute ou basse, les valeurs mesurées se dispersent assez peu, restant pratiquement toutes contenues dans la zone hachurée.

Sur la **figure 29**, il s'agit du capotage acoustique de 17 dépoussiéreurs; il mesure 60 m de long, 4 m de large et 6 m de hauteur.

Contrairement au capotage de la **figure 27**, la paroi est ici réalisée à partir de 2 voiles.

Les 17 ventilateurs des dépoussiéreurs étant disposés en ligne, on obtient un niveau de puissance acoustique extrêmement élevé ( $L_w = 129$  dB) qu'il a toutefois été possible de réduire dans de très fortes proportions, puisque des habitations étant situées à proximité immédiate (120 m), le niveau de pression acoustique ne devait pas dépasser la nuit 40 dB (A), l'installation n'étant arrêtée qu'à 23 h. Des mesures effectuées in situ ont d'ailleurs donné une valeur de 38 dB (A). ■

Dès que vous êtes avisé de l'échéance  
de votre abonnement  
Renouvelez-le vite!