

Bruit

> Gestionnaires de bâtiments

BRUIT ET HVAC

Guide de bonnes pratiques et de meilleures technologies disponibles



Version avril 2009

Plus d'infos:
www.bruxellesenvironnement.be
> professionnels
info@environnement.be
02 775 75 75

ÉNERGIE



BRUXELLES ENVIRONNEMENT
IBGE - INSTITUT BRUXELLOIS POUR LA GESTION DE L'ENVIRONNEMENT



Bruxelles Environnement est l'appellation publique de l'Institut Bruxellois pour la Gestion de l'Environnement (IBGE), l'administration bruxelloise de l'Environnement et de l'Energie. Dans tous les actes administratifs et juridiques, c'est l'appellation légale «IBGE» qui est utilisée.



CONTENU

Vous souhaitez placer une installation de ventilation ou de conditionnement d'air ?
Vous comptez renouveler votre installation? Consultez ce guide, pour savoir quels éléments prendre en compte pour en limiter les impacts sonores, en fixant des objectifs qualitatifs et quantitatifs pour les équipements et en envisageant les éventuelles solutions anti-bruit.

OBJECTIF

Ce guide vous permettra de disposer des éléments de réflexion à partager avec les acousticiens et les fournisseurs d'équipements. Il est structuré en trois parties :
la première partie décrit les composants des équipements et les types de bruit qui les caractérisent ; la deuxième partie aborde les problèmes et les divers types de solutions, tous équipements confondus ; la troisième partie aborde la problématique par famille d'équipement ainsi que les coûts liés à la prise en compte du bruit (préventifs et curatifs).

PUBLIC-CIBLE

Ce guide est essentiellement destiné aux gestionnaires de bâtiments, notamment aux gestionnaires d'établissements Horeca.



BRUIT EXTERIEUR ET VIBRATIONS DES INSTALLATIONS DE VENTILATION ET DE CONDITIONNEMENT D'AIR

Guide d'introduction aux bonnes pratiques et aux meilleures technologies
disponibles

SOMMAIRE

PREFACE	6
SECTION I : COMPOSANTS D'UNE INSTALLATION DE VENTILATION ET DE CONDITIONNEMENT D'AIR	8
I.1 PRINCIPE GENERAL DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE REFROIDISSEMENT	8
I.2 LES COMPRESSEURS	9
I.3 LES CONDENSEURS	12
I.4 LES VENTILATEURS.....	19
SECTION II : BRUIT RAYONNE ET REDUCTION DE BRUIT DES HVAC, TOUS EQUIPEMENTS CONFONDUS	25
II.1 PREMIERES SOLUTIONS : DE L'ACHAT A L'ENTRETIEN.....	25
II.2. QUELLE IMPLANTATION CHOISIR ?.....	27
II.3 L'ENTRETIEN ET LE VIEILLISSEMENT	29
II.4 SOLUTIONS ANTI-BRUIT.....	30
II.4.1 Le silencieux.....	30
II.4.2 Les écrans anti-bruit.....	35
II.4.3 La mise sous capot et local technique	37
II.4.4 Les vibrations	44
II.4.5 Les matériaux absorbants	53
II.5 LES FICHES TECHNIQUES	53
II.5.1 Fiches techniques des équipements	54
II.5.2 Fiches techniques des produits acoustiques.....	57
II.6 LA CERTIFICATION.....	60
SECTION III : BRUIT RAYONNE ET SOLUTIONS	62
PAR TYPE D'INSTALLATION DE VENTILATION ET DE CONDITIONNEMENT D'AIR	62
III.1 LES GROSSES INSTALLATIONS DE CONDITIONNEMENT D'AIR.....	62
CENTRALISEES	62
III.1.1 Description de l'équipement	63
III.1.2 Les groupes de refroidissement.....	63
III.1.3 Groupe de traitement d'air.....	66
III.1.4 Prises et rejets d'air	67
III.2 LES INSTALLATIONS DE CONDITIONNEMENT D'AIR DE PETITES DIMENSIONS.....	69
III.2.1 Description de l'équipement	69
III.2.2 Les installations monogroupes.....	70
III.3 LES GROUPES DE CIRCULATION D'AIR.....	72
III.3.1 Description de l'équipement	72
III.3.2 Grosses installations	73
III.3.3 Petites installations.....	73
III.4 LES GROUPES FRIGORIFIQUES SPECIFIQUES.....	75



<i>III.4.1 Description de l'équipement</i>	75
<i>III.4.2 Des solutions au cas par cas</i>	76
III.5 SYNTHÈSE DES MOYENS D'ACTION PAR CATÉGORIE D'INSTALLATION	76
GLOSSAIRE	78
BIBLIOGRAPHIE	80
ANNEXE IA : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES COMPRESSEURS	82
ROTATIFS	82
ANNEXE IB : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES TOURS DE	83
REFROIDISSEMENT	83
ANNEXE IC : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES VENTILATEURS	84
ANNEXE II : RÉDUCTION ACOUSTIQUE DES ÉCRANS SONORES	88
ANNEXE III : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES LOCAUX	89
TECHNIQUES	89



PREFACE

Regroupées sous le terme générique anglophone Heating Ventilation Air Conditioning, les installations de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air représentent l'équipement dont les habitants se plaignent le plus en Région bruxelloise : 37% des plaintes sont liées aux HVAC !

Le tableau ci-dessous illustre les différents secteurs faisant appel aux HVAC en fonction du besoin spécifique souhaité, ainsi qu'une ventilation des plaintes bruxelloises relatives à cet équipement (sources Inspectorat de l'IBGE : 2004).

"Famille" d'utilisateur	Type d'utilisateur	Besoin de l'utilisation	Répartition des plaintes
Bâtiment en général			
	Immeubles de bureaux	Air de qualité (t°, humidité...)	9,60%
	Immeubles de logements	Air de qualité (t°, humidité...)	5,50%
	Hôpitaux	Air de qualité (t°, humidité...)	
	Bâtiments à usage collectif	Air de qualité (t°, humidité...)	
	Immeubles privés	Air de qualité (t°, humidité...)	
« Industries »			
	Menuiseries	Ventilation ; système d'aspiration ; de dépoussiérage	
	Carrosseries –garages	Installations d'extraction et de traitement d'air de la cabine de peinture	
	Imprimerie	Système de ventilation des systèmes informatiques pour la prépresse	
	Alimentaire (grossiste/industrie)	Froid	2,70%
PME, commerces, services			
	HoReCa	Air de qualité (t°, humidité...) Froid	34,20%
	Secteur récréatif (dancings, spectacles, luna-parks, stand de tir, saunas, bancs solaires, piscine...)	Air de qualité (t°, humidité...)	
	Blanchisseries	Extraction des vapeurs des séchoirs	
	Nettoyage à sec	Système de refroidissement pour condenser les vapeurs de solvants, ventilateurs des machines à circuit fermé	
	Magasin de vente au détail : alimentation : boucheries ; boulangeries ; rayons frais...	Froid	31,50%
	Magasin de vente au détail : autres	Froid (confort des clients)	
	Commerces de gros et demi gros		2,70%
Ecole			
	Laboratoire		2,70%
Parking			
Divers			
	Secteur automobile, construction, industrie chimique, loisirs, poste et télécommunication (relais GSM)		7%

Source: IBGE

L'HVAC présente généralement un bruit à caractère tonal (entre autres dû au caractère tournant des ventilateurs), ce qui est particulièrement gênant pour le voisinage. C'est d'ailleurs pour cela que la législation bruxelloise prévoit une « pénalité » lors de l'évaluation des niveaux sonores engendrés par ces équipements (par l'ajout de plusieurs décibels pour ce type de bruit) devant respecter les niveaux sonores maxima à ne pas dépasser...

L'idéal est de pouvoir se passer d'HVAC dans certains cas où l'utilisation de ce dernier est inutile ou dans le cas de l'existence d'une solution alternative (par exemple : aération naturelle). Dans les cas où cela n'est pas possible, le présent guide a pour objectif d'aborder la problématique du bruit de ces équipements et les solutions afin de le réduire autant que faire se peut.



En effet, l'objectif de ce guide est de permettre à tout exploitant d'une installation de ventilation ou de conditionnement d'air (la partie Heating n'est pas abordée dans le présent guide) ou à toute personne désirant installer un tel équipement de prendre en compte les éléments qui permettront d'en limiter les impacts sonores, lors de discussions avec des fournisseurs ou lors de la rédaction du cahier des charges (fixation d'objectifs qualitatifs et quantitatifs de qualité pour les équipements et les éventuelles solutions anti-bruit).

Il s'agit de faire le tour des problèmes que de tels équipements peuvent poser en termes de nuisance sonores et de parcourir les possibilités qui peuvent être mises en œuvre, aussi bien pour les nouveaux projets que pour les installations existantes.

Ce guide ne permet pas de devenir un spécialiste en matière de bruit des installations de conditionnement d'air mais de disposer des éléments de réflexion à partager avec les acousticiens et fournisseurs d'équipement.

Le guide est structuré en trois parties :

- la première partie décrit les composants des équipements et les types de bruits qui les caractérisent,
- la deuxième partie aborde les problèmes et les divers types de solutions, tous équipements confondus,
- la troisième partie aborde la problématique par famille d'équipement ainsi que les coûts liés à la prise en compte du bruit (préventifs et curatifs).

Nous tenons à remercier l'Association Royale Technique Belge de l'Industrie du Chauffage, de la Ventilation et des branches connexes (ATIC) pour sa relecture attentive du guide et ses remarques, tant de fond que de forme, ainsi que pour sa relecture de la version néerlandophone.

En aucun cas, le présent guide n'a pour objectif commercial de faire la promotion d'un produit ou d'une technologie.

Eric Schamp
Hannequart
Directeur général adjoint
général

Jean-Pierre
Directeur

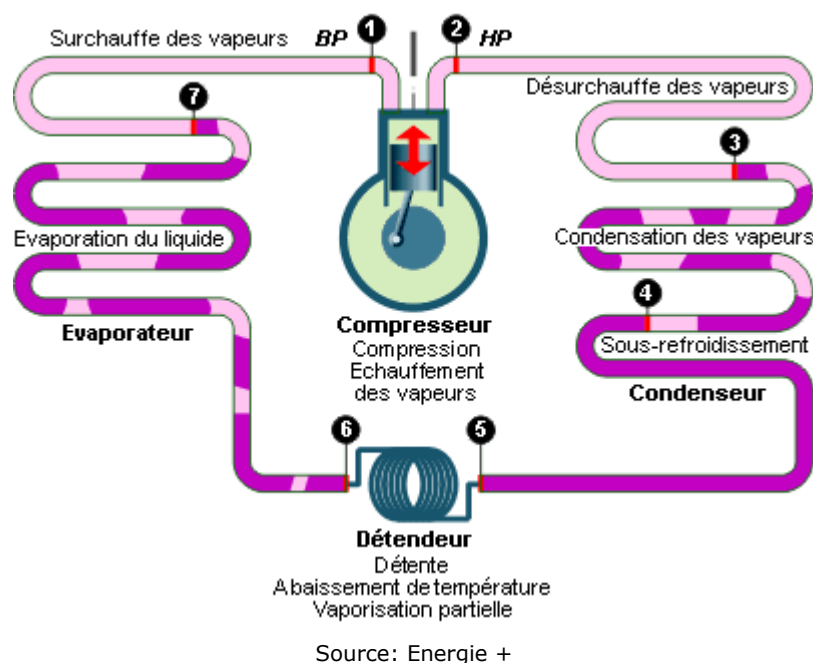


SECTION I : COMPOSANTS D'UNE INSTALLATION DE VENTILATION ET DE CONDITIONNEMENT D'AIR

I.1 PRINCIPE GENERAL DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE REFROIDISSEMENT

Une machine frigorifique se compose des éléments suivants:

- un « évaporateur », au cours duquel le fluide frigorigène entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur ;
- un « compresseur », qui va aspirer le gaz frigorigène à basse pression et basse température, fournissant une énergie mécanique qui va permettre d'élever la pression et la température du gaz frigorigène ;
- un « condenseur », par lequel le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur ;
- un « détendeur », dont le rôle est d'abaisser la pression entre le condenseur et l'évaporateur dans le circuit et la reprise du cycle complet.



L'objet de cette première section est de présenter brièvement le bruit des principaux composants des HVAC. On visera uniquement ici les sources primaires bruyantes et susceptibles de rayonner dans l'environnement: compresseurs, les condenseurs et les ventilateurs.



I.2 LES COMPRESSEURS

Caractéristiques du bruit des compresseurs

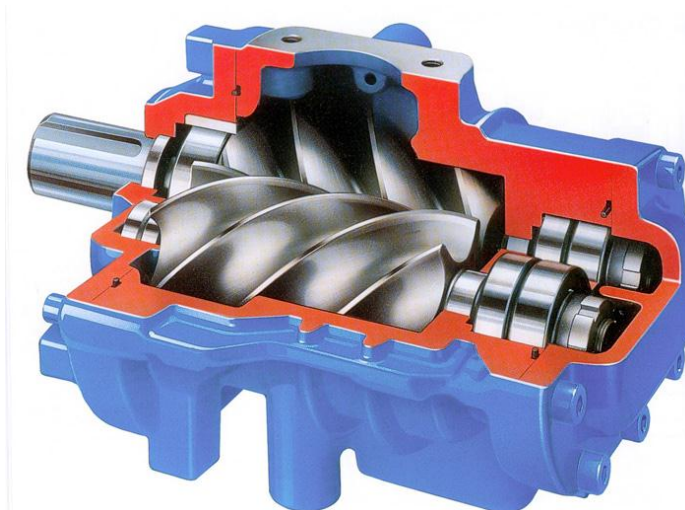
Le compresseur est le cœur d'une installation frigorifique. Il assure l'apport d'énergie mécanique pour élever la température et la pression du gaz frigorigène provenant de l'évaporateur et destiné au condenseur.

Il existe une multitude de technologies différentes en ce qui concerne les compresseurs, allant des compresseurs alternatifs à piston (à construction ouverte pour les installations d'une puissance de réfrigération jusqu'à 500 kW ; semi hermétique jusqu'à 100 kW ou, en recourant à plusieurs compresseurs jusqu'à 400 kW environ ; ou hermétique jusqu'à 30 kW environ),



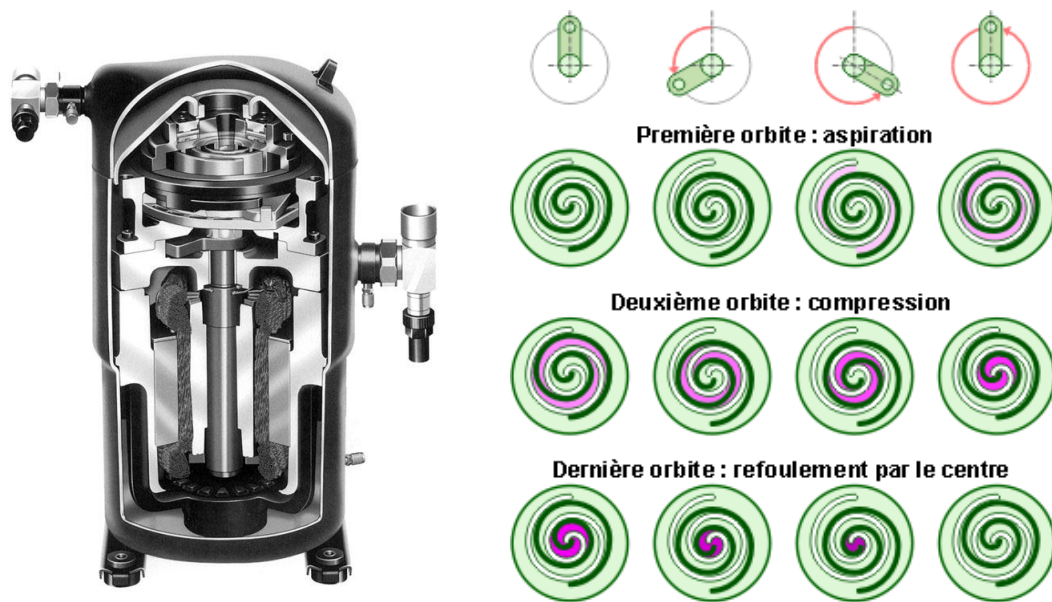
Source: Energie+ (gauche)

en passant par les compresseurs rotatifs à pistons, à palettes ou encore les compresseurs à vis



Source: <http://www.boge.com/>

ou type « scroll », avec rouleaux déphasés :



Source: <http://www.geobati.com/images/compresseur.jpg> (gauche) Energie + (droite)

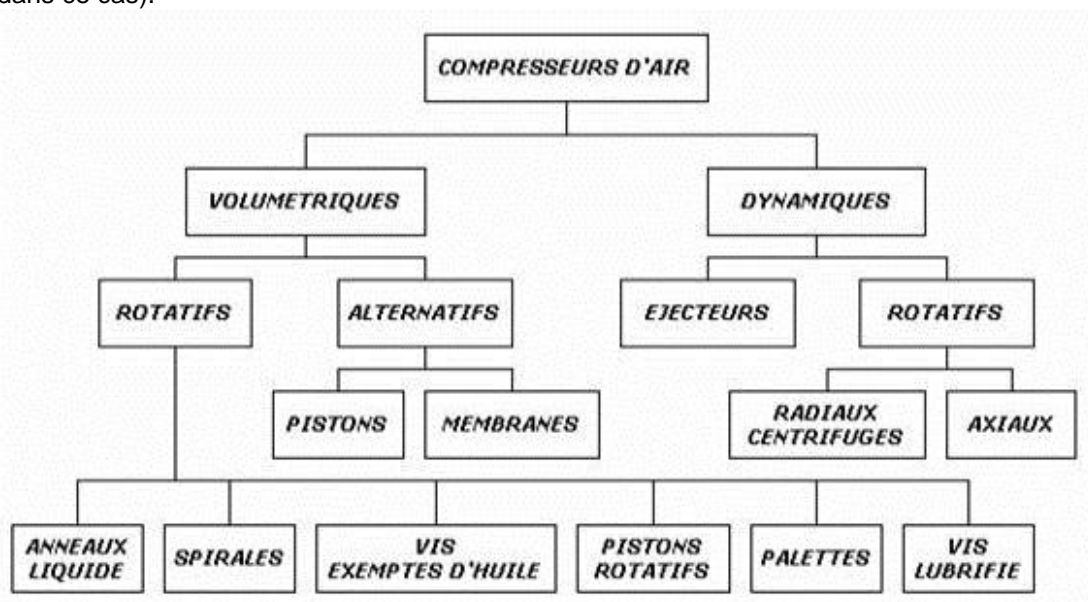
ou encore les compresseurs centrifuges....



Source: Energie +



Le schéma ci-dessous illustre ces différentes technologies (il s'agit de compresseurs d'air dans ce cas).



Source: ADEME, compresseur d'air, 27/09/2006

C'est le besoin en puissance qui déterminera le choix de la technologie à adopter. Chaque type de compresseur possède son propre bruit caractéristique :

- les compresseurs à vis, majoritairement utilisés pour les équipements HVAC, sont moins bruyants sur l'ensemble du spectre sonore que les compresseurs à pistons, mais peuvent présenter un pic prononcé autour des 500 Hz. L'absorption de ce son pur se fait au cas par cas ;
- dans le cas des compresseurs à piston, les sources de bruits sont le bruit des soupapes d'admission et de refoulement, qui sont des bruits de choc ;
- le bruit des pièces en frottement est bien marqué dans le cas de compresseurs à palettes ;
- pour les compresseurs rotatifs, une raie fréquentielle se produit à une fréquence proportionnelle à la vitesse de rotation, au nombre de lames tournantes et fixes, et inversement proportionnelle au plus grand facteur commun entre ces nombres de lames. Ainsi, un compresseur à 6 lames tournantes et 9 lames statiques, tournant à la vitesse de 6000 tours par minutes, émettra significativement à 1.800Hz^1 . Si l'on passe à 7 lames tournantes, on passe dans cet exemple à 6.3002 Hz (fréquence plus facilement isolable...). On renverra le lecteur à l'annexe IA pour l'estimation des niveaux sonores de certains types de compresseurs rotatifs.

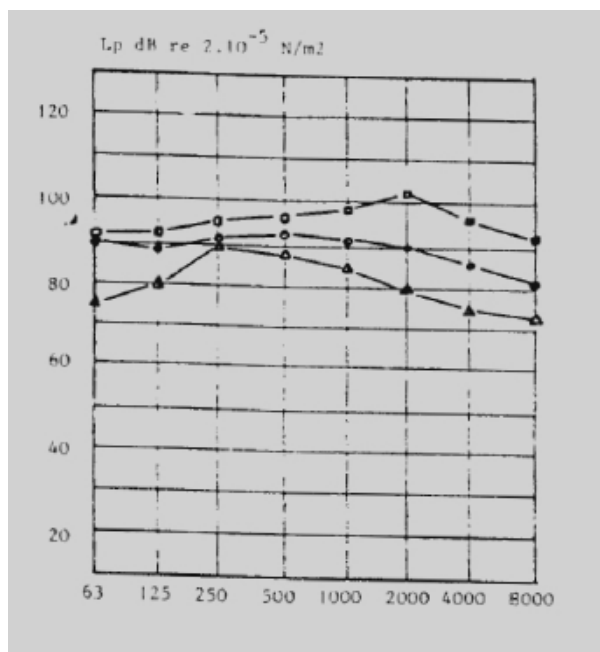
Le bruit des compresseurs est constitué des bruits de carcasse (l'enveloppe du compresseur), des bruits de bruit de moteur d'entraînement, du bruit de pulsation du fluide transmis par les conduits frigorifiques situés entre le compresseur et l'échangeur. En effet, les fluctuations de pression du fluide à la fréquence du compresseur (rotation du moteur) et ses harmoniques se propagent dans les tuyauteries et peuvent faire rayonner le condenseur et l'évaporateur.

¹ $(6.000/60)*(6)*(9)/3$

² $(6.000/60)*(7)*(9)/1$



A titre indicatif, le bruit spectral moyen caractéristique (niveau de pression acoustique en décibels) à 1m de distance d'une machine frigorifique utilisant différents types de compresseurs est présenté ci-dessous.



Niveau de bruit approximatif à 1 m. de distance pour différents types de machines frigorifiques à grande puissance

- — ○ : avec compresseur à pistons
- — □ : avec compresseur centrifuge
- △ — △ : avec compresseur hélicoïde

Source: ATIC

Réduction du bruit des compresseurs

Le bruit aérien du compresseur est généralement isolé de par l'enveloppe de celui-ci, de plus le compresseur est souvent isolé de l'environnement extérieur (local technique par exemple), sauf parfois dans le cas des condenseurs à air.

Comme précisé ci-dessus, il faudra être cependant attentif aux pulsations du fluide et aux vibrations que celui-ci peut transmettre à l'équipement HVAC qui pourrait rayonner comme un haut parleur... Un silencieux réactif au compresseur à l'entrée des tuyauteries d'aspiration et de refoulement est un remède contre ce problème. Il est parfois intéressant d'insérer un silencieux supplémentaire au niveau du refoulement, où l'amplitude des pulsations est plus conséquente qu'à l'aspiration.

Les améliorations possibles du bruit et des vibrations sont décrites aux sections II et III, notamment la pose d'un silencieux (section II.4.1) à l'aspiration et au refoulement, la mise sous capot (section II.4.3) et les solutions de découplage du compresseur et de son environnement fixe (section II.4.4).

1.3 LES CONDENSEURS

Les condenseurs

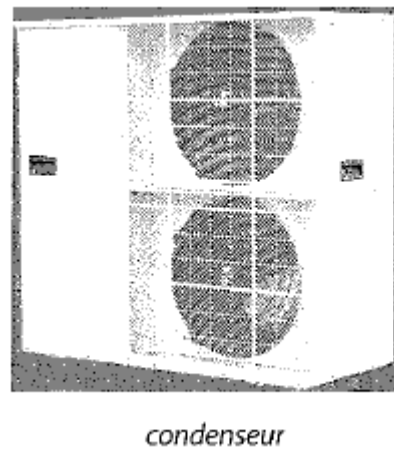
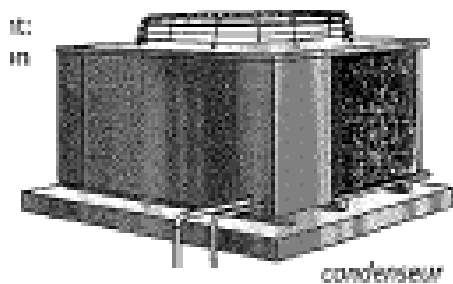
Commençons par présenter les différents condenseurs et leur objectif. Le condenseur est l'échangeur de chaleur du fluide vers le milieu extérieur.

Les condenseurs sont répartis comme suit :

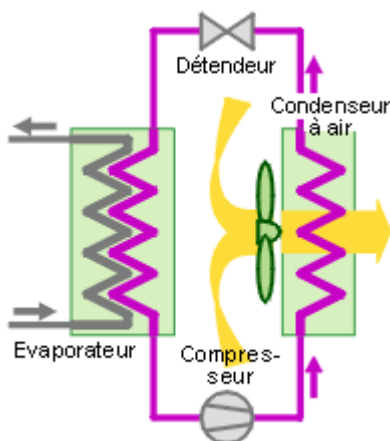


Les aérocondenseurs

Les condenseurs à refroidissement direct entre le fluide frigorigène et l'air, dits aérocondenseurs.

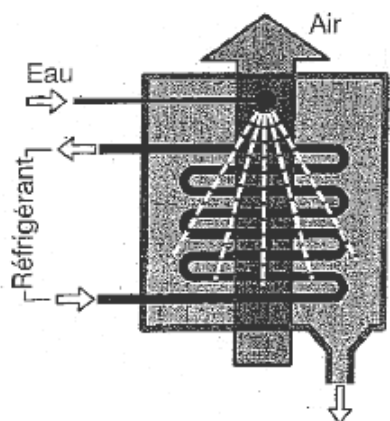


Source: Régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments, Région wallonne



Ils peuvent être de type statique (comme c'est le cas pour les réfrigérateurs domestiques) ou à ventilation forcée, cette dernière pouvant être verticale ou horizontale, via des ventilateurs de type hélicoïdal (axial) ou centrifuge.

Source : Energie +



Le condenseur à évaporation

Dans ce cas, les gaz chauds du réfrigérant cèdent la chaleur à l'air traversant l'échangeur de chaleur qui est aspergé par de l'eau.

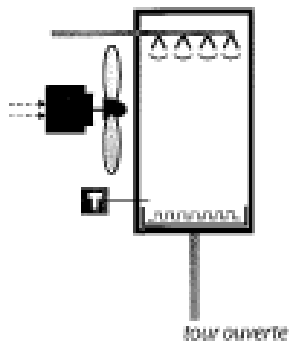
tour fermée à évaporation

Source: Régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments, Région wallonne

Pour les grosses installations, on utilise le refroidissement indirect du fluide frigorigène, c'est-à-dire par l'intermédiaire de l'eau, qui sera elle-même refroidie ensuite, selon les différentes technologies qui sont présentées ci-dessous.

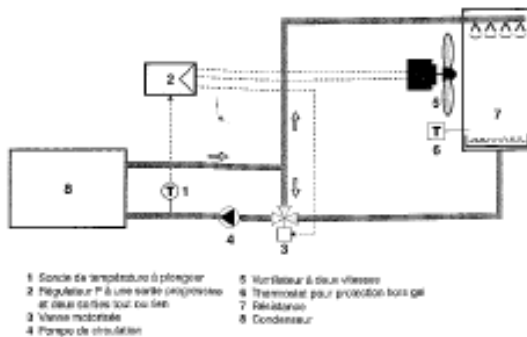


La tour ouverte



Source: Régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments, Région wallonne

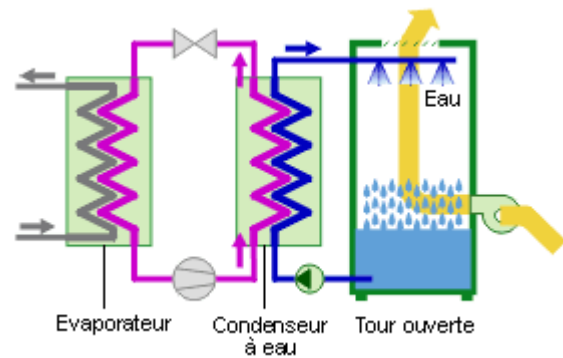
Il s'agit d'un refroidissement atmosphérique ouvert. L'eau est pulvérisée devant un ventilateur et le refroidissement est alors renforcé par la vaporisation partielle de cette eau, qui sera ensuite conduite vers un condenseur à eau se trouvant près du compresseur.



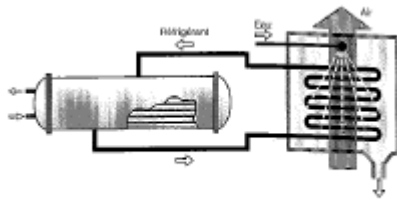
- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1 Sonde de température à plonger | 5 Ventilateur à deux vitesses |
| 2 Régulateur P à une sortie (régulation de deux débits sur ou sur) | 6 Thermostat pour protection hors gel |
| 3 Vitesse minimale | 7 Réfrigérant |
| 4 Pompe de circulation | 8 Condenseur |

Source: Energie +

Source: Régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments, Région wallonne



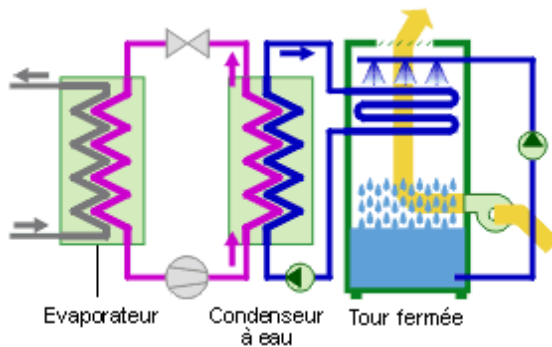
La tour fermée



Condenseur associé à une tour de refroidissement fermée

L'eau reste à l'intérieur d'un circuit fermé et se fait arroser par un jet d'eau de refroidissement, le circuit du condenseur reste alors propre (pas de contamination du circuit d'eau).

Source: Régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments, Région wallonne



Source: Energie +

Le « dry cooler »



L'air extérieur pulsé par des ventilateurs refroidit cette fois de l'eau dans une batterie d'échange, eau servant au refroidissement du fluide frigorigène (il s'agit d'une tour fermée sans l'aspersion d'eau, d'où le nom « dry-cooler »).

Source: Régulation des installations frigorifiques en climatisation de bâtiments, Région wallonne

Les tours de refroidissement peuvent être à tirage naturel (sans ventilation mécanique) ou à tirage forcé (courant d'air mécanique). Dans ce dernier cas on parle soit de tirage forcé, avec ventilateur placé à la base de la tour, soit de tirage induit avec ventilateur au sommet de la tour. La circulation de l'air et de l'eau de chute peut être à contre courant ou à courant croisé perpendiculaire.



Caractéristiques du bruit des condenseurs

Les bruits condenseurs, autres que les tours de refroidissement, sont, au vu de ce qui précède, des bruits de ventilateurs.

En ce qui concerne les tours utilisées dans les gros équipements, elles sont caractérisées par les bruits suivants :

- le bruit des ventilateurs (bruit de basses fréquences généralement dans les bandes allant de 63 Hz à 1.000Hz) ; cependant le bruit engendré à l'entrée du ventilateur, avant d'être rayonné par les grilles, se propage à l'intérieur de la tour qui agit comme un plenum et atténue les basses fréquences ;
- le bruit de ruissellement d'eau rayonné par les grilles, à plus haute fréquence (généralement contribuant dans les bandes de 2.000 à 8.000 Hz) ;
- le bruit du moteur de ventilateur ;
- le bruit de la pompe à eau (peu bruyant).

À distance suffisante :

- le bruit rayonné par le ventilateur domine le bruit de l'eau (étant donné l'absorption des hautes fréquences dans l'air) ;
- le bruit rayonné par les grilles domine celui rayonné par la cheminée du ventilateur.

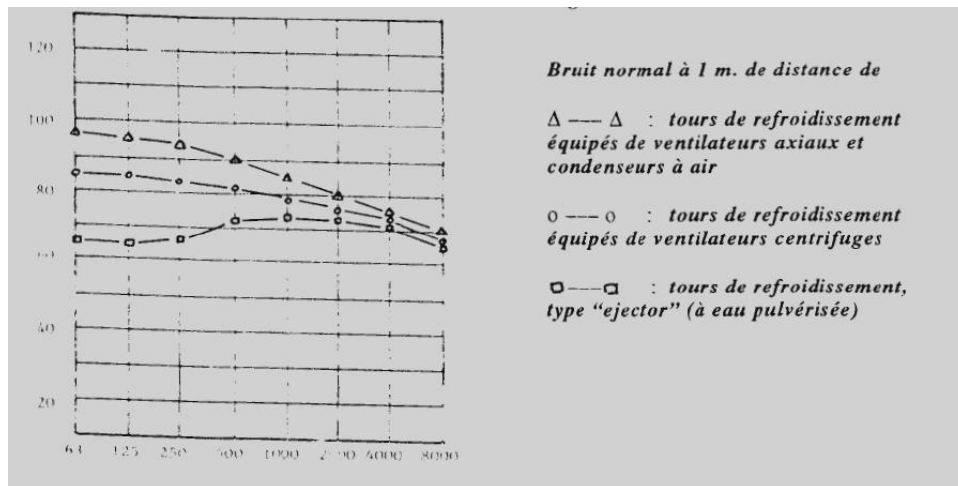
On renverra le lecteur à l'annexe IB pour des estimations des niveaux de puissance sonore des tours à air induit et à air forcé.

En ce qui concerne le ventilateur dans le groupe de condensation, on constate les points suivants sur le plan acoustique:

- le flux forcé est meilleur que le flux induit ;
- l'influence du dessin de pales sur les niveaux sonores. Il faut par exemple éviter les ventilateurs dont les pales ont un ratio « largeur de corde »/ « diamètre » trop faible ou des pales conçues suivant une loi de type « tourbillon libre » ;

A titre indicatif, le bruit spectral moyen caractéristique (niveau de pression acoustique en décibels) à 1 m de distance d'un condenseur de type « tour de refroidissement » est illustré à la figure suivante, pour différents types de technologies, et en fonction du spectre sonore.





Source: ATIC

On constate un spectre riche en basses fréquences, avec des niveaux sonores supérieurs dans le cas de présence d'un ventilateur. Le cas du ventilateur axial est le plus défavorable, étant donné qu'un silencieux n'est pas prévu (voir la section consacrée aux ventilateurs).

Réduction du bruit

Le bruit des condenseurs se résume donc essentiellement à un bruit émis par le système de ventilation.

On renverra le lecteur à la section I.4 pour les aspects bruit et ventilation, la section II (solutions générales anti-bruit) et III (bruit des grosses installations). On y trouvera entre autres :

- les grilles d'entrée d'air à ne pas diriger vers la zone à protéger (section II.2) ;
- l'utilisation d'un moteur à deux vitesses pour la nuit lors d'une demande de froid plus faible (vitesse réduite de moitié, gain de 12 à 15 dB, voir annexe IC), attention toutefois dans ce cas à ce que le bruit de ruissellement ne devienne pas dominant ;
- le placement d'un silencieux à baffle à l'entrée d'air suivant le type de ventilateur (section II.4.1) ;
- le placement d'un écran de hauteur suffisante autour des tours pour une atténuation de 5 à 10 dB au-dessus de 500 Hz (meilleure efficacité pour les hautes fréquences) et placé près de la tour pour une efficacité maximale (section II.4.2).

Les technologies performantes sur le plan acoustiques existent sur le marché. Certains fabricants proposent par exemple des tours de refroidissement (ouvertes, fermées) ou des condenseurs à évaporation équipés de diverses solutions antibruit détaillées à la section II et qui permettent de réduire fortement les niveaux sonores émis, comme par exemple par l'utilisation conjointe de ventilateur au design de pales larges, d'un système d'atténuation sonore au refoulement des ventilateurs (silencieux à baffles doublés acoustiquement) et de silencieux associés à la chute d'eau dans le cas de tours de refroidissement. Les solutions peuvent être cumulées et réalisées de façon telle à atteindre aussi bien l'objectif sur l'ensemble du spectre que sur certaines portions de celui-ci.



1.4 LES VENTILATEURS

Le ventilateur est un composant bruyant des installations de ventilation et de conditionnement d'air :

- au niveau des condenseurs et des tours de refroidissement,
- en tant qu'équipement utilisé dans la circulation de l'air en général.

Aspects acoustiques communs aux ventilateurs

Bruit de turbulence

Turbulences au contact des aubes qui tournent à grande vitesse en déplaçant le fluide ; bruit qui se propage à l'entrée et à la sortie du ventilateur, ainsi que dans les gaines de raccordement éventuelles. Les fluctuations de pression engendrées par les turbulences provoquent un bruit de large bande, avec toutefois possibilités d'excitation de certaines résonances et donc d'émergence fréquentielle. La position des ventilateurs est essentielle, car des turbulences en amont provoquées par des coudes, des changements de section, sont amplifiées en aval.

En fait, plus un ventilateur crée des turbulences, plus son rendement se dégrade, et plus il crée du bruit.

Bruit de sirène

Certains ventilateurs à grands débits et/ou pertes de charge élevées peuvent émettre des raies s'apparentant au son pur en plus de leur spectre de base ; ceci est dû au passage périodique des pales devant des pièces fixes s'opposant à l'écoulement du fluide (pièces de fixation du moyeu ou du moteur d'entraînement). La fréquence principale est proportionnelle au nombre de pales du ventilateur et de la vitesse de rotation de celui-ci.

Dans ce cas, il s'agit d'absorber un spectre de raies multiples de la fréquence (la fondamentale et ses harmoniques) de rotation comme précisé à l'annexe IC, ce qui se réalise en haute fréquence par le choix d'un absorbeur sélectif.

Bruit de carcasse

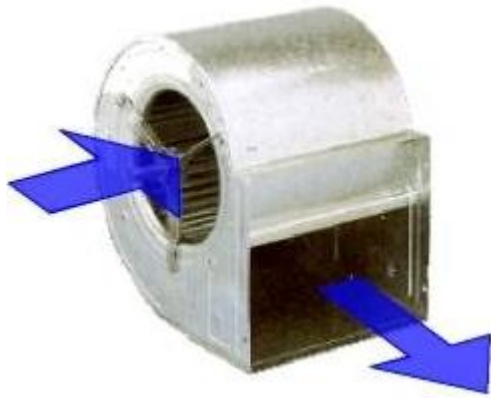
Le bruit de turbulence peut se communiquer à la carcasse qui se met alors à vibrer et rayonne vers l'extérieur ; bruit principalement perçus lorsque les ouïes d'entrée et de sortie sont connectées à des gaines.

Les bruits d'origine aérodynamique (sirène, turbulence) sont généralement dominants par rapport aux bruits mécaniques (moteur, paliers, mauvais équilibrage...).



Aspects acoustiques, par principaux types de ventilateur

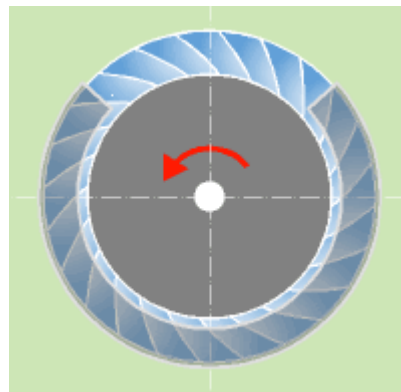
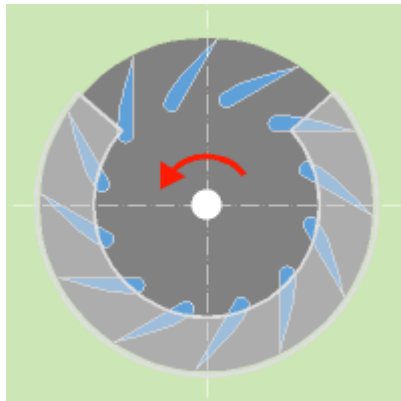
Le ventilateur centrifuge-radial



Les caractéristiques principales de ce type de ventilateur sont les suivantes :

- dépression constante quel que soit le débit ;
- entrée et sortie d'air perpendiculaires ;
- petites quantités d'air et pression extractive élevée ;

Source: Energie +



Source: Energie+

- à aubes inclinées vers l'arrière (« à aubages arrière » ou « à réaction ») ou vers l'avant (« à aubages avant » ou « à action ») ;
- à simple ou double ouïe d'aspiration (aspiration de part et d'autre de la roue).



Roue de ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'arrière (double ouïe)

Source: Energie +



Roue de ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'avant (double ouïe)

Les bruits rayonnés par ce type de ventilateur présentent les caractéristiques suivantes :

- bruit riche en basses fréquences (on verra plus loin que les silencieux dissipatifs/ à absorption sont peu performants dans la plage des basses fréquences);
- ils sont, à même débit, en général moins bruyants qu'un ventilateur axial ;
- le choix des pales inclinées vers l'avant ou l'arrière dépend au niveau acoustique des considérations suivantes :
 - le bruit produit par la roue avec aubes vers l'avant sera moins intense, en effet avec des pales inclinées vers l'avant, on bénéficie d'un plus faible encombrement et, à égalité de débit et hauteur manométrique, on a une machine qui tourne plus lentement, ce qui diminue le bruit mécanique (paliers) ; cela peut être utile pour les machines de faible puissance, où le bruit mécanique n'est pas toujours négligeable,
 - par contre, si au stade du projet on peut choisir entre les deux types de roues, il faut effectuer la comparaison pour le meilleur rendement. Dans ce cas, le ventilateur à aubes recourbées vers l'arrière devra le plus souvent être d'une ou deux tailles plus grandes que l'autre. Si on les compare pour même un point de fonctionnement, le ventilateur de deux tailles plus grand (évidemment aussi un peu plus cher) présente de gros avantages :
 - il absorbera une puissance nettement moindre;
 - tournant dans ce cas à plus faible vitesse, il devient moins bruyant que son homologue à aubes vers l'avant.

Le ventilateur hélicoïdal-axial



Les caractéristiques principales de ce type de ventilateur sont les suivantes :

- débit quasiment constant quelle que soit la dépression amont/aval du ventilateur ;
- entrée et sortie d'air sur même axe ;
- grandes quantités d'air et pression extractive basse, sauf si la vitesse périphérique des pales est élevée, ce qui est bruyant.

Source: Energie +

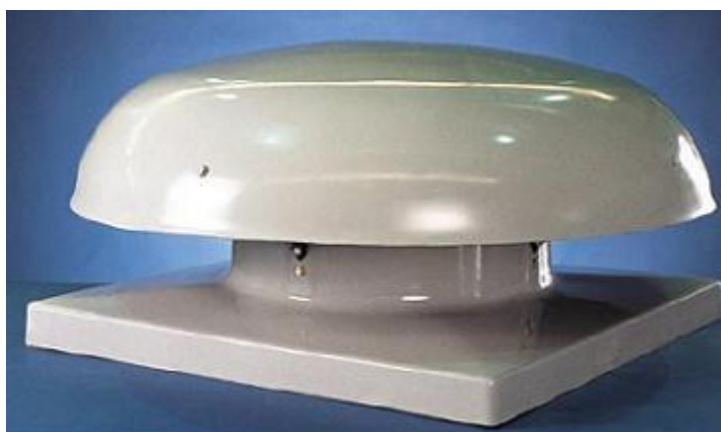
Les bruits rayonnés par ce type de ventilateur présentent les caractéristiques suivantes :

- bruit de fréquences moyennes ;
- à même puissance absorbée (même débit et même hauteur manométrique), les ventilateurs hélicoïdes ou axiaux sont généralement plus bruyants que les centrifuges mais moins coûteux,
- la bonne adaptation au circuit est importante car la courbe du niveau de puissance acoustique présente un minimum très marqué au voisinage du point de fonctionnement correspondant au rendement maximum (voir plus loin),

Attention : ce type de ventilateur supporte très peu de perte de charge supplémentaire, or le silencieux en génère toujours étant donné les résistances par frottement d'air sur les parois. Afin d'en générer le moins possible, le silencieux doit être dans ce cas très ouvert (la partie fermée doit représenter une faible part par rapport à la section libre...). La surface d'absorption étant réduite de ce fait, les réductions sonores possibles des silencieux sont réduites. Les performances des silencieux appliqués au cas de ventilateurs axiaux ne sont pas comparables à celles pour ventilateurs centrifuges !

Autres types de ventilateurs

Il existe également d'autres types de ventilateurs tels que les tangentiels, les « mixed flow » (utilisés par exemple en extracteur de toiture) qui présentent un chemin de l'air intermédiaire entre centrifuge et axial et caractérisés par des bruits de basses fréquences.



Source: <http://www.donkin.co.za>

Réduction du bruit des ventilateurs

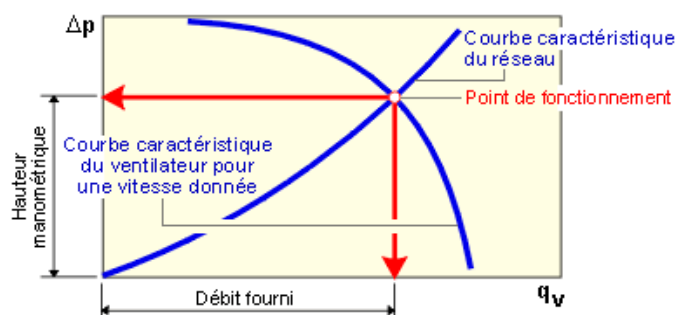
On renverra le lecteur à l'annexe IC pour une analyse des niveaux sonores émis par les ventilateurs. On y trouvera diverses formules qui permettent d'évaluer les niveaux de puissance acoustique, en fonction des paramètres caractéristiques des ventilateurs tels que la vitesse de rotation, le diamètre ou le débit.

Pour comparer la production de bruit des ventilateurs, il faut comparer leur puissance acoustique.



Il faut avoir également en tête que la production de bruit d'un ventilateur est inversement proportionnelle à son rendement (le bruit correspond à une perte d'énergie !), et proportionnelle à sa vitesse, par conséquent :

- On a donc tout intérêt, pour limiter la puissance sonore du ventilateur, à choisir le ventilateur ayant le meilleur rendement au point de fonctionnement, le point de fonctionnement d'un ventilateur dans un circuit correspondant au point de rencontre de la courbe du ventilateur et de la courbe de perte de charge du circuit



Source: Energie +

- Attention, on a tendance à surdimensionner l'installation, on s'éloigne dans ce cas du rendement maximum !
- Un écoulement laminaire est indispensable (par rapport à l'écoulement turbulent) ;
- A rendement égal, le ventilateur tournant le moins vite (c'est-à-dire le plus grand, si on compare 2 ventilateurs ayant le même type de roue), sera le plus silencieux (diminution des bruits d'origine mécanique, décalage de la fréquence fondamentale vers les basses fréquences). Ceci a également pour conséquence une diminution de la taille de l'éventuel silencieux dont peut être équipé l'installation.

On pensera également :

- au choix du moteur ;
- au choix de raccords flexibles et non des raccords rigides ;
- à l'intégration du ventilateur dans l'unité (par exemple voir dans le cas du groupe de condensation) ;
- à l'entretien de la machine et du local (poussières) ;

Comme expliqué précédemment, la pose de silencieux dans le cas de ventilateurs axiaux est très peu efficace par rapport au cas des ventilateurs centrifuges...

On renverra le lecteur à la section II.4 pour la réduction du bruit des ventilateurs comme l'isolation acoustique de la volute, la mise sous capot ou les moyens de désolidarisation pour les bruits de carcasse, ou encore l'insertion de silencieux pour les bruits de turbulence.





Source: <http://www.hg-hydroponics.co.uk/>



Source: dispositif anti-vibratile breveté (source : soler & palau)

SECTION II : BRUIT RAYONNE ET REDUCTION DE BRUIT DES HVAC, TOUS EQUIPEMENTS CONFONDUS

II.1 PREMIERES SOLUTIONS : DE L'ACHAT A L'ENTRETIEN

Les installations de ventilation et de conditionnement d'air contiennent diverses sources de bruit comme cela a été présenté dans la première partie.

Dans le cas d'une installation existante ou à venir, et avant d'aborder des solutions techniques et lourdes, on abordera les points suivants :

Avant achat

- On pensera à faire évaluer l'impact sonore de tout projet avant sa mise en place. C'est évidemment au moment de la conception d'un projet qu'il convient d'intégrer la dimension acoustique...les contraintes dans le cas curatif étant souvent plus lourdes et donc plus coûteuses ! L'acquisition d'un nouvel équipement est donc le moment privilégié pour intégrer l'impact sonore dans le cahier des charges d'achat (fixation d'un objectif de puissance acoustique à l'émission le plus faible possible (à caractéristiques aérauliques, thermiques...identiques), intégration des solutions anti bruit, ...). Le dimensionnement adéquat au besoin est un élément à prendre en compte, il est inutile de surdimensionner (voir plus loin) !
- On se renseignera sur les technologies les moins bruyantes...des alternatives existent ! Par exemple on choisira des machines frigorifiques du type à absorption plutôt que du type à compresseur... le choix de la technologie étant influencé avant tout par le besoin en puissance...
- On se renseignera sur sa fiche technique et sur les performances y figurant. Un fabricant communiquera des valeurs de puissance acoustique ou des valeurs de pression acoustique à une distance donnée et dans des conditions de réverbération données (généralement en champs libre, ce qui signifie sans réverbération et par conséquent indépendamment de l'implantation, point abordé plus loin), les données pouvant être ventilées par fréquence (ceci est indispensable pour les fiches techniques des ventilateurs). On privilégiera évidemment l'équipement le plus performant (réduction du bruit à la source). On renverra le lecteur à la section II.5.2 à ce sujet.
- Les équipements de ventilation et de conditionnement sont certifiés EUROVENT, pensez à ce label de qualité ! Voir section II.6 la certification à ce sujet.

Installation et mise au point

Cette phase est essentielle afin que les garanties de réduction de bruit prévues soient effectivement mises en place. On s'assurera de la bonne mise en place des équipements et des solutions antibruit et anti-vibratoire (supports anti-vibratiles, alignement des manchons, placement des silencieux, vérification des débits aux bouches...). Une mauvaise conception ou installation des solutions anti-vibratoire peut induire une situation plus vibrante qu'en absence de solution !



Renouvellement des équipements

- Est-il opportun d'investir dans un assainissement d'un équipement qui n'est plus adapté ? L'installation existante est peut-être amortie et le remplacement par un équipement plus performant, plus silencieux, plus économique est peut-être programmé dans un avenir proche ?
- L'équipement est-il adapté au besoin ? Un ajout ou une extension ne va-t-il pas induire un impact sonore négatif ?

Conditions d'utilisation de l'équipement

- La plage horaire actuelle d'utilisation de l'appareil est-elle vraiment nécessaire ? La mise en place de commande automatique avec programmation horaire (ou l'utilisation d'un variateur de vitesse d'un moteur) peut faire des miracles pour un coût très réduit, l'investissement pouvant être rapidement récupéré via la consommation électrique diminuée ! Attention à l'élargissement des plages horaires d'utilisation de l'installation, car une installation qui n'engendrait aucune nuisance la journée grâce au bruit ambiant plus élevé peut devenir gênante en soirée ou la nuit !
- Attention aussi à l'utilisation de l'équipement au-delà de son régime nominal/optimal de fonctionnement !
- N'y a-t-il pas moyen de déplacer ou réorienter les installations ?

Entretien

- Attention à l'usure mécanique de certains composants, l'absence d'entretien ou révision régulière, la manutention, le réglage, l'inspection ou la réparation de l'équipement par un technicien peu compétent, l'absence d'instruction claire relative à l'utilisation de l'équipement. Un programme d'entretien et de maintenance s'impose !

Développons les deux derniers points (section II.2 et II.3), à savoir les questions de localisation et d'entretien, avant de passer aux solutions techniques telles que l'insertion d'un silencieux, la pose d'écrans anti-bruit, l'encoffrement et l'isolation contre les vibrations (section II.4).



II.2. QUELLE IMPLANTATION CHOISIR ?

L'implantation des installations HVAC a une importance essentielle dans la problématique du bruit qu'elle peut engendrer dans la ville. On s'intéressera ici à développer les aspects acoustiques des différentes implantations. On veillera à respecter les règles en matière d'urbanisme.

Les grandes catégories d'implantation sont :

- l'implantation en toiture ;
- en façade à rue, ou façade bruyante ;
- en façade arrière, ou façade calme ;
- dans les locaux techniques.

Que peut-on dire sur ces différentes implantations en matière de bruit ? Il est impossible de généraliser et de définir les situations où l'on est certain qu'aucun problème de bruit ne se posera ou inversement, où l'on est certain que des problèmes de bruit se poseront.

Dégageons cependant les points suivants :

- L'implantation en toiture, surtout en retrait par rapport aux façades, est la plus avantageuse pour autant qu'il n'y ait pas de locaux d'habitation au niveau de cette toiture, ni surtout plus haut. Les bords de toiture peuvent jouer un certain effet d'écran, et le recul permet aussi de venir remettre éventuellement des dispositifs atténuateurs pouvant être particulièrement efficaces.
- L'implantation en façade à rue a pour avantage que le bruit ambiant de la ville (la « rumeur ») ou de la rue peut constituer un effet masquant sur le bruit de l'installation VAC ; ceci n'est toutefois valable que pour un rapport bruit ambiant/bruit spécifique des installations suffisant, ce qui n'est pas toujours évident, sauf dans les quartiers particulièrement bruyants.
- L'implantation en façade arrière, façade calme, ou dans les quartiers calmes (ex. : les intérieurs d'îlots) est très critique pour les installations VAC, car les niveaux ambiants dans ces conditions peuvent y être très faibles (inférieurs à 40, voire même 35 dB(A) de jour ; inférieurs à 35, voire 30 dB(A) de nuit). Dans tous ces cas, les installations VAC, même les meilleures, seront toujours audibles de par leurs caractéristiques propres (bruit continu à caractère tonal). Bien souvent, la modulation des horaires ou des régimes d'utilisation constituera alors le seul remède à une situation non conforme.
- L'implantation des installations VAC dans les locaux techniques a l'avantage que les parois de ces locaux peuvent être d'efficaces atténuateurs de bruit, pour autant que l'on en maîtrise la performance d'isolation acoustique, et que celle-ci ne soit pas dégradée par des grilles de ventilation non insonorisée, et/ou par des prises d'air (pulsion ou extraction) insuffisamment insonorisées (voir plus loin).

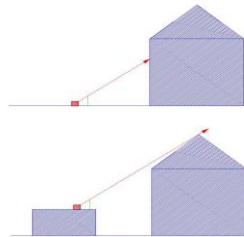
On dégage de ceci deux situations extrêmes :

- cas toujours favorable : implantation des équipements dans des locaux techniques en toiture ;
- cas toujours défavorable : implantation à l'air libre, en rez-de-chaussée dans des zones calmes, surtout si, en plus, ces zones sont acoustiquement très réverbérantes (ex. : îlots fermés d'immeubles).



Pièges à éviter dans l'implantation

- éviter les localisations pour lesquelles des riverains peuvent avoir une vue plongeante sur l'installation ;
- ne pas orienter les bouches et/ou les côtés les plus bruyants d'une installation vers les riverains ;
- ne pas réorienter ces équipements vers des parois réfléchissantes qui pourraient réduire à néant le but recherché : le cas échéant, traiter alors toutes ces parois à l'aide de parements acoustiquement absorbants (section II.4.5) ;
- toute prise ou refoulement d'air, ou encore toute grille de ventilation naturelle d'un local technique doit évidemment être placée le plus loin possible des riverains et correctement orientée ;
- éviter des installations localisées dans des « cheminées » ou des « couloirs » réverbérants, ces implantations amplifiant généralement le bruit ; s'il n'y a pas d'autre choix, recouvrir leur paroi de matériaux absorbants (voir section II.4.5)



Source : IBGE

Conseils

- éloigner et placer les équipements (si possible) le plus haut possible par rapport aux riverains à protéger (placer hors de la vue) et profiter d'obstacles (murs, écrans, locaux) comme écrans antibruit (principe : mettre les riverains le plus bas possible dans la zone d'ombre des écrans antibruit comme illustré ci-contre) ;
- tourner le côté bruyant des équipements du côté opposé aux riverains vers les zones les moins sensibles, pour autant qu'il n'y ait pas de parois réfléchissantes proches ;
- profiter des « effets de masque » que le bruit ambiant existant (hors installation VAC) peut apporter : orienter les sources bruyantes résiduelles vers les côtés les plus bruyants de l'environnement (un axe routier, par exemple).



II.3 L'ENTRETIEN ET LE VIEILLISSEMENT

Même si une installation HVAC a été correctement dimensionnée afin d'être compatible avec son environnement, son vieillissement peut toujours engendrer une dégradation de ses performances mécaniques et/ou électriques, dégradations entraînant généralement une augmentation du bruit rayonné.

De même, un dispositif antibruit mal calculé peut aussi conduire au vieillissement accéléré d'un équipement: une perte de charge trop importante force sur toutes les pièces mécaniques et peut modifier la stabilité du régime électrique du moteur y associé; d'autre part, une mauvaise ventilation des équipements, induite par un dispositif antibruit non approprié, peut aussi vieillir l'installation, voire présenter un risque de surchauffe.

Tout ceci nous amène à insister sur le fait que ces installations ne peuvent fonctionner sans un entretien et un contrôle régulier, à effectuer suivant les prescriptions du constructeur, ces prescriptions mêmes qui correspondent au régime spécifique auquel les équipements ont été certifiés.

Il conviendra donc de bien vérifier que l'utilisation des équipements correspond aux prescriptions des constructeurs et que leur entretien leur permette de continuer à y correspondre.

Nous pouvons ici lister, de façon non exhaustive, les différents problèmes de vieillissement de ce type d'équipement :

- endommagement des roulements à billes et paliers des moteurs,
- surchauffe (même momentanée) des moteurs,
- dégradation des transmissions mécaniques,
- encrassement et/ou dégradation des pales de ventilateurs,
- corrosion des pièces en mouvement,
- encrassement des filtres, des silencieux, des batteries d'échangeurs,
- dégradation des matériaux d'isolation acoustique suite aux vibrations,
- dégradation des joints d'étanchéité acoustique,...

On veillera donc, entre autres, à :

- Nettoyer les échangeurs
- Procéder à la vérification des éléments tournants ou vibrants
- Nettoyer les bouches
- Changer les filtres
- Vérifier la suspension, les fixations et raccords souples
- Vérifier l'étanchéité des habillages et capotages



II.4 SOLUTIONS ANTI-BRUIT

Nous avons développé les aspects liés au choix de l'équipement, de sa localisation et de son entretien. Ce sont des actions primordiales, puisqu'elles ont lieu à la source même de la production du bruit.

Si cela s'avère insuffisant ou dans le cas d'un équipement existant, il faudra passer aux solutions antibruit.

Parcourons ces principales corrections acoustiques permettant de réduire le bruit des équipements de ventilation et de conditionnement d'air.

II.4.1 LE SILENCIEUX



Toute arrivée ou sortie d'air peut être munie d'un silencieux.

Qu'est ce qu'un silencieux ? Les silencieux mettent en pratique le phénomène physique selon lequel l'intensité du bruit diminue avec la distance qu'il parcourt, et essaient de faire parcourir un maximum de chemin dans une boîte isolée avant de libérer le bruit dans l'environnement.

Source : IBGE



Les silencieux peuvent agir par absorption (silencieux « passifs »), par réflexion (« silencieux actif ») des ondes sonores vers la source et déphasage (opposition de phase), et ce de façon géométrique (changements de section...) ou électronique.

Source : IBGE



Le silencieux à absorption (dissipatifs)

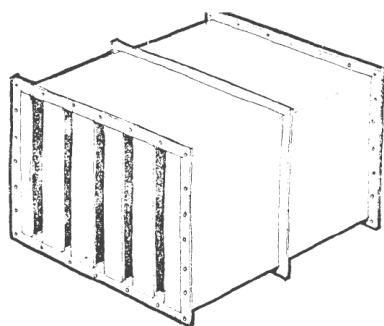
Le silencieux à absorption est le plus utilisé dans les installations de ventilation et de climatisation. Il est en effet bien adapté pour une absorption efficace d'un bruit à large bande et pour les moyennes et hautes fréquences.

Physiquement, l'énergie acoustique du signal sonore est absorbée par les parois et convertie en chaleur, comme expliqué à la section II.4.5.

Pour atténuer les sons purs et les basses fréquences, on envisagera plutôt les silencieux actifs (voir plus loin).

Les baffles acoustiques

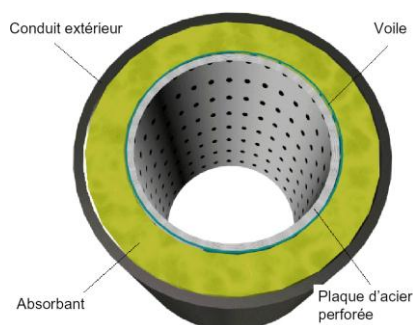
Ces silencieux comportent des alternances de couches minces d'absorbants et de passages étroits. Le principe consiste à faire circuler l'air entre des plaques de matériau absorbant, tel que la laine minérale de haute densité (par exemple 60 kg/m^3), appelées baffles. L'atténuation acoustique d'un silencieux est fonction de l'épaisseur des baffles, de l'écartement entre deux baffles et de la longueur de ces derniers. La fiche technique standard d'un tel produit présente souvent les écartements, les longueurs, et les performances acoustiques (voir plus loin) par bande de fréquence.



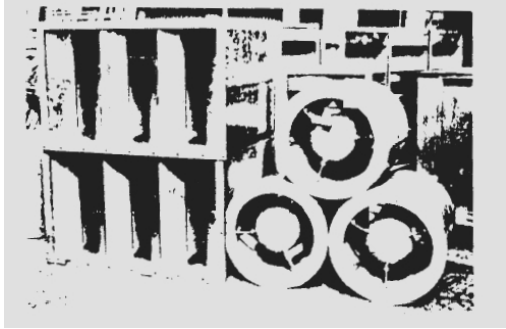
Source : ATIC

Les cylindres

Il existe également des baffles cylindriques dans lesquels le matériau absorbant est recouvert d'un tube perforé. Ceux-ci ne permettent pas une atténuation aussi importante que leurs homologues rectangulaires, mais provoquent moins de pertes de charges. Pour les plus grands diamètres, ce type de silencieux est en outre équipé d'un cylindre central (appelé bulbe) pour augmenter ses performances.



Source : Energie +



Source : ATIC

Ces silencieux sont surtout utilisés pour les aspirations et refoulement des ventilateurs et dans les circuits de ventilation.

Il existe également des silencieux à disques adaptés au cas des ventilateurs centrifuges.



Source : Energie +

Tourelles d'extraction équipées d'un silencieux



Sources : Energie +





Source : IBGE

Les silencieux actifs (réactifs)

Les silencieux actifs peuvent agir par la création de réflexions des ondes via des changements dans la géométrie, tels que des changements de section, afin d'annuler l'onde initiale.

Les silencieux actifs sont capables d'éliminer aussi bien des bruits complexes que des sons purs ou à tonalité marquée (moteurs...). Ils sont également particulièrement efficaces dans l'atténuation des basses fréquences sans sélectivité. Ils peuvent ainsi être complémentaires aux silencieux à absorption car leur association permet de réduire des niveaux de bruit sur de larges bandes allant des basses aux hautes fréquences.

Les silencieux actifs s'insèrent directement sur un réseau de gaines circulaires mais, pour les gaines rectangulaires des pièces d'adaptation sont nécessaires.

Les turbulences au sein de l'écoulement d'air diminuent les performances de ce type de silencieux. Il faut donc être attentif à les placer dans une portion du réseau où l'air se répartit le plus uniformément sur toute sa section.

Signalons également le cas du silencieux électronique. Le principe est de créer à l'aide d'un circuit électronique une onde déphasée par rapport à l'onde acoustique qui se propage dans le réseau, annulant cette dernière : le bruit incident dans la gaine est transmis par le microphone de détection (situé vers le ventilateur) au calculateur électronique. Celui-ci analyse ce signal entrant, le décompose, calcule le signal inverse et le restitue au haut-parleur. Ce dernier émet le bruit contraire ainsi créé dans le flux d'air qui interfère de manière destructive avec le bruit incident pour l'atténuer. Un microphone de contrôle (à l'opposé du ventilateur) transmet au calculateur le bruit atténué résultant pour qu'il corrige et optimise cette atténuation.

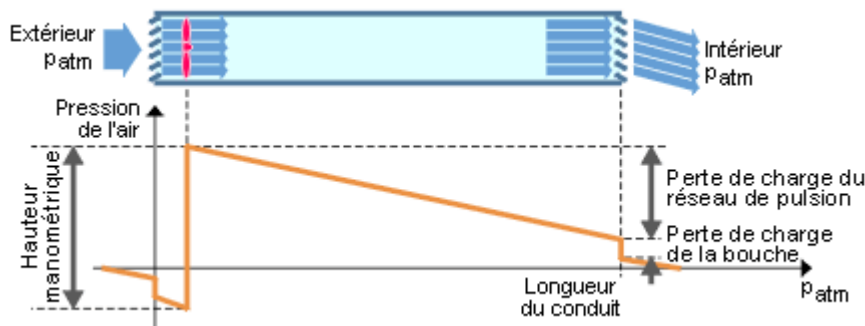
Avantage des silencieux

Un silencieux, bien calculé sur le plan acoustique, aéraulique et électronique, peut être considéré comme un traitement à la source réduisant le bruit dans toutes les directions de propagations et donc pour tout le voisinage...



Inconvénients et remèdes

- Un silencieux peut être encombrant ainsi que lourd entraînant une surcharge de poids non tolérable pour la structure ;
- or il faut une section suffisante pour ne pas régénérer du bruit selon la vitesse de passage de l'air... L'émission sonore d'un silencieux se fait non seulement par la bouche d'entrée et de sortie d'air (aspiration- refoulement) mais aussi par l'enveloppe de celui-ci, ceci est important quand un silencieux est installé à l'air libre à l'extérieur d'un bâtiment (sur- bruit d'écoulement de basses fréquences). La donnée pertinente sur la fiche caractéristique du produit est celle qui tient compte de ce bruit d'enveloppe, on parle d'atténuation acoustique « pratique » du silencieux.
- L'efficacité d'un silencieux varie avec la fréquence, on veillera à bien voir l'efficacité du silencieux dans les différentes bandes de fréquence.
- on rappellera, comme expliqué dans la première partie (1.4), que l'efficacité des silencieux est négligeable dans le cas des ventilateurs axiaux, étant donné les problèmes de perte de charge...



Source : Energie +

- en effet, comme cela a déjà été évoqué (et voir également ci-dessous), un silencieux peut engendrer des pertes de charges (on est parfois tenté de placer des silencieux exagérément dimensionnés (et donc plus onéreux) qui forcent le ventilateur à dévier de son point de fonctionnement idéal (risque mécaniques et /ou électriques, surconsommation électrique) ; pour limiter les pertes de charge :
 - choisir les ventilateurs les moins bruyants, ce qui va de paire avec la recherche du rendement maximum,
 - ne pas surestimer les besoins réels d'atténuation,
 - choisir des silencieux circulaires, générant moins de pertes de charge. Ceci n'est pas toujours possible lorsque les débits deviennent importants, les silencieux circulaires n'apportant pas une atténuation suffisante.

Le choix d'un silencieux est en définitive un compromis entre l'affaiblissement recherché, les pertes de charges induites par l'utilisation de celui-ci et l'encombrement engendré par son installation.



Source : IBGE

II.4.2 LES ECRANS ANTI-BRUIT

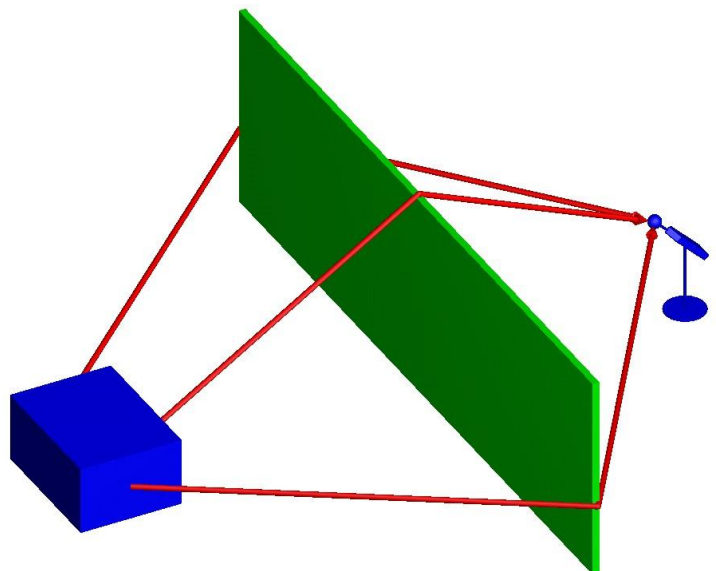
Un écran antibruit est un obstacle à la propagation d'un bruit entre son lieu d'émission (l'équipement) et le ou les point (s) d'immission dans le voisinage.



Source : ATIC

On choisit un écran lorsque l'on recherche un affaiblissement d'une dizaine de dB, au delà il faut envisager l'encoffrement (voir section suivante).

Source : IBGE



Les écrans existent en matériaux divers, par exemple en tôles en acier combiné avec une laine minérale (absorbant)... Certains sont modulaires et peuvent facilement s'adapter partout. On pensera aux capacités de résistance aux changements de température et intempéries...

On renverra le lecteur à l'annexe II pour une estimation de base de la réduction sonore apportée par un écran antibruit.

Caractéristiques et conseils pour les écrans



Source : IBGE

- Pour une fréquence donnée, plus l'allongement du parcours sonore est grand, plus l'écran est efficace, on s'arrangera donc pour que la source et le récepteur soient les plus proches possibles de l'écran.
- Déborder de la zone le plus loin possible de part et d'autre. Il s'agit donc de couvrir au minimum la section apparente de l'appareil bruyant et davantage si possible.
- Plus la fréquence de la source est élevée plus le rôle de l'écran est important.
- L'écran doit être d'un poids suffisant (Min. 30 Kg/m² de masse surfacique).
- Les écrans réfléchissants (bois, verre, méthacrylate) doivent être inclinés afin de ne pas renvoyer le bruit vers les habitations.
- Ne pas négliger l'influence du sol et la longueur finie de l'écran (effets de bords).
- Les matériaux utilisés doivent présenter un indice d'affaiblissement acoustique suffisamment grand (voir II.4.3) et la face exposée au bruit doit présenter un coefficient d'absorption acoustique (voir II.4.5) suffisant pour éviter que le son ne rebondisse entre l'écran et la machine pour passer au-dessus de l'écran. En pratique, il faut compter un indice d'affaiblissement acoustique de l'ordre de 10 dB (idéalement, en tous les cas au minimum 7 dB) supplémentaire à l'atténuation attendue par l'écran, afin que la contribution sonore qui traverse l'écran soit négligeable par rapport à la contribution diffractée (voir section II.5 sur l'addition de deux contributions sonores).

Bien appliqué, ce moyen peut couvrir plusieurs sources... Il peut être également un avantage pour masquer une vue directe sur les installations techniques !

La fixation des écrans antibruit doit toujours être bien étudiée au niveau de la prise au vent, surtout en toiture ;

Les fixations doivent être indépendantes de l'installation ou de la structure porteuse sinon les écrans vont jouer un rôle amplificateur (haut-parleur) des vibrations de l'installation ;



II.4.3 LA MISE SOUS CAPOT ET LOCAL TECHNIQUE

Principe

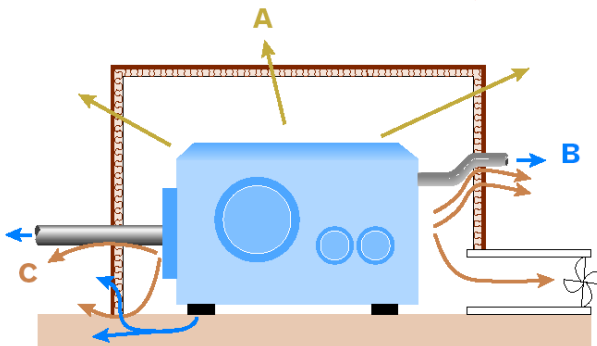
Le principe de la mise sous capot ou de mise d'un équipement en local technique est d'entourer la source de bruit par un écran continu et de la couvrir par une toiture.



L'ensemble doit être le plus « étanche possible » pour le bruit. Les techniques utilisées peuvent aller du caisson, des capots recouverts d'absorbant ...au local technique.

Source : ATIC

Le schéma ci-dessous illustre les voies de transmission sonore d'un encoffrement :



Chaque couleur symbolise un mode de transmission différent:

- Voie A : transmission aérienne du son par les parois de l'encoffrement,
- Voie B : transmission des vibrations de la machine par les liaisons solides et rayonnement des structures ainsi excitées, comme par exemple les parois de l'encoffrement,
- Voie C : transmission par les fuites et les ouvertures (ici, la ventilation).

Source : INRS

Nous allons aborder dans les sections qui suivent les différents éléments à prendre en compte pour réaliser un bon encoffrement.

Efficacité du capot

De façon générale, l'efficacité est d'autant plus grande que le capot est lourd (attention cependant aux contraintes de stabilité) et que la fréquence de la source est élevée (performance généralement moindre en basse fréquence).

Il conviendra de choisir la masse du capot et son épaisseur en fonction de la fréquence de la source excitatrice.



Cependant, il conviendra également de dimensionner le capot en tenant compte d'autres effets supplémentaires tels que :



Source : ATIC

- la fréquence critique (de flexion) constitutives du capot (voir plus loin),
- les fréquences des modes de capot (les modes de volume),
- et la fréquence d'amplification en basse fréquence (résonance du système capot-raideur d'air enfermé)...

...facteurs qui contribuent à diminuer l'efficacité du capot ! Il s'agit donc d'une affaire de spécialiste et dont le dimensionnement ne s'improvise pas...

Signalons dès à présent qu'un couplage machine-capot peut être transmis par voie aérienne. On consultera un spécialiste pour la distance minimale à respecter entre l'équipement et son encoffrement.

Le couplage vibratoire solidien sera abordé plus loin.

Enfin, on mesure l'efficacité d'un encoffrement par la perte par insertion (différence des niveaux sonores avec encoffrement et sans encoffrement). Plus l'indice est élevé, meilleur est l'encoffrement.

Le local technique

Les locaux techniques constituent à eux seuls un véritable moyen d'action pour réduire le bruit rayonné vers l'extérieur par des installations de ventilation et de conditionnement d'air.



Source : IBGE

D'autre part, ces locaux peuvent apporter une réponse particulière à l'aspect esthétique, parfois hétéroclite, de certaines installations laissées « à ciel ouvert ».



Source : IBGE

Il est impossible de préciser ici la « performance » d'un local technique qui serait utilisé comme moyen d'action contre le rayonnement du bruit d'une installation de ventilation et de conditionnement d'air vers l'extérieur : elle peut aller de 0 à 50 dB(A) (supérieur à la simple mise sous capot), et son coût peut varier sans limites.

Il est clair que la réalisation d'un local ou d'un étage technique entrera sans doute dans des études (calculs) plus approfondies, étant donné leur implication sur la structure du bâtiment, etc. Le local technique est, dans la majorité des cas, bien réservé aux nouveaux projets.

On consultera l'annexe III pour l'évaluation de base de la puissance acoustique provenant du local technique, ceci combiné aux modélisations de bruit en plein air, permet d'évaluer le niveau de bruit en façade d'un bâtiment exposé aux niveaux sonores émis par le local technique.

Tout ce qui est valable pour la mise sous capot est évidemment valable pour le local technique.

Développons à ce sujet deux aspects déterminants pour une bonne efficacité d'un encoffrement : l'étanchéité de celui-ci et la nature des parois constitutives de l'encoffrement.

Entrées et sorties d'air, ouvertures et fuites

Les entrées ou sorties d'air influencent fortement l'efficacité finale du caisson ou du local technique réalisé, or ces accès sont indispensables pour le fonctionnement (entrée et évacuation d'air), et l'entretien des installations.

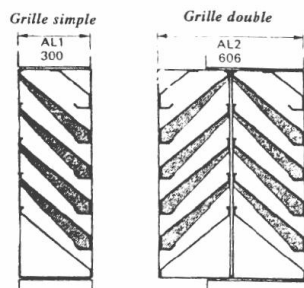
L'atténuation des sons au travers de ces entrées / sorties et de toute ouverture est capitale et il convient de ne pas négliger de bien préconiser l'insertion de silencieux (équipés de lamelles afin d'étendre leur efficacité dans les hautes fréquences) en arrière de grilles normales, de grilles « silencieuses » (voir ci-après) ou encore de « tunnels acoustiques », avec :

- une section libre suffisamment grande afin de garantir le débit (forcé ou naturel) d'air (ex. : pour évacuer la chaleur d'un équipement3),



- une atténuation suffisamment grande pour pouvoir profiter de l'enveloppe totale comme « isolant acoustique » (voir plus loin).

Les grilles acoustiques permettent par diffraction et résonance d'amortir les émissions sonores. Elles existent en version simple ou double. Il s'agit souvent de tôles perforées et de matelas (laine de verre...).



Quelques ordres de grandeur d'amortissements de bruit typiques que l'on peut rencontrer sur le marché :

Source : ATIC

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Grille simple dB	5	5	7	12	18	21	16	16
Grille double dB	8	9	12	21	32	34	32	32

La perte de charge provenant de ces grilles acoustiques et pour une vitesse d'air de 2 m/s est approximativement:

- grilles en version simple: 50 Pa
- grilles en version double: 100 Pa.

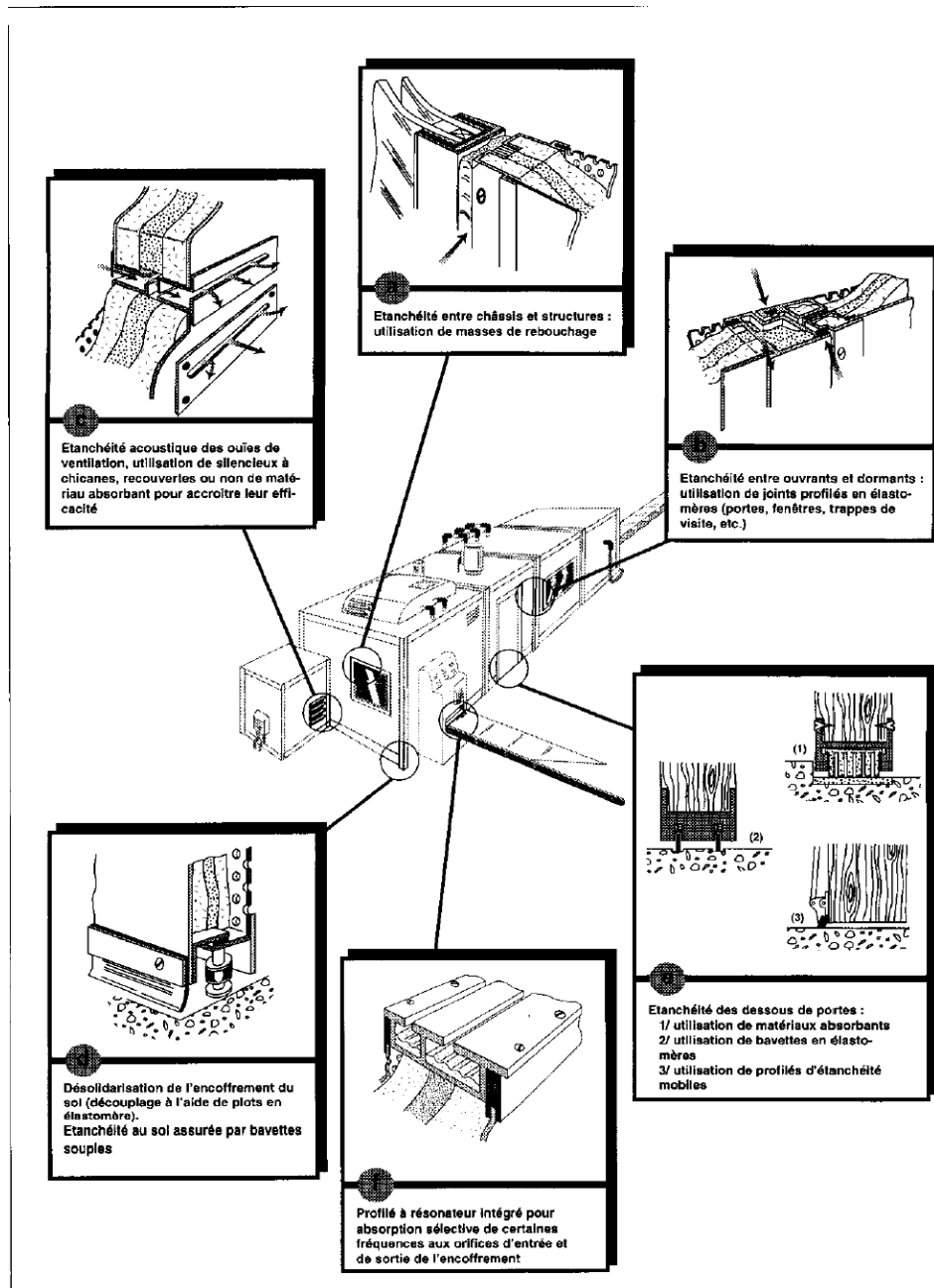
Il est également important de traiter toute autre ouverture, si petite soit-elle. Ces fuites viennent limiter l'efficacité du capot, surtout en haute fréquence. L'abaque ci-dessous montre la perte d'efficacité de l'isolement en fonction du pourcentage d'ouverture.

On voit par exemple qu'avec un pourcentage d'ouverture de 1%, et pour un indice d'affaiblissement acoustique attendu de 20 dB, l'indice d'affaiblissement acoustique réel sera d'environ 2 dB inférieur... Si le taux de pourcentage passe à 5%, l'indice réel sera d'environ 7 dB inférieur à l'indice attendu...

En fonction du type de fente, on envisagera, pour la suppression des fuites acoustiques, l'utilisation de masses de rebouchage (que l'on choisira de masse importante pour une bonne efficacité acoustique et dont on prendra la précaution d'éviter un retrait au séchage), de joints profilés en élastomères, de bavettes souples en élastomère... Le schéma ci-dessous reprend divers exemples abordés dans cette section.

³ On pensera aux risques de surchauffe dans le cas d'un besoin important en ventilation. La ventilation forcée (en dehors des grilles de communication des installations propres) peut s'avérer nécessaire pour évacuer la chaleur de tout l'équipement ainsi enfermé (pompes, moteurs compresseurs, ...). Une mauvaise conception acoustique de l'évacuation de l'air annulera l'efficacité de l'enclassement...





Source : INRS

Absorption acoustique

Il peut s'avérer utile de placer des matériaux acoustiquement absorbants à l'intérieur de l'encoffrement afin d'y réduire la réverbération interne, qui amplifierait d'autant le bruit rayonné par les parois extérieures. On renverra le lecteur à la section II.4.5 à ce sujet.



Isolation acoustique

Pour ce qui est du choix des matériaux des parois, on renverra le lecteur aux techniques classiques d'isolation acoustique, dont voici les grandes lignes à avoir en tête.

Les parois doivent présenter une bonne isolation acoustique, ce qui n'est pas toujours évident lorsque l'on fait appel à des bardages légers : il faut faire attention que le bardage soit bien isolant acoustiquement, et pas seulement thermiquement (par ex. : le polyuréthane n'est pas un isolant acoustique)

- On choisira des parois au moyen de leur indice d'affaiblissement acoustique « R », variable en fréquence. A titre d'illustration d'isolement acoustique, les portes en acier à paroi simple ont un indice d'environ 30 dB ; les portes en acier à paroi double avec remplissage de laine minérale, d'une épaisseur totale de 50 mm possèdent un indice compris entre 35 à 40 dB ; les portes en acier à paroi double avec remplissage d'une laine minérale, d'une épaisseur totale de 100mm (construction lourde) possèdent un indice d'environ 45 dB.
- On ne rentrera pas ici dans l'analyse des propriétés acoustiques des parois mais il convient d'avoir en tête qu'une l'indice d'affaiblissement acoustique d'une paroi simple augmente proportionnellement au logarithme de la masse et de la fréquence et présente une chute d'efficacité à une fréquence appelée fréquence critique, fonction du matériau et de son épaisseur⁴. On choisira l'épaisseur de la paroi en fonction des performances souhaitées et des fréquences des équipements à isoler en évitant que la fréquence critique des parois ne correspondent à des fréquences émergentes du spectre sonore de la source à isoler.
- Pour les parois doubles, outre les fréquences critiques des parois individuelles, il faut également compter sur une chute d'efficacité à basse fréquence (fréquence de résonance du système double). En dehors de ces zones, l'isolement est supérieur au système simple, surtout dans les moyennes et hautes fréquences !
- Il faut tenir compte du fait qu'en matière d'isolation acoustique, la paroi la plus faible détermine les performances de l'ensemble du système !

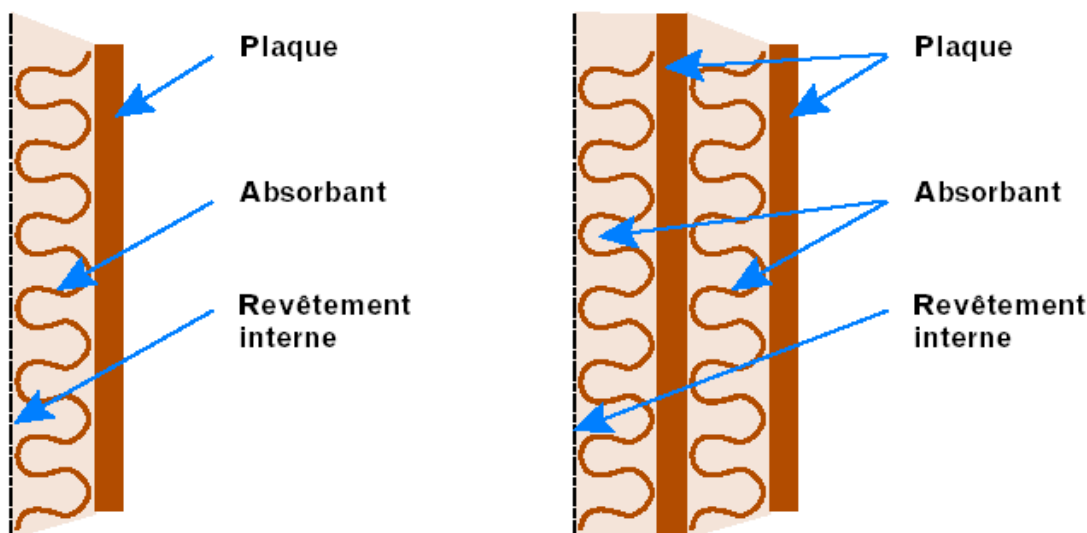
Constitution de parois d'encoffrement

La plaque porteuse d'un encoffrement peut être homogène, en bois, en acier, ou bien encore une tôle multicouche ou un panneau composite. Elle peut être également alourdie (couche de plomb) ou amortie (matériaux visco-élastiques). Elle peut également être réalisée en version simple ou double. Afin de limiter l'amplification à l'intérieur de l'encoffrement on recouvre la plaque d'un absorbant (voir plus loin). Un revêtement interne (paroi perforée) protège le matériaux fibreux.

On ne négligera évidemment pas les performances acoustiques des portes, vitrages...

⁴ Fréquence critique (du matériau)*épaisseur (du matériau) = constante (selon le matériau)





Source : INRS

A titre d'exemple, voici diverses solutions pour les enceintes de ventilateurs (simple ouïe d'aspiration) :

- Isolation d'environ 10 dB(A) → revêtement de la surface extérieure constitué d'une couche en néoprène chargée de plomb au-dessus d'un matelas de matériau absorbant en mousse synthétique
- Isolation d'environ 10 à 20 dB(A) → enceinte à paroi extérieure étanche (plomb, acier, aluminium ou gyproc) autour d'une laine minérale d'une épaisseur minimale de 50 mm. La réduction de bruit réalisée dépend de la manière de fixation de la paroi extérieure par rapport à la source de bruit (rigide ou flexible).
- Isolation au-delà de 20 dB(A) → enceinte double acoustique entourant l'ensemble du motoventilateur. Cette enceinte est constituée d'une paroi extérieure en tôle d'acier et d'un revêtement intérieur en matériau absorbant. L'enceinte est également équipée de dispositifs de ventilation (refroidissement du moteur), passages de conduites, panneaux d'accès, etc. Dans le cas où l'enceinte en question doit réaliser une réduction de bruit maximale, il sera nécessaire d'installer cette enceinte sur une dalle flottante locale (voir plus loin).

Vibrations

On sera très attentif aux à l'excitation vibratoire du capot ou du local technique et au découplage de l'équipement et de son isolation, et ce afin d'éviter les vibrations et le rayonnement acoustique de l'isolation.

Un local technique constitue une bonne opportunité de réaliser une grande dalle flottante commune (plus efficace que plusieurs petites) afin de réduire les possibles problèmes de transmission solidienne des vibrations des équipements à la structure du bâtiment, bâtiment qui rayonnerait alors ces vibrations comme un bruit supplémentaire...

Ces aspects font l'objet de la section suivante.



II.4.4 LES VIBRATIONS

Introduction

Jusqu'à présent nous avons considéré la propagation du bruit à l'air libre, depuis une installation de ventilation ou de conditionnement d'air vers son environnement, soit à l'extérieur des bâtiments concernés.

Dans la pratique, une installation de ventilation ou de conditionnement d'air ne vient pas s'installer sans autres conséquences techniques et/ou architecturales dans son environnement.

Il faut voir les choses en terme d'ensemble de trois éléments équipement-réseau-bâtiment à désolidariser.

Pour commencer, il faudra évidemment fixer l'installation à la structure du bâtiment.

Dans l'hypothèse où les vérifications structurelles concernant la stabilité du bâtiment n'ont pas été correctement réalisées, d'autres problèmes risquent de se déclarer au moment de l'exploitation.

Les bruits (exercés par tout équipement motorisé, tournant et/ou un des fluides en mouvement), vont se transmettre, via les fixations de l'équipement, à la structure porteuse.

Ainsi, une énergie sous forme de vibrations se transmettra dans la structure du bâtiment porteur ainsi que dans tout bâtiment en contact avec celui-ci.

Les vibrations peuvent donc se transmettre via les fixations d'un équipement sur un plancher, une toiture, une façade, un mur / une paroi intérieure ; vers les voisins dans le même bâtiment, ou vers un autre bâtiment, et ceci au travers de différents étages.

Les fréquences propres des structures portantes dans les bâtiments courants se situent entre 5 Hz (portée de 18 mètres) et 12 Hz (portée de 3 mètres). Les fréquences propres des sous-sols courants se situent entre 10 et 120 Hz et dépendent de la structure du sol.

Considérant que les vitesses de rotation courantes des machines utilisées dans les installations HVAC varient entre 3 Hz (p.ex. grands ventilateurs centrifuges à 180 t/min) et 48 Hz (p.ex. compresseurs centrifuges à 2.800 t/min), il est évident que le risque de résonance est une possibilité réelle; ceci surtout dans les cas suivants:

- machines lentes sur dalles à grande portée
- machines à grande vitesse sur dalles à faible portée

Ces situations, couplées au fait que la rigidité (déterminée par la flèche statique supplémentaire sous le poids de la machine, comme on le verra plus loin) est relativement faible pour dalles à grande portée ou pour dalles à masse réduite, doivent être examinées soigneusement.

La notion de « fixation » d'une machine peut bien être élargie dans ce contexte vers tout autre contact dur existant entre la machine et tout autre élément structurel d'un bâtiment.

Ainsi, un contact dur existant entre les tuyaux d'arrivée et de sortie du liquide réfrigérant et le bâtiment peuvent également engendrer des problèmes importants.

Les vibrations transmises au bâtiment se perçoivent de deux façons :

- un bruit rayonné par tout élément /parois / plancher / plafond vibrant à l'intérieur des locaux ;
- des vibrations que l'on pourra sentir.



Ces deux effets peuvent causer une gêne auprès des occupants des locaux mis en vibrations.

On peut retenir ici que :

- les niveaux de vibrations de plancher /plafond / paroi / ou par tout autre élément constructif d'un bâtiment, et qui peuvent être entendus comme bruit aérien, sont largement inférieurs aux niveaux nécessaires pour engendrer une gêne sensible aux niveaux de vibrations.
- Une gêne vibratoire est donc plutôt causée par des grandes machines mal conçues.

Comment y remédier ?

Afin de pouvoir éviter qu'une énergie vibratoire soit transmise à partir de la machine /l'équipement, il suffit d'amortir les contacts entre tout élément et le bâtiment. Ceci est abordé au point suivant.

Supports antivibratoires

Pour la fixation /suspension d'une machine, il faut prévoir des éléments anti-vibratiles tels que systèmes à air ou à ressorts, ou des élastomères à plots souples, ou des combinaisons de ces éléments. Ces supports sont appelés supports anti-vibratiles ou 'silentblocs'.

En général, le but est de créer une « fréquence de coupure » au-dessus laquelle l'énergie vibratoire est fortement réduite. L'ensemble masse- support constitue un système masse-ressort soumis aux lois mécaniques de la vibration et possédant une fréquence propre. Ces supports sont à dimensionner en fonction de la masse de l'équipement et de la répartition de cette masse sur la dalle qui le supporte, ainsi que de la fréquence de vibration de l'équipement (dite fréquence excitatrice).

Le calcul des caractéristiques de cette isolation vibratoire nécessite toujours une grande attention, afin d'éviter que le résultat final soit inefficace. Dans le pire des cas, le résultat d'une mauvaise conception d'une suspension anti-vibratoire amplifie encore la transmission des vibrations, lorsque la structure est excitée à sa fréquence de résonance... !

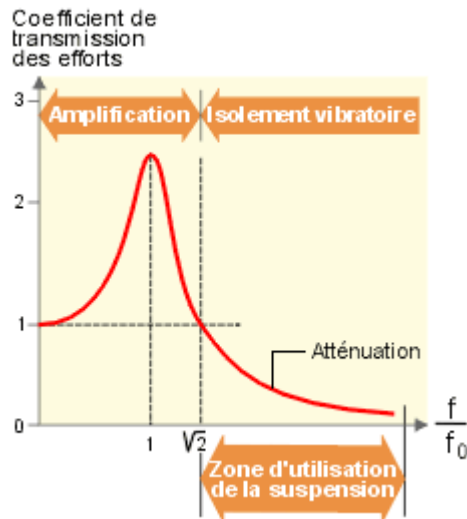
La « raideur » (élasticité) et « l'amortissement » (capacité à dissiper l'énergie vibratoire) des supports devront être choisis avec précaution.

En effet, la raideur doit être faible (pour un bon découplage) mais pas nulle (l'écrasement ne doit pas être porté à son maximum). L'amortissement doit être faible (réduire au mieux la transmission) mais pas nul, auquel cas on risquerait une rupture lors du passage du régime transitoire (démarrage) vers le régime stationnaire, la fréquence excitatrice parcourant une gamme de fréquence, dont celle de la suspension.

Pour une bonne efficacité, la fréquence propre du système anti-vibratile doit être 3 à 4 fois inférieure à la fréquence excitatrice.

La fréquence propre (ou de résonance) est souvent définie par les fabricants de plots anti-vibratiles en fonction de l'écrasement (« flèche » sous déformée statique due à la masse).





Pour les systèmes à ressort, on utilisera la

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\delta(cm)}}$$

relation : , avec f_0 , la fréquence propre (Hz) du système anti-vibratile et δ l'écrasement en cm, on utilisera encore la relation la même relation sous la forme suivante :

$$f_0 = \frac{15,8}{\sqrt{\delta(mm)}}$$

, avec f_0 , la fréquence propre (Hz) du système anti-vibratile et cette fois δ l'écrasement en mm.

Source : Energie +

Le rendement de l'isolation vibratoire est donné par :

$$\eta = 100(1 - T),$$

$$T = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}$$

f étant la fréquence excitatrice de l'équipement et f_0 , la fréquence propre du système anti-vibratile

Illustrons ceci par un exemple :

la fréquence d'une source de masse M excitatrice est de 50 Hz, on prend un rapport de 5 entre la fréquence d'excitation et la fréquence de résonance du système de découplage pour être certain d'être dans la zone d'atténuation des vibrations, soit 10 Hz. Ceci correspond à un écrasement du support de 0,25 cm. On choisira donc le support correspondant à un écrasement sous la masse M donnant une valeur proche de 2,5 mm.

On déduit des considérations qui précèdent que lorsque la vitesse de rotation (par exemple dans le cas d'un ventilateur) est faible, une forte flèche statique s'impose (donc des systèmes anti-vibratiles très souples). Plus la vitesse de rotation croît, moins les systèmes anti-vibratiles doivent être souples.

En pratique, on rencontre :

- des ressorts, utilisés pour toutes les fréquences propres mais surtout lorsqu'elles sont inférieures à 8 Hz,
- des plots à base de poudre de liège mélangée à un élastomère, pour des fréquences propres supérieures à 8 Hz,
- des plots à base d'élastomères, pour les fréquences propres supérieures à 12 Hz ,
- un système de "dalle flottante", c'est-à-dire la construction d'un socle de béton sur un matelas de laine minérale ou de mousse plastique souple, pour les fréquences propres supérieures à 10 Hz, nous y reviendons.





Source : Energie +



Le tableau suivant, basé sur des considérations théoriques mais aussi par la pratique, indique les caractéristiques principales des systèmes d'isolation aux vibrations à prévoir pour les équipements constitutifs des HVAC.

La flèche statique minimale des isolateurs de vibrations (valeur « C » du tableau) est donnée en mm en fonction de l'équipement et de la portée de la dalle de structure sur laquelle l'équipement repose, ainsi que :

- en fonction du type de support isolant (valeur « B ») :
 - 1 : caoutchouc, néoprène ou fibre de verre
 - 2 : ressorts métalliques hélicoïdes pour le support ou la suspension
 - 3 : ressorts métalliques hélicoïdes à restriction de hauteur

- et en fonction du type de châssis à prévoir (« A ») :
 - 4 : un châssis n'est pas nécessaire, les isolateurs sont à installer directement sous la machine ;
 - 5 : rails de support pour limiter la hauteur
 - 6 : châssis métallique suffisamment raidi
 - 7 : massif d'inertie en béton

Type machine	Montage de la machine														
	en roue-sol			portée de 6 m			portée de 9 m			portée de 12 m			portée de 15 m		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
<i>Machines frigorifiques</i>															
Machines à absorption	4	1	6	4	3	25	4	3	25	4	3	45	4	3	45
Compact hermétique	4	1	10	4	3	25	4	3	45	4	3	45	5	3	65
A compresseur centrifuge	6	1	10	6	3	25	6	3	45	6	3	45	6	3	90
A compresseur à piston															
500 - 750 U/min.	4	3	25	4	3	45	5	3	45	5	3	65	5	3	90
> 750 U/min.	4	3	25	4	3	25	4	3	45	5	3	65	5	3	65
<i>Compresseurs à air</i>															
500 - 750 U/min.	4	2	25	4	2	45	7	2	65	7	2	65	7	2	90
> 750 U/min.	4	2	25	4	2	25	7	2	45	7	2	65	7	2	65
<i>Chaudières</i>	4	1	6	4	3	25	4	3	25	4	3	45	4	3	65
<i>Pompes</i>															
Pompes monoblocs															
< 4 kW	4	1	10	7	2	25	7	2	25	7	2	25	7	2	25
> 4 kW	7	2	25	7	2	25	7	2	25	7	2	45	7	2	45
Pompes sur socle															
< 30 kW	7	2	25	7	2	25	7	2	45	7	2	45	7	2	45
> 30 kW	7	2	25	7	2	25	7	2	45	7	2	65	7	2	65
<i>Groupes de conditionnement d'air (basse pression < 750 Pa)</i>															
Suspendus au plafond															
< 4 kW	4	2	25	4	2	25	4	2	25	4	2	25	4	2	25
> 4 kW															
< 500 U/min.	4	2	25	4	2	45	4	2	45	4	2	45	4	2	45
> 500 U/min.	4	2	25	4	2	25	4	2	25	4	2	45	4	2	45
Montés au sol															
< 4 kW	4	1	10	4	2	25	4	2	25	4	2	25	4	2	25
> 4 kW															
< 500 U/min.	4	1	10	5	2	45	5	2	45	5	2	45	5	2	45
> 500 U/min.	4	1	10	4	2	25	4	2	25	5	2	45	5	2	45
<i>Ventilateurs centrifuges et groupes de conditionnement d'air (haute pression : > 750 Pa)</i>															
Puissance < 37 kW															
< 200 U/min.	6	1	10	6	2	65	6	2	65	6	2	90	6	2	90
201 - 300 U/min.	6	1	10	6	2	45	6	2	65	6	2	65	6	2	90
301 - 500 U/min.	6	1	10	6	2	45	6	2	45	6	2	65	6	2	90
> 500 U/min.	6	1	10	6	2	25	6	2	25	6	2	45	6	2	90
Puissance > 37 kW															
< 300 U/min.	6	2	45	7	2	65	7	2	90	7	2	90	7	2	90
301 - 500 U/min.	6	2	45	7	2	45	7	2	65	7	2	90	7	2	90
> 500 U/min.	6	2	25	7	2	45	7	2	45	7	2	65	7	2	65
<i>Ventilateurs axiaux</i>															
< 37 kW	4	2	25	4	2	25	4	2	25	5	2	45	5	2	65
> 37 kW	5	2	25	4	2	25	4	2	45	7	2	65	7	2	90
<i>Tours de refroidissement</i>															
< 500 U/min.	4	1	10	4	1	10	5	3	45	5	3	65	5	3	90
> 500 U/min.	4	1	10	4	1	10	5	3	25	5	3	45	5	3	65
<i>Moteurs à combustion</i>															
< 20 kW	7	1	10	7	1	10	7	2	45	7	2	65	7	2	65
21 - 75 kW	7	1	10	7	2	45	7	2	65	7	2	90	7	2	90
> 75 kW	7	1	10	7	2	65	7	2	90	7	2	120	7	2	120

Source : ATIC

Équipement et support

Souvent la fixation entre la machine et son propre support est rigide, ce qui fait que le support lui-même rayonne du bruit et des vibrations comme un vrai haut-parleur! Ceci explique aussi pourquoi les écrans antibruit, aussi bien que les capots / caissons doivent être isolés contre les vibrations de l'équipement. En négligeant cet aspect, on rend la surface qui rayonne le bruit encore plus grande!



Il ne faut donc pas négliger le support aval, qui diffère selon la puissance de la machine :

- pour les unités de faible puissance, on utilise plutôt une plaque ; on observe une amplification en basses fréquences. Le niveau de vibration transmis dépend du rapport de masse entre l'équipement et la plaque ;
- pour les unités de forte puissance, on utilise des poutres. Les poutres sont assez raides et ont des fréquences de résonance élevées. Il convient d'éviter la coïncidence de ces fréquences avec les fréquences excitatrices.

La dalle flottante

La dalle flottante est assez difficile à réaliser puisque en aucun endroit il ne peut y avoir de contact (raccords de mur, tuyauteries, conduits, ...). Devant la nécessité d'exercer un contrôle quasi permanent durant les travaux, on préfère parfois la technique des éléments antivibratiles...! Ou alors un contrôle de la qualité acoustique de la dalle est imposé à la fin des travaux.

Les dalles flottantes dans le cas d'installations HVAC sont spéciales dans le sens que, par rapport aux dalles flottantes couramment utilisées dans les immeubles à appartements, elles doivent également produire un isolement acoustique important dans les basses fréquences. Pour cette raison, la chape flottante conventionnelle avec un matelas mince et continu de matériau antivibratoire (laine minérale, polystyrène, mousse, etc.) n'est pas la solution indiquée si l'on veut descendre au niveau de la fréquence propre en dessous d'environ 20 Hz.

De ce fait et en plus pour des raisons de charges importantes dues aux machines installées, les exigences posées au système antivibratoire de telles dalles flottantes peuvent être résumées comme suit:

- résonance propre inférieure à 20 Hz, restant plus ou moins constante pour toute la durée de vie du bâtiment (augmentation maximale de 3 à 4 Hz)
- un comportement prévisible de l'affaissement en fonction de la charge en régime statique et dynamique
- une compressibilité permanente négligeable en régime dynamique
- capacité de surcharge sans danger de dégradation, compression permanente ou changement de la fréquence propre
- résistance à des conditions d'environnement défavorables.

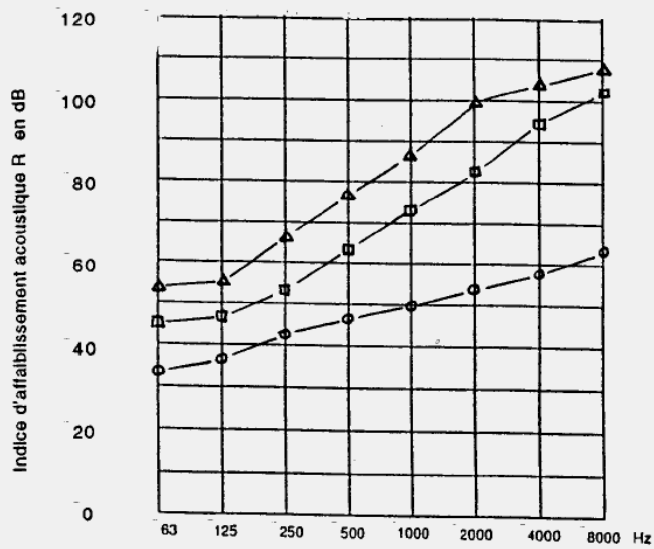
Le système antivibratoire pour dalles flottantes qui correspond aux exigences susdites consiste

généralement en un coffrage perdu (multiplex résistant à l'humidité, tôle d'acier) reposant sur des éléments antivibratoires distants d'environ 300 à 600 mm l'un de l'autre.

Ces panneaux préfabriqués sont installés sur chantier sur la dalle de structure éventuellement avec un remplissage d'un matelas léger en laine minérale. Le pourtour contre les parois entourantes reçoit une isolation antivibratoire appropriée.

Le coffrage est rendu étanche à l'eau (plusieurs couches de feuille en polyéthylène) et après avoir installé les treillis d'armement, le tout est couvert d'une couche de béton (en général épaisseur 10 cm).





Indice d'affaiblissement acoustique d'une dalle en béton de 150 mm comparé avec la performance d'une dalle flottante sans et avec transmission de bruit par voies latérales.

Source : ATIC

- o — o : dalle en béton 150 mm
- — □ : dalle flottante en béton 100 mm, système anti-vibratoire épaisseur 50 mm, dalle de structure en béton 150 mm (avec transmission de bruit par voies latérales)
- Δ — Δ : idem sans transmission de bruit par voies latérales (mur flottant)



Autres découplages

Le découplage d'une installation est propre à chaque installation. Les conditions d'installation sont délicates et les prescriptions du fournisseur doivent être respectées. Il faut également qu'il n'y ait pas de fixation rigide ailleurs, ce qui anéantirait tous les gains acquis. En effet, tout autre « pont » qui peut exister, en dehors des appuis de support d'un équipement, doit être coupé par l'insertion d'un élément isolateur. Dans la pratique, cela se réalise par l'insertion de matériaux souples aux endroits de :

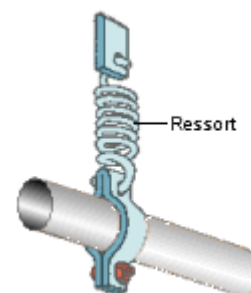
- percements de murs, toitures, parois de tout type ;
- la fixation de gaines, de tuyaux, câbles ;
- tout encoffrement ;

afin d'éviter un pont dur entre la source et le bâtiment ou tout autre élément constructif. Le mieux est de réaliser l'isolation au niveau de la machine elle-même, en choisissant des raccords souples entre machines et conduits.

On envisagera les solutions traditionnelles telles que les colliers viscoélastiques, les suspentes antivibratoires, les manchettes souples...

Donnons un exemple. Les vibrations d'un équipement (par exemple le compresseur) peuvent se transmettre aux tuyauteries.

Source : Energie +



On envisagera :

- d'éviter de fixer rigidement la tuyauterie aux parois de l'appareil en utilisant des manchons souples, flexibles...,
- d'espacer les fixations des tuyauteries et d'insérer des manchons souples entre les tuyauteries et les parois.

Les flexibles perdent leur efficacité quand ils sont tendus et est amoindrie pour de fortes pressions.

Les manchons souples sont quant à eux sensibles aux contraintes de cisaillement et donc facilement endommageables lors de leur montage.

A titre de synthèse, la figure suivante indique l'ensemble de solutions antivibratoire à envisager et décrites ci-dessus. On retiendra le principe fondamental selon lequel plus les solutions sont envisagées à la source, meilleur est le résultat.

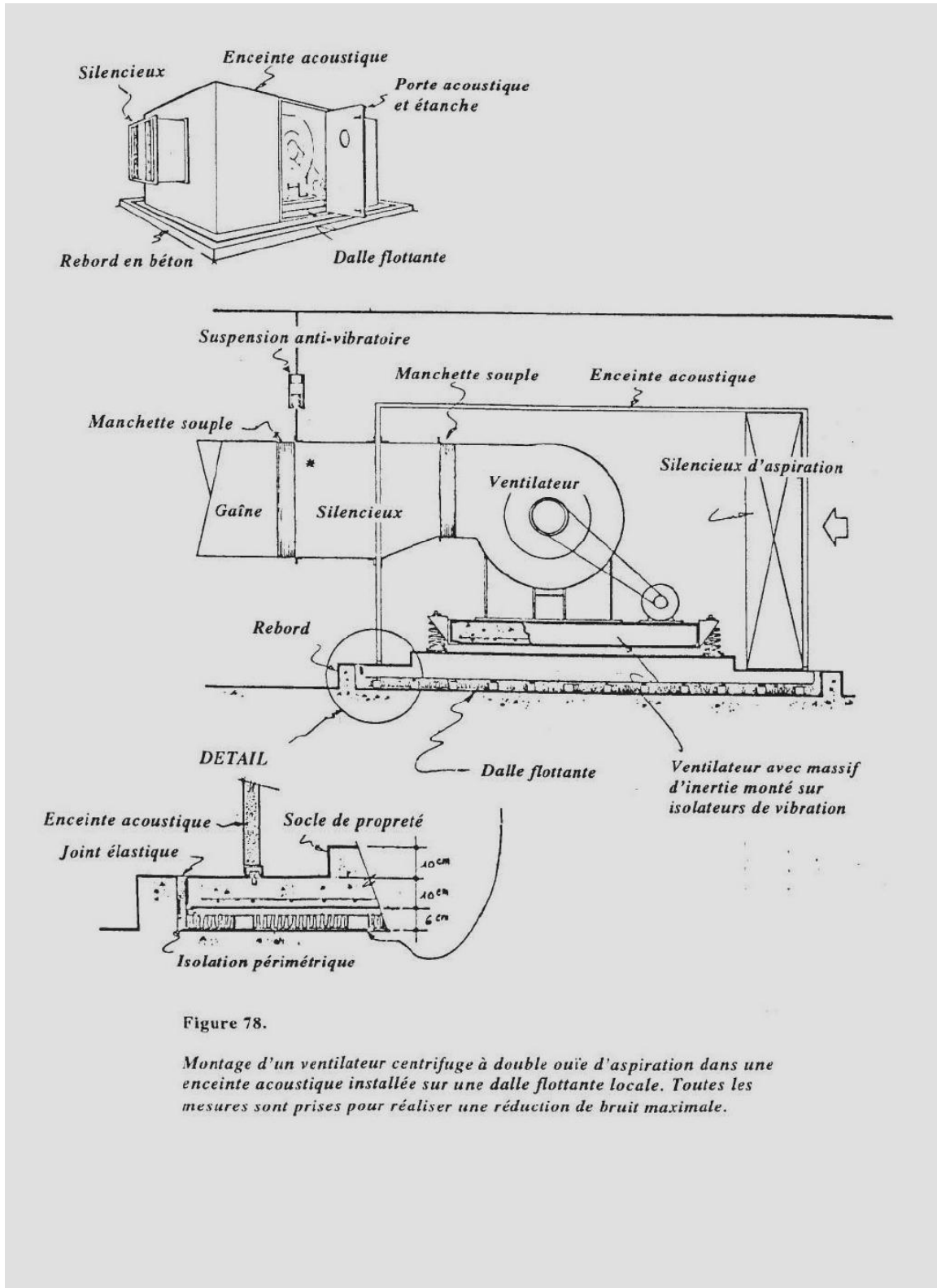


Figure 78.

Montage d'un ventilateur centrifuge à double ouïe d'aspiration dans une enceinte acoustique installée sur une dalle flottante locale. Toutes les mesures sont prises pour réaliser une réduction de bruit maximale.

Source : ATIC



II.4.5 LES MATERIAUX ABSORBANTS

Le principe des matériaux absorbants est de transformer l'énergie acoustique en chaleur selon les mécanismes de pertes par frottement, de mise en vibration de la structure, d'amortissement interne, de résonance, bref des phénomènes irréversibles de dissipation d'énergie. On distingue habituellement trois grandes familles de matériaux absorbants :

- les matériaux poreux,
- les perforés et résonateurs de Helmholtz,
- les membranes.

Les matériaux varient en fonction des fréquences à absorber : panneaux pour les basses fréquences, plaques perforées pour les moyennes fréquences et matériaux poreux pour les hautes fréquences. Nous nous restreindrons aux matériaux poreux dans le cadre de cette section.

Les matériaux poreux sont caractérisés entre autres par la porosité, la résistivité au passage de l'air et la tortuosité. En ce qui concerne la porosité, celle-ci doit être ouverte (ou connectée) pour qu'il y ait absorption acoustique. Les matériaux à porosité fermée, telle que le polystyrène, ne sont pas des absorbants acoustiques !

Les propriétés acoustiques des matériaux sont généralement représentées par le coefficient d'absorption de Sabine (alpha sabine), déterminé à partir de la durée de réverbération dans une salle réverbérante en présence et en l'absence du matériaux selon une procédure normalisée, il est compris entre 0 et 1, plus il est élevé, meilleure est l'absorption. Pour une bonne isolation acoustique, on envisagera les matériaux avec un indice proche de 1, tels que les laines minérales de verre ou de roche, les fibres de polyester, les mousses synthétiques planes ou alvéolées à pores ouverts. Signalons que la résistivité de la laine de verre est supérieure à celle de la laine de roche à masse volumique équivalente.

L'absorption est fonction de l'épaisseur du matériau poreux. En général pour les laines minérales, on choisit des épaisseurs entre 50 mm et 100 mm, avec une masse volumique supérieure à 60 kg/m³.

On peut combiner le matériau absorbant avec un panneau perforé afin de le protéger, on veillera à ne pas diminuer le coefficient d'absorption par cette mesure de protection (penser à un taux de perforation supérieur à 20%).

II.5 LES FICHES TECHNIQUES

Cette section a pour objet de présenter les principaux indices et autres critères à connaître pour comprendre le contenu du volet acoustique d'une fiche technique d'un équipement ou d'un produit acoustique.



II.5.1 FICHES TECHNIQUES DES EQUIPEMENTS

Décibel

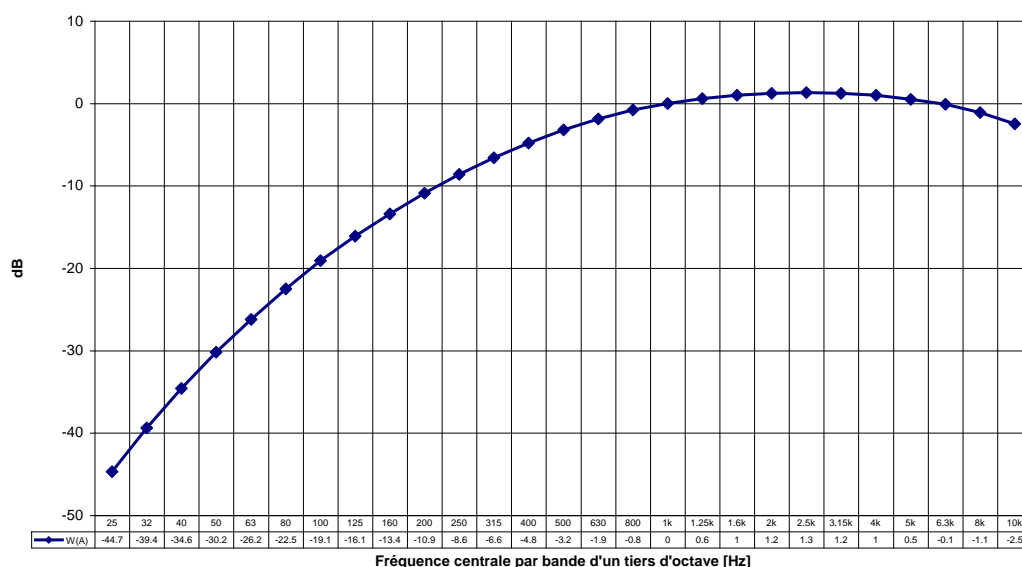
La perception de l'oreille de la hauteur du son étant logarithmique et non linéaire, une échelle logarithmique en décibels (dB) est utilisée. Il s'agit donc d'un changement d'échelle effectué, sans dimension.

Décibel A

L'ouïe humaine est plus sensible aux hautes fréquences qu'aux basses fréquences, pour en tenir compte on applique un filtre correctif appelé le filtre A. Ce filtre implique, sur toutes les fréquences, une correction (= pondération A). On parle alors de niveaux dB(A).

Les valeurs de pondération sont liés aux sensibilités de l'oreille, et sont données ci-contre.

Présentation graphique de la pondération fréquentielle "A"



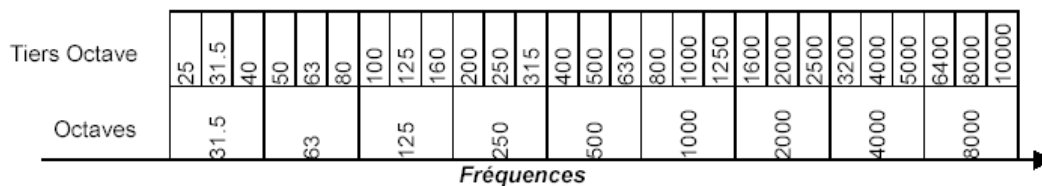
Source : IBGE

Le spectre sonore

Les performances acoustiques d'un produit acoustique sont variables en fonction de la fréquence. L'utilisation d'indice unique s'accompagne par conséquent souvent d'une ventilation des performances en fonction de la fréquence.



On procède à un découpage du domaine de fréquences en bandes d'octave ou de tiers d'octave. Le découpage (normalisé) est présenté ci-dessous :



Source : IBGE

Les fiches techniques présentent souvent les performances des produits par les bandes d'octaves comprises entre 63 et 8k Hz ou par bandes de tiers d'octave.

Puissance acoustique et pression acoustique

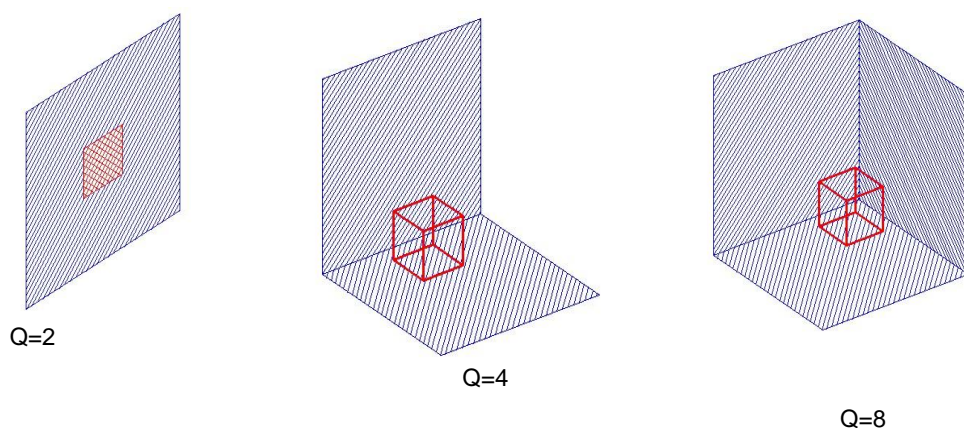
Une source sonore émet de la puissance L_w (ou PWL) d'où résulte une pression sonore L_p (ou SPL). La puissance acoustique est la cause, la pression acoustique est l'effet (comme chaleur et température).

La puissance sonore est intrinsèquement liée à l'équipement, tandis que la pression sonore dépend aussi bien de la source, mais aussi des caractéristiques de l'environnement englobant la source (réflexions, absorptions, diffractions sonores...) ainsi que la distance, de l'absorption atmosphérique... Une valeur L_p indiquée sans référence à la distance n'a pas de signification.

Le passage de l'un à l'autre se fait par la formule suivante, en champ libre (à l'air libre et sans obstacles et en négligeant l'absorption atmosphérique) :

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

Avec L_p le niveau de pression en décibels, L_w le niveau de puissance acoustique de la source, r la distance entre la source et le point de réception, et Q le facteur de directivité lié à la géométrie de l'environnement qui entoure la source :

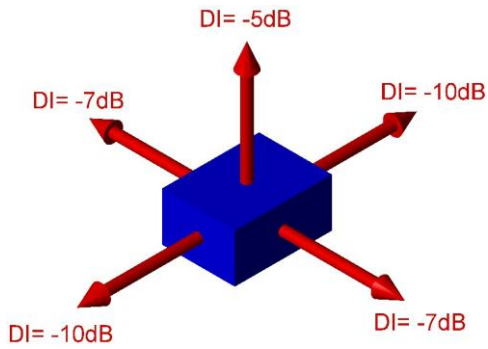


Source : IBGE

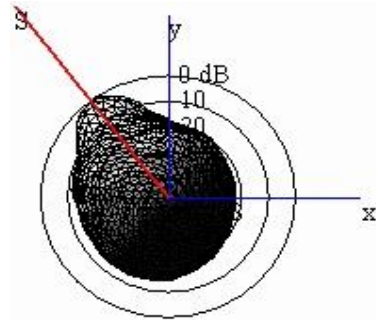
$Q=1$ en l'absence d'obstacle, $Q=2$ dans un plan, $Q=4$ pour un angle, $Q=8$ pour un coin.

La source elle-même ne rayonne pas toujours de façon isotrope, des valeurs de directivité peuvent être indiquées.



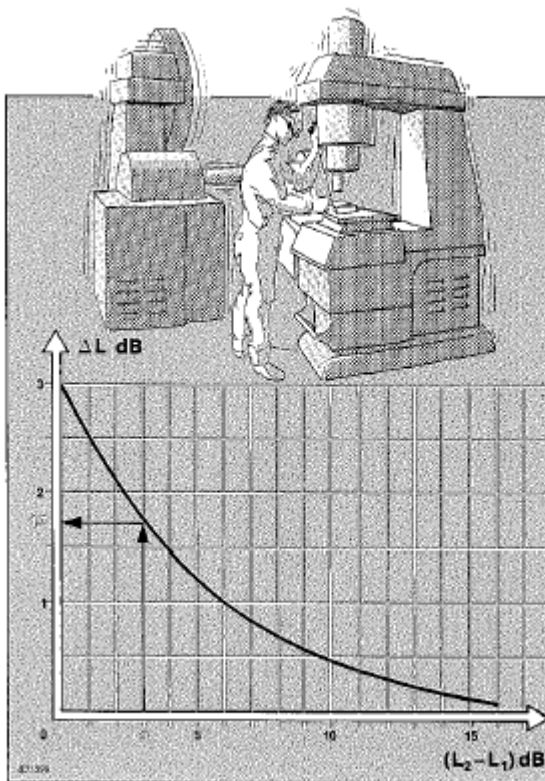


Source : IBGE



Addition de contributions sonores

Etant donné le caractère logarithmique des décibels, l'addition de deux niveaux sonores doit se faire avec précaution, selon l'une des deux méthodes suivantes.



Par abaque

Connaissant les niveaux acoustiques L_1 et L_2 des équipements, on calculera leur différence $(L_2 - L_1)$, L_2 étant pris pour le niveau le plus élevé des deux équipements. Le graphique ci contre donne le ΔL en fonction de la différence $(L_2 - L_1)$. Le niveau total est alors égal à $L_2 + \Delta L$.

Exemple : $L_1 = 82$ dB, $L_2 = 85$ dB, $L_2 - L_1 = 3$ dB, $\Delta L(3) = 1,7$ dB, $L_{tot} = 85 + 1,7 = 86,7$ dB

Source : Bruel & Kjaer

Par formule

Si l'on doit additionner plusieurs sources, il peut être plus facile d'utiliser la formule suivante :

$$L_{tot} = 10 \log_{10} \left(\sum_i 10^{L_i/10} \right)$$

, avec L_i le niveau de la source sonore i .


Appliquons la formule à l'exemple précédent :

$$L_{tot} = 10 \log_{10} \left(10^{82/10} + 10^{85/10} \right) = 10 \log_{10} \left(10^{8,2} + 10^{8,5} \right) = 86,7 \text{ dB}$$



Exemple de fiche technique d'équipement

A titre d'exemple, voici la fiche technique d'une tour de refroidissement insonorisée. On y trouve, pour les différentes faces, les niveaux de pression acoustique, en champ libre (pas de réflexions), pour une distance donnée, par bande d'octave, exprimés en décibels et décibels pondérés A.



**BALTIMORE AIRCOIL
INTERNATIONAL N.V.**
Industriepark
B-2220 HEIST-OP-DEN-BERG
Belgium

**SOUND RATING
DATA SHEET**

Model No. **VTL-185-M**

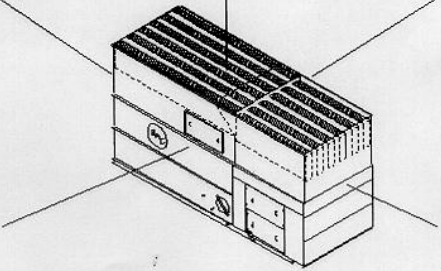
Octave Band and A-Weighted Sound Pressure Levels (SPL) in dB RE 0.0002 Microbar.

INPUT DATA	
Indoor/Outdoor	Outdoor
Sound Attenuation	VS
Motor Size (kW)	18,5
Number of Motors	1
Fan Speed	Full
Distance (m)	1,5

BACK	
Centre Frequency	Distance
	1,5 m
63	72
125	67
250	61
500	58
1000	52
2000	49
4000	50
8000	46
dB(A)	60

TOP	
Centre Frequency	Distance
	1,5 m
63	71
125	72
250	68
500	66
1000	63
2000	61
4000	57
8000	55
dB(A)	69

SIDE	
Centre Frequency	Distance
	1,5 m
63	73
125	67
250	59
500	55
1000	53
2000	53
4000	44
8000	38
dB(A)	60



SIDE	
Centre Frequency	Distance
	1,5 m
63	73
125	67
250	59
500	55
1000	53
2000	53
4000	44
8000	38
dB(A)	60

FAN END	
Centre Frequency	Distance
	1,5 m
63	80
125	70
250	65
500	59
1000	59
2000	56
4000	47
8000	42
dB(A)	64

Calculated Sound Power Level (PWL) in dB RE 10⁻¹² Watt

Centre Frequency	dB RE 10 ⁻¹² WATT
63	96
125	92
250	83
500	78
1000	76
2000	74
4000	71
8000	65
dB(A)	83

Note: Sound data are free field data valid for unit installation without elevation, not taking into account any reflections.

Source
:
IBGE

II.5.2 FICHES TECHNIQUES DES PRODUITS ACOUSTIQUES

Indice d'absorption acoustique

On trouve cet indice pour caractériser les performances des panneaux acoustiques, des revêtements absorbants...



Les performances d'absorption sont décrites par l'indice « alpha-sabine » noté α_s et dépendent de la fréquence. Les valeurs sont comprises (généralement) entre 0 et 1, plus l'indice est élevé meilleure est l'absorption acoustique.

On trouve également un indice unique sur le spectre, dénommé α_w (« w » provenant de « weighted » calculé selon une procédure normalisée).

Indice d'isolation acoustique.

Concept qui définit la capacité d'isolation acoustique d'une paroi et est noté R. cet indice représente le rapport entre l'énergie sonore incidente et l'énergie sonore qui traverse le matériau. Il dépend de la fréquence.

On le trouve également sous forme unique sur le spectre R_w ou encore $R_w(C, C_{tr})$ avec C la correction à additionner à la valeur de R pour obtenir l'indice français R rose (isolation par rapport à un bruit dont le spectre est de type « rose ») et C_{tr} la correction à additionner à la valeur de R pour obtenir l'indice français R route (isolation par rapport à un bruit dont le spectre est de type « route », plus riche en basses fréquences).

Par exemple,

$$R_w(C;C_{tr}) = 41 (-1;-5) \text{ dB}$$

où C = -1 dB et C_{tr} = -5 dB,

ce qui voudrait dire explicitement :

$$R_w = 41 \text{ dB}$$

$$R(\text{bruit rose}) = 41 - 1 = 40 \text{ dB(A)}$$

$$R(\text{bruit de trafic routier}) = 41 - 5 = 36 \text{ dB(A)}.$$

Cet indice donne les performances du matériau en laboratoire, et ne tient pas compte des pertes par transmission latérales. Les performances sur site seront donc inférieures à celles effectuées en laboratoire. Plus l'indice est élevé, meilleure est l'isolation.

Indice d'atténuation

On trouve cet indice notamment lorsque l'on veut caractériser les performances de silencieux, d'encoffrements... Il s'agit de la réduction acoustique apportée lorsque l'équipement est associé à un silencieux par rapport à la situation sans silencieux. Il n'y a pas de symbole pour cet indice, l'unité est le dB. Plus l'indice est élevé, meilleure est l'atténuation.

Prenons l'exemple de baffles acoustiques. La fiche technique devra reprendre pour une épaisseur donnée de baffle, les valeurs d'atténuation en dB, en fonction de leur écartement, de leur longueur et en fonction des bandes de fréquences. Dans d'autres cas, comme par exemple dans le cas de silencieux circulaires, de grilles acoustiques..., on trouve généralement dans la fiche technique un graphique qui présente l'atténuation apportée en fonction de la fréquence.

Perte par insertion

On trouve cet indice notamment lorsque l'on veut caractériser les performances de silencieux, d'encoffrements... La logique est exactement la même que dans le cas de l'indice d'atténuation. La perte d'insertion est symbolisée par l'indice D_w .



Exemple de fiche technique de solution acoustique

Cas d'un silencieux actif cylindrique :

Exemple de performances acoustiques

Pour une vitesse de l'air dans la gaine de ventilation de 4 m/s et un niveau de bruit amont de 90 dB(A).

Ø (mm)	Fréquence centrale de la bande d'octave (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
250	9	19	25	26	32	50	45	33
315	7	19	22	25	32	41	30	22
355	7	19	22	25	32	41	30	22
400	7	19	22	25	31	41	31	22
450	4	9	19	24	28	33	25	17
500	4	9	19	24	28	33	25	17
560	9	16	20	27	31	33	22	16
630	9	16	20	27	31	33	22	16

Valeurs d'atténuation acoustique (dB) établies suivant la norme ISO 7235.

Source : ATIC



II.6 LA CERTIFICATION

Nous considérons ici le cas de nouveaux projets, pour lesquels il nous manque souvent les données acoustiques nécessaires à la détermination des mesures à prendre afin de garantir la conformité aux exigences acoustiques.

Toutes les caractéristiques acoustiques, mais aussi techniques, sont à prendre en compte afin de pouvoir sélectionner un équipement en adéquation avec un projet, en tenant compte de toutes les contraintes (puissance utile, consommation, bruit en fonction du régime d'utilisation, pertes de charges admissibles,...).

En général, tout organisme professionnel, centralisant les données et uniformisant les méthodes, peut aider à la transparence dans l'application sur le terrain. Dans le domaine de l'HVAC, un tel organisme existe et se nomme « EUROVENT/CECOMAF ».

Cet organisme a comme objectif de :

- représenter les constructeurs européens de matériel de conditionnement d'air, de ventilation et de réfrigération auprès des associations du marché national belge, tant sur les questions au niveau européen qu'au niveau international;
- mettre en évidence la force de leur industrie sur des bases internationales ;
- développer de bonnes relations d'affaires avec l'Union Européenne ;
- informer les membres des comités rédigeant les législations correspondantes auprès de l'Union Européenne ;
- développer un système global fiable de reportage et de statistiques ;
- développer des programmes de certification de produit pour leur industrie au travers la European Certification Company ;
- participer activement à la normalisation internationale ;
- améliorer la communication sur les questions générales comme les réfrigérants, l'énergie et la qualité de l'air ambiant ;
- publier des guides et manuels d'application technique ;
- développer la recherche ;
- préparer l'association comme une organisation qui peut elle-même réguler l'industrie.

Dans le domaine de l'acoustique, nous avons ainsi accès :

- de façon directe, grâce au programme de certification acoustique des équipements:
 - à la puissance acoustique globale en dB (A),
 - le spectre en bande d'octave en dB,
 - les informations concernant la directivité sur les 5 faces ;
- de façon indirecte, via la publication de guides et manuels techniques rédigés afin de garantir une bonne installation, mise en service et utilisation à long terme des équipements (afin d'éviter des problèmes provenant d'une utilisation inadaptée)
- aux performances utiles (capacité de réfrigération, débit, ...) permettant de faire un choix judicieux du matériel à mettre en service

Tous ces éléments sont utiles et nécessaires afin d'éviter les problèmes de nuisances sonores, ceci grâce à une exploitation la plus adaptée à la situation rencontrée sur le terrain.



Pour information on consultera les sites suivants :

 <http://www.eurovent-cecomaf.org/web/eurovent/web/>

 <http://www.eurovent-certification.com/>



SECTION III : BRUIT RAYONNE ET SOLUTIONS PAR TYPE D'INSTALLATION DE VENTILATION ET DE CONDITIONNEMENT D'AIR

III.1 LES GROSSES INSTALLATIONS DE CONDITIONNEMENT D'AIR CENTRALISEES



Source: IBGE



III.1.1 DESCRIPTION DE L'EQUIPEMENT

Les grosses installations de conditionnement d'air centralisées sont généralement utilisées pour l'ensemble de tout un bâtiment (tels qu'immeubles de bureaux, de logement, hôpitaux...) correspondent à des systèmes complexes reprenant de façon centralisée des groupes de froid et des groupes de pulsion/extraction d'air, généralement placées en toiture de bâtiment pour des raisons de ventilation.

Dans ces installations, le fluide utilisé est l'air, qui est refroidi ou réchauffé auprès de la centrale de traitement, et ensuite circulé dans les locaux. Des variantes de ce système existent : le fluide étant un liquide refroidi, les échanges calorifiques avec les locaux intérieurs sont réalisés dans le local même via des ventilo-convecteurs (groupes de radiateurs à lamelles sur lesquelles souffle un ventilateur afin de faire circuler les frigories /calories), ou via des plafonds froids. De toute façon, même dans ces 2 derniers cas, l'air neuf (d'où un faible besoin de débit) doit avoir circulé dans le bâtiment et un circuit de pulsion/extraction d'air est donc également nécessaire.

En matière de bruit, ces installations ont 3 types d'équipements potentiellement bruyants vers l'extérieur, dont les sources de bruit peuvent rayonner de différentes façons:

- les groupes de refroidissement du fluide (air ou liquide) : ce sont des groupes frigorifiques et/ou des pompes à chaleur qui rayonnent comme des sources ponctuelles et/ou surfaciques (III.1.2);
- les groupes de traitement d'air (circulation : pulsion et extraction ; filtrage ; humidité ; température) qui rayonnent comme des sources volumiques (III.1.3);
- les prises d'air (aspiration d'air frais, refoulement d'air traité) qui rayonnent comme des sources surfaciques (III.1.4);

III.1.2 LES GROUPES DE REFROIDISSEMENT

Le plus gros problème des groupes de refroidissement est qu'ils ont le plus souvent besoin d'une aération correcte afin de permettre les échanges calorifiques et que, sauf le cas particulier de certaines tours de refroidissement, leur encoffrement est quasiment impossible car leurs ventilateurs ne sont jamais prévus pour répondre à des pertes de charges correspondant à celles induites par les silencieux nécessaires à un tel encoffrement.

Les options :

- 1°) Le choix d'un matériel moins bruyant est le plus évident : il existe à l'heure actuelle des groupes de refroidissement qui permettent de respecter des niveaux de puissance acoustique inférieurs à 100 dB(A), soit un progrès de 6 à 7 dB(A) par rapport aux refroidisseurs des anciennes générations.





Source : IBGE

Ces groupes induisent encore cependant des niveaux de l'ordre de 60 dB(A) à 10 m et on voit donc que leur implantation ne pourra se faire partout.

Le coût d'un groupe de refroidissement dit « Low Noise » (à faible bruit) est de l'ordre de 15% supérieur à celui d'un équipement classique. Ce surcoût est essentiellement dû à l'utilisation de ventilateurs à faible bruit (vitesse plus lente à puissance égale) et de divers moyens réducteurs tels que parois acoustiques (malgré les ouïes d'ouvertures), et isolation des canalisations.

2°) Protections supplémentaires : les écrans, cheminées, ou locaux techniques à ciel ouvert.

Les niveaux de bruit de ces groupes/tours de refroidissements restent malgré tout importants, et il est donc parfois nécessaire de réduire leur impact dans l'environnement à l'aide de dispositifs supplémentaires.

Nous avons vu qu'il est quasi impossible d'encoffrer totalement ces équipements car ils ont besoin d'une circulation libre d'air autour d'eux, afin de fonctionner correctement.

Toutefois, il est possible de placer ces groupes derrière des écrans antibruit ou dans des locaux à ciel ouvert, locaux dont les parois servent alors d'écrans antibruit. On renverra le lecteur à la section II à ce sujet.

On veillera alors à choisir ces parois afin qu'elles soient en même temps acoustiquement isolantes ($R_w = 30$ dB(A)) et absorbantes du côté intérieur au local ainsi créé, encore appelé « cheminée ».

Au besoin, si les parois du local sont trop proches du ou des groupes, on peut aussi prévoir une aération au travers de grilles insonorisées, ou encore au travers d'un silencieux classique placé en amont d'une grille normale.

Sans parler des incidences esthétiques et de stabilité, on peut estimer qu'une cheminée réalisée en bardage métallique double peau et sa charpente coûtent environ € 250/m² ; alors que des grilles insonorisées coûtent de € 1.000 à € 2.000 /m² suivant la performance obtenue, soit de 13 à 17 dB(A).



Pour un surcoût de l'ordre de 30 à 60% de l'installation originale, on peut obtenir un gain de 13 à 20 dB(A), ce qui est très important et peut permettre d'éviter un local technique à ciel ouvert.

Outre le caisson lui-même et les silencieux, le surcoût est également induit par le renforcement du moteur du ventilateur et de la mécanique d'entraînement.

Certaines tours de refroidissement, soit parce qu'elles utilisent des ventilateurs axiaux, soit parce qu'elles sont trop importantes, ne peuvent être insonorisées « à la source » : tout comme pour les groupes de refroidissement, un local à ciel ouvert pourra alors être envisagé.

III.1.3 GROUPE DE TRAITEMENT D'AIR



Source : IBGE

Les groupes de traitement d'air assurent non seulement la circulation de l'air d'une installation, mais aussi son filtrage et le contrôle de son taux d'humidité et, bien sûr, de sa température.

Dans ces groupes, il n'y a pas de système de réfrigération : l'air est réchauffé ou refroidi en passant au travers de batteries de chauffe ou de refroidissement dans lesquelles circule de l'eau traitée dans des groupes à part.

A contrario des groupes de refroidissement, les groupes de traitement d'air ne nécessitent pas autour d'eux de circulation d'air: ils peuvent donc être placés dans des locaux intérieurs, comme c'est d'ailleurs souvent le cas.

Cependant, nous décrivons ici le rayonnement acoustique de ce type d'équipement afin de comprendre l'impact qu'il peut avoir lorsqu'il est placé « à l'air libre », ce qui est toujours possible.

- Bruit rayonné par le groupe lui-même (caisson) :
Caisson bien étanche dont les parois sont constitués de panneaux sandwich (résultats jusqu'à : - 40 dB(A) ce qui permet de respecter des niveaux de 35 à 50 dB(A) à 10 m de l'équipement (évidemment, ces niveaux peuvent être fortement influencés par l'environnement), soit des niveaux assez compatibles avec un environnement habité.
- Bruit rayonné par les prises d'air et ou rejets d'air :
Les échanges d'air doivent bien sûr être assurés en amont et en aval des groupes de traitement d'air, que ce soit pour la circulation de l'air « en ligne » dans le circuit d'air intérieur au bâtiment auquel l'installation est destinée, ou pour les échanges d'air avec l'extérieur, tant en aspiration d'air neuf, qu'en



refoulement d'air vicié. On renverra le lecteur à la section III.1.4 pour les prises d'air.

Nous comprenons donc que, pour les groupes de traitement d'air, c'est «à la source » sur laquelle 'il convient d'agir :

- en choisissant un matériel neuf compatible avec l'environnement (il est difficile de parler de surcoût ici car les appareils sont déjà insonorisés, une insonorisation plus poussée pourrait faire l'objet d'un surcoût de l'ordre de 10 à 15% pour le renforcement des parois du groupe) ;
- en vérifiant qu'un matériel existant n'a pas les problèmes suivants :
 - parois latérales insuffisamment isolantes (renforcement possible avec de la laine minérale et des panneaux amortisseurs adaptés pour un coût pouvant s'étaler de € 1.000 à € 2.500 environ)
 - fuites acoustiques du caisson (portes mal fermées, non étanches, joints dégradés...),
 - vieillissement mécanique des équipements (moteurs, paliers, transmission).

On renverra le lecteur à la section II à ce sujet.

Si, toutefois, il subsiste un problème de bruit, il devient de plus en plus difficile d'agir encore sur ces groupes : il sera alors nécessaire d'étudier une solution avec des écrans antibruit, ou de les intégrer dans les locaux techniques appropriés. On renverra le lecteur à la section II à ce sujet.

III.1.4 PRISES ET REJETS D'AIR

Au sein du circuit de circulation de l'air d'une installation, deux interfaces essentielles avec l'air extérieur: l'aspiration et le refoulement d'air. Ces interfaces vers l'extérieur constituent donc des sources potentielles de bruit pour l'environnement car ils transmettent :

- Le bruit des équipements du côté intérieur de l'interface, que ce soit dans le circuit d'air lui-même, ou dans les locaux dans lesquels la gaine transite.
- Le bruit du flux d'air lui-même, engendré par les turbulences à l'intérieur de la gaine.
- Le bruit de grille, induit par les turbulences générées par le flux d'air (et surtout sa vitesse)



Pour réduire les deux premiers types de bruit, un silencieux doit être dimensionné et placé soit directement derrière la grille, soit au plus près de celle-ci, afin d'éviter, autant que faire se peut, toute régénération supplémentaire de bruit entre l'extrémité du silencieux et la grille (bruits à l'extérieur de la gaine et/ou bruits «en ligne» dans la gaine).

Généralement, les silencieux sont dimensionnés dès la conception de l'installation et leur coût est intégré dans le coût total de l'installation (il représente quelques 8 à 15% de celle-ci). Dans certains cas, malheureusement, le dimensionnement peut s'avérer insuffisant et il faut en améliorer les performances. ce qui n'est pas facile car nous n'avons que les possibilités suivantes :

- Augmenter sa longueur (cette solution rajoute le moins de pertes de charges, mais présente un encombrement plus important) ;
- Réduire la voie d'air entre les baffles absorbants constituant le silencieux (cette solution augmente fortement les pertes de charges, sauf si l'on augmente d'autant la section du silencieux, ce qui nécessitera alors le «gonflement du silencieux» mais aussi des pièces de raccord dites «divergents/convergents» afin de raccorder la gaine à la nouvelle section du silencieux : ces pièces de raccord allongent donc également le dispositif complet).

Pour réduire le bruit de grille, il est nécessaire d'assurer un écoulement laminaire (un vitesse maximale de 10 m/s est à respecter). Réduire la vitesse du flux est également un avantage, qui nécessitera cependant une surface d'ouverture plus grande si l'on désire conserver le même débit.

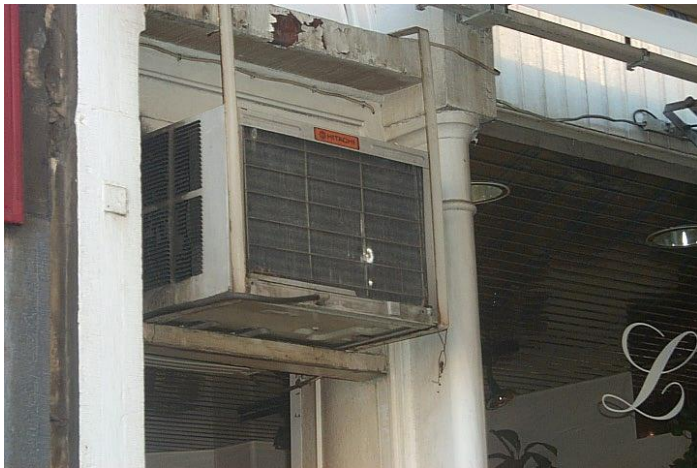
Si le choix d'une grille plus silencieuse est généralement peu coûteux (5 à 10% à l'achat), l'augmentation de sa surface est plus contraignante car, outre l'augmentation proportionnelle à cette surface, un surcoût interviendra pour le raccordement entre la gaine initiale, d'une section S, et la nouvelle grille, d'une section plus importante.

Il est encore intéressant de savoir que lorsque la place le permet, l'aménagement d'un plénum d'échange d'air, sorte de local situé entre la bouche de la gaine et les grilles extérieures, permet de réduire fortement les vitesses et peut également constituer un bon dispositif dans le contrôle du bruit finalement rayonné vers l'extérieur.

Le coût d'un silencieux varie de 1.000 à 2.500 € suivant sa performance, sa taille, la voie d'air effective, et la perte de charge qu'il introduit en fonction du débit d'air qui la traverse.



III.2 LES INSTALLATIONS DE CONDITIONNEMENT D'AIR DE PETITES DIMENSIONS



Source: IBGE



III.2.1 DESCRIPTION DE L'EQUIPEMENT

Les installations de conditionnement d'air de petites dimensions utilisées essentiellement soit :

- sous forme d'un seul groupe (privé, locaux spécifiques de PME : Horeca ; secteur de l'alimentation ...) intégrant la totalité du groupe de refroidissement (compresseur / condenseur) et le ventilo-convecteur d'air proprement dit,
- de plusieurs petits groupes répartis en fonction des besoins, installations de moyenne importance, toujours sans traitement d'air centralisé, mais dont les unités de refroidissement extérieures sont séparées des ventilo-convecteurs placés dans chaque pièce traitée (systèmes «split»).





Le plus souvent, vu leurs dimensions, ces sources rayonnent comme des sources ponctuelles. Dans ces installations, le système de génération de froid se trouve à l'extérieur et comprend :

Source: IBGE

- un compresseur de liquide frigorigène,
- un condenseur,
- un ventilateur pour éviter toute surchauffe de ce groupe.

Le fluide frigorigène est liquide et l'échange de frigories est réalisé dans les locaux finaux au moyen d'un ou plusieurs évaporateurs : comme les ventilo-convecteurs, ou les plafonds froids des grosses installations, ces évaporateurs ne créent généralement aucun problème dans l'environnement.

Les installations les plus petites correspondent à un équipement mono-groupe pouvant reprendre l'ensemble des condenseurs, compresseur, ventilateur et évaporateur, et devenir plus bruyants que les systèmes à condenseurs séparés.

III.2.2 LES INSTALLATIONS MONOGROUPES

Ces installations peuvent créer de réels problèmes de bruit pour lesquels les moyens d'action, hors remplacement de l'équipement, sont quasiment inexistantes.

Peu d'alternatives pour réduire le bruit de ces équipements : il convient d'acheter des équipements dont les caractéristiques de puissance acoustique sont adaptées à l'environnement et, au besoin, de les programmer en fonction des tranches horaires.

En effet, le gros problème de ces équipements est qu'ils sont équipés de ventilateurs axiaux, et qu'ils sont conçus pour un échange calorifique direct avec l'extérieur : si l'on désire les insonoriser en les encoffrant, nous nous retrouvons face à deux problèmes majeurs :

- Ces appareils n'acceptent quasi aucune perte de charges supplémentaire,
- Ils ne peuvent être installés en espace fermé.

Il ne reste donc plus qu'à choisir un équipement moins bruyant, ou de placer cet équipement là où il ne gênera personne, auquel cas le coût du déplacement des canalisations du liquide de refroidissement ne sera pas négligeable non plus. On renverra le lecteur à la section II à ce sujet.



A l'heure actuelle, il existe des groupes compresseurs / condenseurs dont la puissance acoustique (PWL) peut descendre sous les 65, voire même 60dB(A), alors que d'autres appareils sont vendus alors qu'ils correspondent à des puissances acoustiques pouvant atteindre 75dB(A), voire plus.

Il ne faut pas croire que les appareils les moins bruyants sont les plus chers : cela est peut-être vrai dans une même marque (surcoût de 10 à 30% pour un gain de 6 à 10 dB(A)), mais pas entre 2 marques différentes (au même prix, deux installateurs différents peuvent proposer des appareils plus bruyants de près de 10 dB(A) !).



III.3 LES GROUPES DE CIRCULATION D'AIR



Source: IBGE

III.3.1 DESCRIPTION DE L'EQUIPEMENT

Ce type d'installation est très important car il va

- des plus petites installations (extractions sanitaires, hottes de cuisines privées – ces extractions pouvant être individuelles ou groupées) et pouvant être assimilées à des sources ponctuelles,
- aux plus grosses installations (groupes de pulsion GP – ou d'extraction GE – des centrales de conditionnement d'air) pouvant être assimilées à des sources de bruit de type volumique, cependant que leurs grilles de prise d'air sont assimilables à des sources surfaciques.

Le bruit généré par ces installations regroupe deux types de bruits :

- les bruits moteurs des ventilateurs, généralement bien maîtrisés avec les nouveaux équipements,
- et les bruits d'origine aéraulique, c'est-à-dire engendrés par le flux d'air et ses turbulences.

On constate généralement un maximum de bruit à proximité directe des pales du ventilateur, et l'utilisation d'un silencieux peut être intéressante.

Toutefois il faut veiller à ce que l'écoulement du flux d'air à l'extrémité du silencieux, ou plus loin, ne soit pas trop turbulent, ce qui pourrait régénérer du bruit.

On renverra le lecteur à la section II à ce sujet.



III.3.2 GROSSES INSTALLATIONS

Dans le cas de grosses installations, nous retrouvons le cas des groupes de traitement d'air et des prises d'air déjà présentés (section III.1.3 et III.1.4).

Le seul cas où nous pouvons avoir une centrale de circulation d'air sans système de conditionnement (chauffage ou refroidissement) est le cas du renouvellement pur et simple de l'air de certains locaux comme les parkings, ou encore les stations souterraines.

Toute application directe de prises d'air à l'extérieur apporte les mêmes remarques et solutions que celles déjà signalées pour les grosses installations.

On notera cependant que, pour les applications souterraines, il est parfois possible de recourir à des silencieux de très grandes dimensions et des faibles vitesses de flux correspondant malgré tout à des débits importants. (des coûts de silencieux de plus de € 20000 sont tout à fait possibles).

III.3.3 PETITES INSTALLATIONS

Il s'agira en fait toujours d'extracteurs d'air.

Nous distinguons deux types d'installation :

- les installations centralisées (par exemple : extraction sanitaires communes, reprises communes des hottes de cuisine).

Il est évident que les installations centralisées permettront d'insérer des silencieux adéquats vers l'extérieur si nécessaire, mais ceci est rarement possible car, le plus souvent, ces extractions sont réalisées au moyen de tourelles verticales avec extracteur à ventilateur axial, ne supportant pas de pertes de charges supplémentaires.

Il convient alors de choisir ces tourelles en fonction des objectifs (la gamme des puissances rayonnées par ce type de tourelles pouvant aller de 55 à plus de 90 dB(A) !).

Une autre solution sera d'utiliser un ventilateur centralisé centrifuge qui permettra, lui d'utiliser un silencieux.





Source: IBGE

Attention au problème de la téléphonie chaque bouche d'extraction communique avec les autres au travers d'un même réseau de gaines, généralement acoustiquement réfléchissante et qui conduisent le bruit dans l'ensemble du réseau. Afin de réduire ces inconvénients, il convient d'introduire encore des silencieux en ligne à chaque bouche: cela peut se faire en utilisant des flexibles acoustiques dont la longueur sera fonction de l'atténuation en ligne recherchée.

- les installations individuelles (ventilateur ou fenêtre, hottes individuelles).
On retrouve deux types de ventilateurs :
 - les ventilateurs axiaux (souvent intégrés dans les fenêtres), les ventilateurs centrifuges. Hormis le choix d'un ventilateur plus silencieux (dessin des pales, vitesse de rotation plus faible), il sera impossible de réduire le bruit d'un ventilateur axial existant.
 - Les hottes modernes, ventilateurs de type centrifuge, qui peuvent supporter quelques pertes de charges : dans ce cas, l'utilisation d'un flexible acoustique avant la sortie de la gaine à l'extérieur permettra d'en réduire le bruit de plus de 15 dB par mètre linéaire de gaine, et ceci pour un prix assez dérisoire n'excédant pas € 25 par mètre (pour autant qu'il n'y ait pas d'incompatibilité avec des températures d'air trop importantes).

III.4 LES GROUPES FRIGORIFIQUES SPECIFIQUES



Source:
IBGE



III.4.1 DESCRIPTION DE L'EQUIPEMENT

Hormis les groupes frigorifiques des grosses installations de conditionnement d'air, on peut retrouver des installations frigorifiques, généralement pour les entreprises du domaine alimentaire (boucheries, produits frais,...), ou le domaine HORECA.

Bien souvent, ce sont des petits groupes mis sans précaution à l'extérieur des locaux ou des installations réfrigérées et, dans ce cas, nous retrouvons les différentes origines de bruit suivantes :



- le compresseur et le condenseur,
- si ce n'est pas, en plus, un ventilateur spécifique de refroidissement du groupe lui-même.

Le plus souvent, vu leurs dimensions, ces équipements rayonnent comme des sources ponctuelles

III.4.2 DES SOLUTIONS AU CAS PAR CAS

Le plus gros problème de ces installations est que ce ne sont plus du tout les mêmes installateurs qui installent ce type d'équipement : ce sont des «frigoristes».

Trop souvent, ces installateurs ignorent les caractéristiques acoustiques de leurs installations, quasiment toujours réalisées « sur mesures » et, donc, jamais certifiées, ni en laboratoire, ni par un organisme agréé avant la pose. On peut dire que, trop souvent, ces installations sont faites de façon anarchique, quand elles ne ressemblent pas à du bricolage.

Dans ces cas, malheureusement, les moyens d'action devront aussi être réalisés « sur mesure », car ils devront tenir compte qu'une fois de plus, les ventilateurs axiaux ne peuvent supporter de pertes de charges, et que les condenseurs exigent une ventilation adéquate.

Quelques informations (voir section II.4 pour plus de détails) :

- encoffrements ouverts avec parois acoustiquement absorbantes et isolantes (de 3 à 8 dB(A) pour des coûts depuis € 1.000) ;
- écrans antibruit au cas où l'encoffrement, même partiel, est impossible (de 4 à 5 dB(A) ou plus pour des coûts de € 300/m²) ;
- encoffrement malgré tout si les performances l'exigent, mais alors il faudra recourir à un système de refroidissement du caisson lui-même (!) (coût du caisson de l'ordre de € 300 le m² + coût du système de refroidissement à partir de € 1.500 ou plus ...).

III.5 SYNTHÈSE DES MOYENS D'ACTION PAR CATÉGORIE D'INSTALLATION

Nous pouvons résumer comme suit les moyens d'action correspondant à chaque catégorie d'installation :

- « **maxi-airco** » :
 - choix d'un matériel « Low Noise »,
 - écrans, cheminées, ou locaux techniques à ciel ouvert (groupes de refroidissement),
 - renforcement de l'étanchéité acoustique des encoffrements (groupes de traitement d'air),
 - utilisation appropriée de silencieux (prises d'air),
 - insertion des équipements dans un local technique ;
- « **mini-airco** » :
 - choix d'un matériel « Low Noise »,



- encoffrements impossibles,
 - déplacement vers un endroit moins gênant ;
-
- « **prises et rejets d'air** » :
 - silencieux adapté ou renforcé,
 - choix d'une vitesse de passage d'air évitant la régénération du bruit,
 - localisation des bouches de sortie ;
-
- « **groupes frigorifiques spécifiques** » :
 - solutions de protection « sur mesures », adaptées à ce genre d'installations « sur mesures »,
 - cheminées ou caissons acoustiques ouverts;
-
- « **locaux techniques** » :
 - contrôle de l'étanchéité acoustique du local (murs et toiture),
 - renforcement de l'isolation des parois légères (par exemple: doublement du bardage),
 - insonorisation adaptée de toutes les ouïes d'ouverture,
 - placement de matériaux acoustiquement absorbants à l'intérieur du local.



GLOSSAIRE

Absorption sonore	Voir section II.5
Affaiblissement sonore	Voir section II.5
Aube	
Baffle	
Décibel	Unité de mesure logarithmique du niveau sonore. Voir section II.5
Décibel A	Décibel auquel est appliqué le filtre de pondération A qui vise à prendre en considération l'effet filtrant de l'oreille humaine. Voir section II.5
Diffraction sonore	Phénomène physique qui traduit le contournement partiel d'un obstacle par une onde sonore. Ce phénomène survient lorsque la longueur d'onde du son est du même ordre de grandeur que les dimensions de l'obstacle.
Emergence	Terme utilisé lorsque le niveau sonore global d'un bruit est significativement plus élevé que le bruit de fond. De même, on parlera d'émergence tonale lorsque le niveau sonore d'une bande de fréquences est plus important que le niveau des bandes de fréquences voisines.
Fréquences	La fréquence est la grandeur qui caractérise la cadence des oscillations des molécules d'air. Plus celles-ci vibrent rapidement, plus la fréquence du son est élevée. Son unité de mesure est le Hertz (Hz) et représente le nombre de vibrations par seconde
Hauteur tonale	Caractérisation de la sensation auditive lié à la fréquence d'un son. On parle de son aigu ou grave selon que cette fréquence soit plus ou moins élevée
Isolation acoustique	Protection contre le bruit en diminuant la transmission sonore à travers des parois
Longueur d'onde	La longueur d'onde λ est la distance séparant deux maxima de pression successives.
Niveau de pression acoustique	Le niveau de pression acoustique, noté L_p est l'expression de la valeur efficace d'un son exprimé en décibel (dB).
Niveau de puissance acoustique	
Perte de charge	
Plenum	
Propagation en champs diffus	Propagation d'un bruit dans un milieu comportant des obstacles sur lesquels le bruit se réfléchit partiellement ou totalement. Le niveau de pression acoustique du bruit à l'immission dépend de la résultante du niveau de puissance sonore à l'émission et des niveaux sonores des ondes réfléchies par le milieu propagateur.
Propagation en champs libre	Propagation d'un bruit sans que celui-ci ne rencontre aucun obstacle qui pourrait interagir avec son niveau acoustique. Le niveau de pression acoustique du bruit à l'immission ne dépend donc que de la distance de la source à la zone d'immission.



Réflexion sonore Phénomène physique qui traduit le renvoi partiel d'une onde sonore rencontrant un obstacle dans le sens de propagation initial de l'onde

Son Phénomène physique perçu par l'oreille résultant d'une vibration de l'air. Il s'agit d'une variation de pression autour de la pression régnant habituellement dans l'air. L'oreille humaine détecte des variations de pression pour des fréquences comprises entre 20 Hz et 20.000 Hz

Source ponctuelle Si les dimensions de la source sont petites par rapport à la distance qui la sépare de l'observateur, celle-ci peut être assimilée à un point. On parle alors de 'source ponctuelle'.



BIBLIOGRAPHIE

- « Maîtrise de bruit des installations de ventilation et de conditionnement d'air », Atech/Agora
- Association royale Technique de l'Industrie du Chauffage, de la ventilation et des branches connexes (ATIC)
- « Climatisation et conditionnement d'air », J-L Cauchepin, PYC livres
- « Climatisation et conditionnement d'air », J Bouteloup, Editions Parisiennes
- « Acoustique des Bâtiments et lutte contre le bruit », Ulg
- « Bruit rayonné à l'extérieur par les installations de production de froid », Faculté polytechnique de Mons,
- « Guide d'aide à la conception d'unités de climatisation silencieuses », CETIAT, MICROdB
- « La régulation des installations frigorifiques en climatisation des bâtiments », Editeur responsable : Ministère de la Région Wallonne
- Cahiers du CSTB (Centre Technique et Scientifique du Bâtiment)
- Dossier CVC n° 826 – novembre-décembre 2003, « ventilation et acoustique »
- « La correction acoustique », Philippe Guignouard, LASA
- Energie plus : <http://energie.wallonie.be/energieplus>
- ADEME
- Brüel & Kjaer, « intensité acoustique »
- Industrial Noise Control and Acoustics
- Environment Agency Horizontal Guidance for Noise (IPPC)
- INRS: Fiche pratique : « réussir un encoffrement acoustique » ; « importance des fuites acoustiques sur l'efficacité globale d'un capotage de machine » ; « encoffrement de machines »



ANNEXES



ANNEXE IA : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES COMPRESSEURS ROTATIFS

Pour les compresseurs rotatifs centrifuges, une estimation du niveau de puissance acoustique peut être donnée par la relation :

$$L_w \text{ (dB)} = 20 \log (W/W_o) + 50 \log U_t/U_o + 81,$$

avec W la puissance, W_o une puissance de référence de 745.7 Watt, U_t la vitesse de lame (m/s) et U_o une vitesse de référence de 243.8 m/s (conversion de la vitesse angulaire nécessaire).

Le spectre présente également un pic fréquentiel à $f=1000 U_t/U_o$ Hz. En termes spectral, le niveau sonore par bande d'octave peut être estimé par :

$$L_w \text{ (bande d'octave)} = L_w - C,$$

avec C (dB) donné par la table suivante (la bande est la bande qui inclut la fréquence donnée ci-dessous):

f/32	f/16	f/8	f/4	f/2	f	2f	4f	8f
36	25	18	12	7	4	8	14	21

Exemple :

Un compresseur centrifuge de puissance de 500 kW, de diamètre de lame d'1.20 m et de vitesse rotationnelle de 4800 tours minute :

$$U_t = 3,14 * (4800/60) * (1.20) = 301.6 \text{ m/s},$$

$$L_w = 20 * \log (500/0.7457) + 50 * \log (301.6/243.8) + 81 = 142.1 \text{ dB},$$

avec un pic tonal de $1000 * (301.6/243.8) = 1237$ Hz

Spectralement 1237 Hz se situe dans la bande d'octave de 1000 Hz, dans cette bande le niveau de puissance acoustique attendu est donc de $142.1 - 4 = 138.1$ dB

Pour les compresseurs rotatifs axiaux, une estimation du niveau de puissance acoustique peut être donnée par la relation :

$$L_w \text{ (dB)} = 20 \log (W/W_o) + 76.$$

Le spectre montre un pic fréquentiel à $2Nn$ Hz, avec N le nombre de lame et n la vitesse rotationnelle du compresseur en tours/min.



ANNEXE IB : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

Pour les tours à tirage induit :

$$L_w \text{ (dB)} = 10 \log (W/W_o) + 96$$

avec W la puissance, W_o une puissance de référence de 745.7 W

en termes spectral, le niveau sonore par bande d'octave peut être estimé par :

$$L_w \text{ (bande d'octave)} = L_w - C,$$

avec C (dB) donné par la table suivante :

63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
6	5	7	9	16	21	29	35

Pour les tours à tirage forcé :

$$L_w \text{ (dB)} = 10 \log (W/W_o) + 87$$

avec W la puissance, W_o une puissance de référence de 745.7 W

en termes spectral, le niveau sonore par bande d'octave peut être estimé par :

$$L_w \text{ (bande d'octave)} = L_w - C,$$

avec C (dB) donné par la table suivante :

63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
4	5	9	10	14	16	22	31



ANNEXE IC : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES VENTILATEURS



EVALUATION DES EMISSIONS SONORES DES VENTILATEURS ET PARAMETRES INFLUENÇANT LE BRUIT

<p>Estimation de la puissance sonore totale</p>	<p>Fréquence des pales (bruit de sirène), ce qui peut se traduire par l'apparition dans le spectre d'une raie tonale (fondamentale et ses harmoniques) ; d'autres pics dans le spectre peuvent également apparaître suite à des obstructions du flux d'air ou des irrégularités dans l'espacement des pales</p>
$PWL = 10 \log D + 20 \log P_s + 40 + K^5$	$f_p = \frac{nN}{60} (Hz)$ <p>fréquence fondamentale</p>
<ul style="list-style-type: none"> - D le débit du ventilateur en m³/h ; - P_s la pression statique en Pa ; - K est une constante selon le type de ventilateur : <u>72</u> pour le flux axial avec tube et ailettes ou le centrifuge avec pales radiales ; <u>59</u> pour le centrifuge avec pales de profil, concaves ou convexes ; <u>77</u> pour le flux axial avec propulseur ; <u>67</u> pour le centrifuge tubulaire ; - Valeur moyenne : $L_w = 37 + 10 \cdot \log^*(\text{débit}) + 20 \cdot \log^*(\text{hauteur manométrique en Pa})$ pour un ventilateur fonctionnant avec un rendement minimal de 70%. A chaque baisse de 10% du rendement : + 4dB 	<ul style="list-style-type: none"> - n le nombre de pales ; - N la vitesse de rotation en tr/min ; - le facteur 60 n'est pas à prendre en compte quand la vitesse est spécifiée en Hz ; - le bruit tonal peut toutefois être masqué par le bruit aérodynamique de fréquence aléatoire ;

Pour les ventilateurs centrifuges et axiaux (non applicable pour les hélicoïdes, tangentiels ou de type mixed flow), la formule de **Beranek** estime le niveau global de puissance acoustique des ventilateurs approximativement par la relation (valeurs en gaine du côté aspiration ou refoulement, tolérance d'environ 4 dB et pour un rendement supérieur ou égal à 70%) :

$$L_w = 10 \log q + 20 \log p + 40 \text{ dB, avec}$$

q = débit d'air en m³/s

p = pression statique en Pa

⁵ Dans les bandes d'octave de 500 Hz à 4 kHz



Pour déterminer les valeurs par bandes d'octave, les corrections suivantes doivent être appliqués:

Fréquence Hz				
	1K	2K	4K	
				63 125 250 500
ventilateurs centrifuges (aubes à avant)	-22	-27	-32	-2 -7 -12 -17
ventilateurs centrifuges (aubes à arrière)	-17	-22	-27	-7 -8 -7 -12
ventilateurs axiaux	-8	-10	-13	-5 -5 -6 -7

Pour les ventilateurs intégrés dans un caisson, comme c'est le cas pour les groupes de ventilation et de conditionnement d'air (de type centrifuge à double ouïe d'aspiration) et pour lesquels les parois contribuent à la diminution du bruit, il convient de corriger les niveaux sonores par les facteurs suivants :

1) pour les caissons à simple paroi de type (allant de l'intérieur vers l'extérieur):

- matériau absorbant (acoustique) et isolant (thermique), épaisseur 25 à 50 mm: dans la plupart des cas constitué par un panneau en laine minérale recouverte d'une couche de protection

- une tôle d'acier, épaisseur environ 0,8 mm (généralement raidie) ou épaisseur de 1 à 1,5 mm (généralement non raidie)

Corrections à appliquer aux valeurs "in duct" pour le pronostic de puissance acoustique rayonnée par les caissons de ventilation à simple paroi :

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB	-6	-8	-14	-16	-20	-22	-25	-27

2) Pour les caissons à double paroi (p.ex. tôle d'acier environ 1 mm, laine minérale de 25 à 50 mm, paroi extérieure environ 1 mm), les corrections sont les suivantes,

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB	-11	-11	-14	-20	-23	-25	-27	-27



Pour finir, la relation suivante: $PWL = 70 \log D + 50 \log N + C$, avec D le **diamètre** de la roue en mètre, N la **vitesse de rotation** en tours/min, C = constante,

permet de comparer les niveaux de puissance sonore entre ventilateurs du même groupe mais avec des vitesses et/ou des diamètres différents :

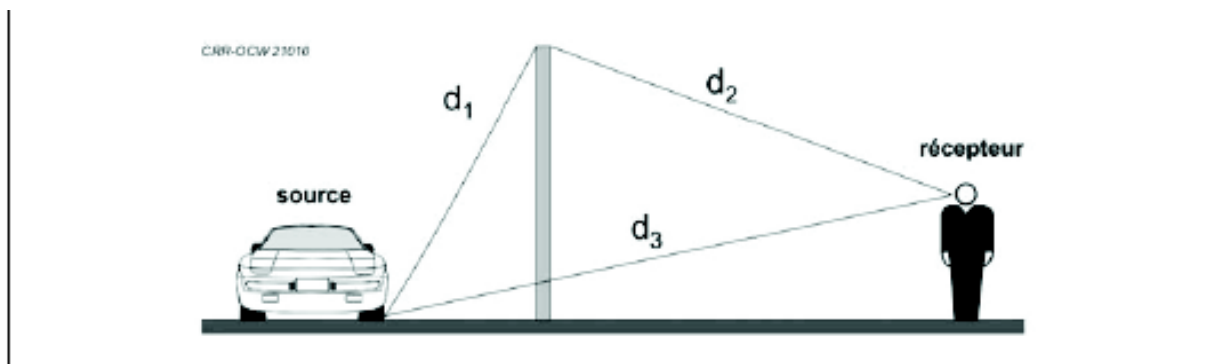
1/ diviser la vitesse par deux → on rajoute un terme égal à $-50 \log 2 = -15 \text{ dB}$;

2/ soit un ventilateur A ayant un diamètre D_1 tournant à vitesse N_1 et un ventilateur B ayant à vitesse $N_2 = 0,5 N_1$ et de diamètre $D_2 = 1,26 D_1$ pour conserver le même débit Q ($\sim D^3 N$). La différence de puissance acoustique entre les deux ventilateurs est de $70 \log 1,26 - 50 \log 2 = -8 \text{ dB}$ ($LWB=LWA - 8\text{dB}$). Donc un grand ventilateur à faible vitesse est moins bruyant qu'un petit ventilateur à grande vitesse (à débit égal)



ANNEXE II : REDUCTION ACOUSTIQUE DES ECRANS SONORES

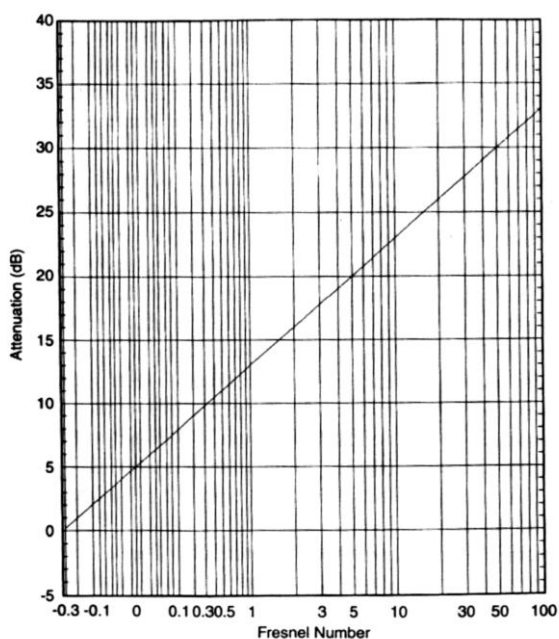
On peut estimer grossièrement la réduction sonore apportée par les écrans au moyen de l'indice de Fresnel défini comme suit (hypothèse de la plaque fine infinie) : $N = 2 \cdot (d_1 + d_2 - d_3) / \lambda$, avec λ la longueur d'onde du son ; d_1 , d_2 , d_3 les distances entre l'émetteur et le récepteur comme illustré à la figure ci-après



Source : IBGE

L'atténuation apportée en dB en fonction de l'indice de Fresnel N est donnée par l'abaque ci-dessous (Maekawa).

Attention cette atténuation est en pratique limitée autour des 15 dB maximum !!



On déduit de l'indice que plus les sources sont proches de l'écran, meilleure est la réduction sonore ($d_1 + d_2$ largement supérieur à d_3) et que plus la fréquence du son est élevée, meilleure sera l'atténuation, à situation géométrique identique.

La méthode de Maekawa peut être appliquée au cas important où les réflexions sur un sol réfléchissant ne peuvent être négligées, on renverra le lecteur aux différents modèles à appliquer dans ce cas, ainsi que dans le cas d'écrans de longueur fini ou encore d'épaisseur non négligeable (de dimension supérieure à la longueur d'onde du bruit considéré).

Source : IBGE



ANNEXE III : PUISSANCE ACOUSTIQUE DES LOCAUX TECHNIQUES

La puissance acoustique L_w provenant du local technique peut être déterminée de la façon suivante :

- **grilles et orifices de ventilation**

$$L_w = L_p - 3 + 10 \log S$$

L_p = niveau de pression de bruit dans le local technique

S = surface de la grille en m^2

- **façade du local technique**

$$L_w = L_p - 3 - R + 10 \log S$$

L_p = niveau de pression bruit dans le local technique

S = surface de la façade en m^2

R = indice d'isolation acoustique du matériaux constitutif de la façade

- **grilles extérieures pour la prise d'air neuf**

Le niveau de puissance est la somme des niveaux de puissance individuels des ventilateurs de pulsion y raccordés, réduite des amortissements de silencieux, filtres, coudes, etc.

- **grilles d'évacuation d'air**

Le niveau de puissance est la somme des niveaux de puissance individuels des ventilateurs d'extraction, réduite des amortissements entre le(s) ventilateur(s) d'extraction et la grille.



Rédaction : Marc Van Caillié (Bruxelles Environnement)

Relecture (contenu et traduction) :

Association Royale Technique Belge de l'Industrie du Chauffage, de la Ventilation et des branches connexes (ATIC), Thomas Leclerq, Sophie Vansever, Frédérique Bouras (Bruxelles Environnement)

Dépôt légal : D/5762/2009/09

Editeurs responsables :

E. Schamp, J.-P. Hannequart, Gulledelle 100, 1200 Bruxelles

