

Conception et calculs de silencieux à baffles à haute performance

Généralités se rapportant à la performance des silencieux à baffles

Dans le secteur du bâtiment ou dans un contexte industriel, la limitation du bruit dans des réseaux aérauliques est souvent réalisée au moyen de silencieux à baffles i.e. des constructions avec une enveloppe (dans certains cas: constituée par une gaine, ou un conduit de cheminée existant) et avec, à l'intérieur, des éléments absorbant les sons (laines ou mousses avec différents surfacages et protections selon le contexte) tenus dans des ossatures en métal (e.g. acier de qualité variable - inoxydables de différents grades ou non - , aluminium seul ou au sein d'alliages), voire en plastique (PVC) pour des applications spéciales (cf. figure 0); les baffles (séparateurs) constituent des obstacles entre lesquels le fluide transporté circule (ce qui distingue de tels silencieux de revêtements absorbant les sons en périphérie de conduit seulement) et avec lesquels les sons interagissent.



Figure 0 silencieux à baffles de section rectangulaire, avec protection contre la pluie

De tels dispositifs de réduction du bruit peuvent, selon les besoins de chaque projet, être installés pour limiter la transmission de puissance acoustique à l'aspiration ou au refoulement d'une installation (e.g. Chauffage Ventilation Climatisation - CVC -, procédé industriel) voire pour la limiter au travers des parois d'un conduit constituant une portion du réseau (le silencieux permet alors la limitation du niveau sonore en aval de celui-ci i.e. à l'intérieur du

conduit dont les parois - parfois: minces - doivent atténuer le bruit, ce qui contribue - toutes choses égales par ailleurs -, à limiter le niveau sonore à l'extérieur du conduit) e.g. dans le cas où la portion de réseau en question traverse un espace dans lequel la maîtrise de l'ambiance sonore est appropriée (suivant le contexte: à l'intérieur d'un bâtiment ou à l'extérieur).

Le dimensionnement de silencieux à baffles peut - en prenant en compte les données d'entrée propres à chaque application^[0] - être réalisé, depuis assez longtemps, au moyen du Module 1 du logiciel SILDIS^{®[1]}, des informations générales se rapportant au fonctionnalités de cet outil de simulation tout à la fois polyvalent, fiable, précis et convivial étant disponibles dans d'autres pages de ce site^{[2][3]}, étant complétées et approfondies dans le présent article pour ce qui concerne spécifiquement l'optimisation de la performance aéroulque (aérodynamique) et acoustique (variable avec la fréquence), y compris notamment en basse fréquence, selon un principe autre que celui des résonateurs à plaques avec perforations circulaires, carrées ou à fentes, quant à lui objet d'un autre post^[4], et d'un autre encore pour la cas particulier de panneaux à perforations millimétriques ou sub-millimétriques^[5].

Une première raison conduisant souvent l'ingénieur ou le technicien (e.g. travaillant dans un bureau d'études, dans une structure d'ingénierie en relation avec la construction de bâtiments, d'équipements ou de machines) à regarder de près la performance d'un silencieux à baffles en basse fréquence est liée à la richesse, dans les bandes de 1/1 octave de fréquence centrale 125 Hz et 250 Hz (pour de l'air à température ambiante) du spectre sonore d'équipements dont il est souhaitable d'atténuer le bruit, du fait des niveaux sonores très élevés émis en l'absence de dispositifs d'insonorisation, même en tenant compte de la pondération A (rendant compte de la sensibilité de l'oreille humaine) - d'autant que les composantes tonales sont toujours indésirables^[6] -. En pratique, c'est le cas pour de nombreuses sources de bruit en relation avec lesquelles des silencieux à baffles doivent être envisagés e.g. ventilateurs industriels (seuls ou intégrés à des équipements de production frigorifique ou thermique), compresseurs, générateurs, moteurs et turbines à combustion.

Une deuxième raison tient à la dépendance fréquentielle de l'efficacité d'un silencieux à baffles en termes d'insonorisation. Car, en général, est croissante avec le complément à 1 (100 %) du taux de passage libre^[7] pour le fluide - tout comme la perte de charge (perte de pression totale) singulière (à l'entrée et à la sortie du silencieux), cette dernière augmentée d'une perte de charge linéique constituant un facteur limitant pour le dimensionnement - la performance acoustique globale (perte d'insertion, perte par transmission) qui dépend aussi des conditions de service (paramètres thermodynamiques), et comme indiqué précédemment, de la fréquence:

- perte par propagation $D_a.L$ (dB): - limitée par les trajets de contournement des ondes sonores e.g. longitudinalement, au niveau des parois de l'enveloppe du silencieux, ce dont il peut être rendu compte par un terme correctif D_c (dB) -, elle est proportionnelle à la longueur L et elle dépend en plus du comportement acoustique du garnissage tel que résultant de la nature et de l'épaisseur des différentes couches:
 - matériaux poreux^[8] i.e. partie interne des séparateurs (le coeur des baffles) e.g. laine minérale ou de polyester, mousse à cellules ouvertes (dans certains cas, un revêtement superficiel, une tôle perforée peuvent être modélisés ainsi)
 - surfaçages^[9] i.e. un revêtement superficiel e.g. voile ou tissu de verre anti-érosion, membrane
 - protections perforées^[10] i.e. (quand elle est présente), la couche la plus en saillie dans la voie d'air
- perte par réflexion D_r (dB): liée au changement de section en amont et en aval des séparateurs (baffles)

Bien sûr, la combinaison des différents paramètres mentionnés précédemment influe de manière plus ou moins importante sur ces composantes performantielles qui peuvent varier dans de grandes proportions (pour une fréquence donnée, et vis à vis de fréquences adjacentes):

- chacune considérée séparément: $Da.L + Dc$ (dB), Dr (dB)
- lors d'un cumul, pour ce qui concerne la perte d'insertion sans prise en compte du bruit propre (bruit d'écoulement) $Di' = Da.L + Dc + Dr$ (dB)

Mais, compte tenu des phénomènes physiques en jeu, l'allure générale des courbes des composantes de la performance acoustique d'un silencieux à baffles (séparateurs) en fonction de la fréquence présente des similitudes récurrentes (avec une échelle logarithmique des abscisses), telles qu'illustrées par les figures 1 à 3 en relation avec un cas concret de silencieux ordinaire (quant à sa constitution, son taux de passage, ses conditions de fonctionnement) destiné à une installation de ventilation (l'attention est attirée sur les différentes échelles utilisées pour les ordonnées des graphes):

- courbe "en dos de dromadaire" ou "en dos de chameau" (pour une combinaison des données d'entrée autre que celle basant les présentes figures) pour la perte par propagation $Da.L$ (dB) (cf. figure 1), et pour la somme $Da.L + Dc$ (dB) compte tenu de l'allure de la courbe de la correction de by-pass Dc (dB) (cf. figure 2)
- courbe "en S " ou "sigmoïde" pour la perte par réflexion Dr (dB)

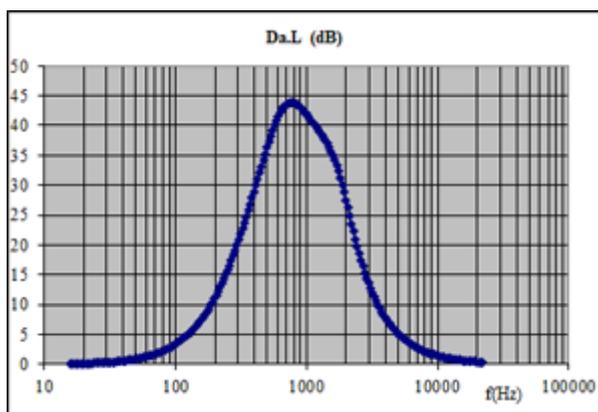


Figure 1 Perte par propagation d'un silencieux à baffles en fonction de la fréquence

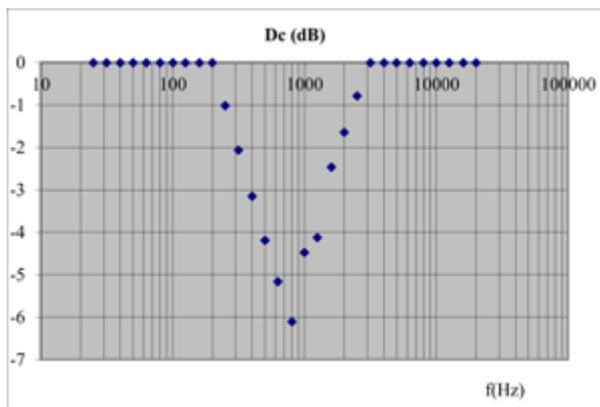


Figure 2 Correction de contournement d'un silencieux à baffles en fonction de la fréquence

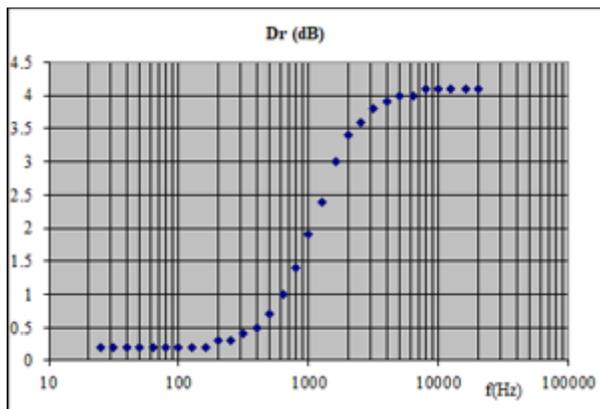


Figure 3 Perte par réflexion d'un silencieux à baffles en fonction de la fréquence

Ainsi, il résulte de ce qui précède que l'allure générale de la courbe de la performance acoustique globale d'un silencieux à baffles (séparateurs) en fonction de la fréquence présente des similitudes récurrentes (avec une échelle logarithmique des abscisses), telles qu'illustrées par la figure 4 en relation avec le cas concret considéré pour les figures 1 à 3:

- courbe "en dos de dromadaire bancal" ou "en dos de chameau bancal" (pour une combinaison des données d'entrée autre que celle basant les présentes figures) pour la perte d'insertion sans prise en compte du bruit propre (bruit d'écoulement) $Di' = Da.L + Dc + Dr$ (dB)
- déséquilibre de l'efficacité du dispositif d'atténuation du bruit à l'avantage des fréquences medium, au détriment des fréquences aigues, et encore plus (du fait d'une perte par réflexion quasi-nulle) au détriment des fréquences graves ; ici (cf. figure 5) $Di' = 38.9$ dB dans la bande de fréquence de 1/3 d'octave centrée sur 1kHz tandis que $Di' = 9.1$ dB dans la bande de fréquence de 1/3 d'octave centrée sur 5000 Hz (fréquence supérieure de la bande de 1/1 octave centrée sur 4kHz)^[11], et tandis que $Di' = 3.5$ dB dans la bande de fréquence de 1/3 d'octave centrée sur 100 Hz (fréquence inférieure de la bande de 1/1 octave centrée sur 125 Hz)^[11]

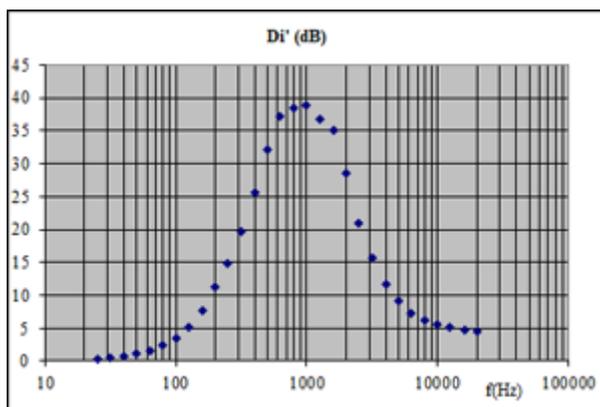


Figure 4 Perte d'insertion d'un silencieux à baffles sans bruit propre i.e. sans bruit d'écoulement en fonction de la fréquence (courbe)

f (Hz)	Di' (dB)		f (Hz)	Di' (dB)	
	1/3 oct	1/1 oct		1/3 oct	1/1 oct
25	0.4	0.6	800	38.5	38.0
31.5	0.6		1k	38.9	
40	0.8		1,25k	36.8	
50	1.1	1.7	1,60k	35.0	24.8
63	1.6		2k	28.4	
80	2.4		2,50k	20.9	
100	3.5	5.2	3,15k	15.6	11.4
125	5.2		4k	11.6	
160	7.7		5k	9.1	
200	11.2	14.1	6,30k	7.3	6.3
250	14.9		8k	6.3	
315	19.8		10k	5.5	
400	25.6	29.3	12,50k	5.1	4.8
500	32.1		16k	4.7	
630	37.2		20k	4.5	
	ref: Lw0		A	11.6	ref: Lw0

Figure 5 Perte d'insertion d'un silencieux à baffles sans bruit propre i.e. sans bruit d'écoulement en fonction de la fréquence (tableau)

La perte d'insertion sans bruit propre (i.e. sans bruit du à l'écoulement du fluide) D_i (dB) considérée précédemment peut être soustraite du niveau de puissance acoustique sans silencieux L_{w0} (dB ref. 1pW), et le résultat de cette opération $L_{w1'}$ (dB) peut être combiné - au moyen d'une "sommation logarithmique" - avec le niveau de bruit propre du silencieux i.e. le niveau de puissance acoustique émis par l'écoulement du fluide entre les baffles (séparateurs) L_w (dB ref. 1pW) pour obtenir le niveau de puissance acoustique avec silencieux L_{w1} (dB ref. 1pW) ; la perte d'insertion "dynamique" i.e. la perte d'insertion tenant compte du bruit d'écoulement est alors $D_i = L_{w1} - L_{w0}$ (dB) (cf. figures 6 et 7).

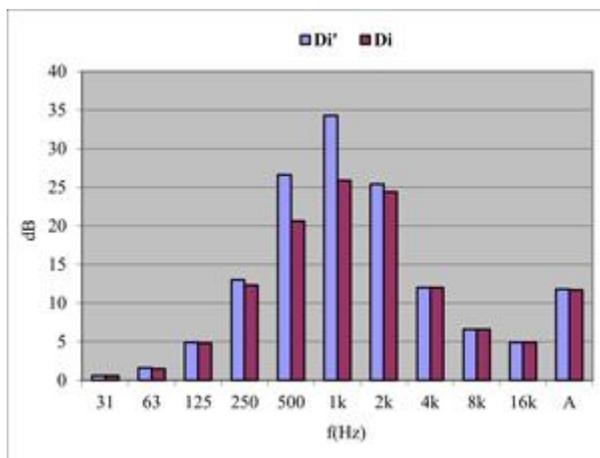


Figure 6 Perte d'insertion statique et dynamique d'un silencieux à baffles

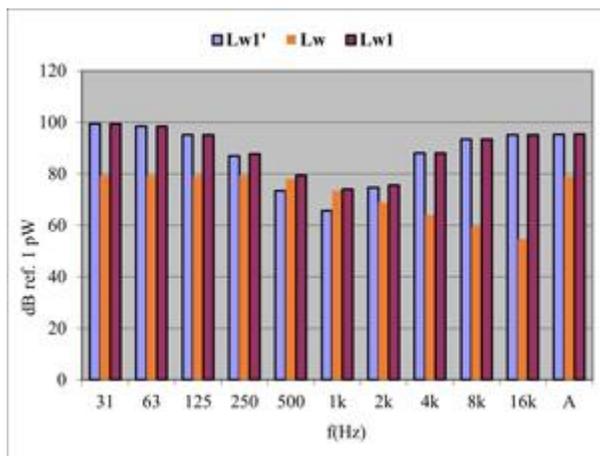


Figure 7 Réduction du niveau de puissance acoustique d'un silencieux à baffles

La perte d'insertion d'un silencieux à baffles tenant compte du bruit d'écoulement D_i (dB) telle qu'évoquée précédemment (simulée avec le logiciel SILDIS[®]) est comparable aux résultats de mesurages selon la norme NF EN ISO 7235 Acoustique - Modes opératoires de mesure en laboratoire pour silencieux en conduit et unités terminales - Perte d'insertion, bruit d'écoulement et perte de pression totale. Elle correspond donc au mode le moins atténué, supposant un front d'ondes planes, ce qui n'est pas toujours rigoureusement le cas pour des banc d'essais et encore moins dans les conditions d'installation d'un silencieux à baffles, ce dont il résulte que la performance acoustique aux fréquences aiguës peut en pratique être supérieure à celle calculée (et c'est bien ainsi, dans une perspective d'obtention sur site des résultats prévus et/ou garantis).

Les enjeux du dimensionnement d'un silencieux à baffles sont multiples, requérant des compromis lorsque des facteurs sont antagonistes:

- adaptabilité au site et aux conditions de fonctionnement, prise en compte des contraintes d'installation et de maintenance
- maîtrise du coût qui peut être augmenté par des dimensions plus importantes (e.g. lorsqu'on essaie d'accroître la performance en augmentant la longueur et/ou la section du silencieux pour compenser la diminution du taux de passage) et/ou l'usage de matières premières à coût élevé et/ou la sophistication de la construction
- performance aéraulique
- performance acoustique

Vis à vis de ce dernier enjeu (qui n'est pas le moindre), il s'agit toujours de sélectionner/mettre au point une conception à laquelle puisse être associée une efficacité sur l'ensemble de l'intervalle fréquentiel propre à chaque projet^[11], alors même que la modification de nombreux paramètres d'un silencieux à baffles (séparateurs) e.g. propriétés et épaisseur des couches, rapport de l'épaisseur des baffles (séparateurs) à la largeur des voies d'air induisent (même quand un seul paramètre varie) des variations contraires de la performance acoustique à différentes fréquences devant être considérées. Cela est vrai pour des conditions de fonctionnement fixes, et la tâche est encore plus ardue lorsque des régimes de fonctionnement variables doivent être considérés pour certains procédés industriels sophistiqués (e.g. avec modification du débit et/ou de la température du fluide dans le silencieux).

Compte tenu de ce qui a été exposé, la maîtrise de la conception et des calculs de silencieux à baffles avec une perte d'insertion élevée dans un domaine fréquentiel étendu - i.e. avec un dispositif atténuateur de bruit à large bande, en incluant les bandes de fréquence centrale de 1/1 octave 125 Hz et 250 Hz (pour de l'air à température ambiante ou - c'est encore plus difficile - pour un autre fluide, parfois à haute température) - conditionne souvent la faisabilité d'un silencieux à baffles à haute performance, tel que requis pour de nombreuses applications dans le secteur de la construction (appareils de CVC e.g. avec ventilateurs) ou pour des applications industrielles (e.g. en relation avec la production d'énergie, la compression de fluides, l'évacuation de gaz brûlés).

Le logiciel SILDIS[®] permet la conception et les calculs de dimensionnement de silencieux à haute performance pour des applications variées (e.g. pour réseaux d'air conditionné ou de ventilation, pour admissions d'air, lignes d'échappement de moteurs et turbines à combustion, conduits de cheminée de procédés) avec une sophistication des modélisations résultant de travaux de Recherche et Développement (R&D) conduite par la ressource humaine de

ITS depuis des décennies en matière notamment de propriétés de structures acoustiques multicouches et de propagation sonore dans des conduits et dans des milieux absorbants les sons.

En tenant compte d'un plan de symétrie médian, un demi-baffle peut être pris en compte - avec le logiciel SILDIS® - sous la forme d'une structure acoustique multicouche dont le nombre de sous-ensembles (chacun avec un médium poreux^[8], possiblement recouvert d'une part d'un surfaçage^[9] et d'autre part d'une protection perforée^[10]) est variable (de 1 à 4) selon le montage considéré (cf. fig. 8)

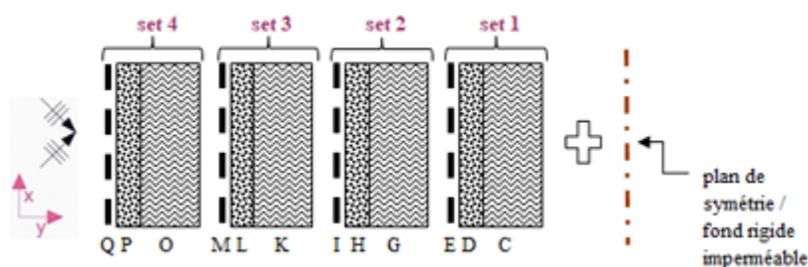


Figure 8 Structure acoustique multicouche (i.e. combinaison de matériaux) considérée pour la prévision des performances acoustiques des silencieux avec le Module 1 du logiciel SILDIS® - C, G, K, O : médium poreux^[8] - D, H, L, P : surfaçage^[9] - E, I, M, Q : protection perforée^[10]

Le schéma fonctionnel de calcul pour la prévision de la performance acoustique de silencieux avec le Module 1 du logiciel SILDIS® est tel qu'illustré par la figure 9 dans le cas d'un garnissage avec un matériau absorbant les sons à réaction locale^[12].

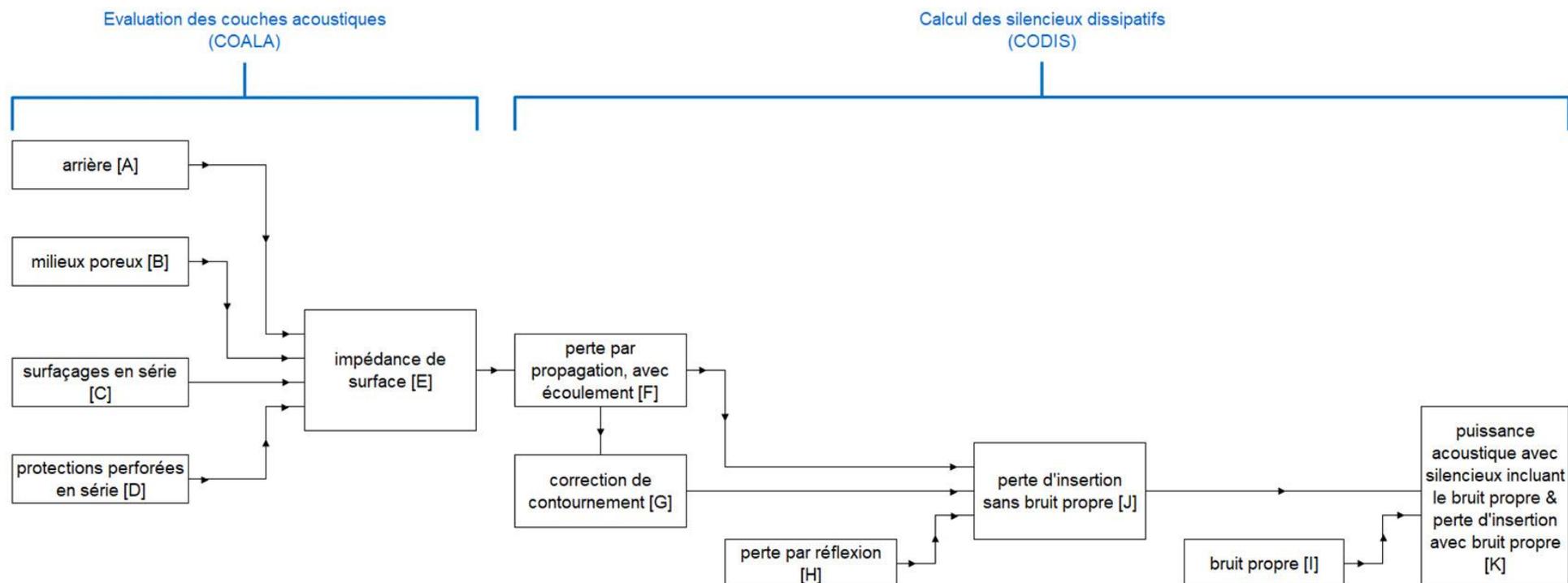


Figure 9 Schéma fonctionnel de calcul pour la prédiction de la performance acoustique de silencieux avec le Module 1 du logiciel SILDIS® dans le cas d'un garnissage avec un matériau absorbant les sons à réaction locale^[12]

Dans le cas d'un absorbeur à réaction globale, le schéma fonctionnel est légèrement modifié pour les étapes de calcul en amont de l'étape [F] (une fonction dépendant des propriétés du garnissage et de la géométrie du silencieux étant substituée à l'impédance de surface), mais les calculs sont beaucoup plus compliqués, a fortiori lorsqu'une anisotropie - variation des propriétés du medium poreux constituant le coeur des baffles (séparateurs) selon la direction - est prise en compte. Quelle que soit l'hypothèse de propagation sonore considérée (remplissage à réaction locale^[12], ou globale - isotrope ou anisotrope -), les étapes de calcul en amont de l'étape [F] sont cruciales pour le calcul de la performance acoustique d'un silencieux à baffles.

A cet égard, il y a lieu d'avoir bien présent à l'esprit que savoir qu'un garnissage de silencieux est à base d'une laine de densité 45kg/m³ ne renseigne guère plus sur ses propriétés acoustiques que savoir qu'une confiserie pèse 100 grammes renseigne sur ses qualités gustatives.

Il n'y a pas de fiabilité ni de précision pour les calculs de l'étape [F] et ceux subséquents (étapes [G] à [K]) sans une modélisation robuste du comportement de la structure acoustique considérée, ce qui est réalisé au moyen de la routine de calcul COALA (COmputation of Acoustic LAyers) qui constitue un tronc commun pour plusieurs modules du logiciel SILDIS[®] et ne requière qu'une connaissance de données de base des matériaux (telle que mesurables dans un laboratoire e.g. au moyen d'un appareil à ondes stationnaires i.e. un tube de Kundt). La fiabilité de tels mesurages est déterminante pour la détermination suffisamment précise de grandeurs intermédiaires (module de compressibilité, densité effective, impédance caractéristique, nombre d'onde) sur toute la gamme de fréquence d'intérêt (c'est une tâche ardue, même avec les modélisations les plus sophistiquées):

- indépendamment de la qualité des mesurages à proprement parler, la représentativité des échantillons testés pose parfois question (devant tenir compte, pour une appellation commerciale donnée, de la variabilité de fabrication à une période temporelle donnée, des changements de fabrication au fil du temps e.g. lorsque des réglementations sanitaires nouvelles conduisent à des modifications importantes de la taille des fibres de certains matériaux poreux et/ou lorsque les caractéristiques de certains adjuvants sont modifiées)
- la durabilité et le maintien dans le temps (après que le silencieux a été mis en service, et qu'il a subi un vieillissement) des caractéristiques des matériaux prises en compte au moment du dimensionnement sont soumises à incertitudes, notamment en cas de contextes d'utilisation défavorables (e.g. fluides avec propriétés physico-chimiques agressives, haute température)

Cela dit, les fonctionnalités du module 1 du logiciel SILDIS[®] sont particulièrement appropriées à la réalisation d'études paramétriques de la performance acoustique de silencieux à baffles, pour quantifier l'impact de nombreux facteurs:

- influence de la résistivité du garnissage absorbant les sons
- influence de l'anisotropie du garnissage absorbant les sons
- effet d'un garnissage absorbant les sons stratifié (chaque couche poreuse étant avec des propriétés différentes e.g. résistivité à l'écoulement ou d'autres paramètres)
- effet d'un surfaçage (e.g. tissu, non-tissé) ou d'une membrane
- effet d'une protection perforée (e.g. tôle perforée à trous circulaires et maille carrée ou hexagonale, ou bien à trous carrés, et aussi: couche superficielle avec des fentes)
- effet de la température
- effet de la pression
- effets de la vitesse d'écoulement du fluide

En outre, elles permettent l'évaluation de la performance aéroulque (aérodynamique):

- influence de géométries variées pour les séparateurs/le revêtement absorbant les sons en amont comme en aval e.g. extrémité de forme rectangulaire, semi-circulaire (ou encore plus aérodynamiquement profilé: en aval seulement)

Performance acoustique des silencieux à baffles avec garnissage absorbant les sons unique (symétrique)

Les silencieux à baffles avec garnissage absorbant les sons unique (symétrique) sont ceux pour lesquels, lorsqu'il s'agit de simulations de performance acoustique avec des ondes planes (pour le mode le moins atténué), les calculs peuvent porter sur un sous-ensemble tel qu'illustré par la figure 10 (qui est une coupe transversale schématique), sur laquelle les plans de symétrie sont figurés en rouge.

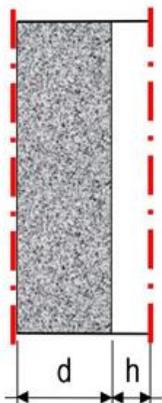


Figure 10 Coupe transversale d'un sous-ensemble d'un silencieux à baffles avec garnissage absorbant les sons unique (symétrique) ; les plans de symétrie sont figurés en rouge

- **structure acoustique**

de part et d'autre d'une voie d'air (de largeur $2h$), les garnissages absorbant les sons qui constituent les baffles ont tous les deux la même demi-épaisseur (d) et la même constitution (i.e. le même empilage de couches de matériaux absorbant les sons); il est possiblement pris en compte tout ou partie de la structure acoustique multicouche de la figure 8 avec selon le cas media poreux^[8], surfaçages^[9] protections perforées^[10]

- **propagation sonore**

il est possible considérer l'une des hypothèses de propagation sonore suivantes:

- absorbeur à réaction locale^[12]
- absorbeur isotrope i.e. avec des propriétés identiques dans la direction longitudinale (x) et dans la direction transversale (y)^[13] pour les matériaux poreux
- absorbeur anisotrope i.e. avec des propriétés différentes dans la direction longitudinale (x) et dans la direction transversale (y)^[13] pour le matériau poreux du set 1

- **vitesse du fluide (gaz)**

la vitesse du fluide est prise en compte:

- pour le calcul de la perte par propagation (selon sa valeur et sa direction)
- pour la détermination du bruit propre du silencieux (bruit d'écoulement)

Performance acoustique des silencieux à baffles avec garnissages absorbant les sons alternés i.e. dissemblables (asymétriques)

Les silencieux à baffles avec garnissage absorbant les sons alternés i.e. dissemblables (asymétriques) sont ceux pour lesquels, lorsqu'il s'agit de simulations de performance acoustique avec des ondes planes (pour le mode le moins atténué), les calculs peuvent porter sur un sous-ensemble tel qu'illustré par la figure 11 (qui est une coupe transversale schématique), sur laquelle les plans de symétrie sont figurés en rouge.



Figure 11 Coupe transversale d'un sous-ensemble d'un silencieux à baffles avec garnissages absorbant les sons alternés i.e. dissemblables (asymétriques) ; les plans de symétrie sont figurés en rouge

- **structure acoustique**

de part et d'autre d'une voie d'air (de largeur $2h$), les garnissages absorbant les sons qui constituent les baffles n'ont pas tous les deux la même demi-épaisseur (on distingue $d1$ et $d2$) et/ou la même constitution (i.e. ils n'ont pas le même empilage de couches de matériaux absorbant les sons):

- pour l'un est pris en compte le set 1 i.e. les couches CDE de la figure 8 selon le cas 1 media poreux^[8], 1 surfaçage^[9], 1 protection perforée^[10]

- pour l'autre est pris en compte le set 2 i.e. les couches GHI de la figure 8 selon le cas 1 media poreux^[8], 1 surfaçage^[9], 1 protection perforée^[10]

- **propagation sonore**

il est possible considérer l'une des hypothèses de propagation sonore suivante:

- absorbeur à réaction locale^[12]
- absorbeur isotrope i.e. avec des propriétés identiques dans les direction x et y^[13] pour les matériaux poreux

- **vitesse du fluide (gaz)**

la vitesse du fluide est prise en compte:

- pour la détermination du bruit propre

Optimisation des performances des silencieux à baffles vis-à-vis de leur garnissage absorbant les sons

L'optimisation des performances des silencieux à baffles vis-à-vis de leur garnissage absorbant les sons concerne d'abord et surtout la perte par propagation Da.L (dB), pour différentes raisons:

- sauf dans le cas de silencieux ultra-courts, c'est parmi les termes Da, L, Dc, Dr de la somme $Di' = Da.L + Dc + Dr$ (dB) mentionnée plus haut à propos de la perte d'insertion sans prise en compte du bruit propre (bruit d'écoulement) celui qui est le plus important en valeur numérique
- le terme correctif Dc (dB) y est lié et son importance peut être relativisée:
 - prenant en compte la différence entre la valeur théorique Da.L (dB) et le résultat de mesurages, il dépend donc des choix faits à différentes étapes de la modélisation permettant l'évaluation de Da.L (dB); il n'est donc pas rigoureusement utilisable en cas de choix différents (ce qui est parfois requis)
 - mesuré (en général: en laboratoire, donc à température et pression ordinaires -) il n'est pas rigoureusement extrapolable pour des conditions de service différentes (e.g. avec un fluide autre que l'air, a fortiori à haute température) et il est différent selon les caractéristiques des gaines en termes de nature (e.g. béton, métallique) et d'épaisseur (souvent variable) considérées d'une part pour les mesurages et d'autre part pour le cas étudié

- la perte par réflexion D_r (dB) est liée à plusieurs paramètres qui la basent aussi (selon certains modèles théoriques), ou sinon très faible en valeur numérique (lorsqu'elle n'est supposée basée que sur des critères géométriques - sauf dans le cas de valeurs de taux de passage^[7] très petites, qui ne sont en général pas utilisées en pratique car compromettant la performance aéraulique du silencieux) et son importance peut être relativisée:
 - lorsque basée sur des mesurages, elle n'est pas rigoureusement extrapolable pour des conditions de service différentes (e.g. avec un fluide autre que l'air, a fortiori à haute température)
 - elle prend parfois (souvent ?) en compte l'imperfection du poste d'essais dans lesquels ont été effectués des mesurages lorsque la condition d'ondes sonores planes n'y est qu'imparfaitement respectée, alors que l'on s'intéresse (ce qui est usuel) au mode le moins atténué (la perte par réflexion issue de tels mesurages est alors, parfois, indûment supérieure à celle correspondant à la propagation d'ondes planes)

Un des intérêts de la prise en compte des termes D_c et D_r (tous les deux en dB) par le logiciel SILDIS[®] est de rendre possible la comparaisons de la perte d'insertion D_i (dB) de silencieux à baffles simulée avec des publications - scientifiques ou commerciales e.g. fournies par des fabricants d'atténuateurs de bruit - basées sur des résultats de mesures (e.g. selon la norme NF EN ISO 7235 Acoustique - Modes opératoires de mesure en laboratoire pour silencieux en conduit et unités terminales - Perte d'insertion, bruit d'écoulement et perte de pression totale).

Un point fort du logiciel SILDIS[®] est de pouvoir combiner (pour un fluide avec des conditions thermodynamiques variables, y compris à haute température, et même s'il ne s'agit pas d'air) la prise en compte des différents effets se rapportant à la structure acoustique, aux conditions de la propagation sonore et à la vitesse du fluide (gaz), d'une manière suffisamment complète et robuste en permettant, selon la longueur, une optimisation des performances des silencieux à baffles, à une fréquence donnée:

- **pour un garnissage absorbant les sons unique (symétrique)**

vis à vis de l'acoustique, pour ce qui concerne le(s) matériau(x) poreux (i.e. le coeur des baffles):

- avec prépondérance du rapport $2d/2h$ de l'épaisseur des baffles ($2d$) à la largeur des voies d'air ($2h$) et de la résistance au passage de l'air relative $r^{[14]}$; avec la capacité de considérer un garnissage stratifié
- avec la capacité de modifier la performance (ou de tenir compte de la modification de performance si elle est imposée par ailleurs) lors de l'adjonction d'un surfaçage (voile, tissu mais aussi membrane) et/ou d'une protection perforée (tôle avec perçages uniformes - éventuellement avec des microperforations - mais aussi plaque rainurée)^{[2][4][5]}
- en tenant compte de tous les comportements (usuels) possibles pour l'absorbeur: à réaction locale^[12] ou globale (isotrope, anisotrope)

vis à vis de l'acoustique, pour ce qui concerne la vitesse du fluide (gaz):

- en tenant compte de son influence de la manière la plus complète possible i.e. d'une part au niveau de la perte par propagation (valeur et direction par rapport au sens de propagation des sons) et d'autre part pour ce qui concerne le bruit propre du dispositif d'insonorisation (bruit d'écoulement)

vis à vis de l'aéraulique (aérodynamique):

- avec prépondérance du rapport $2h/2d$ de la largeur des voies d'air ($2h$) à l'épaisseur des baffles ($2d$) ; en tenant compte de la rugosité du revêtement absorbant les sons et avec la possibilité de considérer des extrémités arrondies ou profilées pour limiter la perte de pression totale (perte de charge)

au global, avec une assez grande liberté pour le dimensionnement de silencieux pour l'ingénieur ou le technicien en acoustique, pour s'adapter à des impératifs variés

avec des possibilités offertes par le logiciel SILDIS[®] - notamment dans le cas d'études paramétriques et d'études de cas - telles que fournies dans une autre page du présent site^[3]

- **pour des garnissages absorbant les sons alternés i.e. dissemblables (asymétriques)**

vis à vis de l'acoustique, pour ce qui concerne le(s) matériau(x) poreux (i.e. le coeur des baffles):

- avec prépondérance des rapports $2d1/2h$ et $2d2/h$ de l'épaisseur des baffles ($2d1$ et $2d2$) à la largeur des voies d'air ($2h$) et des résistances au passage de l'air relatives $r1$ ^[15] et $r2$ ^[16]
- avec la capacité de modifier la performance (ou de tenir compte de la modification de performance si elle est imposée par ailleurs) lors de l'adjonction d'un surfaçage (voile, tissu mais aussi membrane) et/ou d'une protection perforée (tôle avec perçages uniformes -

- éventuellement avec des microperforations - mais aussi plaque rainurée)^{[2][4][5]} qui peuvent ne pas être identiques pour les 2 surfaces absorbant les sons en regard (set 1 et set 2)
- en tenant compte de 2 comportements (usuels) possibles pour l'absorbeur: à réaction locale^[12] ou globale (isotrope)

vis à vis de l'acoustique, pour ce qui concerne la vitesse du fluide (gaz):

- (du fait de la complexité des calculs, au moins provisoirement) sans tenir compte de son influence au niveau de la perte par propagation, mais en en tenant compte pour le bruit propre du dispositif d'insonorisation (bruit d'écoulement)

vis à vis de l'aéraulique (aérodynamique):

- avec prépondérance du rapport $2h/(d1+d2)$ de la largeur des voies d'air (2h) à la somme des demi-épaisseur des baffles (d1 et d2); en tenant compte de la rugosité du revêtement absorbant les sons et avec la possibilité de considérer des extrémités arrondies ou profilées pour limiter la perte de pression totale (perte de charge)

(en attendant des développements ultérieurs éventuels du logiciel SILDIS[®]) au global, pour des applications pour lesquels le nombre de Mach est suffisamment petit (par rapport à 1) pour que l'effet de la vitesse du fluide puisse être négligé pour certaines étapes des calculs tels que présentement réalisés, avec une encore plus grande liberté de dimensionnement pour l'ingénieur ou le technicien en acoustique, pour s'adapter à des impératifs variés, puisque les combinaisons possibles de facteurs clés sont démultipliées

- cela englobe déjà, en pratique, beaucoup de contextes e.g. pour de l'air à des conditions proches des conditions ambiantes (le nombre de Mach est proche de 0.058 pour de l'air à une pression de 1 bar, à une température de 20 °C): installations de Chauffage Ventilation Climatisation - CVC , admission d'air et refoulement de compresseurs, admission d'air de moteurs, de turbines à gaz et d'autres procédés impliquant une combustion

avec des possibilités offertes par le logiciel SILDIS[®] complétant celles offertes pour des silencieux à garnissage unique (symétrique, conventionnel), notamment telles qu'illustrées ci-dessous

Cas particuliers de conception et calculs de silencieux à baffles à haute performance selon des principes alternatifs

Le logiciel SILDIS® permet, bien sûr, des études paramétriques de silencieux à baffles tels qu'ordinairement disponibles sur le marché, y compris pour des combinaisons de dimensions et de garnissage non couvertes par des essais en laboratoire, et aussi pour des conditions de service différentes (e.g. à plus haute température, avec un fluide différent, avec une vitesse dans les voies d'air supérieure). Mais ce n'est pas tout: différents cas particuliers de conception et calculs de silencieux à baffles selon des principes alternatifs peuvent être mentionnés pour illustrer la puissance du logiciel SILDIS® et l'aide précieuse qu'il peut apporter dans le cadre de missions d'ingénierie ou de travaux de Recherche et Développement en acoustique (bâtiment, industrie, environnement).

Dans ce qui suit, sont présentés des cas particuliers de conception et de calculs de silencieux à baffles (de section rectangulaire) - avec comparaisons de performance - avec au lieu du garnissage absorbant les sons unique ordinaire (montage R) des garnissages absorbants les sons alternés (montage RA' avec variation de l'épaisseur, montage RA" avec variation de la constitution, montage RA''' avec variation de la constitution et avec une épaisseur unique). Les figures 12 à 15 ci-dessous montrent une coupe longitudinale schématique (ne tenant pas compte de possibles variations de la forme des extrémités des baffles en entrée et en sortie des silencieux) de chacun des montages précités pour un même nombre de voies d'air (2h constant dans tous les cas).

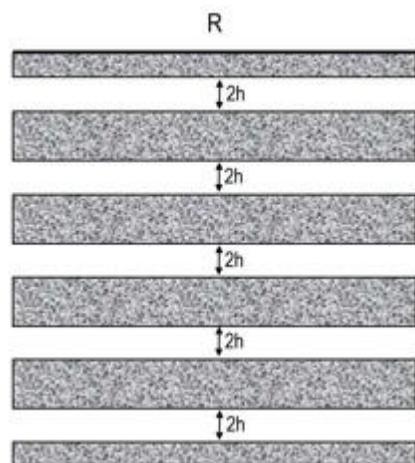


Figure 12 Silencieux avec arrangement de baffles symétrique

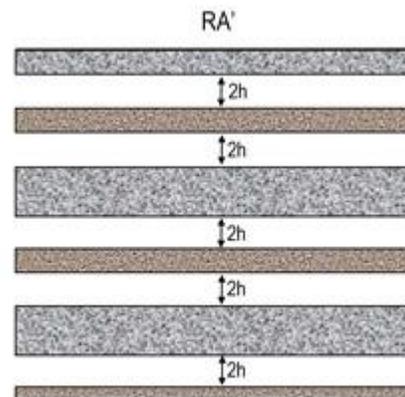


Figure 13 Silencieux avec arrangement de baffles asymétrique, avec variation d'épaisseur

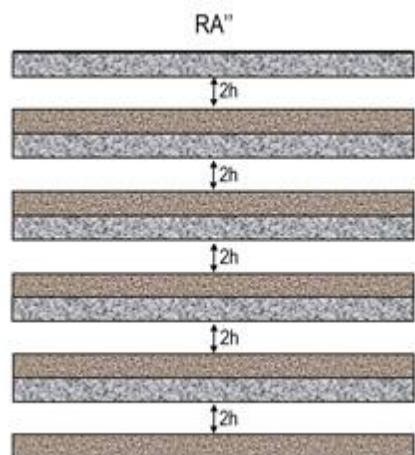


Figure 14 Silencieux avec arrangement de baffles asymétrique, avec variation de constitution

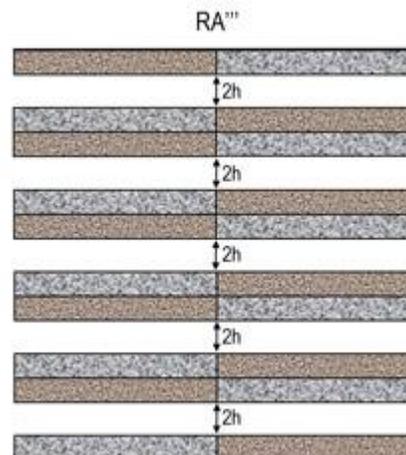


Figure 15 Silencieux avec arrangement de baffles asymétrique, avec variation de constitution mais épaisseur unique

- **pour la limitation de la perte de charge**

il y a d'autres moyens, pour réduire la perte de pression totale que d'accroître la section frontale du silencieux (ce qui prend plus de place et est coûteux) et/ou de jouer sur la géométrie amont et/ou aval des séparateurs dont la longueur doit aussi être limitée

une épaisseur $2d$ de matériau absorbant les sons, choisie suffisamment grande pour permettre une absorption en basse fréquence, est souvent de nature, si elle est appliquée à tous les séparateurs (baffles) à occasionner une diminution du taux de passage indésirable (faut-il le rappeler ? conduisant à un accroissement de la section du silencieux et/ou à une augmentation de la perte de charge) alors qu'il n'est pas toujours nécessaire que toutes les surfaces absorbant les sons en regard soient aussi épaisses (l'alternance d'épaisseur $2d$ et $2d.x$ avec $x < 1$, peut - dans certains contextes - ne pas beaucoup diminuer la performance acoustique (perte par propagation) tout en accroissant significativement la performance aérodynamique (perte de pression totale beaucoup plus faible)

Il est possible grâce au logiciel SILDIS® de prévoir l'atténuation du bruit et la performance aérodynamique de tels silencieux.

Les figures 16 (résultats en bande fine) et 17 (résultats par bande de 1/1 octave) ci-dessous présentent la perte par propagation simulée avec le logiciel SILDIS® pour une longueur de 1 m) de deux silencieux à baffles ayant la même largeur des voies d'air 2h:

- l'un selon le montage R de la figure 12 i.e. avec un garnissage absorbant les sons unique (tel qu'ordinairement utilisé - à ce jour - par les fabricants de dispositifs d'atténuation du bruit pour réseaux aérauliques d'installations de Chauffage Ventilation Climatisation - CVC -)
- l'autre selon le montage RA' de la figure 13 i.e. avec un garnissage absorbant les sons alterné avec variation de l'épaisseur des baffles (pour moitié avec une épaisseur 2d et pour moitié avec une épaisseur 2d.x avec $x < 1$)

Il peut être observé que l'écart en termes de perte par propagation pour le montage RA' (garnissage absorbant les sons alterné avec variation de l'épaisseur), lorsqu'il est défavorable (ce qui n'est pas le cas à toutes les fréquences), n'excède pas 1.1 dB sur l'ensemble du spectre fréquentiel (i.e. pour les bandes de 1/1 octave de fréquence centrale 31 Hz à 16 kHz) alors que les calculs montrent pour ces configurations une diminution de la perte de pression totale (perte de charge) de 18 % à l'avantage du montage RA' (avec une diminution simultanée de la section frontale du silencieux de 9 %) à l'avantage du montage RA'.

Bien sûr, des combinaisons différentes des paramètres impactant la perte par propagation des silencieux à baffles peuvent conduire pour de telles comparaisons d'indicateurs de performance à des résultats différents pour chaque cas d'espèce (la diminution de la perte de pression totale à l'avantage du montage RA' pouvant être bien plus importante dans certains cas). En relation avec de telles simulations - dans leur ensemble - qui ont été effectuées chez ITS dans le contexte de travaux de Recherche et Développement - R&D - il peut être mentionné ce qui suit, pour ce qui concerne le montage RA' (garnissage absorbant les sons alterné avec variation de l'épaisseur), à la condition d'un choix judicieux de certains paramètres (c'est un savoir-faire spécifique, que le temps passé à de tels calculs permet de perfectionner):

- la performance acoustique peut être maintenue presque au niveau de celle du montage R (garnissage absorbant les sons unique)
- la performance aéraulique (aérodynamique) peut être nettement améliorée par rapport à celle du montage R (garnissage absorbant les sons unique)
- l'encombrement peut être nettement réduit par rapport à celui du montage R (garnissage absorbant les sons unique), par diminution de la section frontale
- (par conséquent, cet aspect de la comparaison, au-delà des considérations techniques ne devant pas être négligé) le coût de fabrication peut être nettement réduit par rapport à celui du montage R (garnissage absorbant les sons unique), du fait de la diminution, tout à la fois:
 - du volume du garnissage absorbant les sons
 - des ossatures des baffles
 - des surfaces des parois de l'enveloppe du silencieux

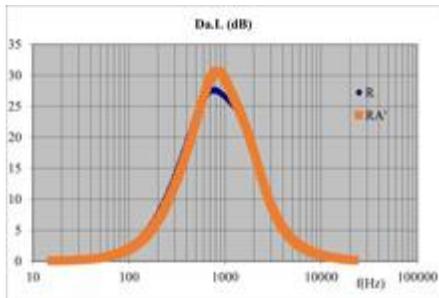


Figure 16 Performance acoustique comparée de silencieux à baffles avec garnissage unique ou alterné: influence de l'épaisseur

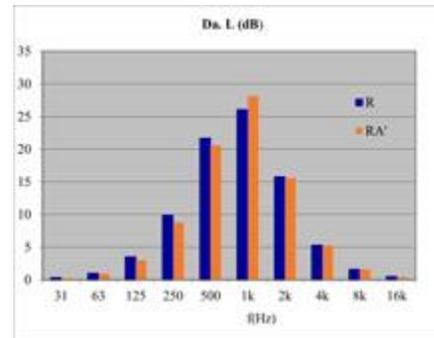


Figure 17 Performance acoustique comparée (par bande d'octave) de silencieux à baffles avec garnissage unique ou alterné: influence de l'épaisseur

- **pour l'accroissement de la performance en basse fréquence**

dans de nombreux contextes, pour une largeur de voie d'air 2h donnée - qui conditionne (pour une section frontale donnée) la vitesse de passage du fluide entre les séparateurs (baffles) et donc non seulement le bruit propre du silencieux, mais aussi le choix des revêtements superficiels anti-érosion et la perte de pression totale à l'entrée et à la sortie -, et pour une longueur donnée (en considérant des dispositifs d'atténuation du bruit les plus couramment commercialisés par des fabricants):

- la performance en basse fréquence est inférieure à celle requise (accroître alors démesurément - et cela ne suffit pas toujours - la longueur des baffles présente souvent des inconvénients techniques - accroissement de la perte de pression totale linéique, accroissement de l'encombrement et du coût de fabrication -)
- la performance en moyenne fréquence est (inutilement) nettement supérieure à celle requise

Alors, il est possible, grâce à l'outil de simulation acoustique et aéraulique puissant que constitue le Module 1 du logiciel SILDIS[®], de modifier la conception de la constitution et de l'arrangement des baffles pour pallier à cet inconvénient en améliorant l'équilibre de la performance acoustique en fréquence.

Les figures 18 (résultats en bande fine) et 19 (résultats par bande de 1/1 octave) ci-dessous présentent la perte par propagation simulée avec le logiciel SILDIS[®] pour une longueur de 1 m) de deux silencieux à baffles de même épaisseur, et ayant la même largeur des voies d'air 2h:

- l'un selon le montage R de la figure 12 i.e. avec un garnissage absorbant les sons unique (tel qu'ordinairement utilisé - à ce jour - par les fabricants de dispositifs d'atténuation du bruit pour réseaux aérauliques d'installations de Chauffage Ventilation Climatisation - CVC -)
- l'autre selon le montage RA" de la figure 14 i.e. avec un garnissage absorbant les sons alterné avec variation de la constitution des baffles (pour moitié avec un surfaçage ordinaire et pour moitié avec un surfaçage modifié); puisque l'épaisseur totale des baffles est unique, la performance de ce montage RA" est équivalente à celui du montage RA'" (qui peut présenter un intérêt pratique pour ce qui concerne la fabrication des éléments du silencieux/leur stabilité)

Il peut être observé que la perte par propagation dans la bande de fréquence de 1/1 octave centrée sur 125 Hz est, pour le montage RA"/RA'" (garnissage absorbant les sons alterné avec variation de la constitution), plus du double (7.3 dB/m contre 3.6 dB/m, ce qui est considérable) de celle du montage R (garnissage absorbant les sons unique), sans altération notable de la performance dans les bandes de 1/1 octave centrées sur 31 Hz, 63 Hz, 250 Hz; la diminution de performance du montage RA"/RA'" par rapport au montage R ne concerne que les fréquences supérieures à 500 Hz pour lesquelles la perte par propagation (à tout le moins dans la zone fréquentielle correspondant à la performance la plus élevée) est souvent supérieure à celle requise (une perte par propagation supérieure à 15 dB/m dans la bande de 1/1 octave centrée sur 500 Hz, et supérieure à 10 dB/m dans la bande de 1/1 octave centrée sur 1 kHz - comme c'est le cas pour le montage RA" dans l'exemple considéré - est souvent suffisante en pratique). Pour en revenir à la performance dans la bande d'octave centrée sur 125 Hz de l'exemple ci-dessus, si elle devait être considérée seule - ce qui est improbable en pratique - il découle de ce qui a été exposé précédemment qu'en cas d'utilisation du montage RA"/RA'" (garnissage absorbant les sons alterné avec variation de la constitution), la longueur de silencieux pourrait être réduite de moitié (ce qui est, là aussi, considérable) par rapport à celle requise avec le montage R (garnissage absorbant les sons unique ordinaire).

Bien sûr, des combinaisons différentes des paramètres impactant la perte par propagation des silencieux à baffles peuvent conduire pour de telles comparaisons d'indicateurs de performance à des résultats différents pour chaque cas d'espèce (la variation de la perte par propagation en fréquence à l'avantage du montage RA"/RA'" pouvant être encore plus importante dans certains cas). En relation avec de telles simulations - dans leur ensemble - qui ont été effectuées chez ITS dans le contexte de travaux de Recherche et Développement - R&D - il peut être mentionné ce qui suit, pour ce qui concerne le montage RA"/RA'" (garnissage absorbant les sons alterné avec variation de la constitution), à la condition d'un choix judicieux de certains paramètres (c'est un savoir faire spécifique, que le temps passé à de tels calculs permet de perfectionner):

- la performance acoustique peut être nettement accrue dans les bandes de fréquence de 1/1 octave centrées sur 125 Hz et/ou 250 Hz, e.g. par l'usage d'un revêtement modifié pour la moitié des surfaces en contact avec le fluide (mais aussi en faisant varier la nature de la laine constituant le coeur des baffles), tout en étant maintenue presque au niveau de celle du montage R (garnissage absorbant les sons unique) pour les fréquences inférieures; la diminution de performance du montage RA"/RA'" par rapport au montage R peut ne concerner que les fréquences supérieures à 500 Hz pour lesquelles la perte par propagation (à tout le moins dans la zone fréquentielle correspondant à la performance la plus élevée) est souvent supérieure à celle requise
- la performance aéraulique (aérodynamique) n'est pas diminuée par rapport à celle du montage R (garnissage absorbant les sons unique)

- l'encombrement peut être nettement réduit par rapport à celui du montage R (garnissage absorbant les sons unique), par diminution de la longueur de silencieux nécessaire pour l'obtention d'une performance donnée (dans la bande de 1/1 octave centrée sur 125 Hz/250 Hz)
- (par conséquent, cet aspect de la comparaison, au-delà des considérations techniques ne devant pas être négligé) le coût de fabrication peut être - même en considérant la modification du surfaçage - globalement réduit par rapport à celui du montage R (garnissage absorbant les sons unique), du fait de la diminution, tout à la fois:
 - du volume du garnissage absorbant les sons
 - des ossatures des baffles
 - des surfaces des parois de l'enveloppe du silencieux

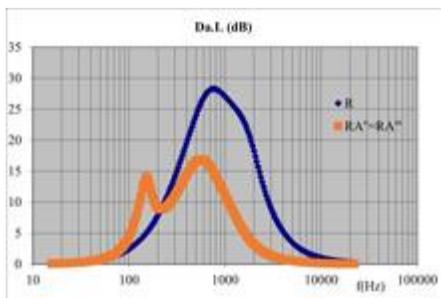


Figure 18 Performance acoustique comparée de silencieux à baffles avec garnissage unique ou alterné: influence de la constitution

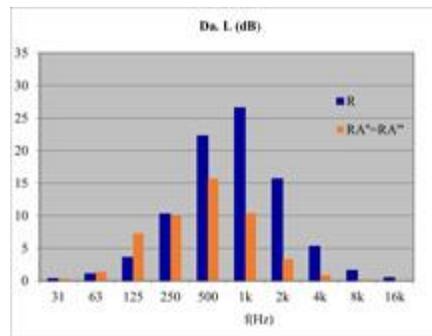


Figure 19 Performance acoustique comparée (par bande d'octave) de silencieux à baffles avec garnissage unique ou alterné: influence de la constitution

Au global, s'agissant de la conception et calculs de silencieux à baffles à haute performance

Lors de la mise au point de dispositifs de silencieux à baffles à haute performance, la conception et les calculs jouent - bien sûr - un rôle clé:

- des baffles tous identiques ne constituent pas à tous les coups l'acmé
- le test en laboratoire d'un nombre nécessairement limité de combinaisons de géométries et de garnissages absorbant les sons, nécessairement à température ambiante, et pour des vitesses de passage de l'air - et non pas d'un autre fluide - faibles n'est pas l'horizon indépassable pour caractériser leur efficacité

ITS propose une autre approche (complémentaire) pour le dimensionnement de silencieux à baffles à haute performance, basée sur des simulations numériques ouvrant le champ des possibles.

L'ingénierie et l'édition de logiciels sont chez ITS des activités couvertes par une certification ISO 9001 pour ce qui concerne le management de la qualité^[18]; elles sont orientées vers la mise au point de solutions alliant fiabilité et durabilité dans des contextes d'insonorisation variés, y compris lorsqu'une haute technicité est requise.

Le Module 1 du logiciel SILDIS[®] (le présent stade de développement résulte de plusieurs milliers d'heures de recherche et de programmation par une ressource humaine expérimentée en physique) permet la conception et les calculs de silencieux à baffles conventionnels ou selon des principes alternatifs, en rendant possibles des fabrications autres que celle - courante pour la plupart des fabricants, plus ou moins artisans ou industriels - basée sur des séparateurs (baffles) tous identiques, avec un garnissage en laine sélectionnée une fois pour toutes il y a longtemps (lorsqu'il ne s'agit pas de polyester: avec une protection anti-érosion- sélectionnée il y a longtemps -, voire avec une tôle perforée) qui ne constitue pas toujours - loin s'en faut - le nec plus ultra.

Par rapport au montage R (garnissage absorbant les sons unique, illustré par les figures 10 et 12 ci-dessus) - avec une sélection appropriée de différents paramètres impactant la performance acoustique et aéraulique (aérodynamique) - :

- le montage RA' (garnissage absorbant les sons alterné, avec variation d'épaisseur illustré par les figures 11 et 13 ci-dessus) peut permettre une compétitivité globale accrue des silencieux à baffles dans de nombreux contextes où la performance aéraulique, l'emprise du silencieux quant à sa section, et son prix - pour une performance acoustique donnée, plus ou moins conservée - sont des facteurs clé
- les montages RA"/RA'" (garnissage absorbant les sons alterné, avec variation de constitution illustré par les figures 11, 14 et 15 ci-dessus) peuvent permettre une compétitivité globale accrue des silencieux à baffles dans de nombreux contextes où la performance acoustique en basse fréquence e.g. dans la bande de 1/1 octave centrée sur 125 Hz et/ou 250 Hz, l'emprise du silencieux quant à sa longueur, et son prix - pour une performance aéraulique donnée, rigoureusement conservée voire même améliorée sur la longueur du silencieux est réduite - sont des facteurs clé

L'avenir dira si de tels concepts de dispositifs d'atténuation du bruit non conventionnels, pour lesquels la prévision de la performance acoustique et aéraulique est possible avec le logiciel SILDIS[®] (et qui pourraient éventuellement faire encore l'objet d'actions d'amélioration continue qui fondent l'existence même de ITS pour permettre toujours plus d'innovations ?) constituent des moyens de résoudre un problème ponctuel qui serait posé en termes de dimensionnement dans le cadre d'un projet spécifique ou s'ils changeront la donne (i.e. s'ils seront ce que les anglo saxons nomment un "game changer" et contribueront au développement de nouveaux standards en matière de silencieux à baffles.

[Conception Assistée par Ordinateur \(CAO\) : logiciel de calcul SILDIS[®] pour l'acoustique et l'aéraulique dans le secteur de la construction \(au format Excel\)](#)

[0] cf. <https://www.its-acoustique.fr/fr/questions/donnees-d-entree-dimensionnement-silencieux.html>

[1] Sound Impact Limitation Design for Industrial Solutions [Conception Assistée par Ordinateur \(CAO\) : logiciel de calcul SILDIS® pour l'acoustique et l'aéraulique dans le secteur de la construction \(au format Excel\)](#)

[2] [Modélisation de silencieux dissipatifs - raffinement du calcul de la performance acoustique - logiciel SILDIS®](#)

[3] cf. [SILDIS® - Module 1 - Acoustique & aéraulique \(aérodynamique\) avec un logiciel de prévision de performance d'un silencieux](#)

[4] [Conception et dimensionnement de résonateurs à plaques avec perforations circulaires, carrées ou à fentes \(pour silencieux et revêtements absorbants\) avec le logiciel SILDIS®](#)

[5] [Calculs de dimensionnement acoustique de panneaux à perforations millimétriques ou sub-millimétriques pour l'insonorisation](#)

[6] par exemple, la réglementation française se rapportant au bruit dans l'environnement considère leur existence quand, pour un spectre de tiers d'octave non pondéré dû au fonctionnement d'une installation bruyante, le niveau dans une bande de fréquence dépasse de 10 dB celui des deux bandes de fréquence adjacentes de 63 à 315 Hz (de 5 dB ou plus le niveau moyen des deux bandes de fréquence adjacentes de 400 Hz à 6300 Hz)

[7] rapport de la surface de passage du fluide à la surface frontale (tenant compte de l'épaisseur cumulée des couches du garnissage absorbant)

[8] caractéristiques prises en compte avec le logiciel SILDIS®: résistivité, porosité, tortuosité, longueur caractéristique thermique, longueur caractéristique visqueuse, masse volumique, épaisseur

[9] caractéristiques prises en compte avec le logiciel SILDIS®: résistance au passage de l'air, masse surfacique, épaisseur

[10] caractéristiques prises en compte avec le logiciel SILDIS®: porosité, géométrie des perforations, masse surfacique, épaisseur

[11] dans de nombreux contextes, l'intervalle fréquentiel correspondant aux octaves de fréquence centrale 125 Hz à 4 kHz est d'un intérêt supérieur dans le secteur du bâtiment, celui correspondant aux octaves de fréquence centrale 63 Hz à 8 kHz voire 16 kHz doit être considéré pour de nombreux projets industriels

[12] une réaction locale signifie une absence de propagation sonore longitudinale (i.e. pas de propagation sonore dans l'absorbeur dans la direction de l'écoulement) est supposée, qu'elle résulte d'une résistance au passage de l'air suffisamment grande du matériau de garnissage, ou de cloisonnements transverses prévus à dessein

[13] repérage des axes x, y et z pour les calculs de la performance acoustique de silencieux à baffles

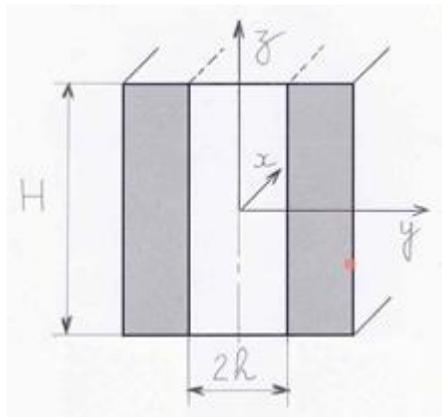


Figure 7 Propagation du son dans un silencieux à baffles

[14] $r = \sigma * d / Z_0$ avec σ résistivité du medium poreux unique (Nsm-4), d demi-épaisseur du medium poreux unique (m), Z_0 impédance caractéristique (Nsm-3) - pour un garnissage non stratifié -

[15] $r_1 = \sigma_1 * d_1 / Z_0$ avec σ résistivité du medium poreux du set 1 (Nsm-4), d_1 épaisseur du medium poreux du set 1 (m), Z_0 impédance caractéristique (Nsm-3) - pour un garnissage non stratifié -

[16] $r_2 = \sigma_2 * d_2 / Z_0$ avec σ résistivité du medium poreux du set 2 (Nsm-4), d_2 épaisseur du medium poreux du set 2 (m), Z_0 impédance caractéristique (Nsm-3) - pour un garnissage non stratifié -

[17] la perte par propagation $Da.L$ affichée pour la longueur de silencieux L considérée est inférieure à la perte d'insertion Di' , telle qu'ordinairement mesurable en pratique e.g. parce que cette dernière prend en compte la perte par réflexion Dr qui peut être calculée aussi avec le logiciel SILDIS[®], et alors ajoutée (modifiant les affichages notamment aux fréquences médium et aigues)

[18] cf. [Management de la Qualité](#)