Intervention AICVF

SOURCES DE BRUIT DANS LES INSTALLATIONS DE TRAITEMENT D'AIR

29 novembre 2012 Bruno Pasquet

APPROCHE ACOUSTIQUE D'UNE INSTALLATION DE VENTILATION

L'étude acoustique d'un réseau de ventilation, et de son incidence dans un local peut être approchée suivant le principe ci-aprés :

- Le ventilateur est une source de bruit qu'il faut caractériser (niveaux de puissance pour chaque bande d'octave).
- Le bruit produit par le ventilateur est transmis par le réseau de ventilation jusqu'au local. Sur ce parcours, il est atténué par les différents éléments du réseau (longueurs droites, coudes et autres accidents, atténuateurs acoustiques).
- L'écoulement de l'air dans le réseau produit un bruit supplémentaire : c'est la régénération acoustique, qu'il faut ajouter au bruit du ventilateur. La régénération acoustique doit également prendre en compte le bruit produit par l'écoulement de l'air dans le diffuseur (bouche de soufflage).
- On obtient ainsi un niveau de puissance acoustique au point de soufflage, assimilable à une source sonore.
- En fonction des caractéristiques du local et des positions des points de soufflage et de mesure, on pourra retrouver le niveau de pression acoustique au point de mesure (défini pour chaque bande d'octave).

Les sources de bruit sont donc principalement de trois ordres

- ✓ Les groupes moto-ventilateurs
- ✓ Les gaines de distribution
- ✓ Les bouches et diffuseurs

1.Les groupes moto-ventilateurs

Les bruits peuvent provenir principalement :

- ✓ Du moteur et de son montage
- ✓ De l'accouplement moteur/ventilateur
- ✓ Du ventilateur lui-même à savoir :
 - Conception construction (centrifuge ou hélicoïde)
 - Nombre de pales
 - Vitesse de rotation
 - Rendement (les pertes de rendement se transforment en énergie calorifique et en énergie sonore)
 - Puissance aéraulique du ventilateur (débit x pression)

SPECTRE ACOUSTIQUE GÉNÉRAL DES VENTILATEURS

Le spectre acoustique d'un ventilateur peut être obtenu soit auprès du constructeur (qui aura fait des mesures précises sur banc d'essais), soit par mesure in situ.

Le spectre acoustique d'un ventilateur peut également être modélisé à partir de 3 paramètres principaux :

- le type de ventilateur (hélicoïde ou centrifuge) et sa géométrie (forme des pales...)
- le diamètre de roue du ventilateur
- la vitesse de rotation du ventilateur

ETUDE DES BRUITS DES VENTILATEURS

La fréquence fondamentale de pale (résultant du brassage périodique d'une pale en un point donné) est donnée par la formule :

$$fo = n.N/60$$

Avec n = nombre de pales

N = nombre de tours par minute

- Cette fréquence fondamentale de pale fo est celle pour laquelle le niveau de pression acoustique sera le plus gênant
- Ce phénomène ne se limite cependant pas à cette seule fréquence, mais se reproduit également (généralement avec une amplitude plus faible) dans ses fréquences harmoniques (2 fo, 3 fo...)
- Ainsi un ventilateur à 8 pales tournant à 940 tr/min générera un bruit particulier à la fréquence fo = 125 Hz, mais aussi aux fréquences 2.fo = 250 Hz, 4.fo = 500 Hz, ... etc

VARIATION DU NIVEAU DE PUISSANCE EN FONCTION DES CARACTÉRISTIQUES AÉRAULIQUES D'UN VENTILATEUR

Le niveau de puissance sonore brut L_w en dB d'un ventilateur peut être estimé à partir de la formule expérimentale de BERANEK.

$$L_W = 68 + 10 \log (\Delta p) + 10 \log X$$

 Δp = Pression délivrée par le ventilateur en Pa

X = puissance absorbée à la roue du ventilateur en kW

EXEMPLE D'ESTIMATION DU NIVEAU DE PUISSANCE SONORE D'UN VENTILATEUR Soit un ventilateur

Débit Qv = 5000 m3/h

Pression $\Delta p = 30 \text{ mm CE}$

Rendement $\dot{\eta} = 0.7$

Puissance $Wc = qv * \Delta p$

Avec qv en m^3/s et Δp en pascal

Application de la formule :

$$L_W = 68 + 10 \log (30*9,81) + 10 \log (5000/3600*30*9,81)/(0,7*1000)$$

$$L_{\rm W} = 90.5 \; {\rm dB}$$

Ce calcul est très approximatif. Il ne tient pas compte de la fréquence fondamentale de pale.

A cette puissance ainsi calculée doit être associée une réduction spectrale permettant d'obtenir une courbe de niveau sonore par bande de fréquence.

Les graphiques ci-après permettent aussi de déterminer le niveau de puissance sonore global ainsi que la réduction spectrale

Exemple en reprenant les mêmes caractéristiques que pour le calcul :

Débit = 5000 m3/h

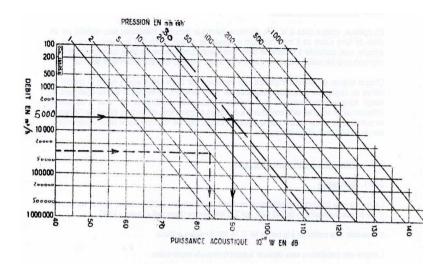
 $\Delta p = 30 \text{ mm CE}$

Calcul du niveau de puissance acoustique globale

Soit 90 dB

Réduction spectrale

Soit pour un ventilateur centrifuge



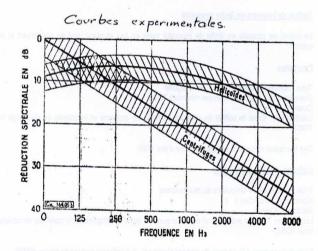


Fig. 120 - Calcul de la puissance acoustique des ventilateurs (par octave)

Exemple (suite) (en application des graphiques précédents)

Soit un ventilateur dont le niveau de puissance acoustique global est :

$$L_{\rm W}$$
 global = 90 (dB)

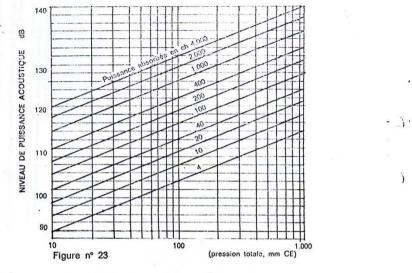
La réduction de bruit spectrale par fréquence est donnée par le graphique 2 La répartition du niveau de puissance sonore par octave sera ainsi la suivante :

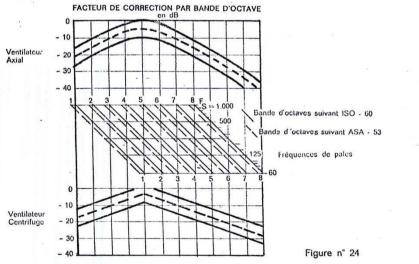
Fréquence Hertz	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L _w global (dB)	90	90	90	90	90	90	90
Réduction Spectrale (dB)	4	11	15	21	26	31	35
L _w par octave (dB)	86	79	75	69	64	59	55

La somme logarithmique des L_W par octave doit correspondre à :

$$L_W$$
 global = 90 (dB)

Il existe d'autres graphiques qui tiennent compte de la fréquence de pâle 2") A cette formule empirique nous pouvons substituer une approximation plus précise (à plus ou moins 5 dB) pour trouver le bruit d'un ventilateur lorsque ses caractéristiques acoustiques n'ont pas été mesurées en laboratoire (voir courbes 23 et 24).





Ainsi que vous pourrez le constater, la deuxième de ces courbes, qui nous donne la correction par bande d'octaves, fait intervenir aussi bien pour ventilateurs hélicoïdes que centrifuges, une fréquence de pales

•11

MODIFICATION DES CARACTERISTIQUES D'UN VENTILATEUR

Une formule permet, à partir des informations connues pour une <u>taille</u> et une <u>vitesse de rotation</u> connues pour un type de ventilateur donné d'estimer la variation de la puissance acoustique pour d'autres caractéristiques :

$$L_W = L_{W0} + 70 \log (D/D_0) + 50 \log (N/N_0)$$

 L_{w_0} = niveau de puissance connu pour un ventilateur de même type

 D_0 = diamètre connu de la roue d'un ventilateur de même type

 N_0 = vitesse de rotation connue du ventilateur de même type

L_w, D et N = nouvelles caractéristiques du ventilateur étudié

Ainsi:

- ➤ Pour un même ventilateur une vitesse de rotation doublée (sans autre modification), le niveau de puissance acoustique augmenterait de 15 dB.
- Pour un ventilateur de D = 630 mm au lieu de 315 mm et une même vitesse de rotation le niveau de puissance augmentera de 21 dB

MODIFICATION DES CARACTERISTIQUES D'UN VENTILATEUR

La loi de similitude acoustique d'un ventilateur permet de calculer le nouveau niveau de puissance acoustique d'un ventilateur dont on aura fait varier le débit (de Qv_1 à Qv_2) et/ou la <u>pression disponible</u> (de ΔP_1 à ΔP_2) :

$$Lw_2 = Lw_1 + 10 \log (Qv_2 / Qv_1) + 20 \log (\Delta P_2 / \Delta P_1)$$

Cette relation peut être appliquée pour le niveau de puissance global, ou pour chaque niveau de puissance mesuré dans une bande d'octave (ou dans un tiers d'octave).

Ainsi si l'on veut augmenter de 20% le débit d'un ventilateur installé sur un circuit donné :

Sa vitesse de rotation sera augmentée de 25%

Sa pression sera augmentée de 56%

La puissance d'entraînement nécessaire sera pratiquement doublée

Son niveau de puissance acoustique aura augmenté de :

$$10 \log (1,25) + 20 \log (1,56)$$

 $\approx 3 \text{ dB}$

Rappelons que tous ces calcul sont estimatifs. En général, les constructeurs de CTA sont à même de fournir les spectres de puissance acoustique de leur materiel. Exemple de spectre de puissance acoustique fourni par un constructeur de CTA

Tentilateur		Typ	RER 11-035	55-Frberd
Air				
Débit		m³/h	6000	
Pression				
Totale exte	rne	Pa	300	
Pertes appa	reil	Pa	169	
Totale		Pa	571	
Totale max.		Pa	0	
Ventilateur				
Pression dy	namique	Pa	41	
Pression st	atique	Pa	530	
Vitesse rée	lle	1/min	1824	
Rendement		*	76.1	
Puissance à	l'axe	kW	1.25	
SFPV		kW/m³/s	0.91	
Moteur				
Standard				
Efficacité :	moteur classe IE:	2		
Puissance n	ominale	kW	2.20	
Vitesse nom	. moteur	1/min	1435	2
Nombre de p	ôles		4	
Type de bob	inage		Y	
Type enroul	ement		Un bobinac	je
Tension/fré	quence	V/Hz	3x (230/400	0) /50
Intensité n	ominale	A	4.60	on the
Type de pro			IP55	
classe d'is	olation	#	F	
Forme			B3	
Taille		×.	100L	
Protect. en	roulements		Thermistar	nce
Puiss. Sono	re Appareil	Côtá	Côté	Extérieur
		Aspir.	Souffl.	Centrale
63 Hz	dB/dB(A)	78/ 52	91/ 65	75/ 49
125 Hz	dB/dB(A)	81/ 65	86/ 70	70/ 54
250 Hz	dB/dB(A)	78/ 69	84/ 75	65/ 56
500 Hz	dB/dB(A)	77/ 74	79/ 76	53/ 50
1000 Hz	dB/dB(A)	74/ 74	74/ 74	46/ 46
2000 Hz	dB/dB(A)	71/ 72	68/ 69	42/ 43
4000 Hz	dB/dB(A)	64/ 65	64/ 65	35/ 36
8000 Hz	dB/dB(A)	58/ 57	56/ 55	<20/<20
Total	dB/dB(A)	85/ 79	93/ 81	77/ 60

2. Les gaines de distribution

Les bruits d'air émis par les installations de traitement d'air sont engendrés par les phénomènes de turbulences résultant de vitesses d'air trop élevées : ce problème est directement lié à la perte de « charge » de l'air dans les gaines (longueurs droites et accidents) qui sont en réalité des pertes d'énergie

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{J/m}^3$$

Cette perte d'énergie se retrouve sous la forme

- d'énergie calorifique
- d'énergie sonore.

Pour éviter le phénomène de résurgence du bruit il faut déterminer la section d'une gaine pour transporter un débit donné en fonction de la perte de charge et non de la seule vitesse.

On adoptera ainsi une perte de charge linéique $\Delta P/ml$ adaptée au type d'installations desservies.

Exemples: 0,6 Pa/ml pour les installations tertiaires

1 Pa/ml pour les installations du type industriel

3. Les bouches et diffuseurs

Les principales causes de bruits engendrés par les bouches et diffuseurs sont liées à leur conception (fournisseur) et leur détermination (installateur) Deux paramètres sont prépondérants, ce sont :

- ✓ la vitesse de sortie d'air
- ✓ la perte de charge de la bouche et de son système de réglage de débit

Le choix de la bouche doit également intégrer la notion de « portée » qui doit être adaptée à son environnement

ETUDE DES BRUITS DES BOUCHES

Ils sont engendrés par les turbulences de l'air, fonction essentiellement de la vitesse

Le bruit crée par les bouches est de loin la plus important. Il est fonction du type de bouche du coefficient de grille et de la vitesse de soufflage.

$$Nw = A \log V + B$$

V = vitesse en m/s

A et B sont des coefficients dépendants de la bouche

Les spectres sonores sont fournis par les constructeurs

PUISSANCE ACOUSTIQUE TOTALE EN PROVENANCE D'UNE BOUCHE

Au niveau d'une bouche se superposent 2 niveaux sonores :

- ✓ Le niveau sonore en provenance du ventilateur
- ✓ Le niveau sonore dû à la bouche elle-même

CALCUL DU NIVEAU SONORE RESULTANT A LA BOUCHE (Nbr)

Règle adoptée en première approximation :

Pour Nvb = niveau sonore en amont de la bouche

Pour Nb = niveau sonore de la bouche

$$Nvb - Nb > 10$$
 $Nbr = Nvb$
 $4 < Nvb - Nb < 9$ $Nbr = Nvb + 1$
 $2 < Nvb - Nb < 3$ $Nbr = Nvb + 2$
 $0 < Nvb - Nb < 1$ $Nbr = Nvb + 3$

(Loi de composition de 2 bruits : ex: 2 bruits de même niveau sonore augmente celui-ci de 3 dB)

CALCUL DU NIVEAU SONORE EN UN POINT D'UN LOCAL

Il s'agit, connaissant le niveau de puissance sonore résultant à la sortie d'une bouche (Nbr), de calculer le niveau de pression sonore Np en un point quelconque d'un local repéré dans l'espace par la distance BP et l'angle θ que fait la droite BP avec la normale à la bouche. (Voir dessin)

Le niveau Np est la superposition de 2 niveaux sonores :

- ✓ Le niveau sonore résultant à la sortie de la bouche (Nbr)
- ✓ Le niveau sonore résultant de réflexions successives des ondes sonores sur les parois du local (phénomène de réverbération ou d'échos)

Ondes directes fonction de :

la distance BP

l'angle θ

le coté moyen de la bouche en (m) = $\sqrt{a*b}$

Ondes indirectes fonction de : R = constante d'absorption du local (m²)

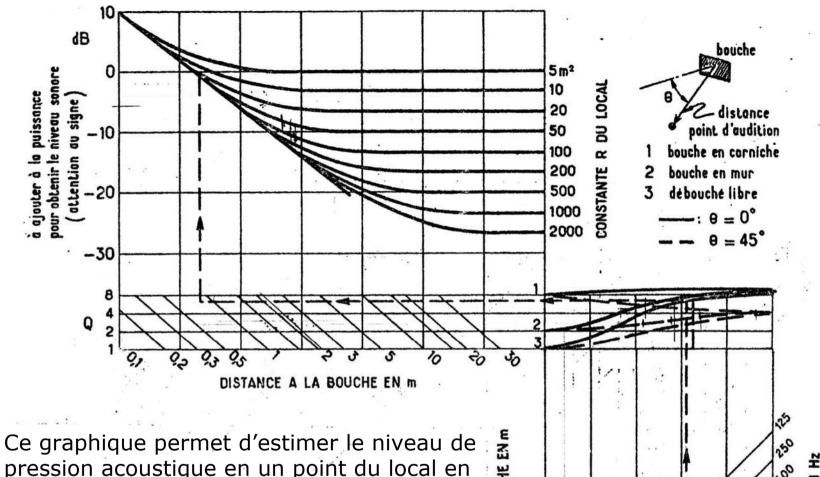
R = S*A/(S - A) (voir reprise 1ère partie de l'intervention)

S = somme des surfaces des différents matériaux qui recouvrent le local

 $A = \sum Si*\alpha i$

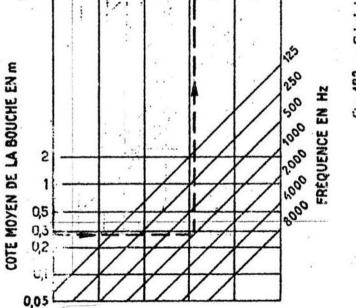
αi = coefficients d'absorption acoustique de chaque matériau

Ce calcul de la constante d'absorption R peut être défini par bande de fréquence en connaissant les coefficients d'absorption par bande de fréquence



pression acoustique en un point du local en intégrant :

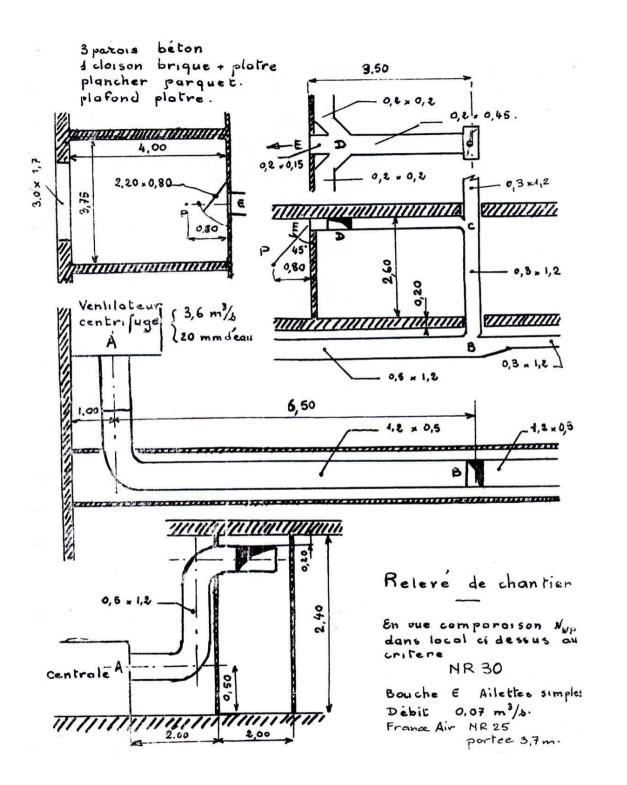
- >La dimension et position de la bouche
- ➤ La fréquence étudiée
- > la constante d'absorption du local
- >La distance de la bouche par rapport/au point du local



EXEMPLE DE CALCUL DETAILLE DE REDUCTION ACOUSTIQUE NECESSAIRE

A partir d'une installation simple dont le schéma est donné ciaprès, il sera procédé au calcul de la constante R du local, au calcul des divers atténuations et à la réduction acoustique nécessaire pour satisfaire à un niveau sonore imposé.

Le niveau de bruit imposé est : NR 30 correspondant à une application salles de réunion, bureau moyen.



CALCUL DE LA CONSTANTE R COEFFICIENTS D'ABSORPTION

r	٨	RI	10	AT	1	A
	Λ	ĸ	. 12.	Αι		А

MATÉRIAUX	COEFFICIENTS D'ABSORPTION									
MATERIAUX	125 Hz	250 llz	250 11z 500 11z		2 000 11z	4 000 112				
Revêtements de sol :						e e				
Carreaux plastiques collés.	0,02	0,02	0,04	0,03	0,02	0,02				
Parquet collé.	0,04	0,04	0,07	0,07	0,07	0,07				
Parquet sur lambourdes.	0,20	0,15	0,12	0,10	0,08	0,07				
Moquette.	0,05	0,10	0,25	0,40	0,60	0,70				
Moquette sur thibaude.	0,10	0,20	0,50	0,60	0,80	0,80				
Maçonnerie :	14									
Béton lisse ou peint.	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02				
Murs de parpaings non enduits.	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07				
Plâtre.	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05				
Divers :										
Vitres.	0,35	0,25	0,18	0,12	0,07	0,04				
Rideaux coton.	0,10	0,20	0,40	0,50	0,65	0,62				

TABLEAU B

DESCRIPTION .	AIRE D'ABSORPTION ÉQUIVALENTE EN m3 = J									
DESCRIPTION	125 liz	250 llz	500 Hz	1 000 Hz	2 000 Hz	4 000 Hz				
Personne assise.	0,20	0,36	0,47	0,50	0,50	0,46				
Fauteuil recouvert de tissu plastique.	0,15	0,40	0,40	0,40	0,30	0,25				
Fauteuil recouvert de velours.	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60				

Feuille 1		Réduction due au local - Calcul de la constante R du local									
Matériau	Caractéristiques	125	250	500	1000	2000	4000	Observations			
	α1	0,35	0,25	0,18	0,12	0,07	0,04				
Vitrage	S1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1				
	S1*α1	1,785	1,275	0,918	0,612	0,357	0,204				
	α2	0,05	0,1	0,25	0,4	0,6	0,7				
Parois béton	S2	25,45	25,45	25,45	25,45	25,45	25,45				
	S2*α2	1,2725	2,545	6,3625	10,18	15,27	17,815				
	α3	0,04	0,04	0,07	0,07	0,07	0,07				
Parquet collé	S3	15	15	15	15	15	15				
	S3*α3	0,6	0,6	1,05	1,05	1,05	1,05				
	α4	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05				
Cloison brique + plâtre	S4	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75				
	S4*α4	0,0975	0,0975	0,195	0,2925	0,39	0,4875				
	α5	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05				
Plafond plâtre	S5	15	15	15	15	15	15				
	S5*α5	0,15	0,15	0,3	0,45	0,6	0,75				
	α6										
	S6										
	S6*α6										
$A = \Sigma S^*\alpha$		3,905	4,6675	8,8255	12,5845	17,667	20,3065				
$S = \Sigma S$		70,3	70,3	70,3	70,3	70,3	70,3				
S * A		274,5215	328,12525	620,43265	884,69035	1241,9901	1427,54695				
S - A		66,395	65,6325	61,4745	57,7155	52,633	49,9935				
R = (S * A)/(S - A)		4,13	5,00	10,09	15,33	23,60	28,55				
Angle Θ	45°										
Coté moyen de la bouche	0,173 m										
Distance de la bouche	2 m				_						
REDUCTION		0	0	-2	-3	-6	-6				

DETERMINATION DU NIVEAU DE BRUIT EN AMONT DE LA BOUCHE

Quelques graphiques de réduction acoustique :

Réduction due aux coudes

Réduction due aux longueurs droites

Réduction due aux dérivations

Réduction due à la bouche

II — ATTENUATION DANS LES COUDES A ANGLE DROIT SANS AUBE DIRECTRI-CE, NON REVETUS,

Les coudes à angle droit sans aubes directrices, sans aucun revêtement intérieur, absorbent différemment suivant la fréquence considérée. La figure n° 32 donne l'atténuation en fonction de la fréquence et de la largeur de la gaine ; sur ce diagramme, la largeur de la gaine à considérer est la dimension perpendiculaire à l'arête du coude.

ATTENUATION PAR REFLEXION DUE AUX EXTREMITES LIBRES

Lorsqu'un bruit est transmis le long d'une gaine, il arrive qu'à l'extrémité de la gaine qui donne dans un local, une partie du bruit est réfléchi à l'intérieur de la gaine ; il y a donc une certaine atténuation du bruit dans le local considéré.

Cette atténuation est fonction de la fréquence, de la dimension de la gaine à son extrémité et du volume apparent de la gaine dans le local.

Sur la figure n° 32, la dimension de gaine considérée :

$$I = \sqrt{a \times b}$$

où a et b sont les dimensions en mètres du petit et du grand côté de la gaine.

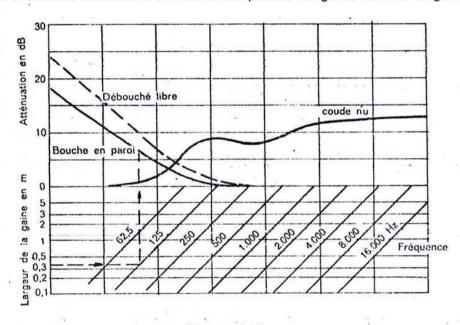
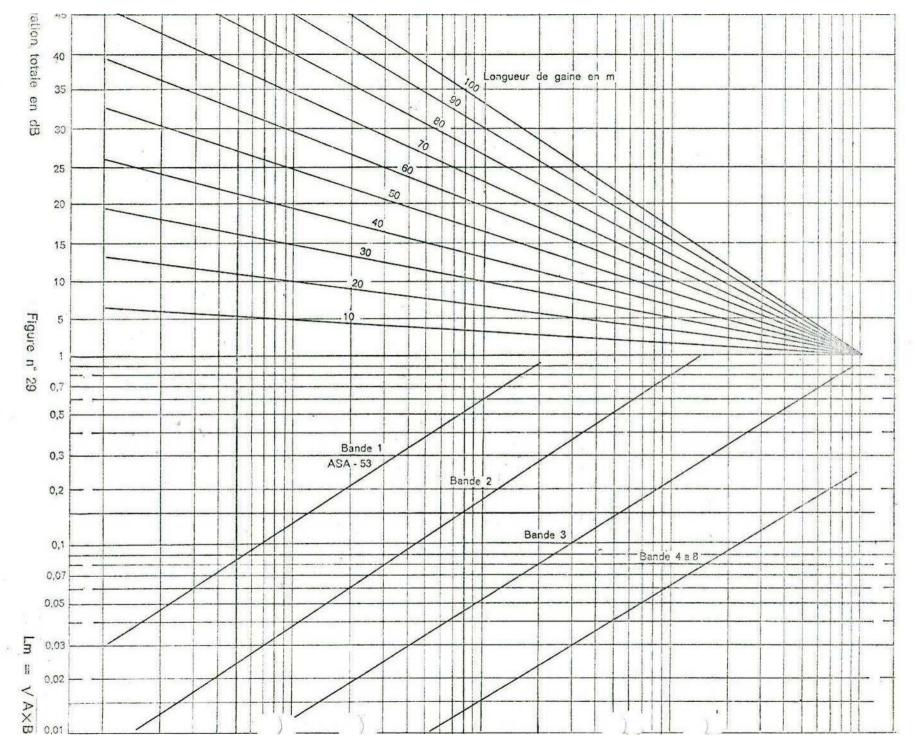


Figure n° 32

Vous remarquerez (Fig. 32) qu'il y a deux courbes significatives pour le débouché de la gaine :

- dans un premier cas, débouché en paroi, le volume apparent de la gaine est nul,
- dans le second cas, débouché libre, le volume apparent de la gaine est tel que la longueur de gaine sortant du mur est est au moins égale à « ! ».



EMBRANCHEMENT

Dans un embranchement, l'énergie acoustique se répartie en principe dans le rapport des sections, c'est-à-dire que l'on arrive à obtenir une atténuation

$$\Delta N = 10 \log \frac{A}{A \text{ total}}$$

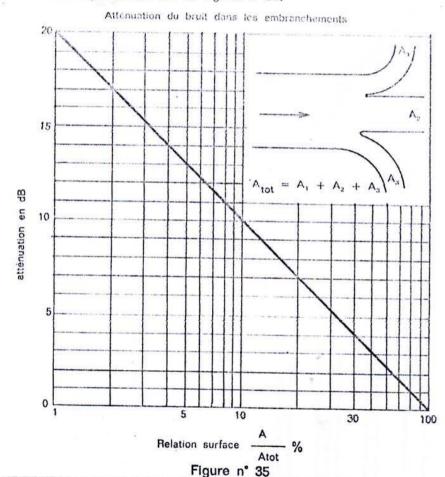
υo Λζ

est l'atténuation en dB

A est la section de l'embranchement

A total est la section principale avant l'embranchement.

alculs sont représentés sur la figure n° 35.



Feuille 1				Détermination du niveau de bruit en amont de la bouche						
Bande de fréd	quence			125	250	500	1000	2000	4000	Observations
Puissance net	te	(1)		91	91	91	91	91	91	
Réduction spectrale (2)		4	11	15	21	26	31			
Puissance spectrale (3) = (1) -(2)		87	80	76	70	65	60			
Repères S Largeur gaine										
		0	,5	2	5	8	7	9	11	Dimension
A-B		0	,5	2	5	8	7	9	11	perpendiculaire à l'arête du coude
		1	,2	3	8	7	7	10	12	
Réduction du	Réduction due aux coudes nus (R1)		7	18	23	21	28	34		
Repères	L	= 1	/a*b							
A-B	13,2	0,	77	2	0	0	0	0	0	a et b sont les côtés
B-C	2,6	0	,6	2	1	0	0	0	0	de la gaine
C-D	3,5	0	,3	3	2	0	0	0	0	
Réduct due a	ux longueur	s droites (R2	2)	7	3	0	0	0	0	
Repères	S dériv	S princ	Sd/Sp							
В	0,36	0,6	0,6	1	1	1	1	1	1]
С	0,09	0,36	0,25	4	4	4	4	4	4	1
D	0,03	0,09	0,33	3	3	3	3	3	3	1
Réduction du	e aux dériva	itions (R3)		8	8	8	8	8	8	
L = Va* b			0,17							Débouché en paroi L = Va* b
Réduction du	e à la bouch	e (R4)		8	5	2	0	0	0	
Réduction tot	ale (R1+R2 +	+R3+R4) (4	.)	30	34	33	29	36	42	
Niveau bruit a	amont bouc	he = (3) - (4)		57	46	43	41	29	18	

Feuille 2				Niveau sonore après traitement							
			125	250	500	1000	2000	4000	Observations		
Puissance résultante avant correction	(5)	Nvb	57	46	43	41	29	18	(5) = (3) - (4)		
Niveau sonore du à la bouche	(6)	Nb	42	35	30	25	21	2	NR 25 (construct)		
Nvb - Nb			15	11	13	16	8	16	règle 1ere approx		
Puis. acoustique résultante sortie bouch	ne (7)	Nbr	57	46	43	41	30	18			
Réduction due au local	(8)		0	0	2	3	6	6	Graphique 123		
Niveau sonore en P	(9)		57	46	41	38	24	12	(9) = (7) - (8)		
Critère de bruit requis en P : NR 30	(10)		43	40	34	30	27	24	Réunions		
Réduction acoustique nécessaire	(11)		14	6	7	8	0	0	(11) = (9) - (10)		
MISE EN PLACE DE SILENCIEUX											
REALISATION CONDUITS ABSORBANTS											
REDUCTION TOTAL	E										
Niveau sonore après trait	tement										