

S 31-660

# NORME FRANCAISE NF EN ISO 14163

juillet 1999

## acoustique

### lignes directrices pour la réduction du bruit au moyen de silencieux

E : acoustics - guidelines for noise control by silencers

D : Akustik - Richtlinien für den Schallschutz durch Schalldämpfer

**Norme française homologuée** par décision du Directeur Général d'AFNOR le 20 juin 1999 pour prendre effet le 20 juillet 1999.

**correspondance** La norme européenne EN ISO 14163 :1998 a le statut d'une norme française. Elle reproduit intégralement la norme internationale ISO 14163 :1998.

**Le présent document traite du choix pratique des silencieux pour le contrôle sonore dans un environnement gazeux et spécifie les prescriptions acoustiques et de fonctionnement devant faire l'objet d'un accord entre le fournisseur ou le constructeur et l'utilisateur d'un silencieux.**

**descripteurs Thésaurus International Technique** : acoustique, mesurage acoustique, diminution du bruit, bruit acoustique, bruit aérien, atténuation, conduit aéraulique, ventilation, ventilateur, silencieux, choix, conception, spécification, caractéristique de fonctionnement, information.

© AFNOR 1999

Membres de la commission de normalisation

Président : M JACQUES

Secrétariat : MME PEYRET-LACOMBE - AFNOR

M ADOBES EDF DER

MME ARNAUD SMAC ACIEROID SA

M AUSSELINEAU PEUTZ ET ASSOCIES

MME AULETTA INGENIEUR CONSEIL

- M CORLAY CETIM
- DECHY ANDRE BOET SA
- DELFOSSE CRAMIF
- FLEURY ACOUSTIQUE & SERVICES
- GAMBA ACOUSTIQUE GAMBA ET ASSOCIES SA
- GUIGNOUARD BUREAU D'ETUDES LASA
- HERNOT LANGLOIS SOBRETI SA
- JACQUES INRS
- JAYAT CRAM
- LATOUCHE THERMIBEL
- LE PAGE EUROGIP
- LECOCQ CIAL
- LOUIT DION DES RELATIONS DU TRAVAIL

MME LUBINEAU UNM

- M MAJUREL CRAM
- MONDOT ACOUPHEN SA
- NEUBERT CABINET NEUBERT
- RUTMAN BNTB
- SALZMANN KRIEG ET ZIVY INDUSTRIES
- ZULIANI VERITAS

## Sommaire

- avant-propos national
- avant-propos
- avant-propos
- 1 domaine d'application
- 2 références normatives
- 3 termes et définitions
  - 3.1 silencieux
  - 3.2 silencieux à dissipation silencieux absorbant
  - 3.3 silencieux réactif
  - 3.4 silencieux réfléchissant
  - 3.5 silencieux résonant
  - 3.6 silencieux à décharge
  - 3.7 silencieux actif
  - 3.8 silencieux passif adaptable
  - 3.9 perte d'insertion
  - 3.10 différence de niveau de pression acoustique d'insertion
  - 3.11 perte par transmission
  - 3.12 atténuation par discontinuité
  - 3.13 perte par propagation
  - 3.14 perte par réflexion en sortie
  - 3.15 modes
  - 3.16 fréquence de coupure
  - 3.17 perte totale de pression
  - 3.18 son régénéré, bruit d'écoulement
- 4 considérations relatives aux spécifications, à la sélection et à la conception
  - 4.1 prescriptions à définir
    - 4.1.1
    - 4.1.2 la valeur admissible de perte d'insertion ne doit pas être dépassée.
    - 4.1.3
    - 4.1.4
  - 4.2 sélection et configuration des silencieux
  - 4.3 conception des silencieux spéciaux
- 5 types de silencieux, principes généraux et considérations sur le fonctionnement
  - 5.1 généralités
    - 5.1.1 silencieux à dissipation
    - 5.1.2 silencieux résonants (réactifs)
    - 5.1.3 silencieux réfléchissants (réactifs)
    - 5.1.4 silencieux à dépression
    - 5.1.5 silencieux actifs
  - 5.2 performances acoustiques et aérodynamiques des silencieux
  - 5.3 trajectoires de propagation du son
  - 5.4 effet d'installation acoustique
  - 5.5 résistance à l'abrasion et protection des surfaces absorbantes
  - 5.6 risques d'incendie et protection contre les explosions
  - 5.7 ouverture et fermeture d'installations
  - 5.8 corrosion
  - 5.9 prescriptions d'hygiène et risque de contamination
  - 5.10 inspection et nettoyage, décontamination

## 6 caractéristiques de fonctionnement des différents types de silencieux

### 6.1 silencieux à dissipation

#### 6.1.1 silencieux à dissipation simples

#### 6.1.2 silencieux à séparateurs

#### 6.1.3 silencieux à dissipation coudés

### 6.2 silencieux réactifs

#### 6.2.1 silencieux résonants

#### 6.2.2 silencieux réfléchissants

#### 6.2.3 silencieux réactifs

### 6.3 silencieux à décharge

## 7 technique de mesurage

### 7.1 mesurages en laboratoire

#### 7.1.1 résumé

#### 7.1.2 mesurage conformément à l'ISO 7235

#### 7.1.3 mesurages conformément à l'iso 11691

#### 7.1.4 mesurages complémentaires sur les silencieux à conduit

#### 7.1.5 mesurages sur les silencieux pour machines de petites dimensions

### 7.2 mesurages in situ

### 7.3 mesurages sur les véhicules

## 8 informations relatives aux silencieux

### 8.1 informations à fournir par l'utilisateur

### 8.2 informations à fournir par le fabricant

## Annexe A (informative) applications

### A.1 équipement de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air

#### A.1.1 considérations générales

#### A.1.2 prévention du son régénéré

#### A.1.3 silencieux à tubes souples

#### A.1.4 atténuation par couplage parasite

#### A.1.5 aération des ateliers de fabrication

### A.2 installations industrielles

#### A.2.1 domaines d'application

#### A.2.2 ventilateurs

#### A.2.3 aération des installations minières

#### A.2.4 ventilateurs à tirage par aspiration

#### A.2.5 tours de refroidissement

#### A.2.6 compresseurs

#### A.2.7 aération d'enceinte, de cabine et de salle des machines

#### A.2.8 commandes pneumatiques

#### A.2.9 dispositifs de sécurité

#### A.2.10 fours

#### A.2.11 turbines à gaz et dispositifs d'essai

#### A.2.12 convoyeurs pneumatiques

### A.3 moteurs à combustion interne

#### A.3.1 véhicules

#### A.3.2 moteurs fixes

## Annexe B (informative) effets de la distribution acoustique spectrale sur la déclaration d'atténuation en bande de tiers d'octave ou en bande d'octave

## Annexe C (informative) températures de fonctionnement des sources sonores et températures limites des matériaux d'absorption acoustique

### 3.1 bibliographie

Annexe ZA (normative) références normatives aux publications internationales avec leurs publications européennes correspondantes

## **avant-propos national**

Références aux normes françaises

La correspondance entre les normes mentionnées à l'article « Références normatives » et les normes françaises identiques est la suivante :

ISO 3741	NF EN ISO 3741 (indice de classement : S 31-022)
ISO 3744 (en préparation)	NF EN ISO 3744 (indice de classement : S 31-025)
ISO 7235	NF EN ISO 7235 (indice de classement : S 31-127)
ISO 11691	NF EN ISO 11691 (indice de classement : S 31-610)
ISO 11820	NF EN ISO 11820 (indice de classement : S 31-640)

## **avant-propos**

Le texte de la Norme internationale provenant du comité technique ISO/TC 43 « Acoustique » de l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO) a été repris comme Norme Européenne par le comité technique CEN/TC 21 1 « Acoustique ».

Le secrétariat du Comité Technique CEN/TC 211 est tenu par le DS.

Le présent document doit être mis en application au niveau national, soit par publication d'un texte identique, soit par entérinement, au plus tard en avril 1999 et les normes nationales en contradiction devront être retirées au plus tard en avril 1999.

Selon le Règlement Intérieur du CEN/CENELEC, les instituts de normalisation nationaux des pays suivants sont tenus de mettre ce document en application : Allemagne, Autriche, Belgique, Danemark, Espagne, Finlande, France, Grèce, Irlande, Islande, Italie, Luxembourg, Norvège, Pays-Bas, Portugal, République Tchèque, Royaume-Uni, Suède et Suisse.

Notice d'entérinement

Le texte de la Norme internationale ISO 14163 :1998 a été approuvé par le CEN comme norme européenne sans aucune modification.

NOTE Les références normatives aux Normes internationales sont mentionnées en annexe ZA (normative) .

## **avant-propos**

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de L'ISO). L'élaboration des normes internationales est en général confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (CEI) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les projets de Normes internationales sont élaborés conformément aux dispositions des Directives ISO/CEI, Partie 3.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour vote. Leur publication comme Normes internationales requiert l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 14163 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 43, Acoustique, sous-comité SC 1, Bruit.

Les annexes A à C de la présente Norme internationale sont données uniquement à titre d'information.

## **introduction**

Chaque fois qu'un bruit aérien ne peut faire l'objet d'un contrôle à la source, les silencieux constituent un moyen puissant de réduction du bruit dans la trajectoire de propagation. Les silencieux ont de nombreuses applications et conceptions différentes, qui reposent sur des combinaisons diverses d'absorption et de réflexion du son, et de réaction sur la source sonore. La présente Norme internationale donne une description systématique des principes, des données de performances et des applications des silencieux.

## **1 domaine d'application**

La présente Norme internationale traite du choix pratiques de silencieux destinés au contrôle des émissions sonores dans les milieux gazeux. Elle définit les prescriptions acoustiques et fonctionnelles devant faire l'objet d'un accord entre le fournisseur, ou le fabricant, et l'utilisateur d'un silencieux. La présente Norme internationale décrit les principes de fonctionnement fondamentaux, mais ne

constitue pas un guide pour la conception des silencieux.

Les silencieux décrits conviennent, entre autres,

- à l'atténuation des émissions sonores par les systèmes et à la prévention du couplage parasite produit par les équipements de chauffage, de ventilation et de climatisation ;
- à la prévention ou à la réduction de la transmission du bruit par les ouvertures d'aération, en provenance de pièces présentant des niveaux acoustiques internes élevés ;
- à l'atténuation du bruit de dépression généré par les canalisations à haute pression ;
- à l'atténuation des bruits d'admission et d'échappement émis par les moteurs à combustion interne, et
- à l'atténuation des bruits d'admission et d'échappement émis par les compresseurs et turbines équipés de ventilateurs.

Les silencieux sont classés en fonction de leur type, de leurs caractéristiques de fonctionnement et de leurs applications. Les systèmes actifs et passifs adaptables pour le contrôle des émissions sonores ne sont pas couverts en détail dans la présente Norme internationale. **2 références normatives**

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente Norme internationale. Pour les références datées, les amendements ultérieurs ou les révisions de ces publications ne s'appliquent pas. Toutefois, les parties prenantes aux accords fondés sur la présente Norme internationale sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiquées ci-après. Pour les références non datées, la dernière édition du document normatif en référence s'applique. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des Normes internationales en vigueur à un moment donné.

ISO 3741	Acoustique - Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit - Méthodes de laboratoire en salles réverbérantes pour les sources à large bande.
ISO 3744	Acoustique - Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique - Méthode d'expertise dans des conditions approchant celles du champ libre sur plan réfléchissant.
ISO 7235	Acoustique - Méthodes de mesurage pour silencieux en conduit - Perte d'insertion, bruit d'écoulement et perte de pression totale.
ISO 11691	Acoustique - Détermination de la perte d'insertion de silencieux en conduit sans écoulement - Méthode de mesurage en laboratoire.
ISO 1 1820	Acoustique - Mesurages sur silencieux in situ.

### **3 termes et définitions**

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les termes et définitions suivants s'appliquent.

#### **3.1 silencieux**

dispositif réduisant la transmission acoustique dans un conduit, un tuyau ou une ouverture, sans empêcher le transport du fluide

#### **3.2 silencieux à dissipation silencieux absorbant**

silencieux atténuant les sons à large bande avec relativement peu de perte de pression et convertissant partiellement l'énergie acoustique en chaleur par friction sur des tubulures à structure poreuse ou fibreuse

#### **3.3 silencieux réactif**

terme générique désignant les silencieux réfléchissants et résonants, pour lesquels la plus grande part de l'atténuation n'implique aucune dissipation d'énergie acoustique

#### **3.4 silencieux réfléchissant**

silencieux produisant des réflexions uniques ou multiples du son par des variations de la section du conduit, des tubulures munies de résonateurs ou des ramifications des sections de conduit de différentes longueurs

#### **3.5 silencieux résonant**

silencieux produisant une atténuation acoustique des résonances faiblement amorties des éléments

**NOTE :** Les éléments peuvent ou non contenir des matériaux absorbants.

### 3.6 silencieux à décharge

silencieux utilisé dans les conduits à décharge et à dépression de vapeur, qui produit un étranglement de l'écoulement gazeux par une considérable chute de pression dans un matériau poreux et atténue le bruit en diminuant la vitesse d'écoulement en sortie et par réaction sur la source sonore (par exemple, une vanne)

### 3.7 silencieux actif

silencieux produisant une atténuation du bruit par des effets d'interférence, à l'aide d'un bruit émis par des sources sonores auxiliaires contrôlées

**NOTE :** La réduction du bruit dans les conduits concerne principalement les modes d'ordre inférieur.

### 3.8 silencieux passif adaptable

silencieux équipé d'éléments d'atténuation passifs accordés de façon dynamique par rapport au champ acoustique

### 3.9 perte d'insertion

$D_i$  différence entre les niveaux de puissance acoustique transmis à travers un conduit ou une ouverture, avec et sans silencieux

**NOTE :** La perte d'insertion est exprimée en décibels (dB).

Définition adaptée de l'ISO 7235.

### 3.10 différence de niveau de pression acoustique d'insertion

$D_{ip}$  différence entre les niveaux de pression acoustique produits en un point d'immission, en l'absence de niveau significatif de bruit parasite, avec et sans silencieux installé

**NOTE :** La différence de niveau de pression acoustique d'insertion est exprimée en décibels (dB).

Définition adaptée de l'ISO 11820.

### 3.11 perte par transmission

$D_t$  différence entre les niveaux de pression acoustique reçus et transmis par le silencieux

**NOTE :** La perte par transmission est exprimée en décibels (dB).

Pour les essais normalisés en laboratoire,  $D_t$  est égal à  $D_i$ , tandis que les résultats de  $D_t$  et  $D_i$  obtenus par mesurage in situ diffèrent parfois en raison des possibilités de mesurage limitées.

NOTE 3 Définition adaptée de l'ISO 11820.

### 3.12 atténuation par discontinuité

$D_s$  partie de la perte par insertion d'un silencieux ou d'une section de silencieux qui est provoquée par des discontinuités

**NOTE :** L'atténuation par discontinuités s'exprime en décibels (dB).

### 3.13 perte par propagation

$D_a$  décroissance du niveau de pression acoustique par unité de longueur, se produisant à la section médiane d'un silencieux de section constante et de conception rectiligne et uniforme, et qui caractérise l'atténuation du mode fondamental dans l'axe longitudinal

**NOTE :** La perte par propagation s'exprime en décibels par mètre (dB/m).

### 3.14 perte par réflexion en sortie

$D_m$  différence entre les niveaux de pression acoustique reçus et transmis depuis l'extrémité ouverte d'un conduit

**NOTE :** La perte par réflexion en sortie s'exprime en décibels (dB).

### 3.15 modes

distributions spatiales (ou types d'ondes transversales continues) du champ acoustique dans un conduit, qui se produisent indépendamment les unes des autres et subissent une atténuation différente

**NOTE :** Le mode fondamental subit la plus faible atténuation. Dans les conduits étroits et linéaires, les modes d'ordre supérieur subissent une atténuation considérablement plus élevée.

### 3.16 fréquence de coupure

fréquence limite inférieure de propagation d'un mode supérieur à l'intérieur d'un conduit à paroi rigide

**NOTE :** La fréquence de coupure s'exprime en hertz (Hz).

Lorsque le conduit est de section circulaire, la fréquence de coupure du premier mode supérieur est  $f_{cC} = 0,57 c/C$ ,  $c$  étant la vitesse du son et  $C$  étant le diamètre du conduit. Dans le cas d'un conduit rectangulaire dont  $H$  est la plus grande longueur,  $f_{cH} = 0,5 c/H$ .

### 3.17 perte totale de pression

$\Delta p_t$  différence des pressions totales moyennes en amont et en aval du silencieux

**NOTE :** La perte de pression totale est exprimée en pascals (Pa).

Définition adaptée de l'ISO 7235.

### 3.18 son régénéré, bruit d'écoulement

bruit d'écoulement provoqué par l'état d'écoulement dans le silencieux

**NOTE :** Les niveaux de puissance acoustique du son régénéré et des pertes de pression mesurés au cours d'essais en laboratoire sont liés à une distribution latérale uniforme de l'écoulement à l'entrée du silencieux. Lorsque cette distribution uniforme de l'écoulement ne peut être obtenue dans des conditions in situ, par exemple en raison de la conception du conduit en amont, les mesurages indiquent des valeurs plus élevées pour le niveau du son régénéré et les pertes totales de pressions.

## 4 considérations relatives aux spécifications, à la sélection et à la conception

### 4.1 prescriptions à définir

#### 4.1.1

En général, le niveau de pression acoustique (pondéré A, en bande de tiers d'octave ou en bande d'octave) ne doit pas dépasser une valeur prescrite pour un emplacement prescrit, par exemple un poste de travail, un environnement avoisinant ou une cour de récréation. L'influence admissible d'une source sonore peut donc être déterminée en exprimant le niveau de puissance acoustique et le coefficient de directivité de cette source, en appliquant les lois de propagation acoustique et les prescriptions concernant la répartition des contributions entre plusieurs sources sonores partielles. La valeur requise pour la perte d'insertion du silencieux s'obtient en calculant la différence des niveaux de puissance acoustique admissible et réel de la source.

Dans le simple cas d'une immission acoustique déterminée uniquement par la source sonore à atténuer, la différence requise pour le niveau de pression acoustique d'insertion du silencieux peut être calculée directement en soustrayant la valeur réelle à la valeur admissible du niveau de pression acoustique au point d'immission. Lorsque la différence entre les coefficients de directivité avec et sans silencieux est négligeable, la différence de niveau de pression acoustique d'insertion est égale à la perte d'insertion du silencieux.

#### 4.1.2 la valeur admissible de perte d'insertion ne doit pas être dépassée.

**NOTE :** Il convient de définir cette prescription aussi clairement que possible. Plutôt que d'utiliser la spécification imprécise « aussi faible que possible », une valeur limite sensible a été trouvée. Même lorsque la perte totale de pression est considérée comme « non critique », il convient de déterminer une valeur admissible en considérant la vitesse maximale admissible d'écoulement ne pouvant être dépassée pour des raisons de stabilité mécanique, ou le son régénéré, ou encore le coût de la consommation d'énergie.

#### 4.1.3

Les dimensions admissibles du silencieux doivent être aussi réduites que possible (pour des raisons



de coût et de poids).

**NOTE :** Il existe des dimensions minimales qui, en l'état actuel de la technique, sont irréductibles. Ces dimensions dépendent de la réduction nécessaire du niveau de bruit, de la perte totale de pression admissible et d'autres restrictions quant aux matériaux à employer (ou à éviter), ou à la résistance aux différentes formes de contraintes, etc.

#### 4.1.4

Des prescriptions complémentaires (relatives aux matériaux, à la durabilité, à l'étanchéité, etc.) résultent de l'emploi de silencieux en milieu chaud, poussiéreux, humide, en présence de gaz nocifs, dans des conduits sous pression ou de niveaux élevés de pression acoustique et de vibrations, ainsi que de l'association entre des silencieux et des dispositifs de contrôle des gaz d'échappement, étincelles et particules.

#### 4.2 sélection et configuration des silencieux

Les informations spécifiques aux silencieux doivent être définies à partir

- de mesurages effectués en laboratoire conformément à l'ISO 7235 ;
- des résultats d'essai fournis par le fabricant ;
- des modèles théoriques de calcul de la perte par propagation et de la perte d'insertion, dans le cas des silencieux de section circulaire ou rectangulaire ;
- des méthodes de prédiction de la perte totale de pression et du son régénéré.

Le choix d'un silencieux à dissipation, réactif ou résonant, est dicté par son application, ou en fonction de l'expérience présentée dans la présente Norme internationale. Les résultats obtenus à partir de programmes informatiques de calcul de la perte d'insertion des silencieux à dissipation dépendent de l'importance et de la distribution supposées de la résistance à l'air dans le silencieux, ainsi que de l'effet acoustique de l'enveloppe [18]. Certaines propriétés géométriques, comme le décalage des séparateurs ou la fragmentation des absorbeurs, rendent parfois difficiles certains calculs. La meilleure précision de calcul s'obtient pour les variations des paramètres de conception et des conditions de fonctionnement. La prise en compte des effets de l'écoulement sur le fonctionnement des silencieux réactifs s'effectue à l'aide de logiciels spéciaux hautement sophistiqués.

#### 4.3 conception des silencieux spéciaux

La conception d'un silencieux spécial est généralement un processus itératif comportant les étapes suivantes :

- a) spécification approximative des dimensions de conduits libres pour l'écoulement et d'espaces intermédiaires pour la répartition du bruit, par exemple sur la base de déclarations du fabricant concernant des silencieux similaires, et en prenant en compte les prescriptions et restrictions essentielles ;
- b) construction d'un modèle destiné aux calculs ou mesurages par prédiction ;
- c) utilisation du modèle et comparaison des résultats aux valeurs prescrites pour la réduction du niveau de bruit et la perte totale de pression ;
- d) modification des dimensions et des matériaux d'absorption acoustique, afin de répondre aux prescriptions ou à optimiser la conception ;
- e) prise en compte des prescriptions particulières pour la construction.

### 5 types de silencieux, principes généraux et considérations sur le fonctionnement

#### 5.1 généralités

Les silencieux sont utilisés

- pour prévenir les impulsions et oscillations émises par le gaz à la source,
- pour réduire la conversion des impulsions et oscillations en énergie acoustique, et
- pour convertir l'énergie acoustique en chaleur.

La perte d'insertion résultant du montage d'un silencieux sur un conduit dépend généralement de chacun de ces trois mécanismes. Suivant les mécanismes d'atténuation dominants qui sont utilisés, les silencieux peuvent être classés de la manière suivante (voir le tableau 1) :

Type de silencieux	Avantages	Restrictions
<b>Silencieux à dissipation</b>	Atténuation sur large bande, faible perte totale de pression	Sensibilité aux contaminations et aux destructions mécaniques
<b>Silencieux réactifs</b>		
Type résonant	Atténuation accordée, insensibilité aux contaminations	Atténuation sur bande étroite, sensibilité à l'écoulement
Type réfléchissant	Robustesse de l'élément, application pour les impulsions à pression élevée, niveaux acoustiques importants, écoulements contaminés, fortes vibrations mécaniques	Perte totale de pression plus importante, effet passe-bande (atténuation faible ou nulle dans certaines bandes de fréquences), sensibilité des performances acoustiques à l'écoulement

Tableau 1 avantages et inconvénients caractéristiques des différents types de silencieux

- silencieux à dissipation,
- silencieux réactifs, y compris les silencieux résonants et réfléchissants,
- silencieux à décharge, et
- silencieux actifs.

#### 5.1.1 silencieux à dissipation

Ces silencieux produisent une atténuation acoustique à large bande, en convertissant l'énergie acoustique en chaleur avec relativement peu de perte de pression. Des précautions doivent être prises afin d'éviter le recouvrement ou l'obstruction de la surface du matériau absorbant lorsque les silencieux sont utilisés sur des conduits transportant des gaz contaminés par de la poussière ou des substances pénétrantes. Les absorbeurs poreux élaborés à l'aide de matériaux à structure fibreuse fine ou à parois minces peuvent subir une destruction mécanique due à des pressions alternatives de haute amplitude.

#### 5.1.2 silencieux résonants (réactifs)

Ces silencieux réduisent la conversion en énergie acoustique des impulsions et oscillations gazeuses, et absorbent le bruit. Les résonateurs simples sont adaptés sous forme de ramifications latérales, à l'intérieur des parois du conduit. Les groupes de résonateurs s'utilisent sous forme de revêtements de conduit ou d'éléments séparateurs internes, afin de limiter les pertes de pression. Les résonances sont principalement accordées sur les fréquences basses et moyennes où l'atténuation est nécessaire. Les performances se limitent à une bande de fréquences étroite, sont sensibles aux écoulements rasants et peuvent (sous certaines conditions défavorables) devenir négatives jusqu'à provoquer l'émission d'un son.

#### 5.1.3 silencieux réfléchissants (réactifs)

Ces silencieux réduisent la conversion en énergie acoustique des impulsions et oscillations gazeuses. On les choisit généralement pour leur robustesse dans le cadre d'applications où les silencieux à dissipation sont moins appropriés, et lorsque des pertes de pression plus importantes sont tolérées. C'est par exemple le cas pour les écoulements gazeux contenant des poussières ou présentant une vitesse d'écoulement et des impulsions de pression plus élevées, ainsi que pour les applications à fortes vibrations mécaniques. L'écoulement influe sur l'atténuation maximale et sur la fréquence à laquelle celle-ci se produit. Il est possible, dans certaines bandes de fréquences, de rencontrer une atténuation faible, voire négative.

#### 5.1.4 silencieux à dépression

Ces silencieux sont montés sur les conduites à dégagement d'air sous pression ou de vapeur et fonctionnent en produisant une réaction sur une source de bruit telle qu'une vanne, en abaissant la vitesse d'écoulement en sortie à travers une surface expansée, tandis que la conversion du son en chaleur est généralement d'importance moindre. Les fortes pertes de pression nécessitent une bonne stabilité mécanique du silencieux, dont les performances peuvent subir l'influence des matériaux entraînés par le gaz. Ils peuvent également présenter un risque de givrage.

#### 5.1.5 silencieux actifs

Ces silencieux sont principalement constitués d'ensembles de haut-parleurs alimentés par des amplificateurs dont les entrées reçoivent des microphones appropriés. Le contrôle s'effectue à l'aide d'un ordinateur à hautes performances : le contrôleur. La présente Norme internationale ne traite pas de ces appareils réservés à des spécialistes. Les silencieux actifs ont une efficacité optimale dans les basses fréquences, où les silencieux passifs à dissipation n'offrent qu'une faible atténuation [32].

**NOTE :** Les systèmes actifs sont actuellement proposés sous forme de solutions exclusivement individuelles, conçues pour répondre sur mesure à des applications particulières, et ne font donc pas l'objet de la présente Norme internationale.

## 5.2 performances acoustiques et aérodynamiques des silencieux

L'atténuation requise pour un silencieux est décrite en termes de perte d'insertion,  $D_i$ , lorsque aucun point d'immission particulier n'est défini, ou en termes de différence de niveau de pression acoustique d'insertion,  $D_{ip}$ , mesurée en un point particulier. Elle est spécifiée en bandes de tiers d'octave ou en bandes d'octave. Conformément à l'ISO 7235, l'atténuation doit être mesurée en bandes de tiers d'octave. Les valeurs en bandes d'octave peuvent être calculées à l'aide de l'équation suivante :

$$D_{1/1} = -10 \lg \left( \frac{1}{3} \sum_{k=1}^3 10^{-\frac{D_{1/3,k}}{10 \text{ dB}}} \right) \text{ dB}$$

où

$D_{1/3,1}$  à  $D_{1/3,3}$  sont les valeurs d'atténuation dans les trois tiers d'octave d'une bande d'octave, en décibels,

$D_{1/1}$  est la valeur résultante en bande d'octave.

La déclaration des valeurs d'atténuation en bande d'octave est suffisante dans le cas des bruits à large bande et pour les silencieux à effet de large bande. Dans le cas des bruits à composantes tonales et des silencieux à effet de bande étroite, indiquer les données d'atténuation en bandes d'octave.

**NOTE 1 :** Les données d'atténuation peuvent dépendre dans une large mesure du spectre du bruit émis (voir annexe B ).

L'un des paramètres nécessaires pour sélectionner un silencieux est la perte de pression admissible dans l'écoulement. Celle-ci ne doit pas être supérieure à la perte totale de pression,  $\Delta p_t$ , qui dépend de la vitesse moyenne d'écoulement et de la masse volumique du gaz, ainsi que des conditions d'écoulement telles que décrites dans l'équation suivante :

$$\Delta p_t = (\zeta + \Delta\zeta) \frac{\rho}{2} v_1^2$$

où

$\zeta$  est le coefficient de perte totale de pression tel que défini dans l'ISO 7235, pour des conditions d'écoulement uniformes aux deux extrémités du silencieux ;

$\Delta\zeta$  est le coefficient de perte de pression complémentaire due aux conditions d'écoulement in situ déviant des conditions de laboratoire (les valeurs doivent être estimées empiriquement) ;

$\rho$  est la masse volumique du gaz, en kilogrammes par mètre cube,  $\text{kg/m}^3$  ;

$v_1$  est la vitesse moyenne d'écoulement à la section d'entrée, en mètres par seconde,  $\text{m/s}$ .

**NOTE 2 :** Il est courant que les définitions du coefficient de perte totale de pression diffèrent de celles de l'ISO 7235. Il est donc nécessaire de vérifier ces définitions avant d'utiliser la moindre valeur. Une définition est différente, par exemple, lorsqu'elle prend en compte la vitesse d'écoulement au niveau de la section la plus étroite du silencieux, au lieu de  $v_1$ . Les résultats sont alors très inférieurs aux valeurs obtenues pour  $\zeta$ .

Les autres paramètres à prendre en compte et qui affectent les performances acoustiques et aérodynamiques sont :

le son régénéré,

les dimensions maximales disponibles du silencieux, et

la durabilité nécessaire du silencieux lorsqu'il est exposé au flux, aux impulsions de pression et aux vibrations mécaniques.

### 5.3 trajectoires de propagation du son

La propagation du son entre une source et un point d'immission peut parfois suivre différentes trajectoires en plus de la trajectoire directe à travers le silencieux (Figure 1, trajectoire 1). Les trajectoires supplémentaires sont :

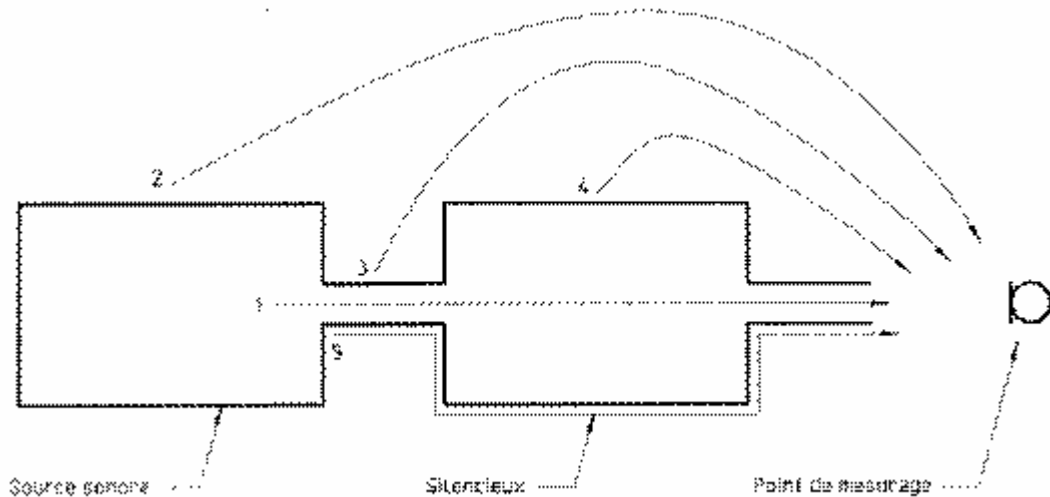


Figure 1 trajectoires de propagation du son (représentation schématique)

- le rayonnement par le boîtier de la source (trajectoire 2) ;
- le rayonnement par les parois du conduit en amont du silencieux (trajectoire 3) ;
- le rayonnement par l'enveloppe du silencieux (trajectoire 4) ; et
- la propagation du son transmis par la structure, le long et en aval du silencieux (trajectoire 5).

La propagation du son le long de ces trajectoires de dérivation doit être évitée en assurant une isolation acoustique suffisante des parois des boîtiers et des conduits, et en intercalant des dispositifs d'isolation des vibrations destinés à interrompre les trajectoires de propagation du bruit transmis par la structure.

### 5.4 effet d'installation acoustique

Dans le cas de certaines applications et de certains types de silencieux, l'atténuation acoustique produite par un silencieux dépend des caractéristiques de la source reliée à l'entrée et de celles de la terminaison reliée à la sortie. Ce type d'effet d'installation se produit notamment avec les silencieux réactifs ou sur tous les types de silencieux fonctionnant aux basses fréquences.

Il est également primordial que chaque source ou terminaison soit réactive, c'est-à-dire non absorbante. Lorsque ces conditions sont remplies, il est prévisible que des effets de résonance nuisibles apparaissent dans le système, conduisant à un couplage important entre les différentes parties du système. Ce type d'effet peut être décrit de façon formelle à l'aide de l'équation suivante :

$$L_w (\text{rad}) = L_w (\text{source}) - D_t - D_m + E \quad (3)$$

où

$L_w (\text{rad})$  est le niveau de puissance acoustique rayonné à l'extrémité du conduit, en décibels (dB) ;

$L_w (\text{source})$  est le niveau de puissance acoustique rayonné par la source dans le conduit avec terminaison anéchoïque, en décibels (dB) ;

$D_t$  est la perte par transmission (voir 3.11 ), en décibels (dB) ;

$D_m$  est la perte par réflexion à la sortie du conduit (voir 3.14 et 6.2.2.2 ), en décibels (dB) ;

$E$  est l'effet d'installation acoustique, en décibels (dB) ; dans les systèmes à dissipation, l'amplitude de  $E$  ne dépasse généralement pas 10 dB.

La réaction du son réfléchi sur la source décrite par  $E$  peut se traduire par une augmentation ou une

diminution de l'émission acoustique.

**NOTE :** Dans le cas des systèmes fortement réactifs, E peut être de valeur positive élevée dans des bandes de fréquences étroites, ce qui implique qu'en réalité, le système de silencieux amplifie la puissance acoustique rayonnée par la source.

### **5.5 résistance à l'abrasion et protection des surfaces absorbantes**

L'abrasion des matériaux utilisés dans les silencieux à dissipation peut conduire à un entraînement de particules du matériau de garnissage dans le courant gazeux.

**NOTE :** On connaît relativement mal la valeur de concentration des particules contenues dans le courant gazeux après une longue période de fonctionnement du silencieux.

Lorsque la surface des matériaux absorbants a subi des détériorations mécaniques, de faibles vitesses d'écoulement suffisent à entraîner de grandes quantités de particules par un effet d'érosion. Ce processus peut même provoquer la disparition d'un élément absorbant entier (un séparateur, par exemple).

Pour protéger le matériau de garnissage absorbant des silencieux contre l'humidité, l'eau ou les substances polluantes contenues dans le gaz (notamment en milieu hospitalier et dans les industries de traitement des aliments), on utilise des feuillets d'étanchéité à l'air. Ces feuillets provoquent non seulement une réduction des performances d'atténuation dans les hautes fréquences (généralement au-dessus de 1 kHz), mais peuvent également se rompre en cours de fonctionnement. Une différence entre les pressions totales (c'est-à-dire statique et dynamique) à l'intérieur et à l'extérieur de l'élément étanchéifié provoque des contraintes dans le feuillet. Les températures élevées et les chocs de particules abrasives (et chaudes) augmentent les risques de détérioration. La protection du matériau de garnissage absorbant à l'aide de feuillets nécessite donc une attention particulière en ce qui concerne l'épaisseur des feuillets, les températures, les vitesses d'écoulement et la contamination des gaz.

### **5.6 risques d'incendie et protection contre les explosions**

Un risque d'incendie particulier peut être provoqué ou transmis par les silencieux à ventilation des appareils techniques, lorsque des aérosols d'origine pétrolière sont transportés. Ce danger s'applique notamment aux laboratoires chimiques, aux grandes cuisines et aux installations d'essai des moteurs. Les substances organiques telles que la farine ou la poudre de lait peuvent former avec l'air des mélanges explosifs qui doivent être pris en compte lors du transport de gaz à travers le silencieux.

Dans toutes ces applications, et conformément à de nombreux codes de construction, des matériaux « non inflammables » doivent être utilisés pour le silencieux. Les accumulations de graisses, d'essence ou de poussière dans le matériau absorbant doivent être évitées au moyen de formes et de configurations appropriées des silencieux.

Les silencieux absorbants dépourvus de matériaux absorbants et pour lesquels des précautions sont prises contre les dépôts de poussières permettent également de répondre aux prescriptions de protection contre les incendies et les explosions.

### **5.7 ouverture et fermeture d'installations**

Les silencieux utilisés dans les installations techniques peuvent engendrer des problèmes lors de leur ouverture ou de leur fermeture. L'espace doit être suffisant pour que l'expansion des composants du silencieux puisse subir de fortes variations de pression et/ou de température. C'est notamment le cas pour les variations de pression et les enveloppes des feuillets, où une dépression doit être possible dans le revêtement absorbant.

Lors des phases d'ouverture et de fermeture des installations, les températures sont souvent inférieures au point de rosée, notamment dans les revêtements absorbants et à l'intérieur des boîtiers des silencieux. Il convient de prévenir les accumulations d'humidité (par exemple en effectuant un « séchage à sec » de l'installation) ; des problèmes de corrosion particuliers peuvent apparaître. Faire en sorte que les liquides condensés soient drainés.

### **5.8 corrosion**

Les carcasses métalliques, les enveloppes et les séparations des silencieux doivent, de même que les brides de montage, être protégées des effets météorologiques, des acides contenus dans les gaz d'échappement et des différences de potentiel électrique entre les différents matériaux. La corrosion peut être prévenue en sélectionnant des matériaux spéciaux (par exemple l'aluminium) ou en appliquant des revêtements protecteurs (par exemple du caoutchouc).

### **5.9 prescriptions d'hygiène et risque de contamination**

Certaines prescriptions particulières doivent être satisfaites, par exemple :

- dans les chambres blanches,
- dans les usines de traitement des aliments,
- dans les hôpitaux,
- dans les centrales électriques.

Des problèmes d'hygiène peuvent survenir lorsque de la poussière se dépose sur les surfaces adhésives des revêtements d'absorption acoustique, notamment en combinaison avec de l'humidité. Les particules viables (bactéries) peuvent également poser un problème, notamment lorsque la température de l'air est élevée. La contamination nucléaire peut également se produire dans les centrales nucléaires. Des surfaces lisses doivent être utilisées pour le revêtement des silencieux équipant ce type particulier d'installations. Les grandes cavités et les arêtes protubérantes doivent être évitées car elles contribuent à l'accumulation de poussières et augmentent les pertes de pression.

### 5.10 inspection et nettoyage, décontamination

Il convient d'effectuer l'inspection, le nettoyage ou le remplacement des silencieux dès que nécessaire.

Les prescriptions particulières s'appliquant à la plupart des équipements de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air rendent le nettoyage ou la décontamination nécessaires périodiquement. Il est par conséquent indispensable de pouvoir démonter les éléments (séparateurs) pour le nettoyage (décontamination) ou le remplacement. Dans ce cas, le boîtier du silencieux doit également être nettoyé. Les séparateurs peuvent être nettoyés à l'air pressurisé, par jets de vapeur, à l'aide de brosses et de solvants ou liquides de décontamination, suivant la conception.

La formation d'un dépôt de poussière sur les séparateurs au bout d'un certain temps de fonctionnement dans un courant poussiéreux finit par provoquer une diminution considérable de la perte d'insertion. Là encore, il convient de prévoir un nettoyage périodique.

## 6 caractéristiques de fonctionnement des différents types de silencieux

### 6.1 silencieux à dissipation

#### 6.1.1 silencieux à dissipation simples

Un silencieux à dissipation simple est un conduit rectiligne muni d'un revêtement d'absorption acoustique, de section circulaire ou rectangulaire et dépourvu de raccords (voir Figure 2) .

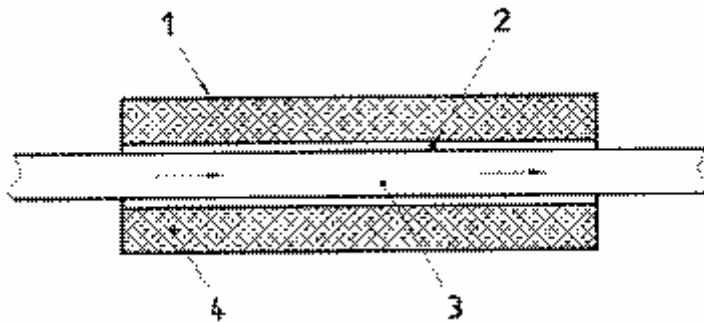


Figure 2 silencieux à dissipation (schéma)

Un élément d'absorption acoustique est constitué d'une ou de plusieurs couches de matériau absorbant et d'un revêtement perméable au son. Les fibres minérales fines, métalliques ou en plastique et les structures à pores ouverts en mousse, en matériaux agglomérés ou en béton sont utilisées en guise de matériau absorbant. Dans les structures à forte granulométrie, la viscosité de l'air a un effet moins important que les turbulences. Dans ce cas, les différences de pression augmentent avec le carré de la vitesse d'écoulement. Cette sorte d'effets non linéaires se rencontre sur les silencieux dont l'écoulement est transversal ou tangentiel par rapport à l'absorbeur. Pour recouvrir les matériaux fibreux et les mousses soumis à de fortes contraintes, utiliser des feuilles métalliques perforées, des grillages diamant ou nervurés associés à des grilles de faible ouverture, ou des textiles en fibre de verre ou d'acier. Lorsque les conditions de contrainte sont plus modérées, utiliser de fines feuilles, de la fibre de verre ou de la laine de plastique.

La perte par transmission,  $D_t$ , (ou la perte d'insertion  $D_i$ , voir 3.11 ) du silencieux à dissipation simple peut se décrire d'après l'équation suivante :

$$D_t = D_s + D_a \quad (4)$$

où

$D_s$  est l'atténuation par discontinuité, en décibels (dB) ;

$D_a$  est la perte par propagation le long du silencieux, en décibels par mètre (dB/m) ;

$l$  est la longueur du silencieux, en mètres (m).

L'atténuation par discontinuité peut être calculée à partir de mesurages en laboratoire effectués sur deux longueurs  $l_1$  et  $l_2$  d'un type de silencieux. Si les pertes d'insertion  $D_{i1}$  et  $D_{i2}$  sont mesurées pour  $l_1$  et  $l_2$  sans influence de la transmission par dérivation à l'intérieur ou autour du silencieux, l'atténuation de discontinuité  $D_s$  peut être déterminée d'après l'équation suivante : La perte par propagation est déterminée à partir de ces mesurages comme étant :

$$D_s = \frac{D_{i1}l_2 - D_{i2}l_1}{l_2 - l_1}$$

$$D_a = \frac{D_{i2} - D_{i1}}{l_2 - l_1}$$

Pour une estimation qualitative de la perte par propagation  $D_a$ , la loi de proportionnalité de Piening peut être utilisée :

$$D_a \propto \frac{U}{S} \alpha$$

où

$U$  est la longueur du périmètre de conduit recouvert de matériau d'absorption acoustique, en mètres (m) ;

$S$  est l'aire de la section transversale du conduit, en mètres carrés (m<sup>2</sup>) ;

$\alpha$  est le coefficient d'absorption acoustique du revêtement.

Plus le rapport de la superficie  $U$  de l'absorbeur à la section transversale  $S$  du conduit est élevé d'une part, et plus le coefficient d'absorption  $\alpha$  du revêtement du conduit est grand d'autre part, alors plus l'efficacité du silencieux à dissipation est grande. L'emploi de surfaces réfléchissantes ne réduit l'effet que légèrement. La surface libre  $S$  de la section dépend de la vitesse d'écoulement maximale admissible. Cette vitesse d'écoulement ne doit pas être dépassée étant donné son rapport avec la durée d'utilisation du silencieux, la perte de pression et le son régénéré. Si l'aire est adaptée aux conduits à raccordement, la section peut également être de forme ronde ou rectangulaire. L'équation (7) indique qu'il est préférable d'utiliser des ouvertures étroites de forme rectangulaire situées sur les plus grandes faces absorbantes. Les ouvertures de ce type éliminent également la formation de faisceaux qui se produit lorsque la distance entre les parois est supérieure à la moitié de la longueur d'onde du son.

Il n'est possible d'atteindre un coefficient élevé d'absorption acoustique que lorsque l'épaisseur du revêtement est au moins égale au huitième de la longueur d'onde. Ce critère peut être satisfait avec des silencieux à dissipation simples, y compris dans les basses fréquences, si une section transversale suffisamment importante est disponible au niveau du point de montage du silencieux. La proportionnalité, indiquée par l'équation (7), par rapport au coefficient d'absorption acoustique du revêtement, disparaît à mesure que la largeur du conduit devient sensiblement inférieure à la moitié de la longueur d'onde du son à atténuer. De plus, cette formule est inapplicable dans les hautes fréquences où le son se propage à la manière d'un faisceau et n'atteignent absolument pas le revêtement.

Un matériau d'absorption acoustique se caractérise par sa résistance à l'écoulement d'air  $r$  [29] (qui s'étend, pour les applications des silencieux, de 5 kN.s/m<sup>4</sup> à 50 kN.s/m<sup>4</sup>). La résistance à l'écoulement d'air est en rapport avec le diamètre de fibre et la densité apparente du matériau, conformément à l'équation suivante :

$$r \propto \frac{\eta}{a^2} \left( \frac{\rho_c}{\rho_u} \right)^{3/2}$$

où

$\rho_c$  est la masse volumique apparente du matériau absorbant comprimé, en kilogrammes par

mètre cube ( $\text{kg/m}^3$ ) ;

$\rho_u$  est la masse volumique apparente du matériau absorbant non comprimé, en kilogrammes par mètre cube ( $\text{kg/m}^3$ ) ;

$\eta$  est la viscosité du gaz, en newtons secondes par mètre carré ( $\text{N.s/m}^2$ ) ;

$\alpha$  est le diamètre moyen des fibres, en mètres (m).

L'influence de la température et de la pression sur la résistance spécifique à l'écoulement d'air  $R_s = rd$  d'une couche de matériau d'épaisseur  $d$  est approximativement décrite par l'équation suivante : où

$$\left[ \frac{R_s}{\rho c} \right]_{T,p} = \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,2} \frac{p_0}{p} \left[ \frac{R_s}{\rho c} \right]_{T_0,p_0}$$

$T$  est la température en valeur absolue, en kelvins (K) ;

$T_0$  est la température de référence, en kelvins (K) ;

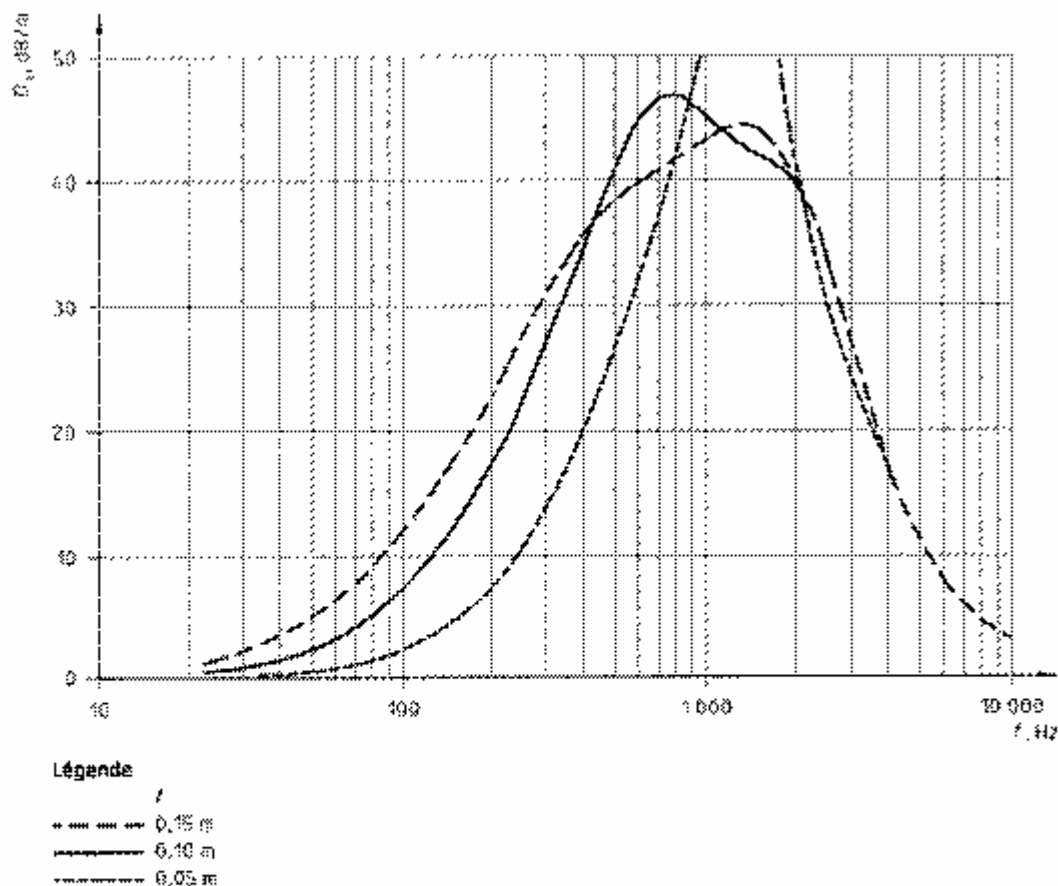
$p$  est la pression du gaz, en pascals (Pa) ;

$p_0$  est la pression de référence, en pascals (Pa) ;

$\rho c$  est l'impédance caractéristique du gaz pour les ondes plates, en newtons secondes par mètre cube ( $\text{N.s/m}^3$ ).

Les températures caractéristiques prévisibles pour diverses sources sonores, et les températures limites relatives à différents matériaux d'absorption acoustique, sont indiquées en annexe B .La figure 3 illustre des exemples de perte par propagation dans des conduits de section circulaire ayant des revêtements de différentes épaisseurs. Ces exemples reposent sur des calculs rigoureux effectués en l'absence d'écoulement et sur des données typiques de résistance à l'écoulement d'air provenant d'une étoffe minérale. L'épaisseur du revêtement influe fortement sur les performances d'atténuation aux basses fréquences.





Diamètre de conduit libre:  $D = 0,2 \text{ m}$

Résistivité à l'écoulement d'air de l'absorbeur isotrope:  $r = 12 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}^4$

Résistance spécifique à l'écoulement d'air à la surface du revêtement, modulant l'effet d'un dépôt de poussière ou d'une couche enveloppe poreuse affleurée  $R_s = 0,2 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}^3$

Figure 3 perte par propagation calculée,  $D_a$ , en fonction de la fréquence  $f$  pour un silencieux à dissipation simple de section circulaire et d'épaisseur de revêtement  $t$

Dans certaines circonstances, il est nécessaire de protéger l'environnement contre le matériau de garnissage du silencieux, ou le matériau de garnissage contre l'écoulement d'air. Cette protection peut être assurée au moyen de fines enveloppes impénétrables ou perforées. Pour l'atténuation à large bande, conserver une masse réelle par unité d'aire de l'enveloppe aussi réduite que possible. La masse réelle correspond soit au poids d'une enveloppe impénétrable, soit à la masse d'air oscillant à proximité de l'enveloppe perforée divisée par la portion d'aire ouverte.

**NOTE :** Le poids de la surface d'une enveloppe perforée est souvent inférieure à  $0,033 \text{ kg}/\text{m}^2$  ou bien une porosité de l'enveloppe perforée supérieure à 30 % est suffisante.

Veiller à ce que les enveloppes impénétrables n'adhèrent pas au matériau de garnissage ni, dans le cas de couches multiples constituées de différentes enveloppes, à l'enveloppe perforée, ce qui aurait pour effet de réduire la mobilité.

Pour l'atténuation étendue aux basses fréquences, on utilise parfois des enveloppes impénétrables plus épaisses ou des enveloppes perforées ayant une porosité inférieure.

La mise en route et l'arrêt fréquents des fourneaux peut provoquer une accumulation d'humidité dans les silencieux pour gaz de combustion (voir A.2.4 ). Les feuillets de plastique ne peuvent suffire à prévenir la dispersion de vapeur et laissent l'eau s'accumuler dans l'absorbeur, notamment lorsque les feuillets sont endommagés.

Les absorbeurs doivent être mécaniquement et thermiquement stables, et leur forme ou leur structure ne doit pas varier à cause des vibrations mécaniques, pendant toute la durée convenue de leur mise

en service.

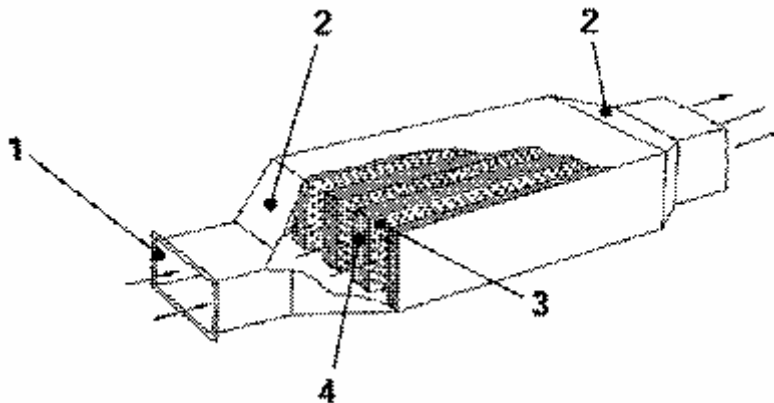


Figure 4 silencieux à séparateurs

## 6.1.2 silencieux à séparateurs

### 6.1.2.1 considérations générales

Les facteurs qui déterminent les performances acoustiques des silencieux à séparateurs sont essentiellement les mêmes que dans le cas des silencieux à dissipation simples décrits en 6.1.1 .

Un silencieux à séparateurs comprend généralement un élément de transition ayant pour fonction d'augmenter la section du conduit ; une partie intermédiaire contenant des séparateurs d'absorption acoustique (ou baffles) et des espaces ou galeries destiné(e)s à canaliser l'écoulement ; enfin, un second élément de transition destiné à concentrer le son et l'écoulement vers la section d'origine du conduit. Ce système est illustré à la Figure 4 . Dans certains cas particuliers, les éléments de transition situés aux deux extrémités sont omis ou ne sont pas considérés comme faisant partie intégrante du silencieux, par accord entre les parties impliquées.

L'aménagement d'un certain nombre de séparateurs parallèles entre eux et d'une aire libre  $S$  suffisante peut contribuer à l'obtention d'une atténuation acoustique élevée conformément à l'équation (7) , moyennant une perte de pression réduite.

Suivant la gamme de fréquences concernée, la perte d'insertion d'un silencieux à séparateurs résulte de l'apport d'une atténuation de discontinuité à l'entrée et d'une perte par propagation le long des séparateurs (voir Figure 5) . Aux basses fréquences, lorsque le conduit relié présente un diamètre inférieur à la moitié de la longueur d'onde et que la propagation des modes d'ordre inférieur est inhibée, l'atténuation par discontinuité est négligeable. Dans les hautes fréquences, lorsque l'élément de transition permet une incidence quasi aléatoire du son sur les séparateurs, l'atténuation par discontinuité est généralement comprise entre 6 dB et 10 dB et peut être supérieure à la perte par propagation.

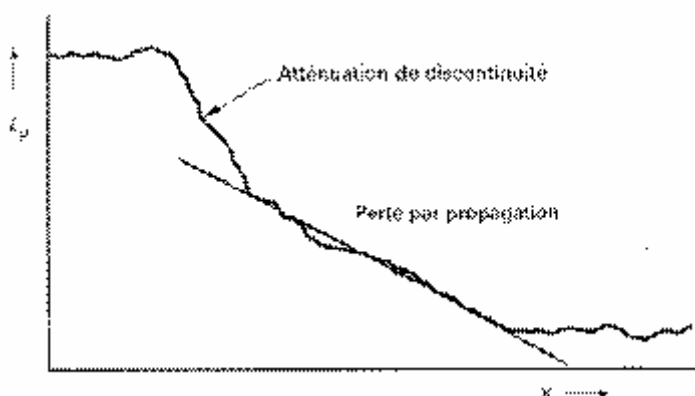


Figure 5 décroissance du niveau de pression acoustique  $L_p$  le long de la trajectoire de longueur  $x$  empruntée par le son dans un silencieux à séparateur

L'ajout d'une atténuation par discontinuité efficace sur les séparateurs, dont la structure interne varie le long de la trajectoire de propagation, est généralement de faible importance.

Toutes les jonctions entre les parois du conduit et les sommets ou les bases des séparateurs, qui

servent parfois d'espaces d'expansion, doivent être étanches afin d'éviter la transmission acoustique par dérivation. La largeur des galeries situées entre un séparateur et une paroi doit être exclusivement égale à la moitié de celle des galeries situées entre deux séparateurs. Lorsqu'il est nécessaire d'éviter la réduction d'écoulement à travers les galeries latérales, fixer un séparateur de délimitation sur la paroi.

**NOTE :** Du point de vue acoustique, il est uniquement nécessaire que ce séparateur soit d'une épaisseur deux fois moindre si sa structure est uniforme.

Lors du montage de séparateurs à structure non uniforme tels que les séparateurs à enveloppe partielle, veiller à respecter les instructions de montage. En règle générale, les surfaces de deux séparateurs formant une galerie doivent être de structure identique, c'est-à-dire que les surfaces d'une galerie peuvent varier dans le sens de la longueur, mais pas dans le sens transversal.

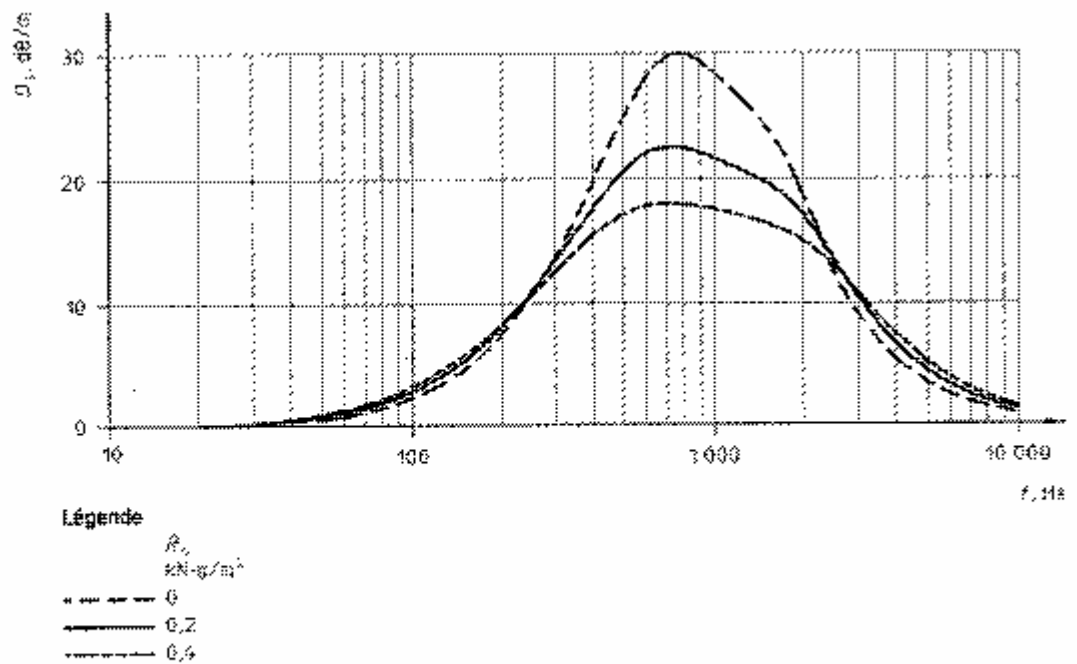
Afin de garantir la durabilité des séparateurs soumis à des vitesses d'écoulement dans la galerie supérieures à 5 m/s, des précautions doivent être prises afin d'assurer l'uniformité des conditions d'écoulement, par exemple à l'aide de correcteurs d'écoulement. L'écoulement transversal entre les séparateurs provoque l'entraînement de matières arrachées et doit donc être évité. Il n'est donc pas recommandé de disposer les séparateurs à proximité immédiate des variations importantes de la section et/ou des portions courbes du conduit, ou bien dans le cas contraire, des aubes de guidage doivent être présentes afin d'assurer une répartition uniforme de l'écoulement.

Les séparateurs entièrement recouverts de feuillets de protection pour les applications sous atmosphère humide peuvent être soumis à des surpressions internes (voir 5.5 ). Les feuillets peuvent se rompre pendant le fonctionnement de l'installation. Ils entraînent également une réduction des performances d'atténuation acoustique.

Dans de nombreux cas, il est utile que les séparateurs soient accessibles pour l'inspection et l'entretien. Des ouvertures destinées aux mesurages acoustiques doivent être prévues lors de la phase de conception. En cas de conformité nécessaire à des prescriptions d'hygiène particulières, les séparateurs doivent être amovibles afin de pouvoir procéder à leur décontamination.

#### **6.1.2.2 séparateurs d'atténuation à large bande**

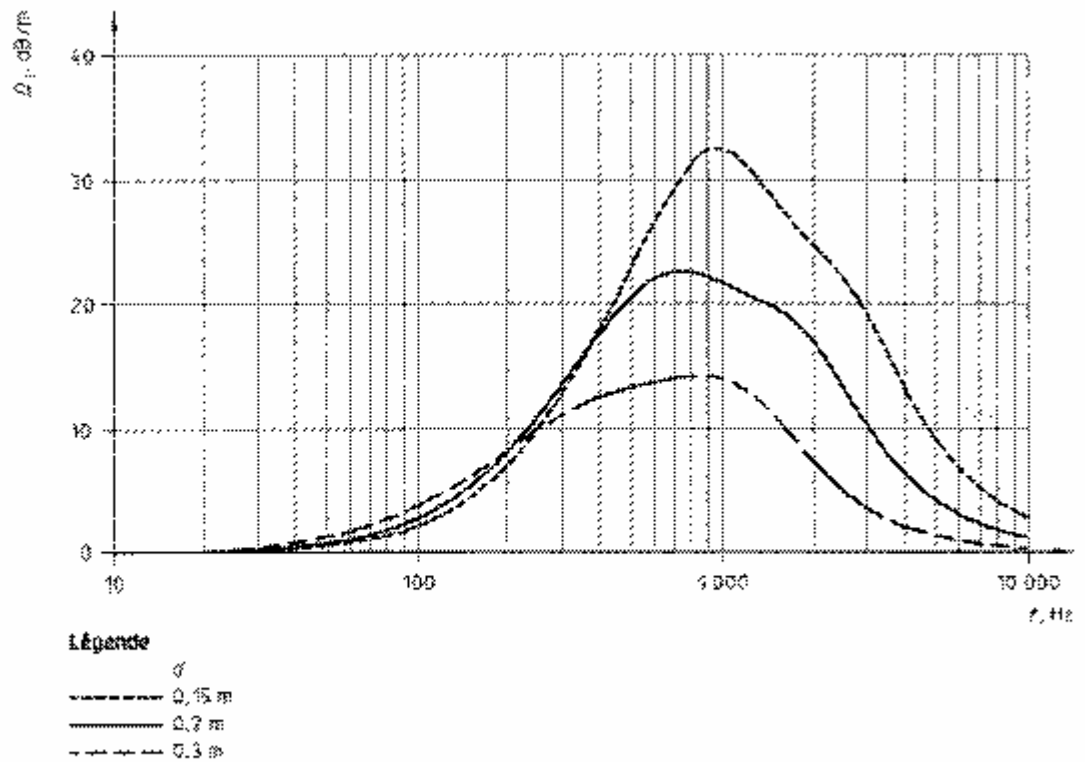
Les séparateurs contenant un matériau de remplissage absorbant uniforme procurent une atténuation sur plusieurs bandes d'octave, suivant l'épaisseur du séparateur, la largeur de galerie, l'épaisseur de la couche protectrice, le décalage d'alignement et la contamination. L'obtention d'un coefficient d'absorption élevé aux basses fréquences exige l'emploi de séparateurs épais, tandis que de faibles épaisseurs sont requises pour les hautes fréquences. Les caractéristiques typiques par fréquence des performances d'un silencieux à séparateurs sont observables sur l'exemple de la figure 6 . Dans les basses fréquences, la perte par propagation augmente avec l'épaisseur de l'absorbeur et la fréquence. Dans le milieu du spectre, où la largeur du conduit coïncide avec la moitié de la longueur d'onde du son, on trouve une valeur maximale inversement proportionnelle à la résistance à l'écoulement d'air opposée par l'absorbeur. Il convient que la résistance spécifique totale à l'écoulement d'air perpendiculairement au séparateur ne soit pas très supérieure à  $2 \text{ kN.s/m}^3$ . La perte par propagation chute à des valeurs très faibles dans les fréquences plus élevées, pour lesquelles la largeur du conduit ou la largeur de galerie entre séparateurs est supérieure à la moitié de la longueur d'onde du son.



Épaisseur du séparateur:  $d = 0,2 \text{ m}$   
 Largeur de galerie entre deux séparateurs:  $s = 0,2 \text{ m}$   
 Résistivité à l'écoulement d'air de l'absorbant isotrope:  $r = 12 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}^4$

Figure 6 perte par propagation calculée,  $D_a$ , en fonction de la fréquence  $f$  pour un silencieux à séparateurs

L'effet produit par l'épaisseur du séparateur est illustré à la Figure 7. Lorsque la même fraction de la section de conduit est bloquée par des séparateurs (c'est-à-dire lorsque le rapport  $s/d$  est constant), l'augmentation de l'épaisseur des séparateurs accroît légèrement les performances du silencieux aux basses fréquences, mais ne produit qu'une atténuation modérée dans le milieu du spectre et une proportion marginale dans les fréquences élevées.



Résistivité à l'écoulement d'air de l'absorbeur isotrope:

$$r = 12 \text{ kN} \cdot \text{s/m}^3$$

Résistance à l'écoulement à la surface du revêtement:

$$R_s = 0,2 \text{ m}$$

Figure 7 perte par propagation calculée,  $D_a$ , en fonction de la fréquence  $f$  pour un silencieux équipé de séparateurs ayant différentes épaisseurs  $d$ , et une largeur de galerie entre séparateurs égale à l'épaisseur du séparateur

Pour élargir l'absorption aux basses fréquences au détriment de l'atténuation dans les hautes fréquences, on utilise des enveloppes dont la masse est supérieure (voir Figure 8) .

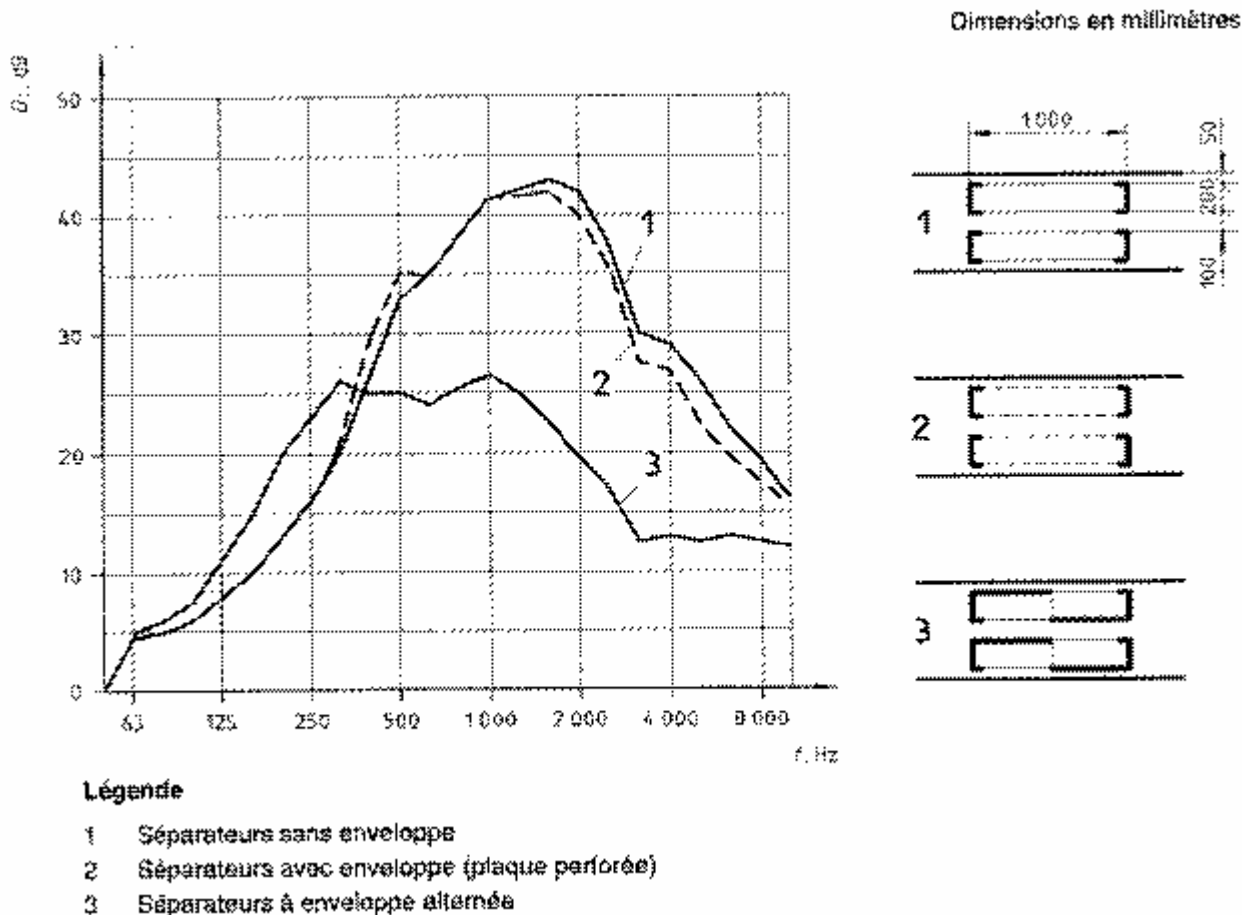
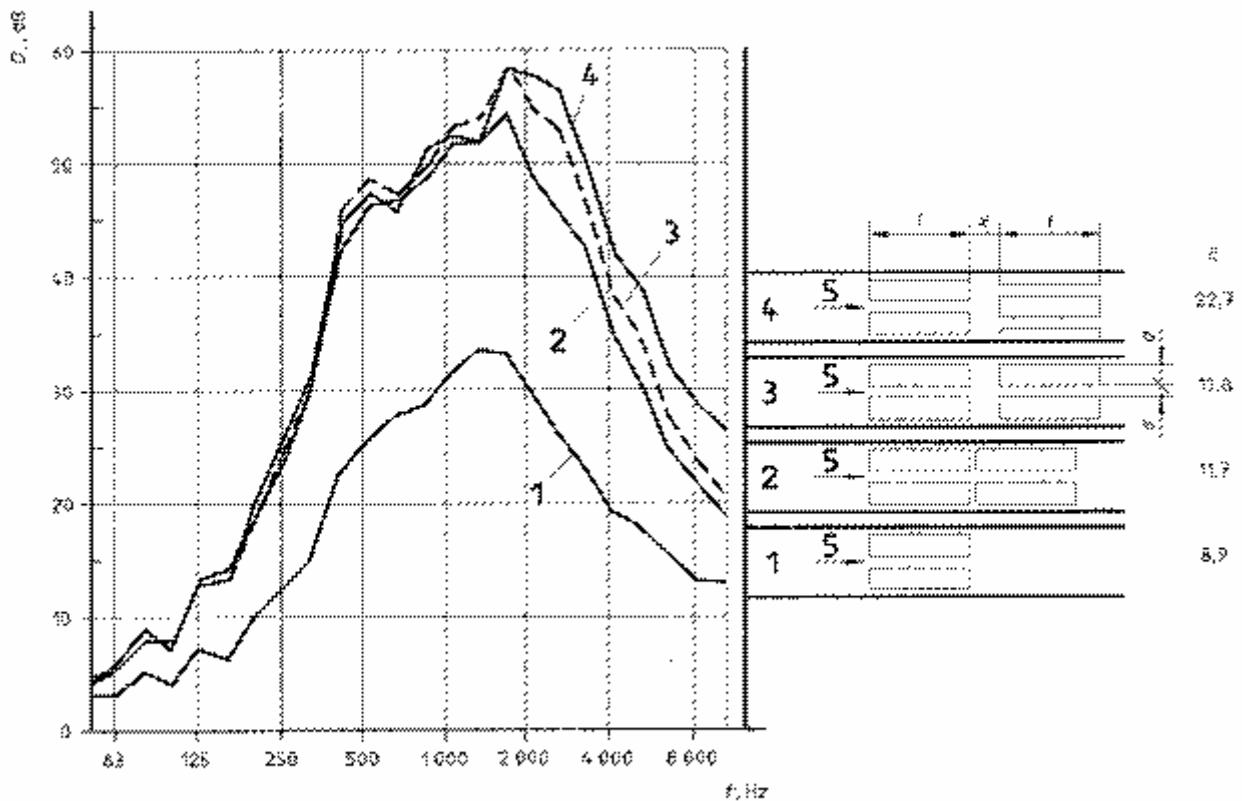


Figure 8 perte d'insertion,  $D_i$ , en fonction de la fréquence  $f$  pour les silencieux équipés de séparateurs communs, d'après des mesurages en laboratoire

Lors du choix et de l'optimisation des silencieux à séparateurs pour l'atténuation dans les basses fréquences, il est nécessaire d'être attentif à la sélection du matériau de garnissage, de l'enveloppe et de la répartition interne des séparateurs. Pour améliorer l'atténuation dans le haut du spectre, il est possible de réduire la largeur de galerie ou de disposer les séparateurs distincts sur toute la longueur du conduit, en les décalant. Dans les deux cas, la perte de pression est augmentée. Alors que le décalage produit une atténuation supplémentaire inférieure à 6 dB, la perte de pression peut presque passer du simple au double (voir Figure 9) .

- $s$  est la largeur de galerie, en mètres (m);
- $d$  est l'épaisseur du séparateur, en mètres (m).



**Légende**

- $l = 0,75 \text{ m}$
- $x = 0,1 \text{ m}$
- $f \text{ à } 4$  Séparateurs
- $x = 0,1 \text{ m}$
- $d = 0,2 \text{ m}$
- 5 Sens de l'écoulement

Figure 9 perte d'insertion,  $D_i$ , en fonction de la fréquence  $f$  et coefficient de perte de pression  $\zeta$  pour différentes configurations de séparateurs, suivant les mesures en laboratoire

Une décroissance marquée de l'atténuation dans les hautes fréquences est prévisible s'il existe un mince espace libre entre l'entrée et la sortie du silencieux.

La contamination des séparateurs provoque généralement la réduction des performances d'atténuation dans le milieu et le haut du spectre.

**6.1.2.3 perte de pression**

La perte de pression totale produite par un silencieux [voir l'équation (2)] est un facteur déterminant dans le choix des largeurs des séparateurs et des galeries. Elle tient compte des pertes de pression à l'entrée, en sortie et le long des galeries entre séparateurs. Pour choisir un silencieux, la perte de pression totale admissible doit être connue. Lorsqu'un influx uniforme non tournant entre dans le silencieux et dans des conduits dont la section demeure constante, il est possible d'évaluer la perte de pression entre les deux extrémités à partir du coefficient de perte de pression  $\zeta_s$  (en relation avec la section totale du conduit) :

$$\zeta_s = \left(\frac{d}{s}\right)^2 \left[ 0,5\zeta_1 \left(\frac{s}{d} + 1\right) + \zeta_2 \right]$$

où

$\zeta_1$  est le facteur de forme correspondant à l'extrémité en amont ; dans le cas des séparateurs rectangulaires,  $\zeta_1 = 1$  ; pour les séparateurs à profil semi-circulaire en aval,  $\zeta_1 \approx 0,1$  ;

$\zeta_2$  est le facteur de forme correspondant à l'extrémité en aval ; dans le cas des séparateurs rectangulaires,  $\zeta_2 = 1$  ; pour les séparateurs à profil d'extrémité semi-circulaire,  $\zeta_2 \approx 0,7$

(légère influence) ;

Globalement, les pertes de pression augmentent avec le carré du rapport d/s. Les pertes par frottements augmentent avec le rapport de la longueur du séparateur, l, et avec la section hydraulique qui est proportionnelle à la largeur de galerie, s. Dans le cas des séparateurs d'absorption acoustique recouverts ou non d'une plaque perforée, le coefficient de perte de pression  $\zeta_f$  dû aux frottements peut être estimé d'après l'équation suivante : La valeur 0,025 correspond de manière caractéristique à la moitié du coefficient de frottement des séparateurs à dissipation.

$$\zeta_f = 0,025 \frac{l}{s} \left(1 + \frac{d}{s}\right)^2$$

Par conséquent, afin de conserver les pertes de pression dans des limites acceptables, les séparateurs ne doivent pas être trop épais et les largeurs de galerie ne doivent pas être trop réduites. Pour effectuer la comparaison avec les mesurages en laboratoire conformément à l'ISO 7235, la perte de pression totale est calculée d'après l'équation suivante :

$$\Delta p_t = (\zeta_s + \zeta_f) \frac{\rho}{2} v_1^2 = \zeta \frac{\rho}{2} v_1^2$$

**NOTE :** Les conditions de mesurage conformément à l'ISO 7235 conduisent à  $\Delta\zeta = 0$  [voir l'équation (2)].

#### 6.1.2.4 effets de l'écoulement sur l'atténuation et la régénération du son

L'écoulement traversant la galerie jusqu'à une vitesse d'environ 20 m/s influe rarement sur l'atténuation par dissipation.

L'écoulement peut influencer sur la dissipation acoustique dans les séparateurs de deux manières. D'une part, la vitesse du son n'est pas la même en amont qu'en aval. D'autre part, les profils de vitesse provoquent des effets de réfraction. Les deux effets dépendent du nombre de Mach Ma et sont négligeables pour  $Ma < 0,05$ .

Le facteur le plus important est la régénération du son due à l'écoulement. Le son régénéré (ou bruit d'écoulement) est mesuré par des essais en laboratoire et se caractérise par les niveaux de puissance acoustique étroitement liés aux vitesses d'écoulement. Ces niveaux sont associés à un influx non tournant qui traverse le silencieux. Si cette condition n'est pas réalisable in situ, par exemple en raison de la conception du conduit en amont, de plus hauts niveaux de son régénéré sont produits.

Le niveau de puissance acoustique du silencieux ne peut être inférieur au niveau de puissance acoustique du son régénéré. Les atténuations obtenues in situ sont donc souvent inférieures aux valeurs déterminées en laboratoire sans prendre en compte le son régénéré. Une estimation du niveau de puissance acoustique du son régénéré en bande d'octave peut être obtenue d'après l'équation suivante :

$$L_{W,oct} = B + \left\{ 10 \lg \frac{pcS}{W_0} + 60 \lg Ma + 10 \lg \left[ 1 + \left( \frac{c}{2fH} \right)^2 \right] - 10 \lg \left[ 1 + \left( \frac{f\delta}{v} \right)^2 \right] \right\} \text{ dB}$$

où

B est une valeur dépendant du type de silencieux et de la fréquence, en décibels (dB) ;

v est la vitesse d'écoulement au niveau de la section de silencieux la plus faible, en mètres par seconde (m/s) ;

c est la vitesse du son dans le fluide, en mètres par seconde (m/s) ;

Ma est le nombre de Mach ( $Ma = v/c$ ) ;

p est la pression statique à l'intérieur du conduit, en pascals (Pa) ;

S est l'aire de la plus petite section, en mètres carrés (m<sup>2</sup>) ;

f est la fréquence médiane en bande d'octave, en hertz (Hz) ;

H est la dimension transversale maximale du conduit, en mètres (m) ;

$\delta$  est l'échelle de longueur caractérisant le contenu spectral du son régénéré dans les hautes fréquences, en mètres (m) ;



$$W_0 = 1 \text{ W.}$$

Le niveau de puissance acoustique du son régénéré varie en fonction de la température T, à raison d'environ  $25 \lg(T/T_0)$  dB. Dans le cas des silencieux à dissipation avec séparateurs à parois lisses équipant les appareils de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air, on obtient une approximation avec  $B = 58 \text{ dB}$  et  $\delta = 0,02 \text{ m}$ . Dans ce cas, une représentation graphique de l'équation (13) est illustrée à la Figure 10 et le niveau de puissance acoustique pondéré A pour une section de conduit égale à  $1 \text{ m}^2$  se calcule d'après l'équation suivante :

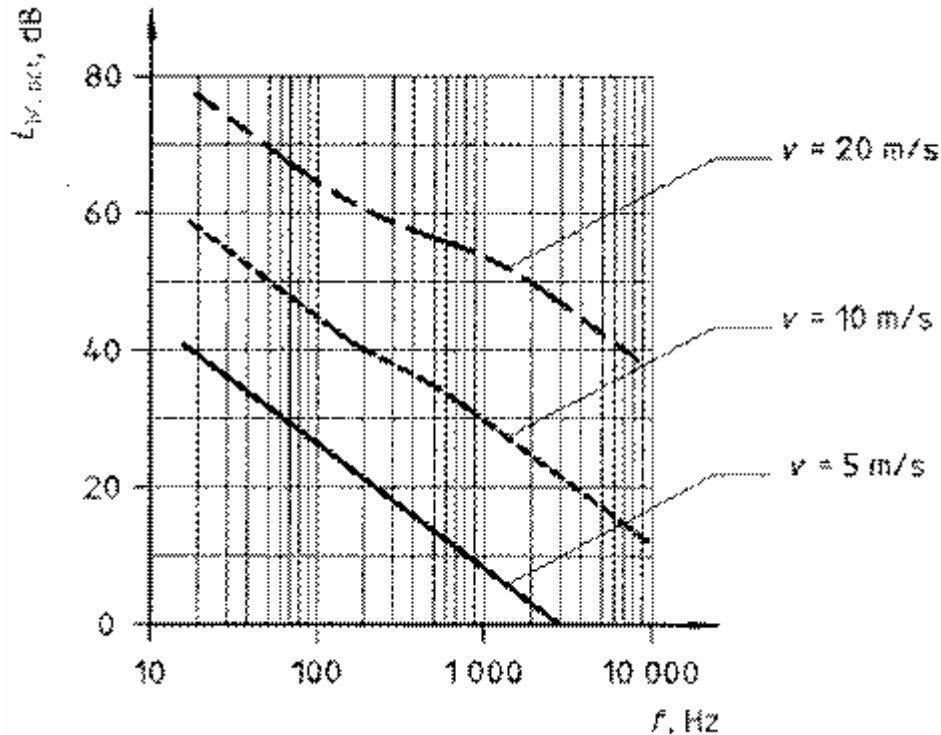


Figure 10 niveau de puissance acoustique en bande d'octave,  $L_{W,oct}$  du son régénéré par rapport à la fréquence  $f$  pour l'air en conditions ambiantes, dans un silencieux à conduit de section minimale  $S = 0,5 \text{ m}^2$ , de dimension transversale maximale de conduit  $H = 1 \text{ m}$  et pour différentes vitesses d'écoulement  $v$

$$L_{WA} = \left( -23 + 67 \lg \left[ \frac{v}{v_0} \right] \right) \text{ dB}$$

où  $v_0 = 1 \text{ m/s}$ .

**NOTE :** Pour les autres types de silencieux, et notamment les silencieux résonants, la valeur de B peut être plus grande dans certaines bandes de fréquences. Aucune généralité ne peut cependant être indiquée pour les valeurs de B et de  $\delta$ .

### 6.1.3 silencieux à dissipation coudés

Des coudes sont présents au niveau de l'entrée (par exemple les soupapes d'absorption circulaires, voir Figure 11 ) ou des ouvertures de dépression et des systèmes de conduits de grande longueur (coins). Dans les basses fréquences, où le diamètre de la section est faible comparé à la longueur d'onde du son, les coudes du conduit (comme dans les silencieux à tube flexible) n'influent pas sur la transmission du son. Dans les hautes fréquences, où la longueur d'onde du son est inférieure à la largeur du conduit, le son atteint la paroi frontale quasiment comme un faisceau et peut donc subir une forte atténuation par un revêtement d'absorption acoustique.

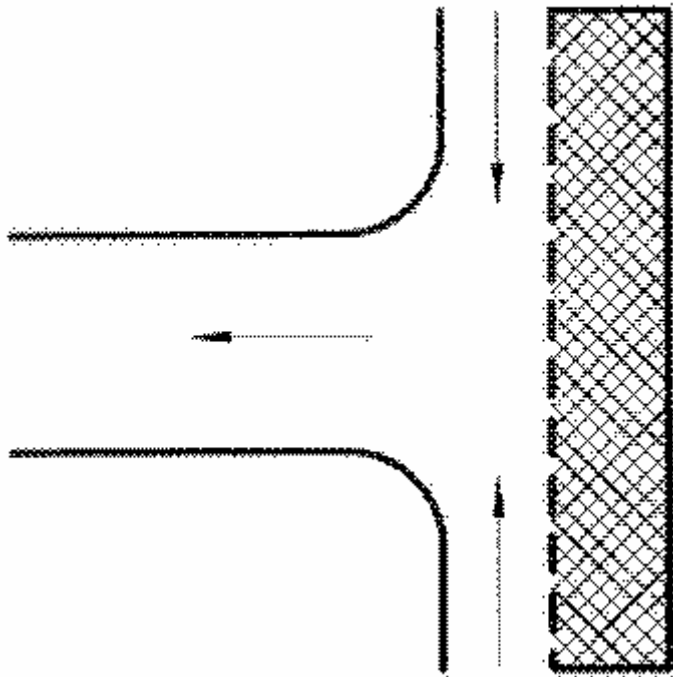
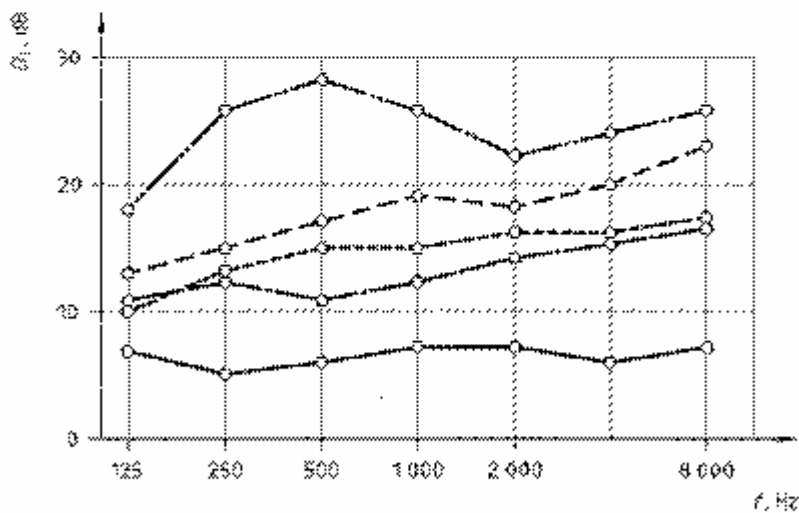
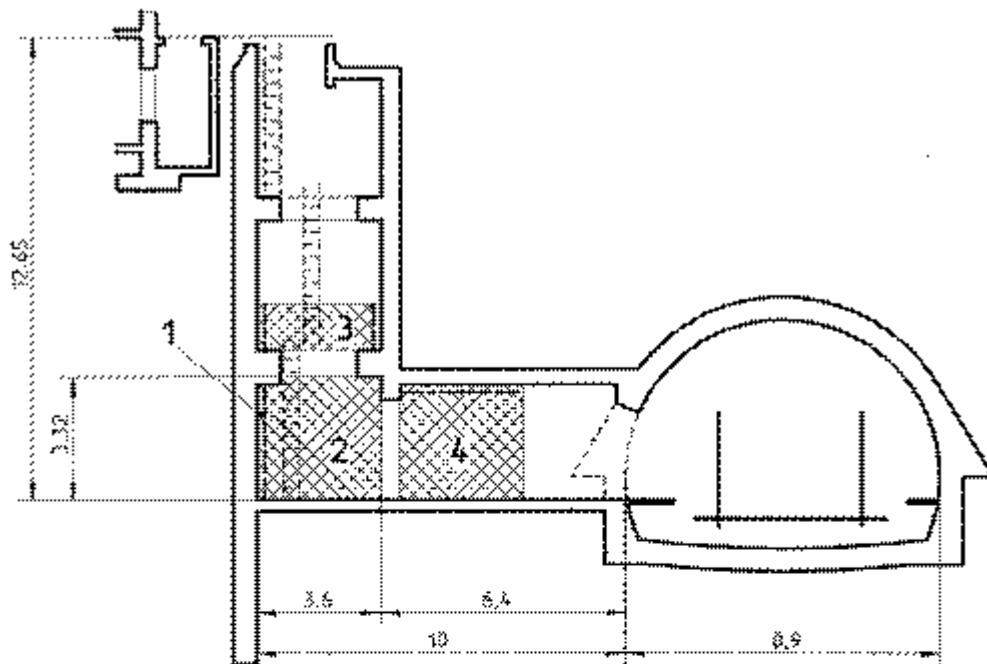


Figure 11 ouverture d'entrée atténuée à l'aide d'un baffle absorbant (schéma)

**NOTE :** En principe, l'atténuation d'un coude peut se définir comme l'atténuation supplémentaire observée dans un coude de conduit par rapport à l'atténuation dans le sens rectiligne. Toutefois, il n'existe actuellement aucune spécification pour le mesurage de cette atténuation. Dans la pratique, les effets du revêtement peuvent être déterminés par comparaison entre des structures à parois lisses et à revêtement absorbant.

Les effets induits par les soupapes circulaires peuvent être décrits d'après l'équation (7) . Le rapport  $U/S$  ne varie pas le long de la trajectoire de propagation radiale du son. La longueur réelle est déterminée par le diamètre du disque. Du fait que les dimensions sont généralement faibles, la suppression de la formation de faisceaux est d'une importance mineure. La forme de l'extrémité du conduit est semblable à un entonnoir courbé, afin de réduire les pertes de pression relativement fortes.

Dans le cas des coins, il est important de distinguer les conduits de forme aérodynamique et les conduits de ventilation ordinaire. Dans le cas des conduits aérodynamiques, l'utilisation d'aubes de guidage absorbant le son ne nécessite qu'un espace réduit, mais peut avoir des effets considérables dans les hautes fréquences. Dans les conduits de ventilation ordinaires, il est convenable de disposer des revêtements de parois à proximité des coins. Plus les parois présentent de saillies comparables à la longueur d'onde du son, et plus la dispersion du son sera grande, d'où une meilleure atténuation. La Figure 12 illustre un exemple de pertes par transmission mesurées dans un coude dont les surfaces sont recouvertes de différentes manières ou sont laissées à nu.



**Légende**


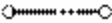




-  Revêtement d'absorption acoustique de paroi contenant 50 mm de fibre métallique, de masse volumique égale à 70 kg/m<sup>3</sup>
-  Revêtements 1+2+3+4
-  Revêtements 1+2+3
-  Revêtements 1+2
-  Revêtement 1
-  Sans revêtement

Figure 12 pertes par transmission  $D_t$  par rapport à la fréquence  $f$  d'un coude dont les parois sont revêtues de différentes configurations de matériaux d'absorption acoustique (gaine d'aération d'un tunnel de métro)

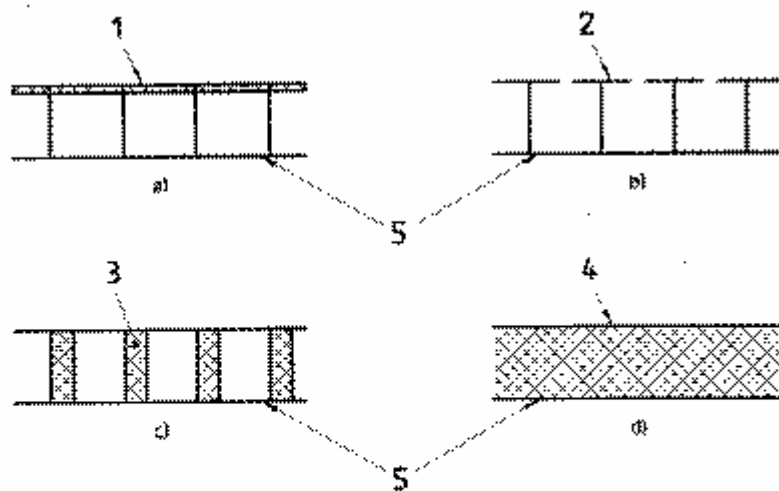
**6.2 silencieux réactifs**

**6.2.1 silencieux résonants**

**6.2.1.1 considérations générales**

Pour le revêtement des conduits comme pour la construction des séparateurs, on utilise des éléments d'atténuation se présentant sous forme d'absorbeurs ou de résonateurs. La combinaison de ces deux types d'éléments peut s'avérer utile à des applications particulières.

Les différents types de résonateurs illustrés à la Figure 13 sont les suivants :



#### Légende

- 1 Couche résistante
- 2 Plaque perforée ou munie d'encoches
- 3 Couche d'absorption acoustique
- 4 Feuillet ou plaque
- 5 Renfort rigide ou plan de symétrie

Figure 13 types de revêtements pour résonateurs (schéma)

- a) une couche absorbante à faible résistance à l'écoulement, munie d'un renfort rigide et d'une division latérale, fonctionnant comme résonateur de quart de longueur d'onde ;
- b) un dispositif similaire équipé d'une plaque perforée ou munie d'encoches de faible porosité, formant des « goulets d'étranglement » situés dans la trajectoire d'un bruit aérien (résonateurs de Helmholtz) ;
- c) un revêtement divisé de façon similaire comportant des couches d'absorption acoustique sur les parois de séparation ou sans matériau absorbant, fonctionnant également comme résonateur de quart de longueur d'onde ; et
- d) un dispositif similaire recouvert d'un feuillet ou d'une plaque mince.

Il est conforme à la pratique d'utiliser en combinaison des résonateurs de Helmholtz et des résonateurs à plaque, qui ne nécessitent aucun matériau absorbant [25]. **6.2.1.2 résonateurs de quart de longueur d'onde**

La fréquence de résonance de quart de longueur d'onde,  $f_0$ , en hertz (Hz), est déterminée d'après l'équation suivante :

$$f_0 = \frac{c}{4t}$$

où

c est la vitesse du son, en mètres par seconde (m/s) ;

t est l'épaisseur réelle du revêtement, en mètres (m).

La Figure 18 illustre un exemple de résonateurs multiples de quart de longueur d'onde. La largeur du cloisonnement latéral, qui peut être orienté dans le sens perpendiculaire ou diagonal par rapport à l'enveloppe, doit être inférieure à t (de préférence inférieure à t/2) dans la direction de propagation acoustique. Le matériau d'absorption acoustique, lorsqu'il est utilisé, doit être protégé contre la contamination ou l'abrasion provoquée par l'écoulement. Les résonateurs de quart de longueur d'onde sont également efficaces sur les multiples impairs de la fréquence propre  $f_0$  lorsque la largeur de la chambre est suffisamment étroite.

#### 6.2.1.3 résonateurs de helmholtz

La fréquence propre d'un résonateur de Helmholtz s'obtient d'après l'équation suivante :

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\epsilon}{t(l + \Delta l)}}$$

où

$c$  est la fraction de surface ouverte de la plaque de revêtement ;

$l$  est l'épaisseur de la plaque, en mètres (m) ;

$\Delta l$  est la correction finale pour les ouvertures, en mètres (m) ;

$c$  et  $t$  sont définis comme dans l'équation (15) .

La Figure 14 donne une illustration graphique de l'équation (16) . La correction finale dépend du diamètre des ouvertures et de leur emplacement relatif, ainsi que de la vitesse de l'écoulement rasant lorsque celle-ci dépasse 15 m/s.

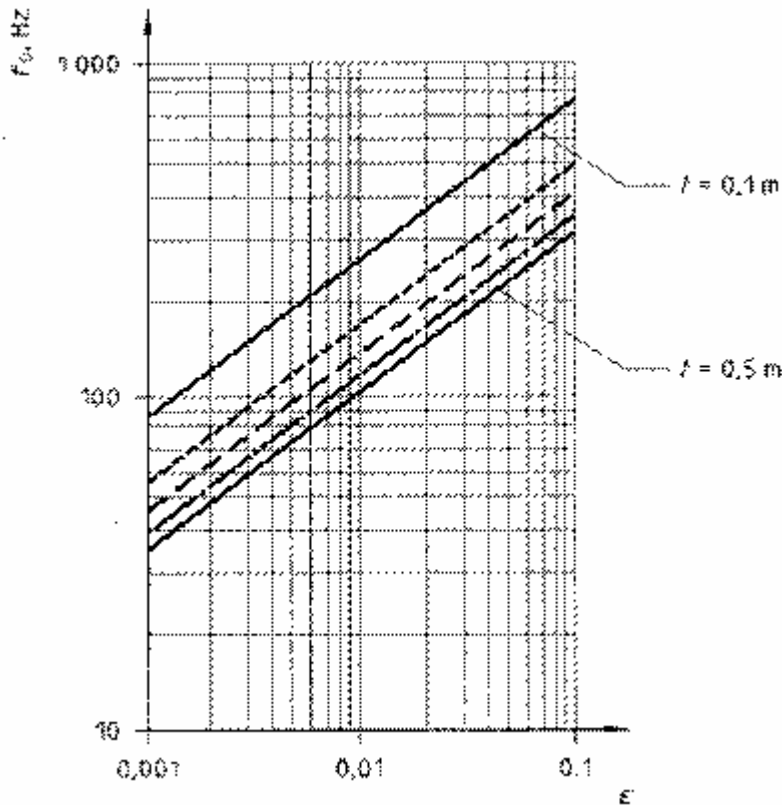


Figure 14 fréquence de résonance  $f_0$  d'un résonateur de Helmholtz par rapport à la fraction de l'aire ouverte  $c$  d'une plaque perforée (de 1 mm d'épaisseur et 5 mm de diamètre de trous) placée en face d'un revêtement compartimenté de profondeur  $t$  ( $c = 340$  m/s)

**NOTE :** Pour une même profondeur de chambre, le résonateur de Helmholtz est toujours accordé sur une fréquence plus basse et agit dans une bande de fréquence plus étroite que le résonateur de quart de longueur d'onde. L'amortissement de la chambre ne provoque pas de variation significative de la largeur de bande. En comparaison, les matériaux poreux appliqués sur le revêtement procurent un amortissement efficace mais présentent une sensibilité plus grande aux contaminations.

#### 6.2.1.4 résonateurs à plaques/feuilletts

Pour calculer la fréquence de résonance d'un résonateur à plaques/feuilletts, remplacer  $c/(l + \Delta l)$  dans l'équation (16) par  $\rho/m_{\text{pl}} \text{ etc.}$

$$f_0 = \frac{a}{\sqrt{m_{\text{pl}} t}}$$

où

$$a = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\rho}$$

$\rho$  est la masse volumique du gaz en kilogrammes par mètre cube ( $\text{kg/m}^3$ ) ;  
 $m_{\text{plaque}}$  est la masse par unité d'aire de la plaque ou du feuillet, en kilogrammes par mètre carré ( $\text{kg/m}^2$ ) ;  
 $c$  et  $t$  sont définis comme dans l'équation (15) .

Pour de l'air en conditions normales, . La Figure 15 illustre graphiquement l'équation (17) . Des choix appropriés de matériaux et de conception doivent être faits afin d'éviter que le résonateur ne soit désaccordé par la présence de dépôts et d'empêcher que l'enveloppe covibrante ne devienne sensible aux détériorations mécaniques. Des feuillets spéciaux en plastique ou en métal sont utilisés. Les feuillets fins présentent un risque d'émission de bruit d'instabilité dû à l'écoulement. Dans les fréquences plus élevées, les vibrations caractéristiques de l'enveloppe sont exploitées pour élaborer des parois acoustiquement souples pour les bandes de fréquences suivantes. L'atténuation à large bande est plus fiable lorsque l'on utilise des résonateurs accordés sur des fréquences différentes et situés le long de la trajectoire du conduit. Les distances entre les groupes de résonateurs doivent être au moins égales au quart de la (plus grande) longueur d'onde de résonance, de manière à éviter toute interaction entre eux, qui est généralement défavorable. Cette règle s'applique également aux différents côtés du conduit. Etant donné que l'efficacité des résonateurs est meilleure dans la gamme de fréquences où la longueur de galerie séparant les revêtements est inférieure à la moitié d'une longueur d'onde, les résonateurs accordés différemment ne doivent pas être spécifiés lorsque les parois sont face à face.

$$a = 60\sqrt{\text{kg/m Hz}}$$

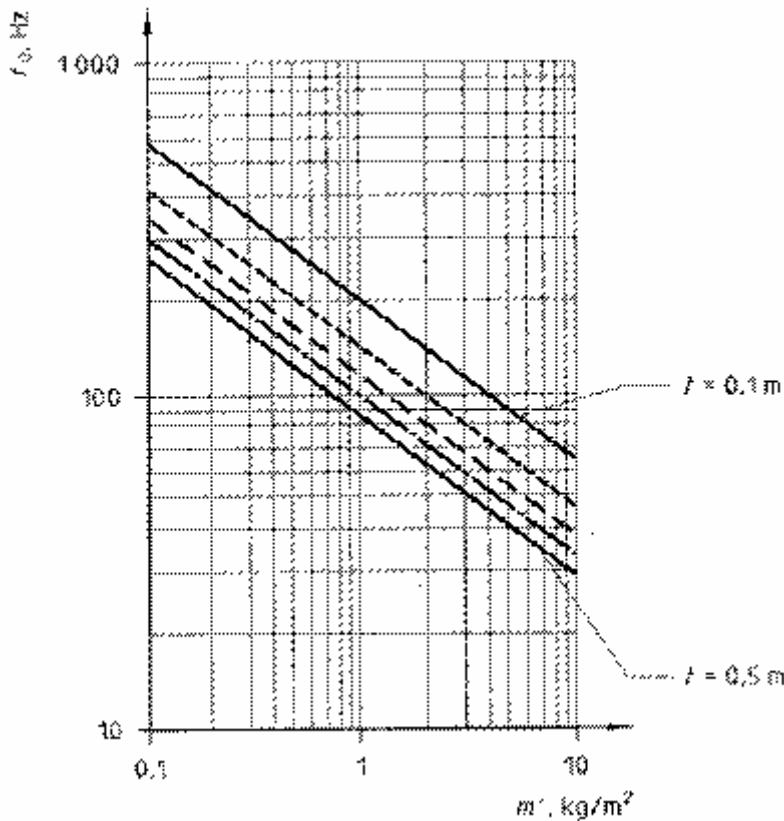


Figure 15 fréquence de résonance  $f_0$  d'un résonateur à plaques/feuillets par rapport au poids par unité d'aire  $m'$  d'une plaque souple placée en face d'un revêtement compartimenté de profondeur  $t$  ( $c = 340 \text{ m/s}$ ,  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ )

Pour tous les types de résonateurs, la fréquence propre dépend de la température liée à la vitesse du son,  $c$  :

$$c = c_0\sqrt{T/T_0}$$

où

T est la température absolue, en kelvins (K) ;

$T_0$  est la température ambiante, en kelvins (K) ;

$c_0$  est la vitesse du son à la température ambiante, en mètres par seconde (m/s).

Pour accorder un résonateur sur une fréquence propre spécifiée à une température élevée T, les dimensions doivent être augmentées du facteur  $\sqrt{T/T_0}$  par rapport aux dimensions observées à la température ambiante. L'amortissement des résonateurs augmente en même temps que la température.

$$\sqrt{T/T_0}$$

## 6.2.2 silencieux réfléchissants

### 6.2.2.1 considérations générales

Les silencieux réfléchissants sont principalement conçus dans le but d'atténuer le mode fondamental de l'intérieur des conduits qui est situé au-dessous de la fréquence de coupure des modes d'ordre supérieur, c'est-à-dire pour les conduits relativement étroits. Dans le cas des conduits plus larges, la propagation des modes d'ordre supérieur peut être prévenue au moyen d'intersections rigides dans l'axe du conduit (appelés filtres de modes). Une partie du son incident se trouve réfléchi. Cet effet n'est pas actuellement mis en pratique.

Les silencieux réfléchissants peuvent comprendre,

- une expansion ou une contraction simple,
- un boîtier contenant plusieurs chambres d'expansion reliées entre elles,
- un branchement de conduit, et
- des séparateurs de type réactif.

Il est nécessaire de distinguer les silencieux réfléchissants destinés aux installations fixes et ceux que l'on rencontre sur les automobiles et autres équipements mobiles. Lors du choix de silencieux réfléchissants destinés à une installation fixe, la première considération consiste à réaliser une construction simple présentant une stabilité mécanique suffisante. Les silencieux destinés aux conduites sous pression comportent un boîtier conçu comme un récipient à pression. Le rayonnement acoustique provenant du boîtier est supprimé à l'aide d'une section circulaire d'une lourdeur ou d'une rigidité suffisantes.

Les silencieux réfléchissants pour automobile sont conçus pour répondre aux restrictions de poids et de dimensions transversales. En conséquence, les boîtiers de faible poids sont construits avec une section ovale, ou généralement autre que circulaire. Le rayonnement du son provenant de ces boîtiers doit être éliminé par des mesures particulières telles que des constructions à double carcasse incorporant des couches amortissantes, des constructions de parois de chambre sous forme de cloisons de rigidification, ainsi que l'usage de renforts spéciaux garantissant la stabilité.

Toutes les dimensions transversales et, souvent, les dimensions axiales des raccords, sont souvent faibles par rapport à la longueur d'onde du son à basse fréquence nécessitant une atténuation. Lors de l'accordage des éléments, prendre en compte l'augmentation de température dans le flux de sortie des moteurs à combustion interne et des conduites à compression. Les non-linéarités (ondes de choc) et le son régénéré sont des facteurs déterminants pour l'atténuation dans les hautes fréquences.

En l'absence d'écoulement et de hauts niveaux acoustiques, un compromis satisfaisant peut être obtenu entre les calculs affinés de la transmission et les mesurages en laboratoire à l'aide de haut-parleurs [6]. En pratique toutefois, les effets de l'écoulement sont très importants. L'écoulement provoque un amortissement dans les tubes perforés et les chambres d'expansion (voir Figure 16) . L'accord des résonateurs se dégrade, leur amortissement est augmenté ou réduit, suivant la direction de l'écoulement.

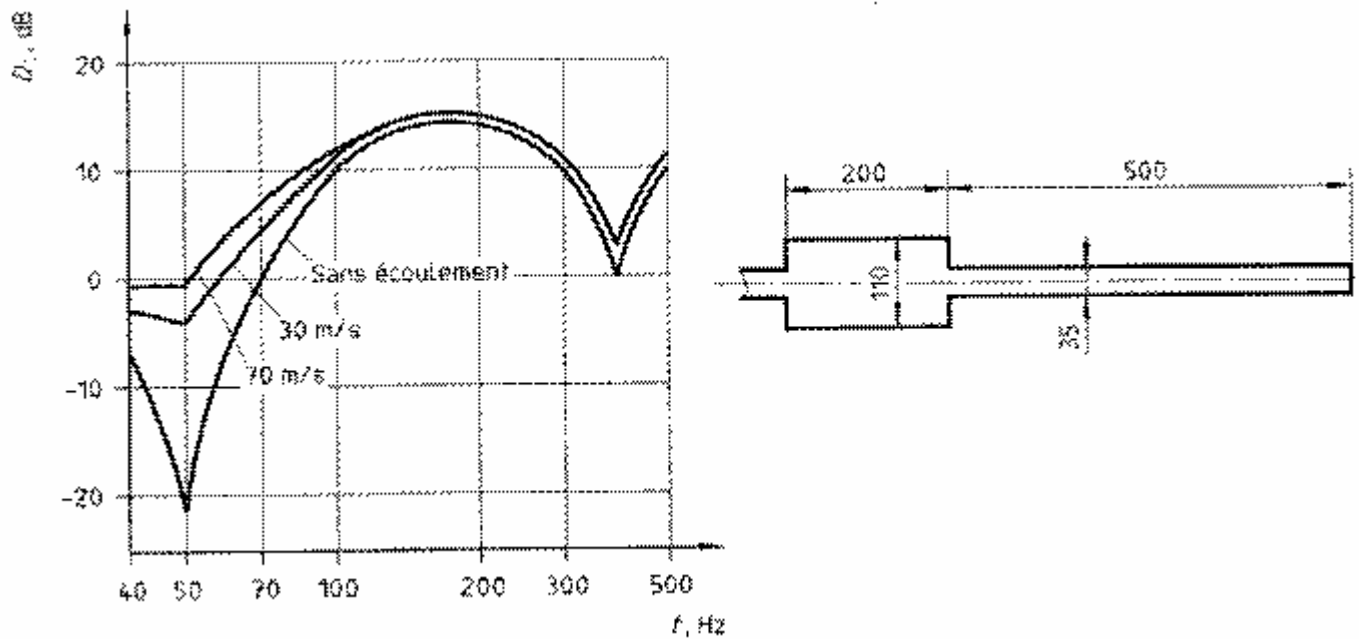


Figure 16 perte d'insertion calculée,  $D_i$ , par rapport à la fréquence  $f$  d'un silencieux réfléchissant à chambre simple pour la variation des vitesses d'écoulement dans la direction de propagation du son

### 6.2.2.2 expansions et chambres d'expansion

Le son provenant d'une extrémité ouverte est réfléchi en direction de la source si le diamètre de la section de sortie est faible comparé à la longueur d'onde  $\lambda = c/f$ . Plus la réflexion est forte, et donc moins le son est rayonné à l'extérieur, plus grand est l'angle solide  $\Omega$  du rayonnement. Pour augmenter la perte par réflexion  $D_m$  en sortie, l'aire  $S$  doit être aussi réduite que possible et être placée de préférence le plus loin possible d'une paroi ( $\Omega = 4\pi$ ) plutôt qu'à l'intérieur d'une paroi ( $\Omega = 2\pi$ ), sur un bord ( $\Omega = \pi$ ) ou dans un coin ( $\Omega = \pi/2$ ) ; voir l'équation (19) :

$$D_m = 10 \lg \left[ 1 + \left( \frac{c}{4\pi f} \right)^2 \frac{\Omega}{S} \right] \text{ dB}$$

où

$c$  est la vitesse du son, en mètres par seconde (m/s) ;

$f$  est la fréquence, en hertz (Hz) ;

$\Omega$  est l'angle solide du rayonnement, en stéradians (sr) ;

$S$  est l'aire de l'orifice de sortie, en mètres carrés (m<sup>2</sup>).

L'écoulement sortant de conduits possédant une extrémité ouverte ou débouchant sur un large espace clos régénèrent le son lorsqu'une chute de pression significative se produit à la sortie du conduit. Pour que la régénération du son reste aussi faible que possible dans les cas limites, l'aire de l'orifice de sortie doit être aussi grande que possible et ne comporter aucun obstacle.

**NOTE :** Lorsque la dimension linéaire d'une chambre d'expansion dans toutes les directions est plus faible que la longueur d'onde du son, le volume relatif de l'aire ouverte provoque une réaction analogue à la détente d'un ressort sur le gaz comprimé. Plus le volume est grand, plus le ressort est souple. L'élément présente des caractéristiques en fréquence de type passe-haut.

Lorsque la dimension linéaire d'une chambre d'expansion dans toutes les directions est supérieure à la longueur d'onde du son, il se produit des champs acoustiques diffus qui provoquent un découplage des différentes ouvertures. Les réflexions multiples peuvent être exploitées pour fournir une atténuation significative lorsque l'absorption dans la chambre est faible.

### 6.2.2.3 contractions

Un tuyau inséré dans un compartiment situé entre deux chambres est acoustiquement efficace par rapport à la masse de gaz renfermé (avec les corrections finales), sous réserve qu'aucun écoulement ne traverse le tuyau et que sa longueur soit réduite par rapport à la longueur d'onde. Dans le cas d'un



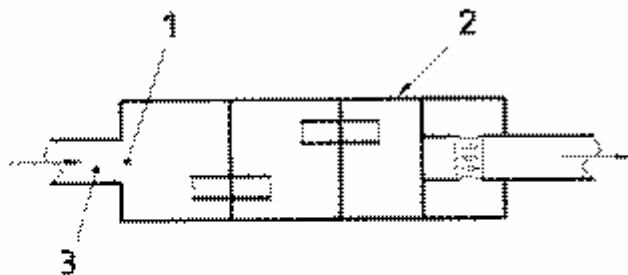
trou présent dans une paroi mince ou dans une plaque perforée, la masse est essentiellement celle des corrections finales. Ces éléments présentent des caractéristiques en fréquence de type passe-bande et peuvent être utilisés pour accorder les résonances du silencieux.

Dans le cas d'un tuyau traversé par un écoulement, des propriétés résistives apparaissent notamment à la chute de pression en sortie. L'écoulement rasant au-dessus d'une plaque perforée accroît également la résistivité acoustique de l'élément.

Les contractions spéciales sont des tuyères de Venturi utilisées comme éléments isolés ou dans des plaques perforées. Lorsqu'ils sont de taille adéquate, ces éléments présentent une résistance considérablement plus faible pour l'écoulement direct moyen que pour les crêtes d'oscillation superposées, en agissant donc comme des éléments non linéaires.

#### 6.2.2.4 boîtiers multichambres

Un silencieux réfléchissant peut être constitué d'un boîtier comportant plusieurs brides destinées à être reliées à la source et aux conduits d'entrée ou de sortie, et aux raccords montés sur le boîtier. Ces raccords produisent des changements de section, des ramifications ou des impasses (voir Figure 17) . Les variations de section sont les expansions et les contractions. Les performances acoustiques sont principalement déterminées par le rapport de la dimension linéaire  $l$  à la longueur d'onde  $\lambda$ . Ce rapport est inversement proportionnel à la racine carrée de la température absolue :



#### Légende

- 1 Changement brusque de section
- 2 Boîtier externe
- 3 Conduit d'écoulement

Figure 17 silencieux réactif multichambre (schéma)

$$\frac{l}{\lambda} = \sqrt{\frac{T_0}{T}} \frac{l}{\lambda_0}$$

où

$T$  est la température du gaz dans le conduit, en kelvins (K) ;

$T_0$  est la température ambiante, en kelvins (K) ;

$\lambda$  est la longueur d'onde du son à la température  $T$ , en mètres (m) ;

$\lambda_0$  est la longueur d'onde du son à la température ambiante  $T_0$ , en mètres (m).

#### 6.2.2.5 ramifications

Lorsqu'un conduit se sépare en différentes ramifications dont les longueurs diffèrent de  $\Delta l$  avant la reconstitution, un haut degré d'atténuation par interférence est atteint pour les multiples impairs de la fréquence  $c/(2\Delta l)$ ,  $c$  étant la vitesse du son. Ces interférences produisent des réflexions marquées dans plusieurs bandes fréquences étroites au niveau du point de séparation.

Parmi les formes particulières de ramifications, il existe la ramification latérale dont une longueur est inférieure au quart de la longueur d'onde. Les performances d'une ramification latérale sont similaires à celles d'un résonateur de quart de longueur d'onde.

#### 6.2.3 silencieux réactifs

Les revêtements de conduit ou les séparateurs à résonateurs qui ne sont pas amortis de manière significative par le matériau d'absorption acoustique produisent une perte d'insertion élevée, principalement dans les fréquences proches de la fréquence propre du résonateur (voir Figures 18 et 19).

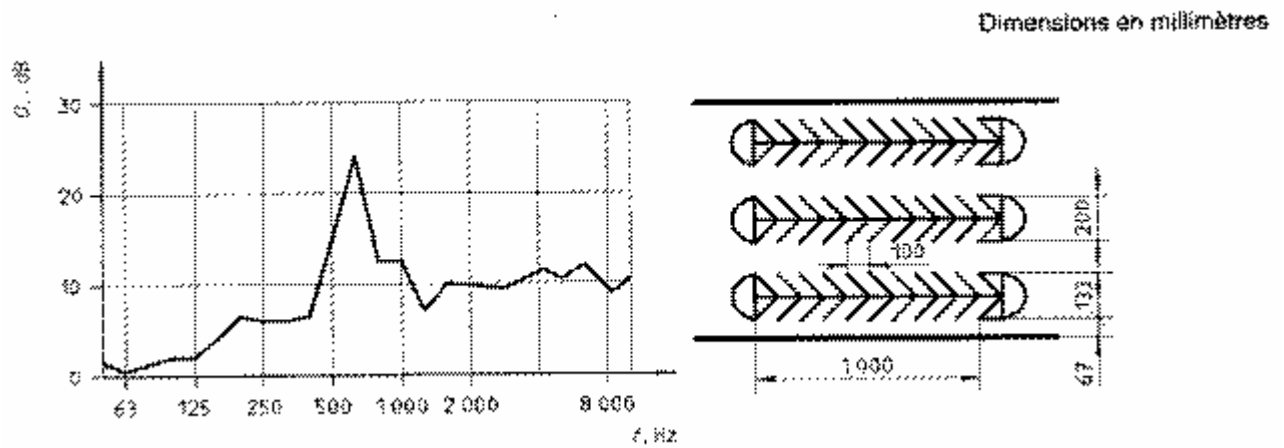
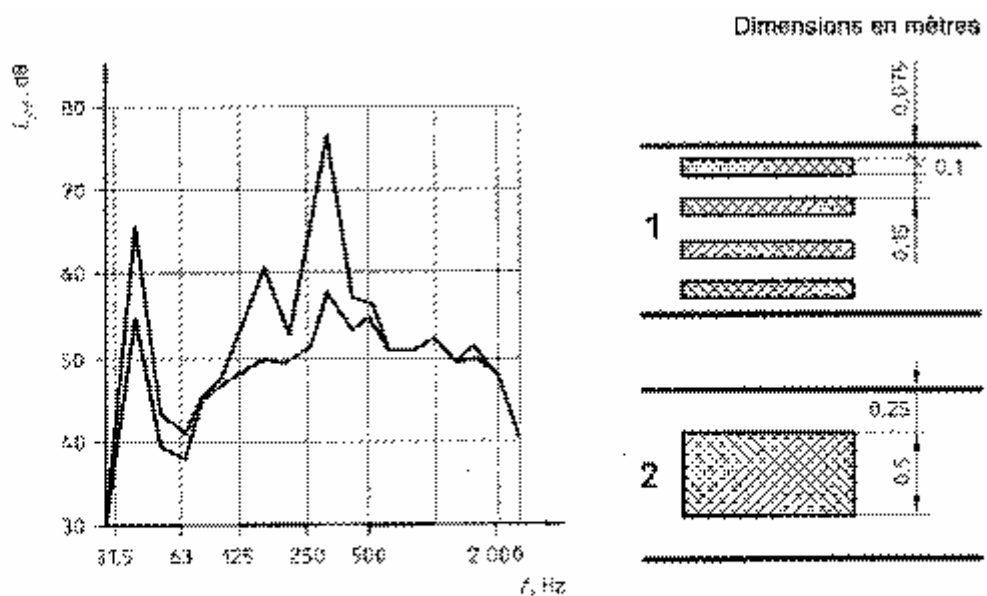


Figure 18 perte d'insertion caractéristique,  $D_i$  par rapport à la fréquence  $f$  d'un silencieux à séparateur équipé de résonateurs de quart de longueur d'onde



#### Légende

- 1: Séparateurs à résonateurs accordés à 160 Hz et 315 Hz
- 2: Séparateurs à résonateurs accordés à 40 Hz

**NOTE** La courbe supérieure est sans silencieux; la courbe inférieure est avec silencieux 1 et 2 installés en série.

Figure 19 niveau de pression acoustique pondéré A,  $L_{pA}$  par rapport à la fréquence  $f$  à 1 m des bords d'ouverture d'un entonnoir d'extraction

**NOTE :** Les écoulements dont la vitesse est supérieure à 10 m/s peuvent désaccorder les résonateurs dans les fréquences élevées de près d'un tiers d'octave et peuvent augmenter ou diminuer l'amortissement, suivant la forme du résonateur. L'atténuation maximale décroît et le son régénéré augmente.

Dans les hautes fréquences, suivant la rugosité de la surface par rapport à la longueur d'onde du son, l'atténuation devient indépendante de la fréquence ; elle est négligeable dans le cas des résonateurs à plaque.

Les mesurages en laboratoire ne sont fiables que si l'influence de l'écoulement sur l'accord, l'amortissement (augmentation ou diminution) et le son régénéré peut être prise en compte de façon réaliste. L'influence de la température sur l'absorption n'est généralement pas mesurable.



#### Légende

- 1 Matériau perméable au son (par exemple, matériau aggloméré)
- 2 Fluide sous haute pression

Figure 20 silencieux à papillon pour systèmes pneumatiques (schéma)

Les calculs se limitent souvent à la région proche de la fréquence propre. Il est difficile de tenir compte des influences de l'écoulement et de la rugosité de la surface. Sur la Figure 18, la rugosité réelle est principalement déterminée par le rapport entre la longueur de la ramification latérale et la longueur d'onde.

Les silencieux réactifs, tels que les résonateurs à plaques/feuillettes et les résonateurs de Helmholtz ou les combinaisons des deux, qui dissipent le son uniquement par des effets de couches limitrophes (viscosité et conduction thermique) ou par des vibrations issues de la structure, présentent un intérêt particulier car le gaz ne peut être contaminé par le matériau d'absorption, y compris lorsque le silencieux est endommagé. Ce type de silencieux est particulièrement adapté aux zones sujettes à des prescriptions d'hygiène sévères, grâce à la présence de sa surface close.

### 6.3 silencieux à décharge

Il convient de toujours veiller à ce que le silencieux ne nuise pas à la sécurité de la machine sur laquelle il est installé.

Les silencieux à décharge devant être installés à la sortie des vannes pneumatiques sont des éléments de petite taille. Ils sont constitués d'un élément cylindrique dont une surface est plus grande que la section du conduit et perméable à l'écoulement (voir Figure 20). Une résistance suffisante à l'écoulement de la carcasse de la surface, constituée de matériaux fibreux ou de métal aggloméré, permet une répartition pratiquement uniforme de l'écoulement sur toute la surface. Ces silencieux à filetage ont un embout à vis permettant de les relier au conduit. Lorsqu'ils sont contaminés, ils sont remplacés, sauf lorsqu'il est possible d'effectuer un nettoyage à la vapeur, à l'aide de produits chimiques ou par combustion.

Les silencieux destinés aux conduites de décharge des grosses soupapes de sécurité sont conçus pour un relâchement en plusieurs étapes. Ce procédé s'obtient en utilisant des feuilles métalliques perforées permettant d'observer l'augmentation admissible de la pression. La structure doit présenter une grande stabilité mécanique, de façon à ne pouvoir être ni comprimée, ni détruite lorsque la décharge se produit. Les liquides condensés à l'intérieur de l'atténuateur ne doivent pas pouvoir geler. Les plaques perforées sont souvent associées à des silencieux à dissipation afin de répondre aux prescriptions strictes concernant la réduction du niveau de bruit.

## 7 technique de mesurage

### 7.1 mesurages en laboratoire

#### 7.1.1 résumé

Les méthodes de mesurage suivantes sont en usage :

- mesurages en laboratoire pour les silencieux à conduit, conformément à l'ISO 7235 ;
- détermination de la perte d'insertion des silencieux dans les conduits sans écoulement ; méthode statistique de laboratoire conforme à l'ISO 11691 ;
- mesurages complémentaires en laboratoire pour la mise au point et l'analyse détaillées des silencieux à conduit ;
- détermination de la perte d'insertion d'un silencieux sur une machine par mesurage du

niveau de puissance acoustique de la machine avec et sans silencieux, comme spécifié dans le série de normes ISO 3740.

Le choix de la méthode est dicté par l'application du silencieux et par les besoins pour lesquels les résultats doivent être utilisés.

#### **7.1.2 mesurage conformément à l'ISO 7235**

Une grande dépense d'énergie est nécessaire, notamment pour déterminer la perte d'insertion avec écoulement. Pour des vitesses d'écoulement inférieures à 20 m/s dans la galerie située entre les séparateurs à dissipation, l'effet généralement faible est donc souvent ignoré.

Tant que le champ acoustique à l'intérieur du silencieux est constitué d'ondes plates, les différentes configurations d'essai avec salles réverbérantes associées donnent lieu à des écarts-types de reproductibilité très faibles pour la perte d'insertion. Une excitation différente des modes d'ordre supérieur, qui est difficilement évitable à leur fréquence de coupure et aux fréquences élevées, peut donner lieu à des écarts importants.

Les mesurages en laboratoire ne permettent généralement pas d'extrapoler les performances du silencieux sous des températures, pressions ou vitesses d'écoulement plus élevées.

#### **7.1.3 mesurages conformément à l'iso 11691**

Les mesurages en laboratoire de la perte d'insertion sans écoulement dans des silencieux plus petits destinés aux installations de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air et applications similaires, doivent être effectués conformément à l'ISO 11691. L'écart-type de reproductibilité pour les mesurages effectués dans des laboratoires différents est maintenu à une valeur basse en spécifiant les dimensions de la source sonore et des conduits en essai, avant et après le silencieux, ainsi que pour le conduit de substitution.

#### **7.1.4 mesurages complémentaires sur les silencieux à conduit**

Les silencieux munis de conduits ou de galeries rectilignes destiné(s) à l'écoulement du gaz peuvent être examinés en détail en déplaçant le microphone le long du conduit. Les distributions de la pression acoustique par bandes de fréquences, comme l'illustration de la Figure 5 , peuvent être déterminées selon cette méthode.

Lorsque les modèles de silencieux sont construits conformément aux lois de similitude géométrique, opérationnelle et matérielle (voir 6.1.1 ), les mesurages en laboratoire peuvent servir à prédire l'atténuation in situ. Cette méthode est utilisée dans le cas de géométries importantes et complexes et dans le cas des silencieux destinés à être utilisés dans des conditions de service particulières.

#### **7.1.5 mesurages sur les silencieux pour machines de petites dimensions**

Pour déterminer les pertes d'insertion des silencieux destinés aux machines de petites dimensions, il est possible d'utiliser les mesurages en laboratoire, en appliquant la méthode en champ libre (méthode par surface enveloppante conforme à l'ISO 3744) ou la méthode avec salle réverbérante conformément à l'ISO 3741, suivant l'importance et la séparabilité par rapport aux autres bruits de la machine. La méthode est choisie en fonction de la précision requise. Il doit être précisé si les mesurages ont été effectués avec ou sans silencieux et si le silencieux a été remplacé par un conduit dur dont les sections d'entrée et de sortie sont identiques à celles du silencieux.

### **7.2 mesurages in situ**

Les mesurages in situ diffèrent d'un laboratoire à l'autre parce que

- la méthode de mesurage a été adaptée aux conditions in situ ;
- les détails du mesurage, tels que le nombre et l'emplacement des points, ne peuvent être spécifiés indépendamment pour les conditions in situ ;
- la conversion des grandeurs mesurées, telles que les niveaux de pression acoustique, en valeurs caractéristiques du silencieux, telles que la perte par transmission, ne peut être effectuée en référence aux conditions d'essai spécifiées, mais seulement à des valeurs pragmatiques ;
- la séparation du bruit régénéré et les autres limites de l'atténuation sont difficiles à obtenir ;
- seuls les mesurages de l'écoulement peuvent être réalisés pour obtenir une recherche précise.

Ces différences sont permises dans l'ISO 11820. Il convient que les parties intéressées choisissent, avant le commencement des mesurages, la méthode appropriée dans une liste schématique des conditions et qu'elles s'accordent sur les valeurs de correction pragmatique permettant de convertir les grandeurs mesurées. Le bruit régénéré est considéré comme faisant partie du silencieux dans le cadre de son application spécifique et donc, des performances d'atténuation. Les mesurages de l'écoulement servent principalement à déceler les distributions non uniformes de l'écoulement pouvant

être la source de dysfonctionnements- du silencieux. Dans le cadre d'analyses spéciales in situ, les mesurages selon l'ISO 11820 peuvent être complétés par des mesurages effectués à l'aide d'un microphone d'exploration ou en différents points fixes du conduit ou de la galerie. Cette méthode peut aider à détecter les trajectoires de transmission acoustique par dérivation.

### **7.3 mesurages sur les véhicules**

Aucune norme spécifique n'existe pour les mesurages des silencieux installés sur les véhicules.

## **8 informations relatives aux silencieux**

### **8.1 informations à fournir par l'utilisateur**

Les informations suivantes, au minimum, doivent si possible être fournies par l'utilisateur/acheteur afin de définir les prescriptions applicables à un silencieux :

- a) le type de machine ou d'installation (informations concernant des modes de fonctionnement représentatifs), par exemple :
  - pour les machines à pistons : puissance, vitesse de rotation du moteur, principe de fonctionnement, nombre de cylindres, ordre d'allumage ou nombre d'étages, selon les cas,
  - pour les machines à déplacement d'air : puissance ou débit-volume et différence de pression, vitesse de rotation du moteur, principe de fonctionnement, nombre d'aubes de guidage et de lames en rotation par étage, nombre d'étages, forme et type de lames, dimensions de la section transversale d'entrée ou de sortie ;
- b) le fluide déplacé :
  - identification,
  - masse ou débit-volume,
  - température, pression, humidité, constante ou masse volumique du gaz,
  - nature et quantité des contaminations,
  - matériaux à utiliser ou à éviter pour la construction du silencieux ;
- c) conditions de montage dans l'espace de l'installation complète, y compris les silencieux et les tuyaux (schéma indiquant les dimensions) ;d) l'atténuation requise sous forme de
  - réduction du niveau de bruit pondéré A pour une portion de spectre spécifiée, ou
  - perte d'insertion dans les bandes d'octave ou de tiers d'octave comprises entre 50 Hz et 10 kHz, ou
  - différence de niveau de pression acoustique d'insertion pour un point d'immission spécifié dans des bandes de fréquences comprises entre 50 Hz et 10 kHz ;
- e) la perte de pression admissible ;f) des prescriptions complémentaires concernant par exemple :
  - la protection contre les incendies,
  - les conditions en situation d'urgence,
  - les opportunités d'entretien, des cycles d'entretien et du temps de mise au repos,
  - d'autres informations spécifiques (si nécessaire).

### **8.2 informations à fournir par le fabricant**

Pour spécifier les propriétés de fonctionnement d'un silencieux, le fournisseur/fabricant doit fournir au moins les informations suivantes, lorsqu'elles s'appliquent :

- a) l'atténuation acoustique dans des conditions de fonctionnement spécifiées, en bandes d'octave et de tiers d'octave, indiquée par
  - la perte d'insertion, ou
  - la perte par transmission avec les termes de correction conformément à l'ISO 11820 et les emplacements de mesure, ou
  - la différence de niveau de pression acoustique d'insertion pour un point d'immission

donné ;

- b) la perte de pression dans des conditions de fonctionnement spécifiées, en tenant compte des conditions d'écoulement à l'entrée et en sortie ;c) la géométrie du silencieux (schéma) ;
- d) les matériaux employés, des informations particulièrement adéquates pour indiquer la conformité aux spécifications de la chambre blanche et les risques potentiels pour la santé par comparaison aux limites actuelles ou aux valeurs recommandées ;
- e) le poids, les conditions de montage, d'inspection et d'entretien ;
- f) des informations spécifiques complémentaires, le cas échéant.

## **Annexe A (informative) applications**

### **A.1 équipement de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air**

#### **A.1.1 considérations générales**

Les techniques de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air sont l'un des domaines d'application privilégiés des silencieux. Leur rôle consiste dans ce cas à retenir les bruits de ventilateur et le son régénéré émis par les raccords de conduits à l'extérieur de locaux nécessitant de faibles niveaux de bruit. Il convient d'observer les fuites d'air. De plus, des silencieux à couplage parasite sont utilisés pour assurer la conformité aux prescriptions d'isolation acoustique entre des pièces contiguës (voir A.1.4 ). Les silencieux à résonateurs peuvent être nécessaires en plus des silencieux à dissipation lorsque les équipements de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air exigent le respect de prescriptions acoustiques très strictes. Du point de vue aussi bien acoustique qu'économique, la disposition adéquate consiste à placer un silencieux à résonateur à proximité du ventilateur (silencieux primaire) et un silencieux à dissipation près de l'orifice de sortie (silencieux secondaire).

#### **A.1.2 prévention du son régénéré**

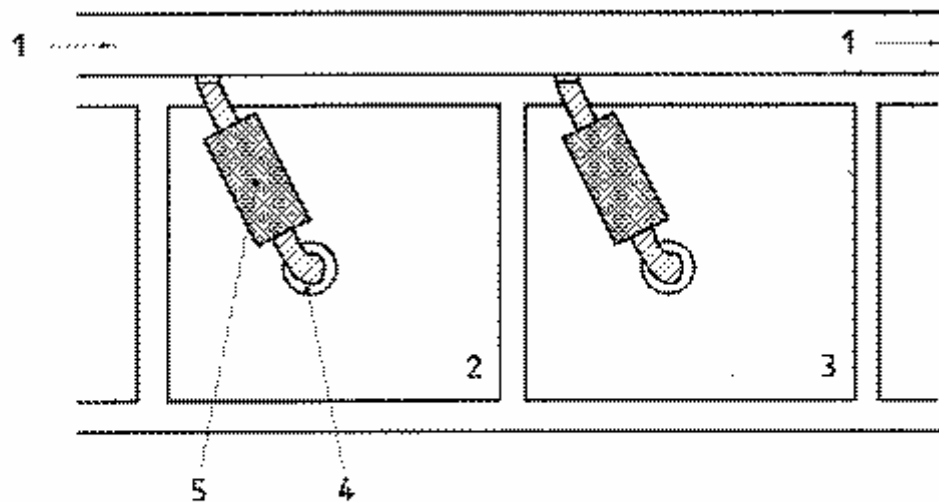
Etant donné que la puissance acoustique du bruit d'écoulement à large bande est globalement proportionnelle à la puissance six de la vitesse d'écoulement (voir 6.1.2 ), il est fondamental, pour prévenir le son régénéré de maintenir la vitesse d'écoulement maximale sur la section du conduit et le long du conduit, à une valeur suffisamment basse. Les éléments intercalés dans les conduits et provoquant des détachement périodiques de tourbillons sont à l'origine de sons purs. Pour la prévention de ce phénomène, on peut se servir de formes et d'orientations particulières par rapport à la direction de l'écoulement. Les pales de guidage installées sur les séparateurs et dans les coudes afin de réduire les pertes de pression provoquent généralement une régénération supplémentaire du son, sauf lorsqu'elles sont construites pour absorber le bruit.

#### **A.1.3 silencieux à tubes souples**

Les connexions entre des conduits non alignés peuvent être assurées au moyen de tubes rigides dans le sens radial, mais souples dans l'axe. A partir du moment où leur section est parfaitement ronde et ne subit pas de déformations par des détériorations durant l'installation, et que les coudes ne sont pas trop serrés, les parois produisent une perte par transmission importante. Les revêtements internes procurent une atténuation particulièrement élevée dans les hautes fréquences.

#### **A.1.4 atténuation par couplage parasite**

Dans le domaine des techniques d'aération, le couplage parasite désigne la transmission d'un son d'une pièce vers une autre en passant par un conduit de ventilation ouvert aux deux extrémités. Si des prescriptions s'appliquent pour l'isolation des sons aériens entre deux pièces, il convient que cette transmission acoustique par dérivation soit éliminée en plaçant un couplage parasite. Les Figures A.1 et A.2 illustrent un exemple schématique et l'efficacité d'un silencieux à couplage parasite. L'atténuation par couplage parasite comprend la perte par transmission de la canalisation, la perte d'insertion du silencieux et les réflexions aux extrémités.



#### Légende

- 1 Sens de l'écoulement
- 2 Pièce 1
- 3 Pièce 2
- 4 Soupape circulaire
- 5 Silencieux absorbant

Figure A.1 silencieux à couplage parasite avec soupes circulaires pour équipements de chauffage, ventilation et conditionnement d'air (schéma)

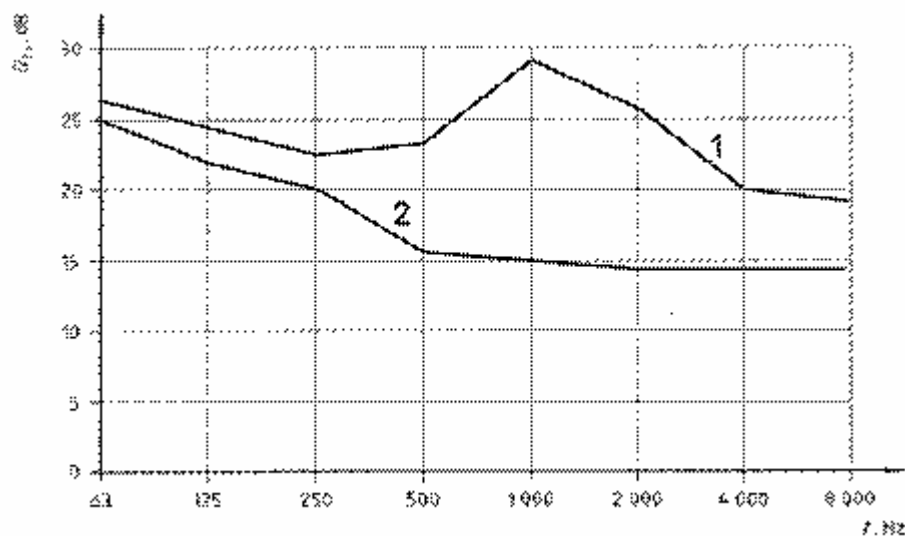


Figure A.2 perte par transmission,  $D_{ts}$  en fonction de la fréquence  $f$  d'un silencieux à couplage parasite (silencieux à tube souple de 500 mm de longueur, avec revêtement d'absorption acoustique de 25 mm d'épaisseur) monté sur une soupape circulaire de 150 mm de largeur nominale

#### A.1.5 aération des ateliers de fabrication

Les ateliers et les installations closes dont les bouches d'aération sont situées en façade sont équipées de silencieux pour bouche d'aération en façade lorsque la protection acoustique du voisinage est nécessaire. Si, pour des raisons économiques, la ventilation naturelle doit être utilisée, les ouvertures doivent présenter une surface importante et être munies de silencieux à dissipation. Pour répondre à des exigences modérées de contrôle des émissions sonores, des volets d'atténuation sont suffisants (voir Figure A.3). Lorsque les prescriptions sont plus sévères, il convient d'envisager l'emploi de dispositifs de protection, du fait que le bruit peut être généré dans certaines conditions climatiques (vent et pluie).

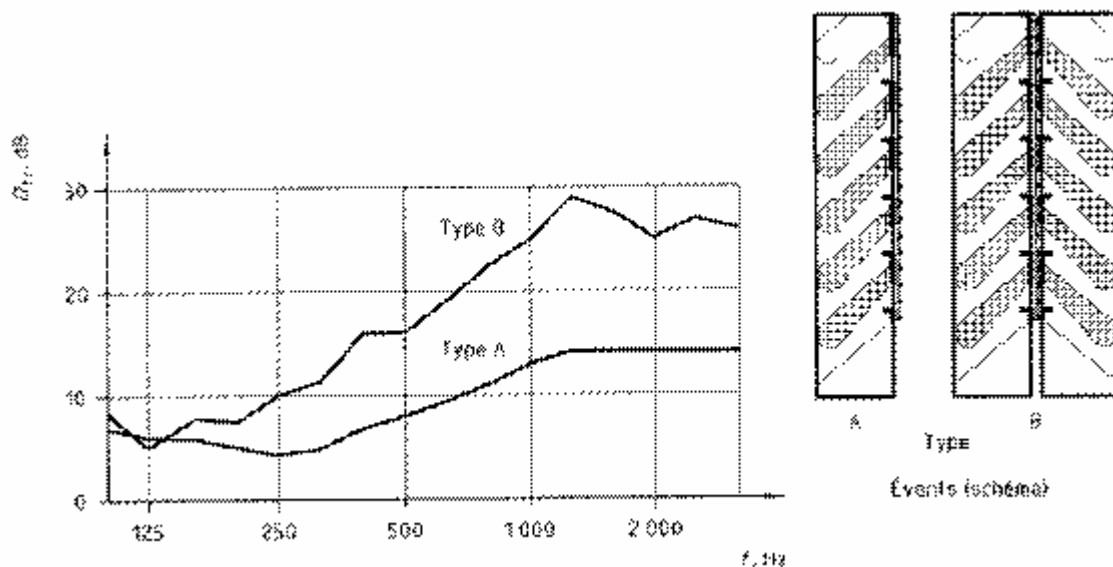


Figure A.3 perte par transmission,  $D_{ts}$  en fonction de la fréquence  $f$  de deux types d'événements

## A.2 installations industrielles

### A.2.1 domaines d'application

Le contrôle du bruit s'applique par exemple dans les centrales électriques, les usines de traitement des substances chimiques, les usines de traitement des matières minières et minérales. Les silencieux sont généralement nécessaires :

- sur les systèmes d'aspiration et à pression des dispositifs à déplacement d'air,
- sur les systèmes de convoyage des meules et autres équipements de traitement,
- au niveau des systèmes d'aspiration et d'échappement des fours et turbines à gaz,
- sur le système d'acheminement des convoyeurs pneumatiques et des installations de remorquage,
- derrière les soupapes de contrôle des tuyauteries,
- sur les soupapes de sûreté,
- dans le système d'aération des enceintes et des cabines.

### A.2.2 ventilateurs

Les ventilateurs sont considérés comme faisant partie des sources de bruit les plus abondantes des techniques industrielles. Suivant les prescriptions relatives au contrôle du bruit, il convient que des silencieux soient installés à l'entrée et/ou en sortie. Un pic d'émission dans le domaine des basses fréquences est caractéristique de nombreux systèmes à déplacement d'air. Outre leurs émissions sonores à large bande, nombreux sont ceux qui comportent également des composantes tonales.

Il convient que les caractéristiques en fréquence de l'atténuation et de la perte de pression d'un silencieux correspondent à celles du dispositif à déplacement d'air. Pour les superpositions du bruit à large bande et des composantes tonales, il est recommandé d'associer des silencieux à dissipation à large bande avec résonateur réglable, avec des silencieux réactifs. Il convient de réserver un espace suffisant pour le silencieux si les basses fréquences doivent être atténuées, car celles-ci nécessitent l'emploi de revêtements épais. Pour les composantes tonales, les silencieux à résonateurs peuvent être une solution économique en termes d'espace.

Il convient de tenir compte de la perte de pression dans le silencieux lors de la détermination du point de fonctionnement d'un ventilateur. Les pertes de pression significatives nécessitent une énergie plus importante au niveau du ventilateur, qui finit par engendrer une augmentation des émissions sonores et des coûts de fonctionnement.

Lorsque les silencieux sont montés directement en face d'un ventilateur ou derrière celui-ci, il convient de tenir compte du fait que le bruit d'origine structurale émis par le ventilateur peut provoquer l'excitation du boîtier du silencieux. Une forte excitation du bruit structural dans le silencieux peut être à l'origine d'un rayonnement acoustique dans le conduit. Les performances du silencieux sont donc limitées par la trajectoire de transmission par dérivation (voir 5.3 ). Il est recommandé d'incorporer



des raccords souples dans les parois du conduit avant le silencieux. Lorsque le silencieux est monté sur la même structure porteuse que le ventilateur, il convient si nécessaire d'installer des supports élastiques sur le boîtier du silencieux. En cas de prescriptions sévères concernant les émissions sonores, des éléments résiliants sont nécessaires dans le silencieux afin de d'éviter la transmission acoustique par dérivation d'origine structurale, qui limite les performances du silencieux.

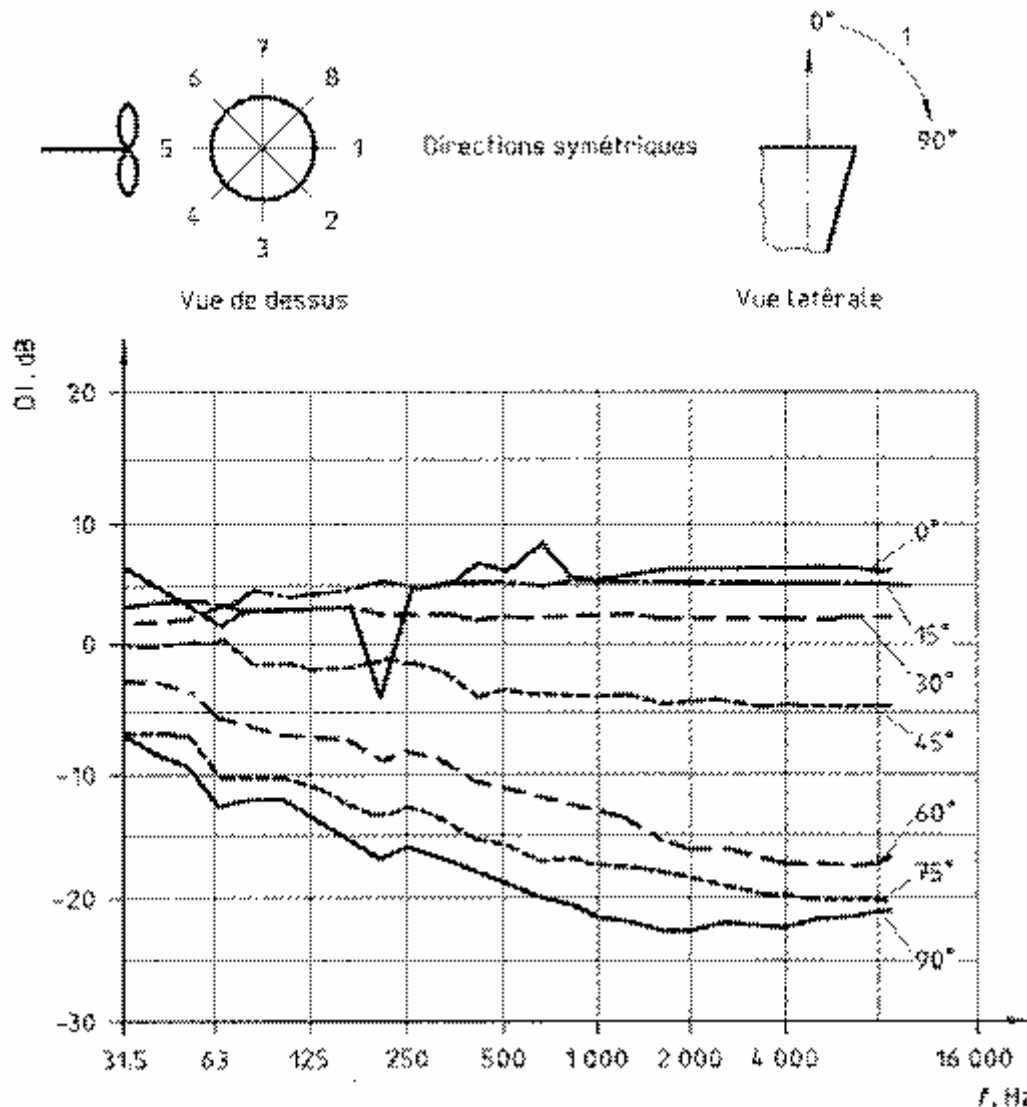


Figure A.4 facteur de directivité, DI, en fonction de la fréquences  $f$  du rayonnement acoustique émis par les sorties circulaires d'un diffuseur dans la direction verticale  $\theta$

### A.2.3 aération des installations minières

L'aération dans les mines s'effectue généralement au moyen de ventilateurs dans l'axe placés au-dessus du sol et pouvant prendre en charge des volumes importants. Les silencieux à séparateur sont installés dans des diffuseurs verticaux et horizontaux. Ils souffrent de corrosion et d'usure par abrasion, et doivent présenter une résistance élevée aux contraintes dynamiques. Les séparateurs contiennent des résonateurs de quart de longueur d'onde et/ou des résonateurs de Helmholtz en acier inoxydable et des éléments en béton sont utilisés.

Il convient de prendre en compte la directivité du rayonnement acoustique lors de la sélection.

Comme c'est généralement le cas pour les fortes sections de sortie, elle est déterminée par la diffraction du bruit en fonction de la géométrie de la sortie. Un exemple est illustré à la Figure A.4 .

### A.2.4 ventilateurs à tirage par aspiration

Pour améliorer l'aspiration naturelle (par convection) dans les centrales électriques, des ventilateurs sont utilisés afin d'extraire les gaz de combustion de l'installation, après un passage dans des éléments filtrants et des cheminées. Malgré le filtrage, les gaz de combustion contiennent toujours des cendres et autres résidus de combustion qui peuvent rendre inefficaces les éléments absorbants en

raison des dépôts de poussière qui se forment à la surface. On utilise donc les éléments résonants tels que spécifiés en 6.2.2.1 dans les résonateurs. Etant donné que la plage de température de fonctionnement est comprise entre 100 °C et 200 °C, il convient de tenir compte des effets thermiques tels que décrits dans les équations (18) et (20).

#### **A.2.5 tours de refroidissement**

Les silencieux installés dans les tours de refroidissement sont sujets à des contraintes de corrosion à cause du degré d'humidité élevé. Les gouttelettes d'eau de refroidissement peuvent être à l'origine de bruits dont les émissions maximales se situent entre 1 kHz et 2 kHz. Ce bruit est dominant dans les colonnes de refroidissement à aspiration naturelle. Dans le cas des tours de refroidissement à aspiration par induction, il existe également une émission à basse fréquence due aux ventilateurs.

En général, les silencieux à séparateurs installés dans les absorbeurs poreux hydrofuges sont utilisés pour le contrôle du bruit. Il est absolument indispensable que l'absorbeur soit recouvert d'une protection transparente du point vue acoustique. Pour éviter la corrosion, il convient que l'armature et les enveloppes des séparateurs soient en acier inoxydable, en aluminium ou en matière plastique.

Dans le cas des tours de refroidissement à tirage naturel, il convient que la perte de pression dans le silencieux n'excède pas 10 Pa, tandis que pour les tours à tirage par induction, des valeurs de 70 Pa sont tolérées.

#### **A.2.6 compresseurs**

Les compresseurs sont des machines destinées à comprimer des gaz. Les silencieux sont utilisés pour le contrôle du bruit sur la partie aspiration (par exemple l'atmosphère) et sur la partie pression (par exemple la tuyauterie). Le choix du silencieux dépend du type de compresseur employé. Une distinction est principalement faite entre

- les turbocompresseurs, et
- les compresseurs à piston.

Les silencieux pour turbocompresseurs sont généralement à dissipation. Ils peuvent être de grandes dimensions, comme dans les systèmes d'admission des grandes turbines à gaz produisant de l'énergie électrique. Les turbocompresseurs émettent des composantes tonales dont la fréquence dépend du produit du nombre de pales sur la turbine par la fréquence de rotation. Lors du choix de silencieux à séparateurs, il est important d'assurer que la longueur d'onde des composantes tonales émises aux fréquences de passages des pales est inférieure au double de la largeur de galerie. Les silencieux pour turbocompresseurs nécessitent une stabilité mécanique particulièrement élevée en raison de l'excitation provoquée par les vibrations du liquide et par le bruit structural. Il convient que les silencieux d'admission pour turbocompresseurs soient suffisamment robustes pour ne pas se déboîter à cause des vibrations et endommager le compresseur.

Les compresseurs à piston génèrent un écoulement d'impulsion qui provoque du bruit et des vibrations mécaniques. Des chambres pleines et/ou des résonateurs amortis de quart de longueur d'onde sont employé(e)s. Les chambres pleines sont des chambres d'expansion dont le volume est de préférence égal à 12 fois le volume déplacé par le piston. Les résonateurs accordés sur la même fréquence, ou les groupes de résonateurs accordés sur des fréquences différentes, sont amortis de manière à produire une atténuation à large bande. Les silencieux sont souvent conçus comme des récipients à pression (absorbeurs). Un type différent de conception utilise une ou plusieurs plaques perforées montées à la section du conduit, dont la forme peut être modifiée pour qu'elles fonctionnent comme des tuyères de Venturi.

Sur la partie aspiration, également, il convient que les forces en action soient prises en compte lors de la conception. En cas de transport d'aérosols ou de poussières, il est important de veiller à ce qu'aucun dépôt nocif ne se forme dans la couche d'absorption acoustique.

#### **A.2.7 aération d'enceinte, de cabine et de salle des machines**

Lorsque les machines sont confinées dans des enceintes pour les besoins du contrôle des émissions acoustiques, il convient que la chaleur générée à l'intérieur de l'enceinte soit évacuée, d'où la nécessité d'une aération. Il convient de prévoir des silencieux sur les systèmes d'aération afin de préserver l'effet produit par l'enceinte. La même règle s'applique pour l'alimentation en air frais des cabines habitées ou pour l'aération des salles de machines.

#### **A.2.8 commandes pneumatiques**

Des silencieux sont généralement prévus lorsque de l'air s'échappe d'outils ou de vannes. Il convient que leur taille soit réduite et qu'ils n'influent pas sur le fonctionnement de l'équipement, y compris lorsqu'ils sont contaminés par de l'huile ou une autre substance. Un grand nombre de conceptions disponibles dans le commerce répondent à cette prescription.

### **A.2.9 dispositifs de sécurité**

Les prescriptions relatives aux silencieux à dépression destinés aux soupapes de sécurité sont généralement déterminées par le débit-volume considérable du fluide, les grandes pertes d'insertion dans le silencieux et les brusques changements de pression lors de la mise en marche. Des exigences de sécurité particulières sont applicables afin de garantir le bon fonctionnement, y compris après une longue période de mise au repos. Il est primordial de veiller à ce que les différentes parties du silencieux (telles que les matériaux comprimés pour l'absorption acoustique), ou la présence de glace, ne provoquent aucune obstruction. Le fonctionnement du silencieux à dépression met en action des forces considérables dont il convient de tenir compte lors de la sélection. Voir également 6.3 .

### **A.2.10 fours**

Des silencieux équipent la conduite d'échappement des fours afin de réduire les bruits de combustion et les bruits émis par les ventilateurs d'extraction par induction. Des prescriptions particulières sont définies en raison d'une part des températures généralement élevées engendrées durant le fonctionnement, et d'autre part de la présence fréquente de substances chimiques agressives entraînées dans le gaz de combustion. Ces prescriptions s'appliquent également pour les installations de désulfuration et de dénitrification des sols.

Il est primordial de choisir avec soin la forme et les matériaux afin d'éviter la réduction des performances d'atténuation acoustique du silencieux due aux dépôts de poussière. L'utilisation de résonateurs à silencieux est donc préférable dans ce domaine. Il convient de prendre en compte la présence possible de liquides chimiques agressifs lors du démarrage et de la fermeture des installations.

### **A.2.11 turbines à gaz et dispositifs d'essai**

Lors de l'écoulement d'extraction des turbines à gaz, les silencieux sont fréquemment exposés à des températures élevées, à des vitesses d'écoulement importantes et à la présence de dépôts. Ces conditions d'utilisation nécessitent de sélectionner les matériaux avec soin. Il convient que les absorbeurs à fibres résistent à la chaleur et soient munis de fibres longues afin d'éviter que celles-ci soient arrachées en raison des forces alternatives dues à l'écoulement. Il convient que les chambres renfermant les matériaux d'absorption acoustique ne soient pas excessivement grandes et qu'elles soient remplies de manière dense, afin qu'aucune cavité ne puisse se former. Il convient que des enveloppes (généralement multicouches) de plaques perforées, des grilles et/ou des étoffes soient présentes. La plupart du temps, seules de faibles pertes de pression sont autorisées pour ce type de silencieux.

### **A.2.12 convoyeurs pneumatiques**

Dans le cas des silencieux utilisés sur les convoyeurs pneumatiques, pour l'aération des silos, pour l'écoulement des réserves des installations de broyage ou sur les autres types d'installations, les exigences de sécurité fonctionnelles sont plus élevées en raison du danger provoqué par les dépôts de poussières. On utilise donc couramment des silencieux résonants. Il convient de tenir compte des propriétés chimiques des matières transportées et des exigences de sécurité relatives aux risques d'explosion (voir également 5.6 ).

## **A.3 moteurs à combustion interne**

### **A.3.1 véhicules**

Lors du fonctionnement des moteurs à combustion interne, il se produit des bruits d'admission et d'échappement nécessitant une atténuation au moyen de silencieux, afin que le véhicule soit conforme dans son ensemble à la législation en matière de limitation des émissions sonores, et que le niveau de confort acoustique pour les passagers soit suffisant.

Le contrôle des émissions sonores à l'admission s'effectue généralement à l'aide de silencieux réactifs associés à des éléments de filtration de l'air, l'ensemble étant alors désigné par le terme de filtre d'atténuation. Une atténuation supplémentaire peut être atteinte au moyen de résonateurs de quart de longueur d'onde supplémentaires, en modifiant la section et en installant des revêtements d'absorption acoustique sur les parois de la chambre du silencieux.

Le contenu spectral du bruit d'échappement dépend du débit-volume d'impulsion émis par les éléments externes du cylindre. Les silencieux réactifs sont principalement utilisés pour le contrôle des émissions sonores. La perte de pression légèrement plus élevée par rapport aux silencieux à dissipation est acceptable dans le cas des moteurs de basse et moyenne puissances. Seuls les moteurs à hautes performances équipés de turbocompresseurs à suralimentation, à ondes de choc ou autres, sont exclusivement équipés de silencieux à dissipation au niveau du système d'échappement. Il est important que l'absorbeur (de préférence en laine basalte, éventuellement complété de laine en acier inoxydable) soit conforme aux prescriptions strictes relatives aux contraintes engendrées par les impulsions de gaz, les vibrations mécaniques, les températures

élevées et les influences chimiques. Il convient que l'absorbeur ne soit pas durci ni obstrué par les dépôts provenant des gaz d'échappement. Il convient que les chambres d'expansion, même vides, soient conçues de manière que les liquides condensés soient drainés avec l'écoulement. On utilise également des silencieux réactifs et à dissipation en combinaison.

Dans le bas du spectre, l'atténuation est déterminée par la taille et l'emplacement des silencieux sur la conduite d'échappement. On utilise également des tuyères Venturi pour l'atténuation des basses fréquences. Dans le milieu et le haut du spectre, les branches latérales, tubes perforés, les grilles et les coudes sont efficaces. Il convient d'éviter les valeurs minimales excessives dans les caractéristiques du bruit d'origine aérienne et rayonné par le boîtier. La conformité à ces prescriptions est plus difficile à atteindre pour cette application car il convient qu'elles soient satisfaites à différentes températures de fonctionnement, suivant la charge du moteur, de sa vitesse et du refroidissement de la trajectoire longeant la conduite d'échappement.

### **A.3.2 moteurs fixes**

Les moteurs fixes à combustion interne diffèrent, par certains aspects, des moteurs à combustion interne pour automobiles : la plage de vitesse des moteurs individuels est plus restreinte, la plupart du temps limitée à certains modes de fonctionnement immuables, ce qui facilite le choix d'un système de silencieux. Comparées aux moteurs d'automobiles, les plages de puissance peuvent varier considérablement d'une installation à l'autre (de l'ordre de plusieurs mégawatts), de sorte que différents types de silencieux sont utilisés. Les prescriptions acoustiques sont souvent plus strictes, par exemple pour les installations en milieu hospitalier. De plus, il arrive que seules de faibles pertes de pression soient autorisées, auquel cas certains types de silencieux pour automobiles sont inutilisables. Dans le cas des installations fixes générant des puissances de sortie élevées, les fréquences d'allumage sont souvent basses, ce qui nécessite de configurer avec soin le silencieux dans les basses fréquences (inférieures à 100 Hz).

### **Annexe B (informative) effets de la distribution acoustique spectrale sur la déclaration d'atténuation en bande de tiers d'octave ou en bande d'octave**

Conformément à l'ISO 7235, les valeurs d'atténuation  $D_{1/3,k}$  d'un silencieux doivent être déterminées pour des bandes de tiers d'octave. La conversion vers des valeurs de bande d'octave,  $D_{1/1}$ , peut être effectuée à l'aide de l'équation (1). Toutefois, les résultats ne sont précis que dans le cas du bruit rose. Si la source émet du bruit dont le contenu spectral varie notablement avec la fréquence médiane de la bande de tiers d'octave, l'atténuation valable pour une bande d'octave donnée peut s'écarter notablement de la valeur mesurée.

Les écarts relevés dans la bande d'octave centrée sur 63 Hz sont d'une importance majeure dans la pratique. Le Tableau B.1 donne un exemple de conversion des valeurs d'atténuation en bande de tiers d'octave en valeurs en bande d'octave. Les valeurs de bandes de tiers d'octave (centrées sur 50 Hz, 63 Hz et 80 Hz) ont été obtenues à partir de mesurages en laboratoires. Les valeurs en bande d'octave concernent les spectres réels de deux applications.

Comme le démontrent le Tableau B.1 et la Figure B.1, la déclaration de 7 dB par le fabricant pour l'atténuation en bande d'octave est dépassée pour le spectre du ventilateur axial. Cependant, l'atténuation est supérieure à la valeur déclarée. En revanche, le ventilateur à pales courbées émet un spectre tellement défavorable qu'une atténuation de seulement 5 dB reste dans la bande d'octave. La valeur déclarée de 7 dB n'est pas relevée lors de mesurages en laboratoire effectués conformément à l'ISO 7235.

Fréquence médiane, Hz	Bandes de tiers d'octave			Bande d'octave
	50	63	80	63
Atténuation dans les bandes de tiers d'octave, dB	3	12	21	
Niveau de puissance acoustique de la source en laboratoire (bruit rose), dB	90	90	90	95
Niveau de puissance acoustique atténué, dB	87	78	69	88
Atténuation dans la bande d'octave, dB				7
<b>Cas pratique 1 :</b>				
Niveau de puissance acoustique d'un ventilateur axial, dB	84	88	93	95
Niveau de puissance acoustique atténué, dB	81	76	72	83
Atténuation dans la bande d'octave, dB				12
<b>Cas pratique 2 :</b>				
Niveau de puissance acoustique d'un ventilateur de centrifugation, dB	93	88	84	95
Niveau de puissance acoustique atténué, dB	90	76	63	90
Atténuation dans la bande d'octave, dB				5

Tableau B.1 exemple de conversion des atténuations en bandes de tiers d'octave en valeurs d'atténuation pour la bande d'octave correspondante

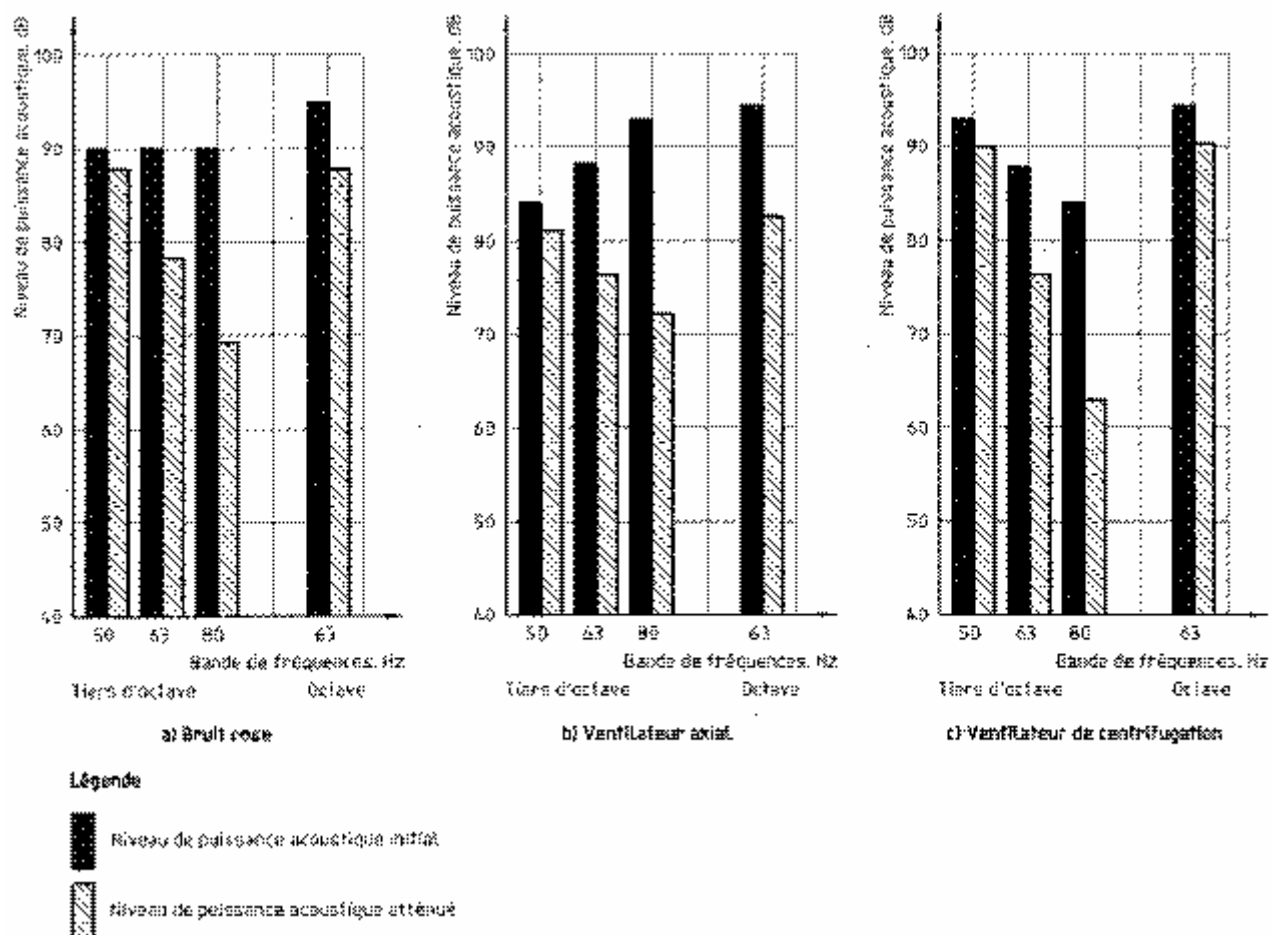


Figure B.1 représentation graphique de l'exemple illustré au Tableau B.1

### Annexe C (informative) températures de fonctionnement des sources sonores et températures limites des matériaux d'absorption acoustique

Source sonore	Température
	°C
Robinet de vapeur	530
Turbine à gaz	600
Moteur d'avion à réaction	800
Compresseur	200
Moteur de voiture	400 à 800

Tableau C.1 températures prévisibles pour les différentes sources sonores

Matériau	Température limite approximative
	°C
Laine	50
Mousse de polymère	150 à 200
Étoffe en fibre de verre	300
Fibre minérale	
avec liant	220
sans liant	500
Fibre basaltique spéciale	750
Métal aggloméré	
Bronze	400
Acier inoxydable	600
Métal spécial	1 000
Étoffe en acier inoxydable	500
	dans certains cas: 600

Tableau C.2 températures limites pour différents matériaux d'absorption acoustique

### 3.1 bibliographie

- Beranek, J.L. Ver (eds.), Noise and vibration control engineering, New York : John Wiley, 1992.
- Cremer, H.A. Muller, T.J. Schultz (transl.), Principles and applications of room acoustics, Vol. 1, Part II : Statistical room acoustics, Chapter 6, and Vol. 2, Wave-theoretical room acoustics, Chapters 8 and 9, London : Applied Science Publishers, 1982.
- Harris (ed.), Handbook of noise control, New York : McGraw-Hill, 1991.
- Munjal, Acoustics of ducts and mufflers, New York : John Wiley, 1987.
- P.A. Nelson, S.J. Elliot, Active control of sound, London : Academic Press, 1992, Chapter 5.
- M. Abom. Derivation of four-pole parameters including higher order mode effects for expansion chamber mufflers with extended inlet and outlet, J. Sound Vib., 137, 1990, 403 - 418.
- D.A. Bies, C.H. Hansen, G.E. Bridges, Sound attenuation in rectangular and circular cross-section ducts with flow and bulk-reacting liner, J. Sound Vib., 146, 1991, 47- 80.
- B. Brouard, J.-F. Allard, H. Bruneau, W. Lauriks, C. Verhaegen, Acoustical impedance and absorption coefficients of porous layers covered by a facing perforated by parallel slits, Noise Control Engineering J., 41, 1993, 289 - 297.
- J. Cerne, End reflection of ventilation duct, Report E 90-07, Chalmers University, Gothenburg 1990.
- C.Y.R. Cheng, A.F. Seybert, T.W. Wu, A multidomain boundary element solution for silencer and muffler performance prediction, J. Sound Vib., 151, 1991, 119 - 129.
- A. Cummings, N. Sormaz, Acoustic attenuation in dissipative splitter silencers containing

- mean fluid flow, *J. Sound Vib.*, 168 (1993), 209 - 227.
- P.O.A.L. Davies, Realistic models for predicting sound propagation in flow duct systems, *Noise Control Eng. J.*, 40, 1993, 135 - 141.
  - W. Frommhold, F.P. Mechel, Simplified methods to calculate the attenuation of silencers, *J. Sound Vib.*, 141, 1990, 101 - 125.
  - J.-G. Ih, Time reactive attenuation of rectangular plenum chambers, *J. Sound Vib.*, 157, 1992, 93 - 122.
  - J.-G. Ih, J.-S. Lee, Low frequency characteristics of unlined end-in/side-out rectangular plenum chambers, *Noise Control Eng. J.*, 40, 1993, 179 - 185.
  - Kergomard, A. Garcia, G. Tagui, J.P. Dalmont, Analysis of higher order mode effects in an expansion chamber using modal theory and equivalent electric circuits, *J. Sound Vib.*, 129, 1989, 457 - 475.
  - U. Kurze Sound radiation from the open end of ducts (in German), *Acustica*, 20, 1968, 253 - 263.
  - U.J. Kurze, Performance of silencers in situ (in German), Report UBA-FB 105 01 999/12, Federal Agency for Environment, Berlin, Germany, 1994.
  - A.D. Lapin, Reflection and scattering of sound by a resonator in a waveguide of arbitrary cross section, *Sov. Phys. Acoust.*, 38, 1992, 427 - 428.
  - F. P. Mechel, Theory of baffle-type silencers, *Acustica*, 70, 1990, 93 - 111.
  - F.P. Mechel, Numerical results to the theory of baffle-type silencers, *Acustica*, 72, 1990, 7 - 20.
  - R. Ramakrishnan, R. Stevens, Improving the accuracy of duct silencer insertion loss predictions, *J. Sound Vib.*, 169, 1994, 423 - 427.
  - P. Rebillard, J.-F. Allard, C. Depollier, P. Guignouard, W. Lauriks, C. Verhaegen, A. Cops, Time effect of a porous facing on the impedance and the absorption coefficient of a layer of porous material, *J. Sound Vib.*, 156, 1992, 41 - 555.
  - K. L. Tam, F.J. Fahy, A theoretical and experimental investigation of sound intensity distribution within a splitter silencer, *J. Sound Vib.*, 151, 1991, 213 - 246.
  - U. Ackermann, H.V. Fuchs, Technical Note : Noise reduction in an exhaust stack of a papermill, *J. Noise Control Eng.*, 33, 1989, 57 - 60.
  - ISO 362, Acoustique - Mesurage du bruit émis par les véhicules routiers en accélération - Méthode d'expertise.
  - ISO 9053, Acoustique - Matériaux pour applications acoustiques - Détermination de la résistance à l'écoulement de l'air.
  - ISO 11546-1, Acoustique - Détermination de l'isolation acoustique des encombrements - Partie 1 : Mesurages dans des conditions de laboratoire (aux fins de déclaration).
  - ISO 11546-2, Acoustique - Détermination de l'isolation acoustique des encombrements - Partie 2 : Mesurages sur site (aux fins d'acceptation et de vérification).
  - ISO 11690-2, Acoustique - Pratique recommandée pour la conception de lieux de travail à bruit réduit contenant des machines - Partie 2 : Moyens de réduction du bruit.
  - ISO 11957, Acoustique - Détermination des performances d'isolation acoustique des cabines - Mesurages en laboratoire et in situ.

#### **Annexe ZA (normative) références normatives aux publications internationales avec leurs publications européennes correspondantes**

Cette Norme Européenne comporte par référence datée ou non datée des dispositions d'autres publications. Ces références normatives sont citées aux endroits appropriés dans le texte et les publications sont énumérées ci-après. Pour les références datées, les amendements ou révisions ultérieurs de l'une quelconque de ces publications ne s'appliquent à cette Norme Européenne que s'ils y ont été incorporés par amendement ou révision. Pour les références non datées, la dernière édition de la publication à laquelle il est fait référence s'applique.

Publication Année Titre EN Année

ISO 3744 1994 Acoustique - Détermination des niveaux de puissance EN ISO 3744 1995  
acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique - Méthode  
d'expertise dans des conditions approchant celles du champ libre sur plan réfléchissant  
ISO 7235 1991 Acoustique - Méthodes de mesurage pour silencieux en EN ISO 7235 1995

conduit - Perte d'insertion, bruit d'écoulement et perte de pression totale

ISO 11691 1995 Acoustique - Détermination de la perte d'insertion de silen- EN ISO 1 1691  
1995 cieux en conduit sans écoulement - Méthode de mesurage en laboratoire

ISO 11820 1996 Acoustique - Mesurage sur silencieux in situ EN ISO 11820 1996