

République Algérienne Démocratique et Populaire Ministère de l'Enseignement
Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mohammed Seddik BENYAHIA- Jijel

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département d'Architecture

Polycopié

Cours de l'équipement 2 : Acoustique

Destiné aux étudiants de 1^{ière} année master en Architecture

Proposé par

Dr : Smakdji Nafila

Année universitaire 2025/2026

AVANT-PROPOS

L'acoustique constitue aujourd'hui une composante essentielle de la conception architecturale. Au-delà des exigences esthétiques, fonctionnelles et structurelles, la qualité acoustique des espaces bâtis joue un rôle déterminant dans le confort, le bien-être, la santé et la qualité de vie des usagers. Une bonne maîtrise des phénomènes sonores permet à l'architecte de concevoir des bâtiments répondant aux exigences de performance acoustique tout en respectant les réglementations en vigueur. Ce cours d'Acoustique, destiné aux étudiants de première année de Master en Architecture, a pour objectif de fournir les connaissances fondamentales nécessaires à la compréhension des phénomènes acoustiques rencontrés dans les bâtiments. Il met en évidence les liens étroits entre les caractéristiques physiques du son, sa propagation dans différents environnements et les solutions architecturales permettant de maîtriser les nuisances sonores. Le contenu de ce support est organisé en quatre chapitres complémentaires :

Chapitre 1 : Caractérisation physique et physiologique des sons et des bruits.

Ce chapitre présente les notions fondamentales relatives au son, à ses grandeurs physiques (fréquence, longueur d'onde, intensité, pression acoustique, niveau sonore) ainsi qu'à la perception auditive et aux effets du bruit sur l'être humain.

Chapitre 2 : Propagation sonore en espace libre.

Il traite des mécanismes de propagation des ondes sonores en milieu libre, des phénomènes d'atténuation, de réflexion, de diffraction et des paramètres influençant la transmission du son.

Chapitre 3 : Propagation en espace clos.

Ce chapitre aborde le comportement du son à l'intérieur des locaux, notamment les phénomènes de réflexion multiple, de réverbération, d'absorption acoustique et les critères de qualité acoustique des espaces intérieurs.

Chapitre 4 : Isolation des parois aux bruits aériens.

Il présente les principes de l'isolation acoustique des éléments de construction, les mécanismes de transmission des bruits aériens, les performances des matériaux et les solutions constructives permettant d'améliorer le confort acoustique des bâtiments.

Ce cours privilégie une approche progressive, alliant les bases théoriques aux applications pratiques en architecture. Les notions développées permettront aux étudiants d'intégrer les exigences acoustiques dès les premières phases de conception des projets architecturaux et de proposer des solutions adaptées aux différents contextes d'utilisation des bâtiments.

L'objectif final est de doter les futurs architectes des connaissances indispensables pour concevoir des espaces offrant un environnement sonore de qualité, conciliant confort des usagers, performance technique et qualité architecturale.

Introduction générale

L'acoustique constitue une dimension essentielle de la conception architecturale, puisqu'elle intervient directement dans la qualité, le confort et la fonctionnalité des espaces bâtis. Le son et le bruit sont présents dans l'ensemble de notre environnement : dans les bâtiments d'habitation, les établissements scolaires, les lieux de travail, les espaces culturels ainsi que dans les zones urbaines. Une mauvaise maîtrise des phénomènes acoustiques peut entraîner une gêne importante pour les occupants et affecter leur confort ainsi que leurs conditions d'utilisation des espaces.

L'étude de l'acoustique architecturale permet de comprendre les phénomènes physiques liés à la production, à la propagation et à la perception des sons et des bruits. Elle s'intéresse notamment aux principales grandeurs caractéristiques du son, telles que la pression acoustique, l'intensité, la fréquence et le niveau sonore, ainsi qu'aux mécanismes de propagation des ondes sonores dans les espaces ouverts et fermés. La compréhension de ces phénomènes constitue une base indispensable pour pouvoir analyser et maîtriser les ambiances sonores dans un projet architectural.

Dans un espace libre, le son se propage à partir de sa source et son niveau diminue notamment avec la distance. Cette propagation peut également être influencée par différents facteurs, tels que la directivité de la source, l'atmosphère ou encore la présence d'obstacles et d'écrans acoustiques. Dans les espaces clos, les réflexions successives des ondes sonores sur les parois donnent naissance au phénomène de réverbération. L'étude de cette dernière permet notamment d'évaluer la qualité acoustique d'une salle et de déterminer les traitements nécessaires pour obtenir une ambiance sonore adaptée à son usage. L'acoustique du bâtiment s'intéresse également à la maîtrise de la transmission des bruits à travers les différents éléments constructifs. L'isolation acoustique vise ainsi à limiter la transmission des bruits aériens et, plus généralement, à améliorer le confort sonore des occupants. Le choix des matériaux et des systèmes constructifs joue à cet égard un rôle déterminant. Les propriétés physiques des parois, leur masse, leur constitution, leur assemblage ainsi que les matériaux absorbants ou isolants utilisés influencent directement leurs performances acoustiques.

L'étude du coefficient de transmission et de l'indice d'affaiblissement acoustique permet de caractériser la capacité d'une paroi à s'opposer à la transmission du son. Elle conduit également à comprendre le comportement des parois simples et composites et à évaluer leur efficacité dans différentes situations architecturales. Le choix et l'emplacement des matériaux d'isolation acoustique au niveau des murs, des planchers et des plafonds doivent donc être intégrés dès les premières étapes de la conception du projet.

Ainsi, cette matière a pour objectif de fournir les connaissances fondamentales nécessaires à la compréhension des phénomènes acoustiques et à leur application dans le domaine de l'architecture. Elle permet d'établir le lien entre les caractéristiques physiques et physiologiques du son, sa propagation dans les espaces, le traitement acoustique des locaux et le choix de solutions constructives capables d'assurer une isolation et un confort acoustiques satisfaisants. La maîtrise de ces notions constitue par conséquent un outil important pour concevoir des bâtiments fonctionnels, confortables et adaptés aux exigences acoustiques de leurs occupants.

TABLE DES MATIERES

AVANT-PROPOS

Introduction générale

Chapitre 1 : Caractérisation physique et physiologique des sons et des bruits

1. Origine du son	1
1.1. Définition du son.....	1
1.2. Source sonore.....	1
1.3. Onde sonore.....	2
1.3.1. Onde mécanique.....	2
1.3.1.a.Onde transversale.....	2
1.3.1.b. Onde longitudinale.....	2
1.3.2. Front et rayon d'onde.....	2
1.3.3. Définition de l'onde sonore.....	3
1.4. Définition du bruit.....	3
2. Grandeurs caractéristiques d'un son ou d'un bruit.....	4
2. 1. Pression acoustique.....	4
2.1.a. Seuil d'audibilité	5
2.1.b.Seuil de douleur.....	5
2.2. Période d'onde.....	5
2.3. Fréquence.....	5
2.4. Vitesse de vibration de la particule du milieu.....	6
2.5. Célérité	6
2.6. Longueur d'onde.....	7
2.7. Phase.....	7
2.8. Hauteur	7
2.9. Timbre.....	8
2.10. Puissance sonore.....	8
2.11. Intensité sonore.....	8
2.12. Impédance acoustique.....	10
2.13. Niveau physique du son.....	10
2.13.1. Niveau d'intensité du son.....	10
2.13.1. Niveau de puissance du son.....	12
2.13.1. Niveau de pression du son.....	12
3. Catégorisation des sons.....	14
3.1. Les sons purs.....	14
3.2. Les sons musicaux.....	14
3.3. Le bruit.....	14
3.3.1. Bruit stationnaire.....	14
3.3.2. Bruit quasi-stationnaire.....	14
3.3.3. Bruit transitoire	15
4. Equation de propagation de l'onde sonore.....	15
4.1. Hypothèses thermodynamiques.....	15
4.2. Solution de l'équation.....	18
4.3. Relation entre pression acoustique $p(t)$ et vitesse vibratoire $v(t)$	19
5. Sensation des bruits.....	19
5.1. Notions d'acoustique et de psychoacoustique.....	19
5.2. Oreille humaine.....	19
5.2.1. Oreille externe.....	20

5.2.2. Oreille moyenne.....	20
5.2.3. Oreille interne.....	20
5.3. Membrane basilaire et perception des fréquences.....	23
5.3. 1. Amplitude de déplacement.....	23
5.3. 2. Tonotopie.....	23
5.4. Audiométrie.....	24
5.5. Audiogramme.....	24
5.5. 1. Audiogramme tonal.....	24
5.5. 2. Audiogramme vocal.....	24
5.6. Echelle de graduation des surdités.....	25
5.6.1. Exemples d'audiogramme tonal selon la surdité.....	25
5.6.2. Savoir lire et comprendre un audiogramme.....	25
6. Analyse en octave.....	26
6.1. Analyse des bruits stables.....	26
6.1.1. Analyse fréquentielle.....	27
6.1.1.1. Analyse spectrale des sons et transformée de Fourier.....	27
6.1.1.2. Composition fréquentielle des sons périodiques.....	27
6.1.1.3. Le timbre d'un son : rôle des enveloppes temporelle et spectrale.....	28
6.1.1.4. Différence entre un son pur et un son complexe.....	28
6.1.2. Analyse d'octave.....	31
6.1.3. Analyse de tiers d'octave.....	32
6.1.4. Bruits blanc, rose et route.....	34
6.1.4.1. Le bruit blanc.....	34
6.1.4.2. Le bruit rose.....	34
7. Composition de deux niveaux de bruit.....	35
7.1 Addition de deux niveaux.....	35
7.2. Soustraction de 2 niveaux de bruit.....	36
8. Analyse statistique des bruits instables.....	37
8.1. Niveau équivalent N_{eq}	39
8.2. Critères de confort acoustique et courbes d'égale bruyance.....	40
9. Appareils de mesure.....	43
9.1. Le sonomètre.....	43
9.1.1. Fonctionnement.....	43
9.1.2. Schéma de principe du fonctionnement d'un sonomètre.....	44

Chapitre 2 : Propagation sonore en espace libre

1. Introduction.....	46
2. Source ponctuelle.....	46
2.1. Atténuation géométrique.....	47
2.2. Source ponctuelle directive.....	47
2.3. Facteur ou indice de directivité.....	48
2.4. Indice de directivité.....	50
2.5. Diagramme de directivité.....	51
2.5. 1. Directivité omnidirectionnelle.....	51
2.5. 2. Directivité unidirectionnelle (cardioïde).....	51
2.5. 3. Directivité bidirectionnelle.....	51
2.6. Atténuation atmosphérique.....	52
2.7. Atténuation due aux écrans (diffraction).....	54

2.7.1. Cas des sources ponctuelles.....	55
2.7.2. Cas de chemins diffractés multiples.....	58
2.7.3. Atténuation d'écran : cas de ligne source.....	59

Chapitre 3 Propagation en espace clos

1.Introduction.....	63
2. Evaluation de l'intensité réverbérée.....	64
3. Niveau sonore en espace clos.....	65
4. Notion de réverbération.....	67
5. Croissance et décroissance sonore.....	68
6. Mesure d'un coefficient de Sabine α_s	72
7. Traitement acoustique des salles.....	73
7.1. Etude de la forme d'une salle.....	73
7.2. Phénomène de résonances liées à la forme.....	75
7.3. Choix des durées de réverbérations optimales.....	76
7.4. Choix des matériaux absorbants.....	77
8. Critères d'acoustique architecturale.....	83
8.1. Temps de réverbération TR60.....	83
8.2. Early Decay Time (EDT).....	84
8.3. Temps central Ts.....	84
8.4. Clarté C80.....	85
8.6. Intelligibilité STI et RASTI	87
8.7. Fraction d'énergie latérale LEF.....	87

Chapitre 4 Isolation des parois aux bruits aériens

1.Introduction.....	89
2. Coefficient de transmission « τ » et indice d'affaiblissement « R ».....	89
3. Evaluation théorique de l'indice d'affaiblissement des parois simples.....	90
3.1. Fréquence de coïncidence et fréquence critique.....	90
3.2. Expression théorique de l'indice d'affaiblissement.....	93
3.3. Isolement d'une paroi.....	99
3.3.1. Isolement brut d'une paroi.....	100
3.3.2. Isolement normalisé « D_n ».....	101
3.4. Relation entre l'isolement brut « D_b » et l'indice d'affaiblissement « R ».....	102
3.4.1. Cas d'un champ sonore diffus devant la façade.....	102
3.4. 2. Cas d'un champ sonore non diffus.....	102
4. Indice d'affaiblissement moyen d'une paroi composite.....	104
4.1. Paroi isolée.....	104
4.2. Influence des transmissions latérales.....	105
4.3. Indice d'affaiblissement d'une double paroi.....	108
4.4. Indice d'affaiblissement global en dB(A).....	115

Références

Annexe

Liste des figures

Chapitre 1 : Caractérisation physique et physiologique des sons et des bruits

- Fig.1.** Production de sons lorsqu'on frappe un tambour.
Fig.2. Production et évolution de l'onde sonore
Fig. 3. a. Onde transversale
Fig.3. b. Onde longitudinale
Fig. 4. Représentation de surfaces d'onde sphérique émise par une source ponctuelle sonore.
Fig. 5. Variation de la pression acoustique effective lors de la propagation d'une onde sonore.
Fig. 6. Evolution temporelle de sons purs à deux (2) fréquences.
Fig. 7.a. Onde périodique non sinusoïdale
Fig. 7.b. Onde périodique sinusoïdale
Fig. 8. Relation entre la fréquence et la hauteur d'un son
Fig. 9. Influence de la forme de l'onde sonore sur le timbre
Fig. 10. Puissance acoustique de quelques sources
Fig. 11. Échelle d'évaluation des bruits environnants et seuils de nocivité auditive.
Fig. 12. Sensibilité spectrale de l'audition humaine: les courbes de Fletcher-Munson
Fig.13. Courbe de pondération
Fig.14. Oreille humaine
Fig.15. Coupe schématique globale du système auditif
Fig.16. Composants anatomiques de la perception auditive
Fig.17. Coupe transversale d'un seul tour de la cochlée
Fig.18. Coupe transversale du canal cochléaire
Fig.19. Schéma de l'organe de Corti
Fig.20. Les cellules ciliées et leurs stéréocils.
Fig.21a. Amplitude de déplacement de la membrane basilaire en fonction de la fréquence du son auquel elle est soumise
Fig.21.b. Schéma présentant les variations de largeur et la répartition des fréquences (tonotopie) le long de la membrane basilaire
Fig.22. Echelle de graduation des surdités
Fig.23. Courbes d'audiogramme en fonction de l'âge
Fig. 24. Courbes de fonctions sinusoïdales de fréquences f , $2f$, $3f$
Fig.25. Principe de la composition spectrale
Fig.26. Composition d'un son complexe de sinusoïdes simples
Fig.27. Son pur
Fig.28. Son complexe
Fig.29. Représentation par bandes d'octave et de tiers d'octave du spectre de niveau de puissance acoustique
Fig.30. Spectre de bande d'octave et de bande de tiers d'octave d'un bruit d'une voiture en mouvement
Fig.31. Courbes par bandes d'octave et de tiers d'octave du spectre de niveau de puissance acoustique
Fig.32. Spectre d'un bruit blanc
Fig.33. Spectre bande d'octave d'un bruit rose
Fig.34. Abaque d'addition de deux niveaux sonores
Fig.35. Abaque de soustraction de deux niveaux sonores
Fig.36. Bruits instables
Fig.37. Répartition temporelle d'un bruit
Fig.38. Fonction cumulée

- Fig.39.** Bruit instationnaire
- Fig.40.** Enregistrement d'un bruit
- Fig. 41.** Courbes NR : égale bruyance (Norme NF S 30-010)
- Fig.42.** Le sonomètre et ses composants
- Fig.43.** Schéma fonctionnel du sonomètre.

Chapitre 2 : Propagation sonore en espace libre

- Fig.1.** Source omnidirectionnelle
- Fig. 2.** Forme de directivité
- Fig.3.** Facteur ou indice de directivité
- Fig.4.** Directivité omnidirectionnelle
- Fig.5.** Directivité unidirectionnelle (cardioïde)
- Fig.6.** Directivité bidirectionnelle.
- Fig.7.** Directivité en fonction de la fréquence
- Fig. 8.** Principe de l'effet d'écran et trajet de l'onde sonore
- Fig.9.** Principe de diffraction acoustique
- Fig .10.** Abaque d'atténuation de MAEKAWA
- Fig.11.** Réflexions secondaires
- Fig.12.** Découpage d'une source linéaire en n sources ponctuelles
- Fig. 13.** Cas d'un écran de longueur limitée.

Chapitre 3 : Propagation en espace clos

- Fig.1.** Réflexion en espace clos
- Fig.2.** Variation du niveau sonore en espace clos en fonction de la distance à la source.
- Fig.3.** Variation du niveau sonore en espace clos en fonction de la distance à la source et le facteur de directivité.
- Fig.4.** Schéma simple de la propagation unidirectionnelle dans un tube.
- Fig.5.** Loi de décroissance sonore dans un tube.
- Fig.6.** Relation entre coefficient d'absorption exact α et coefficient d'absorption de Sabine α_s
- Fig.7.** Schéma d'une chambre réverbérante pour tests
- Fig.8.** Temps de réverbération optimal aux fréquences moyennes (500-1000Hz)
- Fig.9.** Variation souhaitée du temps de réverbération par rapport à la valeur à 500 Hz.
- Fig.10.** Panneaux fléchissants
- Fig.11.** Résonnateur
- Fig.12.** Panneaux fléchissants
- Fig.13.** Courbe type d'absorption d'un panneau perforé
- Fig.14.** Réponse impulsionnelle d'une salle : son direct, premières réflexions et réverbération
- Fig.15.** Temps central : T_s
- Fig.16.** Structure d'une réponse impulsionnelle acoustique et indicateurs temporels associés

Chapitre 4 : Isolation des parois aux bruits aériens

- Fig.1.** Propagation d'une onde acoustique incidente et transmise à travers une paroi
- Fig.2.** Mise en vibration d'une paroi par une onde plane d'incidence « θ »
- Fig. 3.** Paroi, mise en vibration par un faisceau d'ondes planes d'incidence « θ »,
- Fig. 4.** Courbe d'indice d'affaiblissement fréquentielle d'une paroi simple
- Fig.5.** Variation du facteur de rayonnement en fonction de la fréquence
- Fig.6.** Transmission du son à travers une paroi entre la pièce d'émission et la pièce de réception

- Fig. 7.** Rayons sonores atteignant la paroi sous un même angle d'incidence « θ ».
- Fig.8.** Détermination de l'indice d'affaiblissement équivalent « R_m » d'une paroi discontinue
- Fig.9.** Schéma des différents chemins de transmission du bruit dans les structures.
- Fig.10.** Perte d'isolement entre locaux « A » et « B » due à une mise en vibration d'une cloison de distribution rigide
- Fig.11.** Modèle théorique de la paroi double
- Fig.12.** Variation de la chute d'isolement d_l à la fréquence de résonance d'une paroi double en fonction du facteur de perte η_2 de l'isolant
- Fig.13.** Evaluation de a pour $f_0 < f < 3 f_0$
- Fig.14.** Comparaison entre indice d'affaiblissement d'une paroi double et d'une paroi simple de même masse surfacique.

Liste des tableaux

Tabl. 1. Quelques équivalences entre fréquence et période

Chapitre 1

Caractérisation physique et physiologique des sons et des bruits

1. Origine du son

1.1. Définition du son

Comme la lumière, la chaleur et les couleurs, les bruits font parties des éléments qui caractérisent l'ambiance extérieure et intérieure, ils signalent l'arrivée d'une personne ou d'un danger, favorisent la communication et participent au plaisir de l'écoute. Cette sensation est provoquée par des vibrations de l'air propagées vers l'oreille.

Le son correspond à l'émission, la propagation et la réception d'ondes dans des milieux élastiques capables de se déformer, et de revenir à leur état initial. Il peut ainsi se propager dans des gaz, des liquides et des solides.

1.2. Source sonore

Une source sonore est la surface d'un objet en vibration qui met en mouvement le milieu environnant et crée ainsi une onde acoustique.

Lorsque le tambour est au repos Les molécules d'air, sont réparties d'une manière uniforme. En frappant la membrane avec une baguette, les molécules d'air devant celle-ci sont comprimées, ce qui entraîne une augmentation locale de la pression de l'air (Δp) par rapport à la pression atmosphérique ambiante. Cette variation de pression se propage ensuite à une vitesse qui dépend des propriétés du milieu. Lorsque la membrane revient vers sa position initiale, elle provoque une diminution de la pression ($-\Delta p$). En répétant ce mouvement d'aller-retour, on obtient une succession de compression et de raréfaction qui se déplacent dans l'air à une vitesse spécifique, formant ainsi une onde longitudinale c'est-à-dire une onde sonore (Figure. 1 et .2).

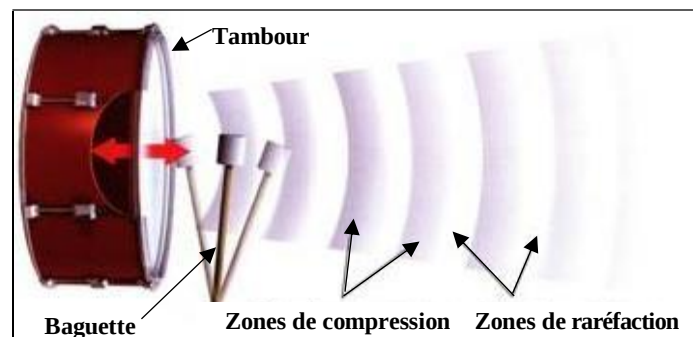


Fig.1. Production de sons lorsqu'on frappe un tambour.

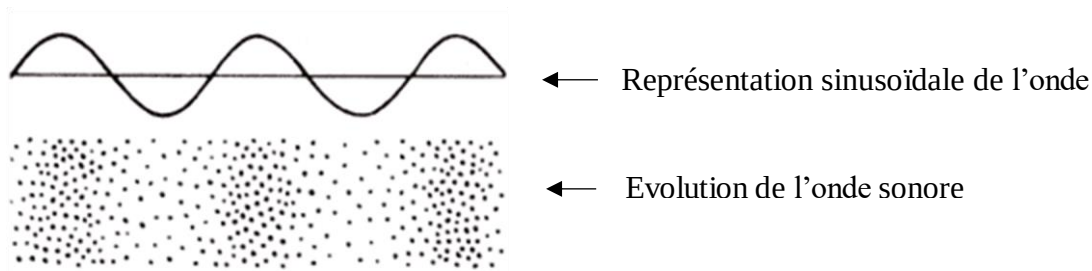


Fig.2. Production et évolution de l'onde sonore.

1.3. Onde sonore

1.3.1. Onde mécanique

Une onde mécanique est une perturbation qui se propage dans un milieu matériel (solide, liquide ou gazeux) contrairement aux ondes électromagnétiques qui peuvent se propager dans le vide.

Exemples : le son, onde le long d'une corde, onde le long d'un ressort, ondes sismiques, vagues à la surface de l'eau.

1.3.1.a. Onde transversale

Une onde est transversale si le déplacement du milieu est perpendiculaire à la direction de propagation de l'onde. Elle est formée de crêtes et de creux (Figure. 3.a).

Exemple : les vagues, la corde d'une guitare.

1.3.1.b. Onde longitudinale

Une onde est longitudinale si le déplacement du milieu est parallèle à la direction de propagation de l'onde. Elle est formée de zones de compression et de zones de raréfaction (Figure. 3.b).

Exemple : propagation le long d'un ressort, propagation d'une onde sonore dans un gaz.

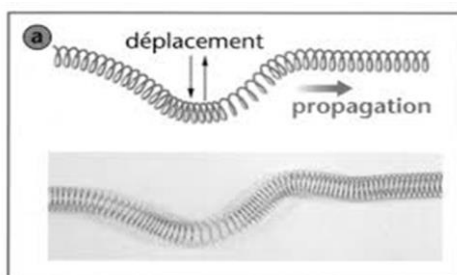


Fig. 3. a. Onde transversale

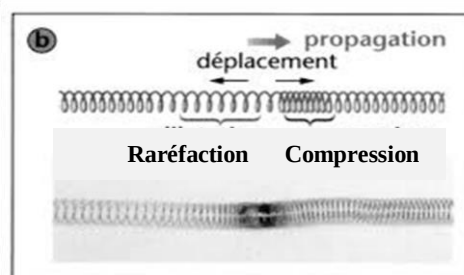


Fig.3. b. Onde longitudinale

1.3.2. Front et rayon d'onde sonore

Un front d'onde est une surface virtuelle formée par l'ensemble des points qui vibrent en phase. Dans l'air (l'espace) le son se propageant dans trois dimensions, un front d'onde sera donc une

sphère dont tous les points sont situés à une même distance de la source et qui vibrent donc en phase. Dans un espace à deux dimensions, comme sur de l'eau, les fronts d'ondes sont des lignes. On appelle rayon d'onde une ligne qui indique la direction de propagation de l'onde. A chaque point le rayon d'onde est perpendiculaire aux fronts d'onde correspondant (Figure. 4).

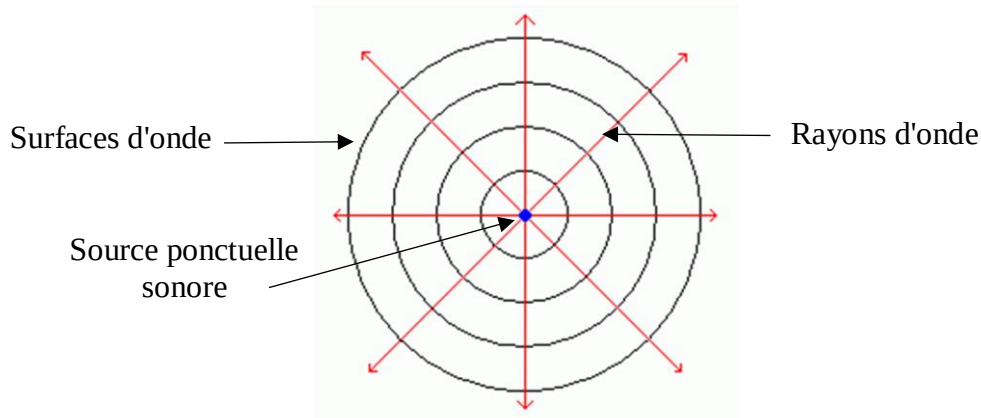


Fig. 4. Représentation de surfaces d'onde sphérique émise par une source ponctuelle sonore.

1.3.3. Définition de l'onde sonore

Une onde sonore est une onde mécanique longitudinale, car les molécules du milieu se déplacent parallèlement à la direction de propagation de l'onde. Lorsqu'elle se propage dans un milieu homogène, isotrope et sans obstacle, l'onde émise par une source se propage de manière identique dans toutes les directions : on parle alors d'onde sphérique. Cependant, à une grande distance de la source, le front d'onde sonore devient quasi rectiligne et elle peut être assimilée à une onde plane. On peut comparer cela à la planète Terre qui est ronde à grande échelle mais à l'échelle humaine, elle paraît plane. Une onde sonore (acoustique) a une fréquence comprise entre 16 Hz et 15000 à 20000 Hz, et produit un son perceptible par l'oreille humaine. Les architectes et les ingénieurs de génie civil s'intéressent particulièrement aux fréquences comprises entre de 125 et 4000 Hz, parfois jusqu'à 6400Hz, car elles sont essentielles pour l'acoustique des bâtiments. Ces sons se classent en trois groupes :

- Graves : 100 à 400 Hz
- Médium : 400 à 1600 Hz
- Aigus : 1600 à 6400 Hz

1.4. Définition du bruit

On appelle physiquement « bruit » un mélange confus de sons élémentaires de différentes fréquences et de pression acoustique variable. Lorsqu'il s'agit de la perception auditive, le bruit est un mélange complexe de sons produisant une sensation auditive considérée comme gênante ou dangereuse. Ce qui différencie le bruit d'un son, c'est la perception que nous en avons, celle-ci est très subjective et dépend à la fois de l'individu et du contexte.

2. Grandeurs caractéristiques d'un son ou d'un bruit

2. 1. Pression acoustique

Le son est une vibration qui se propage dans l'air provoquant de petites oscillations de la pression atmosphérique appelée pression acoustique. La pression acoustique correspond à la différence entre la pression atmosphérique au point considéré en présence d'ondes sonores et la pression en leur absence, notée « p » et mesurée en Pascal [Pa] (Figure. 5). Le cerveau humain ne réagit pas à l'amplitude instantanée de la pression acoustique, mais à la valeur efficace (RMS : Root Mean square) d'une pression variable dans le temps. La pression acoustique effective est déterminée par la valeur moyenne quadratique de la variation de pression instantanée exprimée par la relation (1) :

$$p_{eff} = \frac{1}{T} \sqrt{\int_{t_1}^{t_2} (p_i - p_{atm})^2 \times dt} \quad (1)$$

p_i : Pression instantanée de l'atmosphère en point considéré en Pascal [Pa]. Noté aussi $p(t)$, elle se calcule par la relation (2) :

$$p(t) = p_m \sin \omega t \quad (2)$$

p_{atm} : Pression atmosphérique (pression de l'atmosphère en absence d'ondes sonores) [Pa]

T : Période d'ondes en secondes[s].

t_1, t_2 : Deux instants limitant la période d'onde [s]

p_m : Pression acoustique maximale [Pa]

ω : Pulsation ou vitesse angulaire (radian/seconde).

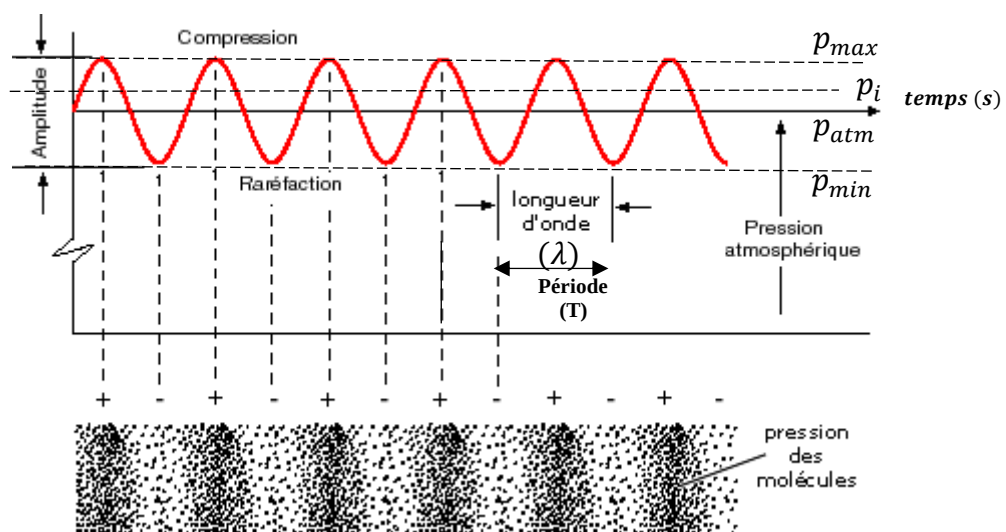


Fig. 5. Variation de la pression acoustique effective lors de la propagation d'une onde sonore

2.1.a. Seuil d'audibilité

C'est la plus petite pression acoustique que l'oreille humaine peut percevoir. Pour un son pur elle vaut environ $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

2.1.b. Seuil de douleur

C'est la pression acoustique à partir de laquelle le son devient douloureux. Pour un son pur de 1000 Hz, elle vaut environ $P_{\max} = 20$ Pa.

NB. La différence entre le seuil d'audibilité et le seuil de douleur représente un facteur de (10^6) c'est pour cette raison que les niveaux sonores sont exprimés sur une échelle logarithmique en décibels (dB) ce qui permet de représenter facilement des pressions acoustiques très faibles et très fortes.

Le niveau de pression du seuil d'audibilité est de 0 dB et le seuil de douleur est de 120 dB.

2.2. Période d'onde

La période d'une onde sonore correspond à la durée d'un cycle, pendant laquelle se produit une vibration (Figure. 5), notée « T » elle s'exprime en secondes (s).

2.3. Fréquence

Un son élémentaire est une oscillation régulière que l'on décrit par sa fréquence, qui est le nombre d'oscillations par seconde. La fréquence est l'inverse de la période, notée « f » elle se calcule par la relation (3) et s'exprime en hertz [Hz]. Le son généré est un Son Pur.

$$f = \frac{1}{T} \text{ (Hz)}, \quad T = \frac{1}{f} \text{ (s)}, \quad \omega = 2\pi f \quad (3)$$

On donne Quelques équivalences entre fréquence et période dans le tableau (1)

Période « s »	0.1	0.02	0.01	0.005	0.002	0.001	0.0005
Fréquence « Hz »	10	50	100	200	500	1000	2000

Tabl. 1. Quelques équivalences entre fréquence et période

Remarque

La figure (6) permet d'illustrer visuellement la relation entre un son grave de basse fréquence et longue période et un son aigu de haute fréquence et de courte période. Une façon de calculer manuellement la fréquence d'un son à partir de la visualisation du signal

(oscillogramme), consiste à compter le nombre de cycles relevés pour un temps donné et à diviser ce nombre de cycles par la durée.

Dans la 1^{ière} partie, on mesure 2 cycles pour 20 ms (= 0.02 s) on trouve : $f = 2/0.02 = 100$ Hz.
Puis, dans la 2^{ième} partie, 9 cycles pour 20 ms $\Leftrightarrow F = 9/0.02 = 450$ Hz.

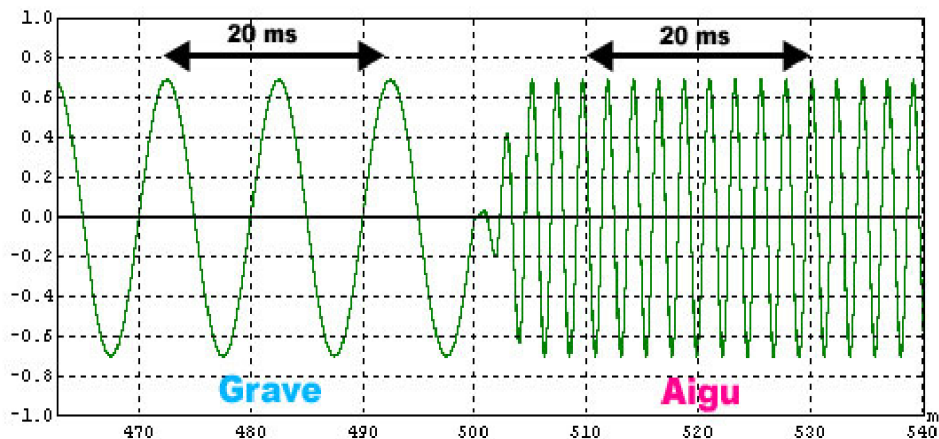


Fig. 6. Evolution temporelle de sons purs à deux (2) fréquences

2.4. Vitesse de vibration de la particule du milieu

Les zones de pression et de raréfaction se créent par le déplacement des particules du milieu. Ce déplacement se fait avec une vitesse définie, appelée « vitesse de vibration » notées « V » et mesurée [m/s]

2.5. Célérité

Les zones de pression et de raréfaction s' éloignent de la source sonore avec une vitesse de propagation appelée « **Célérité de l'onde** » notée « C » est mesurée en [m/s]. La célérité dépend des propriétés du milieu (densité, élasticité, température, etc.). Elle se calcule par la relation (4).

$$C = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p_{atm}}{\rho}} \quad (4)$$

C : Célérité de l' air

$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$: Coefficient isentropique de l' air

c_p : Chaleur massique à pression constante de l' air (J/Kg. K)

c_v : Chaleur massique à volume constant de l' air (J/Kg. K)

ρ : Masse volumique de l' air dépend de la température (kg/m³)

p_{atm} : Pression atmosphérique de l'air égale à 10⁵ Pa

Exemples

Air sec : à 0 °C : $C = 331 \text{ m/s}$, à 15 °C : $C = 340 \text{ m/s}$, à 20 °C : $C = 343 \text{ m/s}$

Liège : $C = 500 \text{ m/s}$ Béton : $C = 4000 \text{ m/s}$.

NB : Il ne faut pas confondre la vitesse de vibration (V) des particules avec la célérité (C) de l'onde.

2.6. Longueur d'onde

L'onde se propage dans le milieu à une vitesse (C). Pendant une période de vibration (T) l'onde parcourt une distance (C.T). Cette distance correspond à longueur d'onde notée (λ) qui est la distance entre deux particules vibrantes en phase, les plus proches l'une de l'autre, elle se mesure en mètre [m].

$$\lambda = C.T \text{ ou } \lambda = \frac{C}{f} \text{ où } f = \frac{1}{T} \quad (5)$$

Remarque

Le plus souvent la pression acoustique est une fonction périodique mais non sinusoïdale du temps comme le montre l'enregistrement 1 de l'oscillogramme (Figure.7.a). En revanche, elle est périodique et sinusoïdale du temps selon l'enregistrement 2 (Figure.7.b).

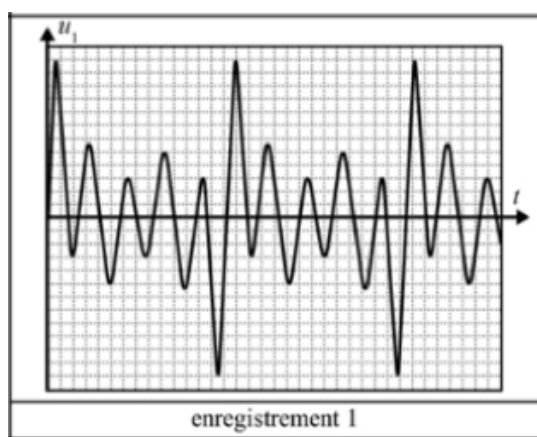


Fig. 7.a. Onde périodique non sinusoïdale

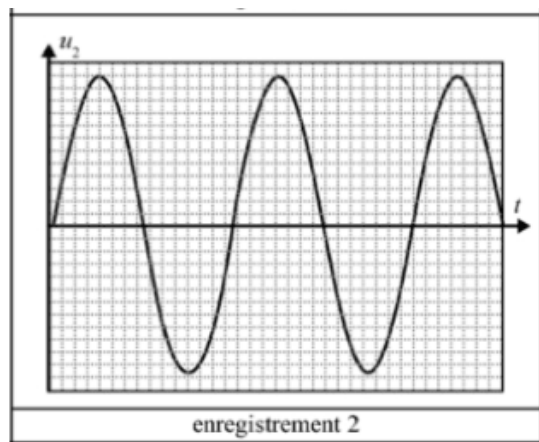


Fig. 7.b. Onde périodique sinusoïdale

2.7. Phase

Deux ondes sonores en phase lorsque leur maxima et minima se produisent au même moment ce qui peut renforcer le son. Si elles sont en opposition de phase elles peuvent s'annuler partiellement ou totalement.

2.8. Hauteur

La hauteur du son est la sensation d'aigu ou de grave. Elle est liée à la fréquence (Hz) de vibration de la source oscillante. Un son grave pour l'oreille humaine correspond à une basse

fréquence, un son aigu à une fréquence élevée. D'un point de vue musical, la hauteur du son définit la note de musique. L'intensité relative de chaque pic caractérise le timbre du son (Figure. 8)

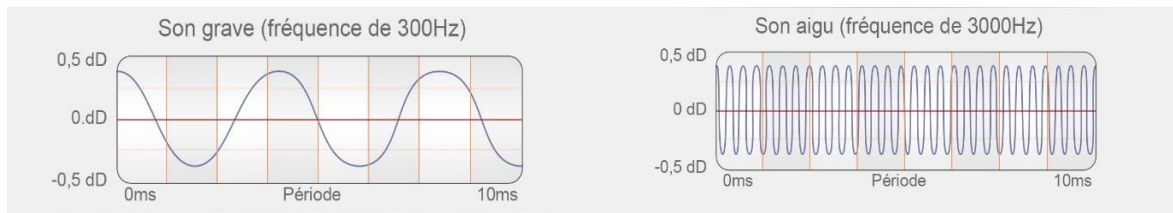


Fig. 8. Relation entre la fréquence et la hauteur d'un son

2.9. Timbre

Le timbre est ce qui permet de distinguer à l'oreille deux sons, de même hauteur et de même intensité, émis par des instruments différents. Il est lié à la forme de l'onde sonore c'est-à-dire au graphique représentant l'élongation des particules du milieu en fonction du temps (Figure. 9).

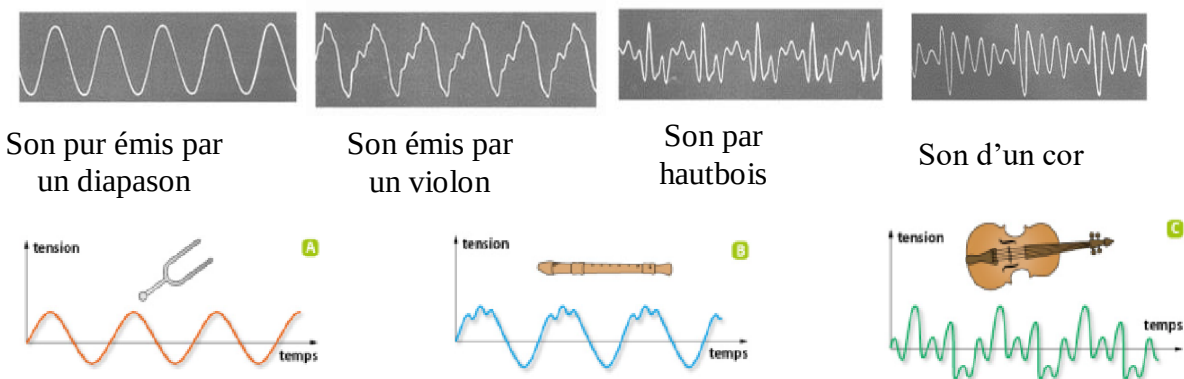


Fig. 9. Influence de la forme de l'onde sonore sur le timbre

2.10. Puissance sonore

La puissance sonore d'une onde sonore produite par une source se note « P » et se mesure en watt [W]. Elle représente l'énergie que les ondes sonores envoient à travers toute la face d'onde par unité de temps.

Le son se propage dans toutes les directions de l'espace. La puissance donnée à l'onde au départ se répartit donc sur une surface de plus en plus grande.

Dans un milieu homogène (une pièce sans obstacle), la puissance du son produit par une source sonore se répartit sur une sphère, ayant pour centre la source sonore.

2.11. Intensité sonore

L'intensité du son est la sensation de bruit fort ou faible. Elle dépend de plusieurs facteurs (Figure 10) :

- la source. Par exemple, le vrombissement du réacteur d'avion est perçu comme plus fort que le ronronnement du chat.
- la distance entre la source et l'auditeur : le son est plus fort lorsque l'auditeur est plus proche de la source. L'intensité est liée à l'amplitude de l'onde sonore, plus l'amplitude est grande et plus l'intensité est élevée. Plus on s'éloigne de la source, plus l'intensité sonore diminue car la puissance de l'onde sonore produite par la source se répartit sur une surface de plus en plus grande. On définit l'intensité d'une onde sonore comme l'énergie qui s'écoule par seconde à travers l'unité de surface du récepteur, notée « I » et mesurée en $[W/m^2]$ s'exprime :

$$I = \frac{\text{énergie}}{\text{temps} \cdot \text{surface}} : I = \frac{P}{S} [W/m^2] \quad (6)$$

P : Puissance de l'onde sonore en $[W]$

I : Intensité sonore en $[W.m^2]$

S : surface en $[m^2]$

L'intensité peut également s'exprimer à partir des paramètres de l'onde :

$$I = p \cdot V \text{ et } p = C \cdot \rho \cdot V \quad (7)$$

p : Pression acoustique $[Pa]$

V : Vitesse de vibration $[m/s]$

C : Célérité $[m/s]$

ρ : Densité du milieu $[kg/m^3]$

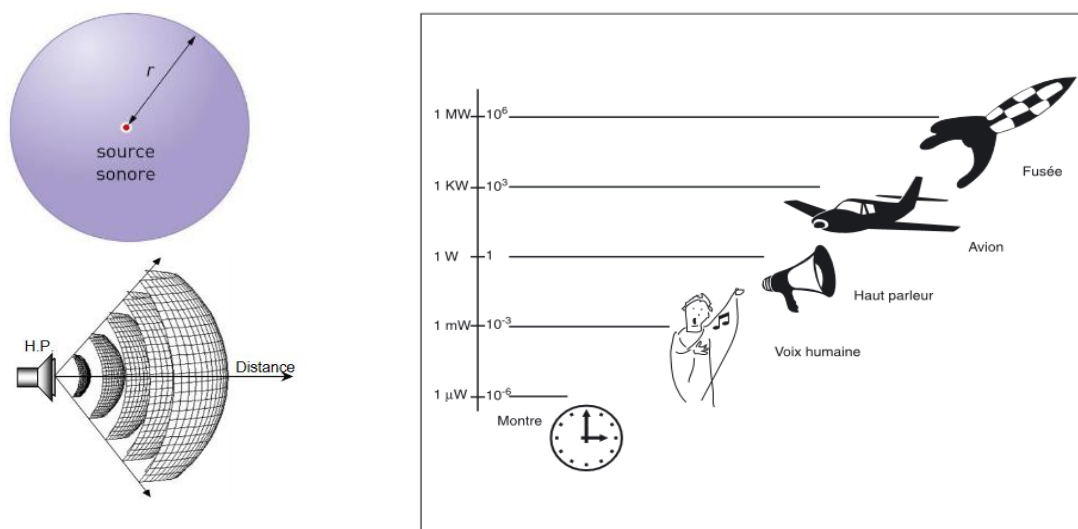


Fig. 10. Puissance acoustique de quelques sources.

Exercices

1. Déterminer l'intensité perçue dans les deux cas suivants :

1.1. Un son de puissance 1,5 W réparti sur une surface de 30

1.2. Le son d'un instrument de puissance 0,10 W se propage de manière sphérique dans l'air à une distance de 3 m.

2. Un chanteur émet un chant d'intensité sonore valant 8 W/m^2 . Ce son se répartit sur 5 m^2 . Calculer la puissance sonore délivrée par le chanteur.

Solution

1.1.

$$I = \frac{P}{S} = \frac{1.5}{30} = 0.5 \text{ W/m}^2$$

1.2. La surface d'une sphère de rayon R : $S = 4 \times \pi \times R^2$

$$I = \frac{P}{S} = \frac{P}{4 \times \pi \times R^2} = \frac{0.1}{4 \times 3.14 \times 3^2} = 8,84 \times 10^{-4} \text{ W/m}^2$$

2. $P = I \times S = 8 \times 5 = 40 \text{ W}$

2.12. Impédance acoustique

La notion d'impédance est très couramment utilisée dans de nombreux domaines de la physique. De façon très générale, l'impédance est définie comme le rapport entre une grandeur potentielle et une grandeur cinétique. En acoustique, l'impédance acoustique est définie comme le rapport entre pression et vitesse acoustique, elle traduit la résistance du milieu de propagation au passage d'une onde acoustique. En ne considérant que les ondes "aller" dans les solutions en pression et en vitesse (Eq 26).

- **Les décibels en acoustique**

Le décibel est une unité logarithmique sans dimensions très utilisée en physique au sens large, plus particulièrement en électronique et en acoustique. Le bel est défini comme étant le logarithme (en base 10) du rapport de deux puissances P_1 et P_0 . Le décibel est alors dix fois ce logarithme :

2.13. Niveau physique du son

2.13.1. Niveau d'intensité du son

Pour l'oreille humaine la perception d'un son de fréquence 1000 Hz correspond aux fréquences suivant :

- Le seuil d'audibilité est : $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$
- Le seuil de douleur est : $I_d = 1 \text{ W/m}^2$

Les intensités sonores s'étalent donc sur une grande échelle ce qui rend leur manipulation difficile. Pour simplifier on utilise le niveau d'intensité sonore qui permet d'exprimer les sons sur une échelle plus petite et plus proche des sensations auditives (Figure 11).

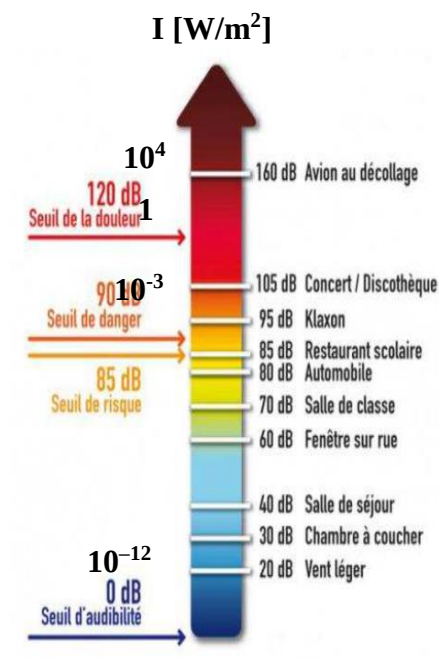


Fig. 11. Échelle d'évaluation des bruits environnants et seuils de nocivité auditive.

Le niveau d'intensité sonore est noté « N » s'exprime en décibel (dB), et se mesure à l'aide d'un sonomètre. Il se calcule selon la formule suivante :

$$N = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (8)$$

I : Intensité sonore en $[W/m^2]$

N : Niveau d'intensité sonore en décibel [dB]

I_0 : intensité de référence (seuil d'audibilité) $[W/m^2]$

Exercices

1) Calculer le niveau d'intensité sonore N pour une intensité : $I = 4 \times 10^{-4} W/m^2$. Déduire N' si $I' = 2I$.

Solution

$$N = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{4 \times 10^{-4}}{10^{-12}} = 86 \text{ dB}$$

$$N' = 10 \log \frac{I'}{I_0} = 10 \log \frac{2 \times I}{I_0} = N = 10 \log \frac{I}{I_0} + 10 \log 2 = N + 3 = 89 \text{ dB}$$

NB : Le niveau d'intensité sonore N et l'intensité sonore I ne sont pas proportionnels. Par exemple si une source sonore devient deux fois plus intense (comme deux instruments jouant au lieu d'un seul), l'intensité I double mais le niveau N n'augmente que de 3 dB. L'oreille humaine ne perçoit donc pas le son comme deux fois plus fort mais seulement légèrement plus intense.

2.13.2. Niveau de puissance du son

$$I = \frac{P}{S}, N = 10 \log \frac{I}{I_0} = N = 10 \log \frac{P/S}{P_0/S} = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad \text{donc :}$$

$$N = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (9)$$

P : Puissance sonore en [W]

N : Niveau d'intensité sonore en décibel [dB]

P_0 : intensité de référence (seuil d'audibilité)

2.13.3. Niveau de pression du son

$$I = \frac{P}{S} = \frac{p^2}{\rho \times C}, N = 10 \log \frac{\frac{p^2}{\rho \times C}}{\frac{p_0^2}{\rho \times C}} = 10 \log \left(\frac{p}{p_0} \right)^2$$

$$= 2 \cdot 10 \log \frac{p}{p_0}$$

Donc :

$$N = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (10)$$

N : Niveau d'intensité sonore en décibel [dB]

p_0 : Pression de référence (seuil d'audibilité)

Remarque

L'oreille humaine n'entend pas toutes les fréquences de la même façon, les sons graves ou très aigus doivent être plus forts que les sons médiums pour être perçus à la même intensité. Comme le niveau en décibels (dB) ne reflète pas cette variation de perception, on utilise les courbes isosoniques, connues sous le nom : diagramme de Fletcher et Munson. Ces chercheurs

ont déterminé, pour des fréquences allant de 20 à 20 000 Hz, les niveaux sonores en dB nécessaires pour que chaque son ait la même perception qu'un son de référence à 1000 Hz, ce qu'on appelle l'intensité physiologique. Les courbes du diagramme montrent ainsi, pour chaque fréquence, le niveau requis pour que le son soit perçu comme ayant la même intensité, corrigeant les différences de sensibilité de l'oreille et donnant une meilleure représentation de la perception auditive humaine (Figure 12).

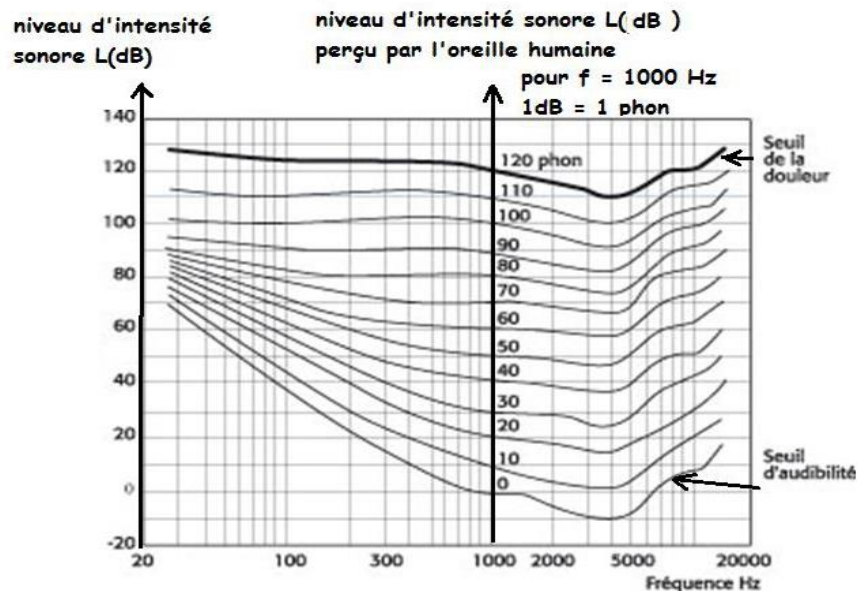


Fig. 11. Sensibilité spectrale de l'audition humaine : les courbes de Fletcher-Munson

• Le sonomètre

Le niveau sonore en décibel se mesure à l'aide d'un sonomètre pour que les résultats reflètent mieux la perception humaine du bruit, on applique des pondérations filtres A, B, C, D donnant ainsi des mesures en dB(A), dB(B), dB(C), dB(D).

*dB(A) : La plus courante, adaptée aux bruits faibles d'environ 40 dB correspond à la gêne ressentie par l'oreille humaine.

* dB(B) : Utilisée pour des bruits modérés, autour 70 dB.

* dB(C) : Appropriée pour des bruits forts supérieurs à 85 dB.

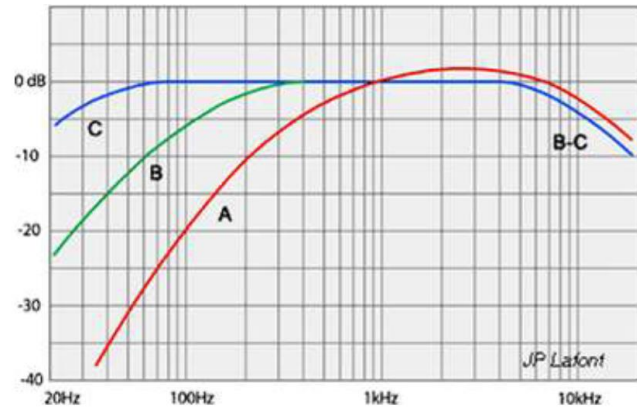
* dB(D) : Spécifique aux bruits d'aviation et aux bruits intenses très intenses.

Chaque pondération ajuste la mesure en fonction des fréquences perçues par l'oreille afin que le résultat corresponde à la sensation auditive réelle.

Exemple

En dB(A) pour une mesure à 50 Hz, on pondère la mesure du niveau sonore mesuré en retranchant environ 30 dB puisque le diagramme de Fletcher et Munson montre qu'un son à 50 Hz doit posséder un niveau

sonore réel d'environ 65 dB pour paraître 40 dB à l'oreille.



3. Catégorisation des sons

3.1. Les sons purs

On dit qu'un son est pur quand ses variations de pression ou amplitude en fonction du temps sont des fonctions sinusoïdales de type :

$$p = p_{max} \times \cos(\omega t + \varphi) \quad (11)$$

ω La pulsation calculée (en radians / secondes) comme suit :

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (12)$$

3.2. Les sons musicaux

On dit qu'un son est musical lorsqu'il est la résultante de la superposition d'un son pur de fréquence f_0 dite fondamentale et de sons purs de fréquence $n.f_0$ dites harmoniques ou n est un entier égale à : 2, 3, 4, etc.

3.3. Le bruit

Le bruit est une sensation qui correspond à une variation aléatoire de la pression acoustique. Certains bruits peuvent être plus ou moins musicaux, agréables, d'autres sont désagréables, voire douloureux.

3.3.1. Bruit stationnaire

Le bruit est dit stationnaire lorsque la valeur de la pression efficace mesurée à un instant t est indépendante du temps (bruit de cascade à débit constant, bruit de circulation régulière perçu à distance, bruit d'une machine en régime stationnaire, etc.). Le bruit stationnaire se caractérise par de faibles variations d'intensité en fonction du temps.

3.3.2. Bruit quasi-stationnaire

Le bruit est dit quasi-stationnaire lorsque la valeur de la pression efficace retrouve régulièrement des valeurs identiques en fonction du temps. L'intensité varie davantage que pour

les bruits stationnaires (bruits de foule, bruit des tondeuses ou tronçonneuses, bruits de circulation même régulière, mais perçue de près, conversation humaine, etc.).

3.3.3. Bruit transitoire

Le bruit est dit transitoire ou impulsif lorsqu'il passe par une grande intensité à certains moments seulement, de façon régulière ou totalement aléatoire (bruits de marteaux, chocs, cris d'animaux, etc.).

4. Equation de propagation de l'onde sonore

4.1. Hypothèses thermodynamiques

La propagation des ondes sonores est caractérisée par un faible amortissement au sein du fluide où elles se propagent.

On négligera donc les phénomènes dissipatifs (conduction thermique et viscosité), ce qui revient à postuler le caractère isentropique de la propagation des ondes sonores.

Les seules forces prises en compte sont les forces de pression (la pesanteur est négligée).

L'équation de propagation de l'onde sonore (ou équation de d'Alembert) modélise comment le son voyage dans un milieu. Elle s'établit en 4 étapes clés : le bilan de masse, l'équation dynamique (Euler), l'équation d'état, et la linéarisation.

Étape 1 : Modélisation géométrique du fluide

On considère un tube de fluide au repos de section constante S orienté selon l'axe (ox)

On isole une tranche de fluide comprise entre l'abscisse x et l'abscisse $x+dx$

Au repos : La tranche a une épaisseur dx . Son volume est $V_0 = S \cdot dx$ sa masse volumique est ρ_0 . Sa masse est $dm = \rho_0 \cdot S \cdot dx$.

Au mouvement (onde) la particule à l'abscisse x se déplace d'une distance $u(x,t)$. la particule à l'abscisse $x + dx$ se déplace de $u(x + dx, t)$.

L'épaisseur de la tranche devient :

$$dx' = (x + dx + u(x + dx, t)) - (x + u(x, t)) = dx + [u(x + dx, t) - u(x, t)]$$

En utilisant un développement limité au premier ordre : $u(x + dx, t) \approx u(x, t) + \frac{\partial u}{\partial x} dx$.

L'épaisseur en mouvement est donc $dx' = dx + \frac{\partial u}{\partial x} dx = dx(1 + \frac{\partial u}{\partial x})$.

Le nouveau volume de la tranche vaut : $V(t) = S \cdot dx \cdot (1 + \frac{\partial u}{\partial x})$.

Étape 2 : Conservation de la masse (Équation de continuité)

La masse de la tranche isolée se conserve au cours du déplacement : $dm_{repos} = dm_{mouvement}$

$$\rho_0 \cdot S \cdot dx = \rho(x, t) \left(1 + \frac{\partial u}{\partial x}\right).$$

On introduit la variation de masse volumique (l'écart au repos) : $\rho(x, t) = \rho_0 + \rho'(x, t)$

$$\rho_0 = (\rho_0 + \rho') \left(1 + \frac{\partial u}{\partial x}\right) = \rho_0 + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \rho' + \rho' \frac{\partial u}{\partial x}$$

Hypothèse d'acousticit  (Linéarisation) : Les perturbations sont très petites. Le terme de second ordre $\rho' \frac{\partial u}{\partial x}$ est négligeable devant les autres. On le supprime.

$$\rho_0 \approx \rho_0 + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \rho' \Rightarrow \rho' = -\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x}$$

En dérivant cette expression par rapport au temps t on obtient la **première relation clé** :

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} = 0 \quad (12)$$

 tape 3 : Dynamique du fluide (Bilan des forces - Euler) $dm = \rho_0 S dx$

Les forces qui s'exercent sur elle sont les forces de pression sur ses deux faces latérales :

Face en x Force poussant vers la droite : $F_x = p(x, t) \cdot S$

Face en x+dx Force poussant vers la gauche : $F_{x+dx} = -p(x + dx, t) \cdot S$

La force totale de pression vaut : $F_{totale} = S \cdot [p(x, t) - p(x + dx, t)]$.

On effectue un développement limité pour la pression $p(x + dx, t) \approx p(x, t) + \frac{\partial p}{\partial x} dx$

$$F_{totale} = S \cdot \left[p(x, t) - \left(p(x, t) + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] = -S \cdot \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

Puisque la pression totale est : $p(x, t) = p_0 + p'(x, t)$ où p_0 est la pression atmosphérique

On a : $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p'}{\partial x}$ donc : $F_{totale} = -S \cdot \frac{\partial p'}{\partial x} dx$

On applique le PFD ($dm \cdot a = F_{totale}$) où a est l'accélération est la dérivée seconde du déplacement par rapport au temps $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$:

$$\rho_0 S dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -S \cdot \frac{\partial p'}{\partial x} dx$$

On simplifie par $S dx$ pour obtenir la **deuxième relation clé** :

$$\rho_0 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -\frac{\partial p'}{\partial x} \quad (13)$$

 tape 4 : Thermodynamique (Loi de comportement)

Le passage de l'onde est tellement rapide que la tranche de fluide n'a pas le temps d'échanger de chaleur avec l'extérieur. La transformation est **adiabatique et réversible** (isentropique).

Le coefficient de compressibilité adiabatique est défini par $\gamma = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_s = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_s$

Pour de petites variations autour de l'équilibre, on peut écrire la relation linéaire :

$$\rho' = \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_s \cdot p' \Rightarrow \rho' = (\rho_0 \gamma) \cdot p'$$

Par définition, la vitesse du son (célérité C) dans un fluide est liée à cette compressibilité par la relation : $C^2 = \frac{1}{\rho_0 \gamma}$ On obtient la **troisième relation clé** :

$$\rho' = \frac{p'}{C^2} \quad (14)$$

Étape 5 : Synthèse mathématique (Équation de d'Alembert)

$$1. \frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} = 0$$

$$2. \rho_0 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -\frac{\partial p'}{\partial x}$$

$$3. \rho' = \frac{p'}{C^2}$$

Le but est d'éliminer la variable de déplacement u et de masse volumique ρ'

1. On prend la dérivée par rapport à x de l'équation de la dynamique :

$$\rho_0 \cdot \frac{\partial^3 u}{\partial t^3} = -\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \quad (15)$$

2. On prend la dérivée par rapport au temps t de l'équation de continuité :

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} + \rho_0 \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial x} = 0 \quad (16)$$

3. Le théorème de Schwarz permet d'affirmer que :

$$\frac{\partial^3 u}{\partial x \partial t^2} = \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial x} \quad (17)$$

On peut donc injecter la première expression dans la deuxième :

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (18)$$

4. Enfin, on remplace ρ' par sa valeur en fonction de la surpression p' issue de la loi Thermodynamique :

$$\frac{\partial^2 \left(\frac{p'}{C^2} \right)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (19)$$

Comme c est constante par rapport au temps, on extrait c^2 de la dérivée :

$$\frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (20)$$

En multipliant tout par -1 pour respecter la forme standard, on obtient **l'équation de propagation d'onde acoustique en 1D** :

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = 0 \quad (21)$$

Pour passer à **3 dimensions**, il suffit de remplacer la dérivée spatiale seconde par la somme des dérivées selon les trois axes (le Laplacien Δ)

$$\Delta p' - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = 0 \quad (22)$$

$$p' = p - p_0 \quad (23)$$

Donc l'équation devient :

$$\Delta(p - p_0) - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 (p - p_0)}{\partial t^2} = 0 \quad (24)$$

Comme p_0 est constant son Laplacien et ses dérivées temporelles sont nuls. Donc on obtient directement :

$$\Delta(p) - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0, \quad \Delta p = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \quad (25)$$

4.2. Solution de l'équation

1. Si l'onde se propage seulement suivant x , l'équation devient :

La solution générale est : $p(x, t) = F(x - Ct) + G(x + Ct)$ Où :

$F(x - Ct)$ Représente une onde allant vers $+x$

$G(x + Ct)$ Représente une onde allant vers $-x$

Signification physique

-Onde vers la droite : $p(x, t) = F(x - Ct)$; $x - Ct$ est constante :

$x = Ct + \text{constante}$: L'onde avance donc à la vitesse C

-Onde vers la gauche : $p(x, t) = G(x + Ct)$; $x + Ct$ est constante $x = -Ct + \text{constante}$:

L'onde se déplace dans le sens opposé.

Onde sinusoïdale : $p(x, t) = A \cos(kx - \omega t)$

A : Amplitude

k : Nombre d'onde

ω : Pulsation : $\omega = C \cdot k$ est la relation de dispersion de l'onde sonore.

2. Si l'onde se propage dans l'espace (en trois dimensions), l'équation devient :

$$p(r, t) = F(r - Ct) + G(r + Ct)$$

Les surfaces de pression se propagent dans l'espace à la vitesse C .

Pour une onde sphérique : $p(r, t) = \frac{1}{r} F(r - Ct)$, $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$

Le facteur $\frac{1}{r}$ montre que l'amplitude diminue quand l'onde s'éloigne de la source.

La solution est donc : $p(r, t) = \frac{A}{r} \cos(kr - \omega t)$.

4.3. Relation entre pression acoustique $p(t)$ et vitesse vibratoire $v(t)$

Une propagation d'une onde sonore plane dans un fluide (air, eau...) provoque :

*Une variation de pression $p(t)$ autour de la pression d'équilibre p_0 ,

*Une vitesse vibratoire $v(t)$ des particules du fluide dans la direction de propagation.

Ces deux grandeurs sont reliées par le produit la densité du fluide ρ_0 et la vitesse du son dans le milieu C comme suit :

$$p(t) = \rho_0 \cdot C \cdot v(t) \quad (26)$$

ρ_0 : Densité du fluide (kg/m³),

C : Célérité du son (m/s),

$v(t)$: vitesse vibratoire instantanée des particules (m/s),

$p(t)$: Pression acoustique instantanée.

La relation (26) montre que la pression et la vitesse vibratoire sont proportionnelles et elles sont en phase où le maximum de pression correspond au maximum de vitesse. Le facteur de proportionnalité $\rho_0 \cdot C$ est appelé « impédance acoustique » du milieu.

Dans l'air à 20°C : $\rho_0 = 1,21(\text{kg/m}^3)$, $C \approx 343 \text{ m/s}$:

L'impédance acoustique : $Z = 1,21 \times 343 = 415 \text{ (Pa.s/m)}$

5. Sensation des bruits

5.1. Notions d'acoustique et de psychoacoustique

Le son est une vibration qui se propage dans l'air, l'eau ou les solides et que l'oreille perçoit comme une sensation auditive. Il peut être décrit physiquement par sa forme, sa fréquence qui détermine sa hauteur, son amplitude qui détermine son volume et. L'acoustique étudie ces propriétés de manière objective, tandis que la psychoacoustique s'intéresse à la façon dont chaque personne perçoit le son. En psychoacoustique, la hauteur d'un son est appelée « tonie » et son intensité « sonie ». La perception des sons dépend à la fois de la fréquence et de l'intensité : les sons très graves ou très aigus doivent être plus forts pour être entendus, et leur hauteur peut sembler plus extrême lorsque leur intensité augmente.

L'homme peut entendre des sons dont les fréquences vont environ de 20 Hz à 16 000 Hz chez l'adulte, et jusqu'à 20 000 Hz chez l'enfant. La sonie se mesure entre le seuil de perception et le niveau maximal confortable, la différence entre ces deux valeurs formant « la dynamique d'audition ». L'ensemble de tous les sons audibles et tolérables définit « le champ auditif », qui montre comment notre perception du son combine à la fois ses propriétés physiques et la manière dont notre cerveau les interprète.

5.2. Oreille humaine

L'oreille humaine est divisée en trois parties principales (Figure 14) :

5.2.1. Oreille externe Elle capte les sons, les filtre et les dirige vers l'intérieur.

*** Eléments principaux**

Pavillon, conduit auditif externe, tympan qui ferme l'oreille externe et ouvre sur l'oreille interne.

*** Fonction principale**

Ces fonctions correspondent principalement au rôle du pavillon de l'oreille et du conduit auditif externe :

***Amplification passive autour de 3 kHz**

Le conduit auditif agit comme un résonateur naturel qui amplifie les fréquences proches de 3 kHz, très importantes pour la compréhension des phonèmes (l'amélioration de l'intelligibilité de la parole).

***Filtrage fréquentiel selon la hauteur de la source sonore**

Le pavillon modifie légèrement les fréquences selon la position verticale du son. Le cerveau utilise ces variations spectrales pour déterminer si le son vient d'en haut, d'en bas ou à hauteur de tête. Il Aide donc à la localisation spatiale verticale des sons.

5.2.2. Oreille moyenne

L'oreille moyenne transmet le son du milieu aérien (air) au milieu liquide (cochlée). Caractérisée par l'amplification mécanique ossiculaire des vibrations sonores.

***Eléments principaux**

L'oreille moyenne comprend le tympan (c), les trois osselets : le marteau (e), l'enclume (f) et l'étrier (d). L'oreille moyenne communique avec la cochlée via la fenêtre ovale (g, sous la platine de l'étrier) et la fenêtre ronde (h), et est reliée aux fosses nasales via la trompe d'Eustache (i) qui équilibre la pression entre l'oreille et l'extérieur.

Elle assure la transition entre le milieu extérieur (l'air) et le milieu interne (liquide).

***Fonction principale**

***Amplification mécanique par les ossicules :**

Le tympan, 20 fois plus grand que la fenêtre ovale, transmet le son via les ossicules qui l'amplifient jusqu'à 200 fois pour passer de l'air au liquide afin de compenser la perte liée à la transmission du son de l'air au liquide de l'oreille interne.

5.2.3. Oreille interne

L'oreille interne, transforme les informations vibratoires en messages neuronaux

*** Eléments principaux**

Elle contient la cochlée (j) qui est le siège de l'encodage de sons en influx nerveux ainsi que le système vestibulaire qui contribue aux sensations d'équilibre et de mouvement (l). Les nerfs cochléaire et vestibulaire se rejoignent pour former le nerf auditif (k) qui emprunte le canal auditif interne pour transmettre les messages nerveux vestibulaires et auditifs au cerveau.

*Fonction principale

- L'oreille interne joue un rôle essentiel dans l'audition et l'équilibre. Elle abrite des structures sophistiquées comme la cochlée, le vestibule et les canaux semi-circulaires, qui collaborent pour convertir les sons et les mouvements en informations compréhensibles par le cerveau. Sa fonction principale est la transduction : elle transforme les ondes sonores en signaux nerveux, permettant ainsi au cerveau de percevoir les sons avec précision et finesse. Grâce à cette conversion, chaque vibration de l'air devient un message électrique interprété comme musique, voix ou bruit de l'environnement.

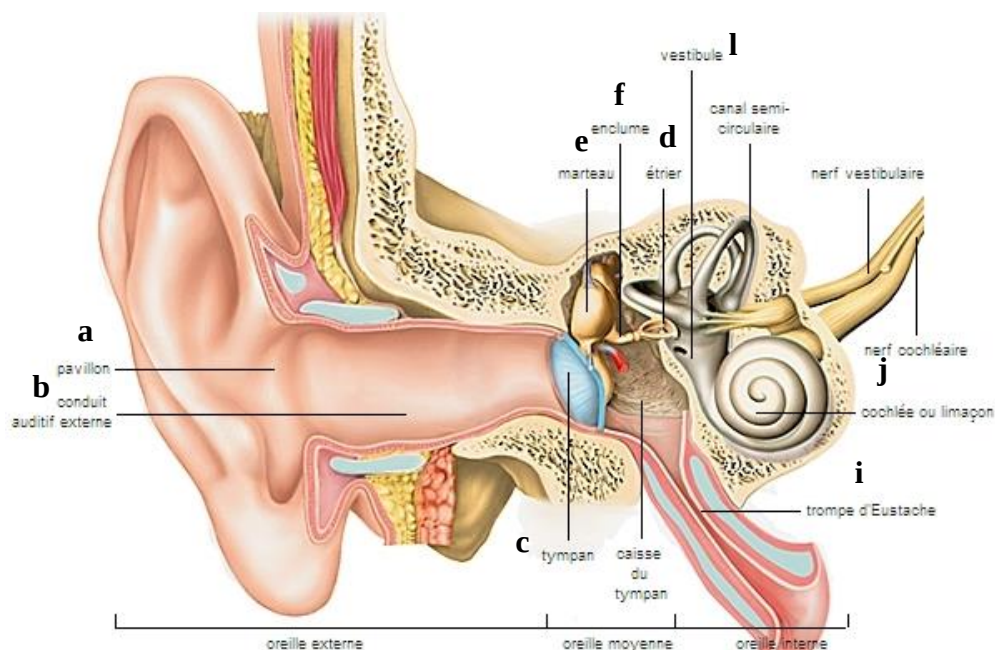


Fig. 14. Oreille humaine

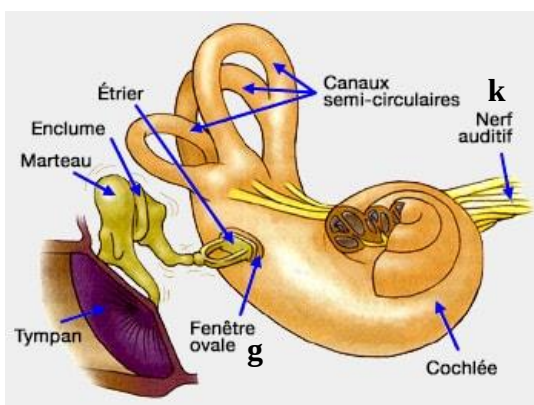


Fig. 15. Anatomie de l'oreille.

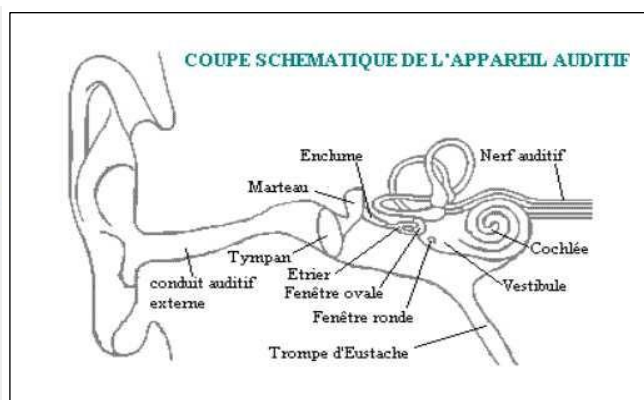


Fig. 16. Coupe schématique globale de l'appareil auditif

- La cochlée communique avec l'oreille moyenne par deux orifices fermés par des membranes (Figure 17 et 18):

-la fenêtrée ovale qui limite la base de la rampe vestibulaire et sur laquelle s'applique l'étrier ;
 -la fenêtrée ronde qui clôt la base de la rampe tympanique et qui sert d'échappement de pression.
 La cochlée est constituée de trois canalicules enroulés en spirale autour d'un axe osseux, le modiolus. Ces canalicules sont :

-Le canal cochléaire (1) de forme triangulaire, situé entre les rampes vestibulaire et tympanique est rempli d'endolymphe (verte). Contient l'organe de Corti, structure sensorielle de l'audition.

-La rampe vestibulaire (2) Située au-dessus du canal cochléaire et la rampe tympanique (3), Située sous le canal cochléaire, sont remplies de périlymphe (bleu) et communiquent entre elles par un petit orifice situé à l'apex de la cochlée nommé hélicotreème.

-Le ganglion cochléaire (4) et le nerf auditif (5) sont Les éléments nerveux (représentés en jaune sur le schéma) dans l'axe modiolaire (Figure). Le canal cochléaire, rempli d'endolymphe (vert), est délimité par la lame réticulaire qui recouvre l'organe de Corti (1), par la membrane de Reissner (2), côté rampe vestibulaire et par le mur latéral (3), constitué de la strie vasculaire et du promontoire. L'organe de Corti repose sur la membrane basilaire (Figure 19). Le ganglion spiral et les fibres nerveuses sont représentés en jaune (Figure.).

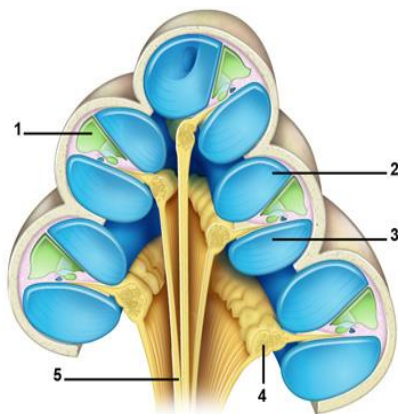


Fig. 17. Coupe transversale d'un seul tour de la cochlée

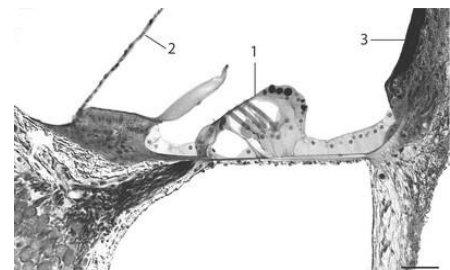
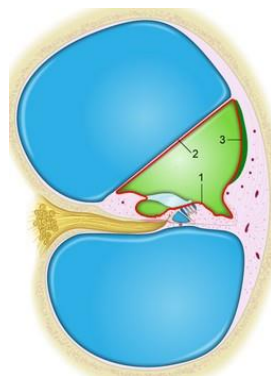


Fig. 18. Coupe transversale du canal cochléaire

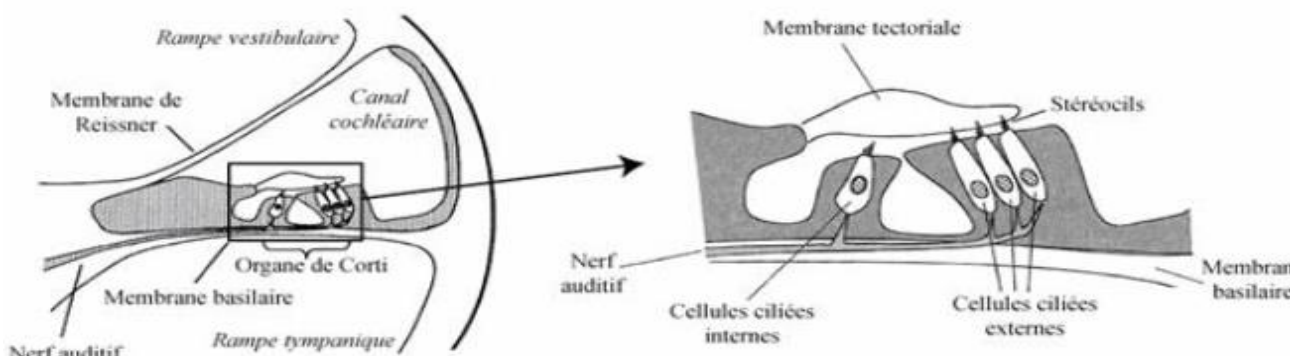


Fig.19. Schéma de l'organe de Corti

L'organe de Corti repose sur la membrane basilaire.

-Il est recouvert par la membrane tectoriale.

-Le ganglion spiral et les fibres nerveuses sont représentés en jaune.

***Arrangement des cellules ciliées à la base de la cochlée**

La vue de surface de l'organe de Corti montre deux types de cellules ciliées : les cellules ciliées internes (CCI), organisées en une seule rangée, et les cellules ciliées externes (CCE), disposées en trois rangées (A). À leur pôle apical, des stéréocils rigides forment des faisceaux spécialisés dans la réception des vibrations sonores. L'organisation des stéréocils diffère selon le type cellulaire : les CCI présentent une disposition presque linéaire (B), tandis que les CCE possèdent une organisation caractéristique en forme de « W » (C), essentielle à l'amplification des sons (Figure20).

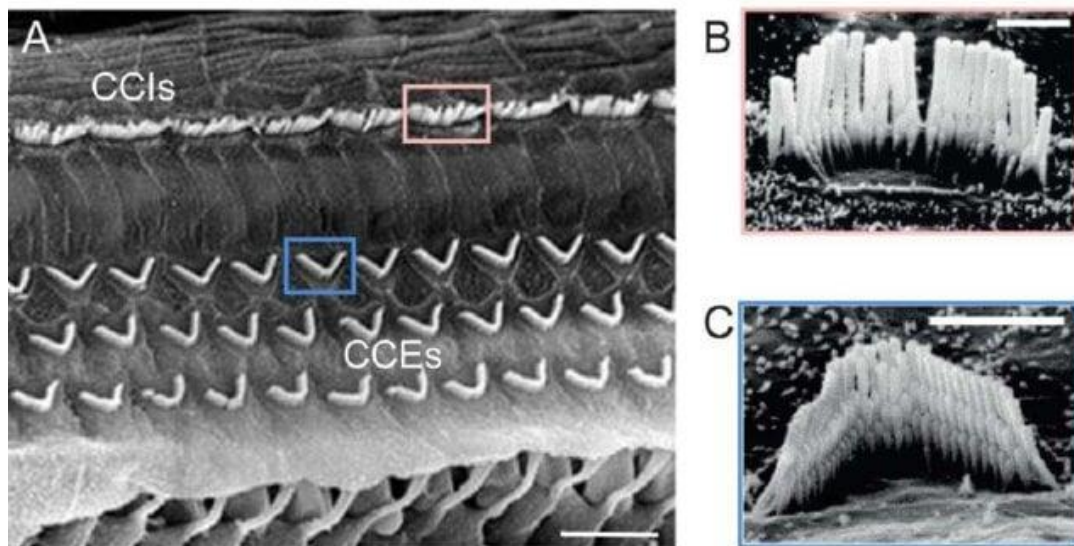


Fig. 20. Les cellules ciliées et leurs stéréocils.

5.3. Membrane basilaire et perception des fréquences

5.3. 1. Amplitude de déplacement

La membrane basilaire vibre différemment selon la fréquence du son. Pour les basses fréquences (graves) l'onde parcourt presque toute la membrane et atteint son maximum à l'apex (sommet) de la cochlée. Pour les hautes fréquences (aiguës) l'onde atteint son maximum à la base de la cochlée, près de l'entrée.

5.3. 2.Tonotopie

La membrane basilaire est large et souple à l'apex et étroite et rigide à la base. Cette variation de largeur et de rigidité crée une organisation fréquentielle le long de la membrane (Base pour les sons aigus, Apex pour les sons graves) Cette organisation est appelée tonotopie et permet au cerveau de déterminer la fréquence d'un son à partir de l'endroit où la membrane vibre le plus.

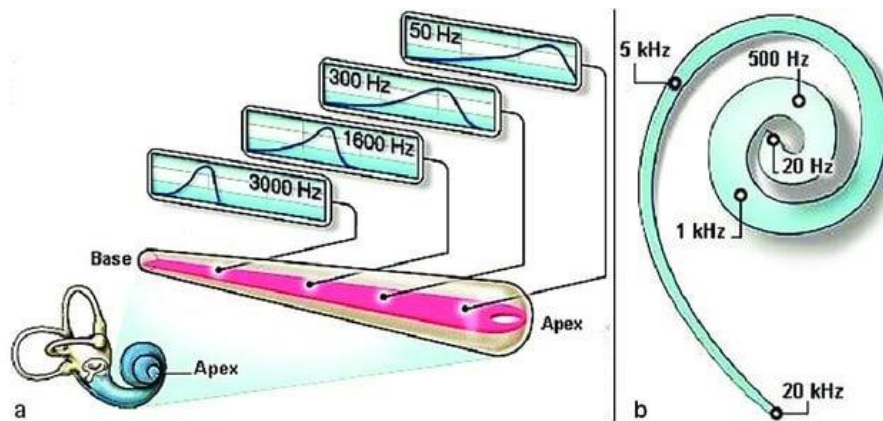


Fig. 21a. Amplitude de déplacement de la membrane basilaire en fonction de la fréquence du son auquel elle est soumise.

Fig.21.b. Schéma présentant les variations de largeur et la répartition des fréquences (tonotopie) le long de la membrane basilaire.

5.4. Audiométrie

L'audiométrie est un examen qui permet d'évaluer la capacité auditive d'une personne. C'est un test simple, indolore et non invasif, qui dure généralement environ 40 minutes et se déroule dans une cabine insonorisée. L'examen est le plus souvent réalisé à l'aide d'un casque audio afin de tester séparément l'audition de chaque oreille. Il peut également être effectué en «champ libre », c'est-à-dire avec des haut-parleurs et sans casque ; dans ce cas, l'audition des deux oreilles est évaluée simultanément.

5.5. Audiogramme

Un audiogramme est la représentation graphique des résultats obtenus lors d'une audiométrie. Il permet de visualiser le niveau de l'audition, de mesurer une éventuelle perte auditive et d'identifier le type d'atteinte auditive. Il existe deux principaux types d'audiogrammes :

5.5.1. Audiogramme tonal

Il évalue la capacité à entendre des sons purs de différentes fréquences (graves et aigus) et intensités. Il permet de mesurer le seuil auditif de chaque oreille.

5.5.2. Audiogramme vocal

Il évalue la compréhension de la parole. Le patient écoute et répète des mots ou des phrases à différentes intensités sonores afin d'analyser la qualité de la compréhension auditive.

5.6. Echelle de graduation des surdités

*Il s'agit de la traduction d'un seuil d'audition en perte auditive.

*Une perte supérieure à 120 dB est une surdité totale, appelée cophose.

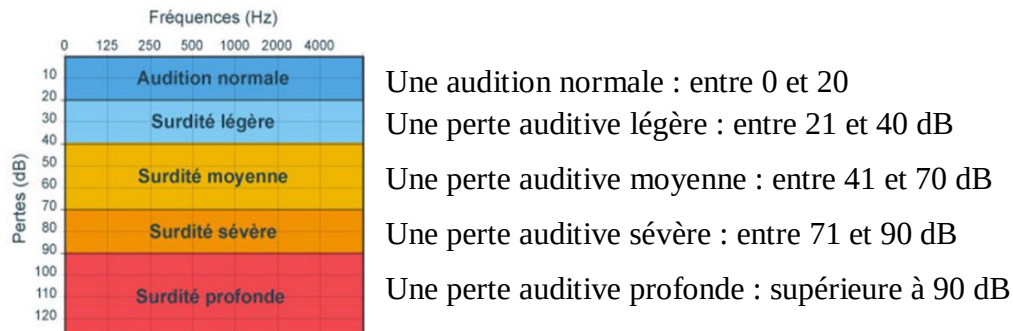


Fig. 22. Echelle de graduation des surdités

5.6.1. Exemples d'audiogramme tonal selon la surdité

Selon la localisation et la nature de l'atteinte auditive. L'audiogramme peut mettre en évidence différents types de surdité :

- Une surdité de transmission : elle correspond à un dysfonctionnement de l'oreille externe (pavillon, conduit auditif) ou de l'oreille moyenne (tympan, caisse du tympan, osselets, trompe d'Eustache), entraînant une mauvaise transmission des sons vers l'oreille interne.
- Une surdité de perception : elle correspond à une atteinte de l'oreille interne, notamment de la cochlée, ou du nerf auditif, entraînant une altération de la perception des sons.
- Une surdité mixte : elle correspond à une atteinte associant à la fois un trouble de la transmission des sons (oreille externe ou moyenne) et un trouble de la perception auditive (oreille interne ou nerf auditif).

5.6.2. Savoir lire et comprendre un audiogramme

Pour lire ce graphique (audiogramme, figure 23), il faut regarder deux éléments principaux :

L'axe horizontal : axe des fréquences. Il représente les différents sons entendus :

  gauche : les sons graves (125–250 Hz)

Au milieu : les sons moyens

  droite : les sons aigus (4000–8000 Hz)

L'axe vertical : la perte auditive. Il indique le degré de perte auditive :

En haut (0–20 dB) : audition normale. Plus la courbe descend, plus la perte auditive est importante.

Interprétation des courbes

Chaque couleur correspond à un âge :

Vert : 20 ans : audition presque normale

Jaune : 40 ans : légère baisse des aigus

Orange : 60 ans : perte auditive plus marquée

Rouge : 90 ans : perte sévère surtout dans les aigus

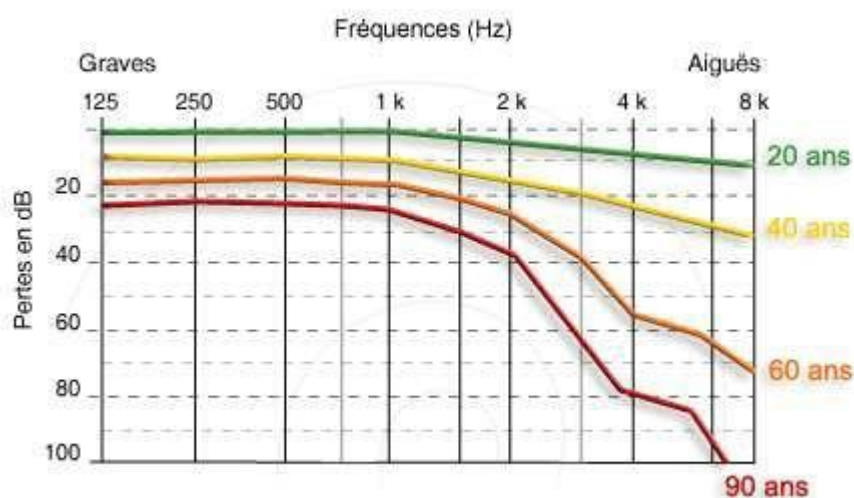


Fig. 23. Courbes d'audiogramme en fonction de l'âge.

*Conclusion

Ce graphique illustre l'évolution de la perte auditive liée à l'âge. Il montre que l'audition diminue progressivement avec le vieillissement, en particulier pour les sons aigus. Chez les sujets jeunes, l'audition reste proche de la normale, tandis qu'avec l'avancée en âge, la perte auditive devient plus importante, surtout au niveau des hautes fréquences.

6. Analyse en octave

Le découpage de la bande de fréquence est basé sur des bandes d'octaves normalisées, centrées, en ventilation, sur les fréquences 63, 125, 250, 500, 1000, 2000 et 4000 Hz

6.1. Analyse des bruits stables

L'analyse d'un bruit stable consiste à déterminer la répartition du niveau de pression acoustique (N_p), exprimé en décibels (dB), selon les différentes fréquences des sons qui le composent. Elle permet ainsi de caractériser le spectre du bruit et d'identifier les fréquences prédominantes.

6.1.1. Analyse fréquentielle

6.1.1.1. Analyse spectrale des sons et transformée de Fourier

Au début du XIXe siècle, un mathématicien et physicien français Joseph Fourier (1768-1830) élabore une méthode qui ouvrira des perspectives considérables aux scientifiques. Il affirme que toute fonction périodique de fréquence f , peut s'écrire comme une somme de fonctions sinusoïdales de fréquence multiple de f . Sa méthode appelée « Transformée de Fourier », donne naissance à une nouvelle branche de la physique : l'analyse spectrale. Ses applications sont incontournables dans de nombreux domaines : les télécommunications, les courants électriques, le traitement d'image, l'analyse des sons.

6.1.1.2. Composition fréquentielle des sons périodiques

Un son quelconque périodique est la résultante d'une série d'harmoniques, c'est-à-dire d'ondes sinusoïdales dont les fréquences sont les multiples d'une fréquence fondamentale. On a représenté ici la somme de deux et trois ondes sinusoïdales ; l'onde résultante obtenue est ainsi la somme de fonctions sinusoïdales de fréquences $f, 2f, 3f$.

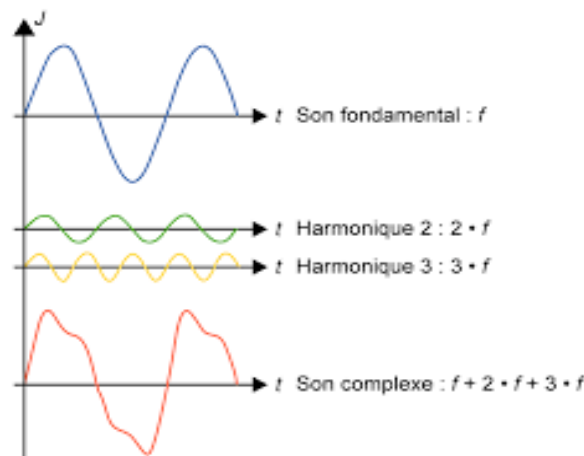


Fig. 24. Courbes de fonctions sinusoïdales de fréquences $f, 2f, 3f$.

C'est-à-dire simplement si une fonction $F(t)$ a une période T (fréquence $f = 1/T$) alors il existe $A_1, A_2, A_3, \dots, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots$ tels que : $F(t) = A_1 \sin(2\pi f t + \varphi_1) + A_2 \sin(2\pi 2f t + \varphi_2) + A_3 \sin(2\pi 3f t + \varphi_3) + \dots$ où f est appelée fréquence fondamentale, $2f$: deuxième harmonique, $3f$: troisième harmonique. Suivant l'outil mathématique transformation de Fourier, qui permet de décomposer un signal : élongation en fonction du temps en un signal : amplitude en fonction de la fréquence. C'est-à-dire qu'à partir de la fonction $F(t)$, la transformation de Fourier nous donne $f, A_1, A_2, A_3, \dots$

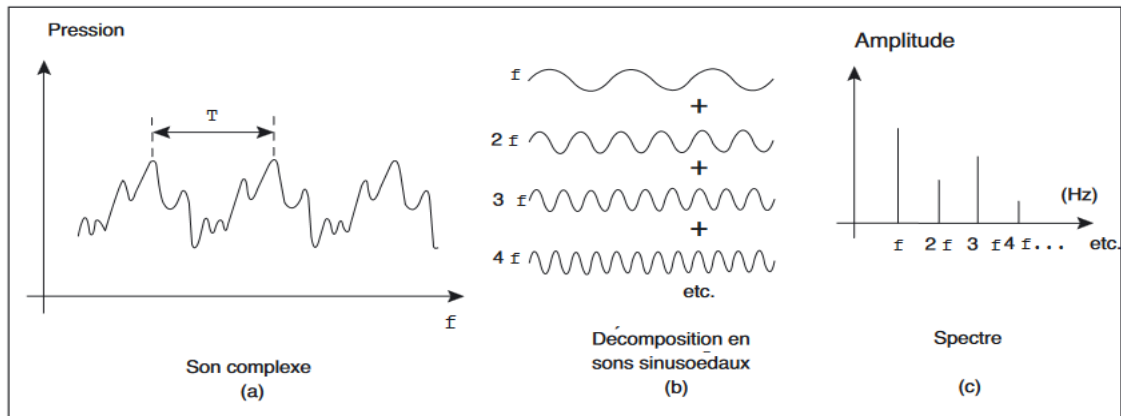


Fig.25. Principe de la composition spectrale

NB: l'oreille humaine est insensible à la phase des différentes composantes spectrales ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \dots$). Ainsi, deux sons dont les formes ne diffèrent que par les phases de leurs harmoniques semblent identiques à l'audition.

6.1.1.3. Le timbre d'un son : rôle des enveloppes temporelle et spectrale

Le spectre seul ne suffit pas à caractériser le timbre d'un instrument c'est ce que l'on observe avec certains synthétiseurs qui reproduisent le spectre mais échouent souvent à recréer le timbre d'un instrument acoustique. Pour une reproduction réaliste deux éléments essentiels interviennent et contribuent à la qualité et au timbre d'un son :

- * L'enveloppe temporelle ; la façon dont l'intensité du son varie dans le temps.
- * l'enveloppe spectrale ; la façon dont la composition des fréquences évolue au cours du temps.

6.1.1.4. Différence entre un son pur et un son complexe

Si on enregistre au cours du temps le son produit par un diapason, on observe sur l'écran une série de « vagues » parfaites appelées sinusoïde (de la fonction mathématique « sinus » figure 26). Le son est alors dit pur. Une note jouée par un instrument de musique n'est en général pas un son pur. Sa représentation en fonction du temps n'est pas une sinusoïde, mais elle reste quand même périodique. Le son est alors dit complexe (ou composé).

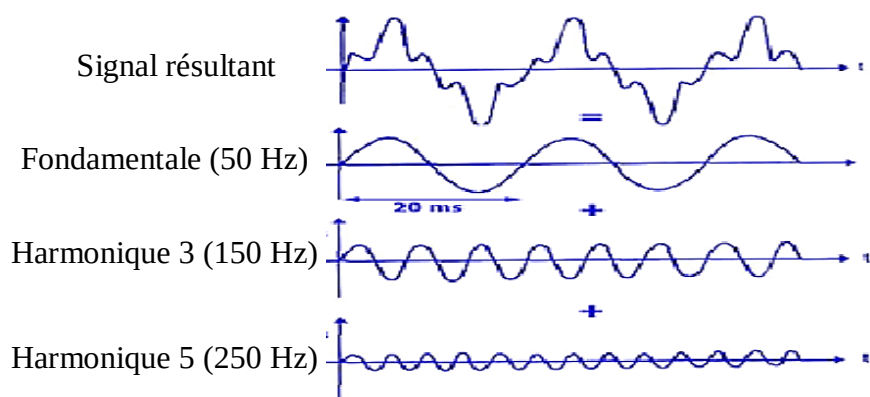
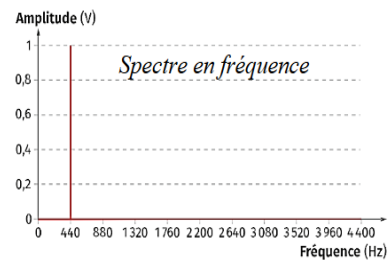
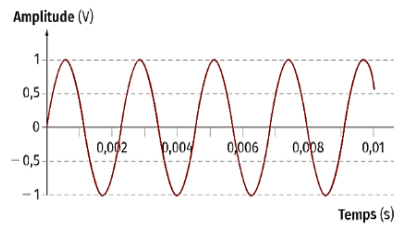


Fig. 26. Composition d'un son complexe de sinusoïdes simples

Remarque

1. Un son pur est représenté par un signal périodique sinusoïdal. Le spectre montre la présence d'une seule fréquence (un seul pic, figure 27).



a. Un diapason

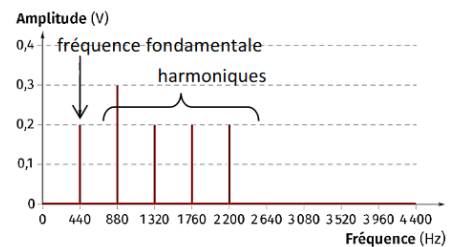
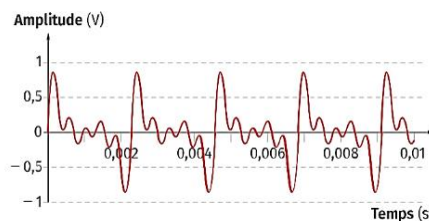
b. Signal périodique sinusoïdal

c. Spectre d'une seule fréquence (un seul pic)

Fig.27. Son pur

2. Un son complexe est représenté par un signal périodique mais non sinusoïdal. Le spectre montre la présence de plusieurs fréquences (plusieurs pics, figure 28). Le signal peut être décomposé en une somme de signaux sinusoïdaux (de sons purs) dont les fréquences sont toutes multiples de la fréquence la plus basse : la fréquence fondamentale. Les fréquences multiples sont les harmoniques (notée $f_2, f_3, f_4, f_5 \dots$).

On a donc : $f_2 = 2 \times f$, $f_3 = 3 \times f$ $f_4 = 4 \times f$ $f_5 = 5 \times f \dots$



a. Une guitare

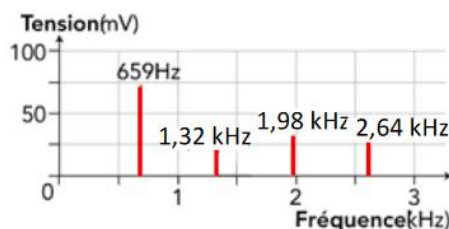
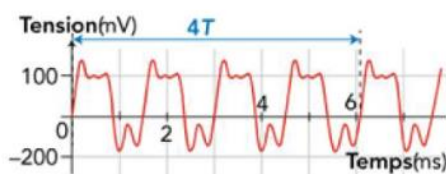
b. Signal périodique non sinusoïdal

c. Spectre de plusieurs fréquences (plusieurs pics).

Fig.28. Son complexe

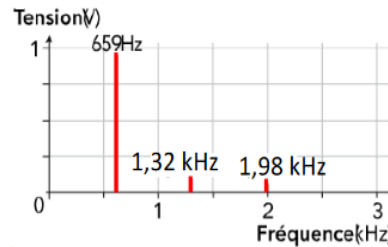
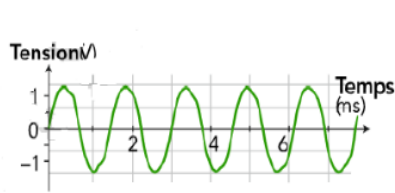
Exercice : On reproduit deux oscillogrammes de la note Mi émise par une guitare et par une flûte:

1. Oscillogramme et spectre en fréquence associé :



Oscillogramme de la note Mi émise par la guitare

spectre en fréquence



Oscillogramme de la note Mi émise par une flûte spectre en fréquence

- 1) À partir des courbes en fonction du temps, déterminer la période et la fréquence de la note Mi émise par ces instruments. Vérifier que l'on retrouve bien la fréquence fondamentale indiquée sur le spectre.
- 2) Relever les fréquences des différentes harmoniques de chaque instrument. Vérifier qu'elles sont des multiples de la fréquence fondamentale f .

Solution

1. D'après les oscillogrammes de la note Mi émise par instrument on observe que :

1.1) la guitare :

Un motif dure environ 1,5 ms. Période : $T = 1,5 \text{ ms} = 0,0015 \text{ s}$

Fréquence : $f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,0015} = 667 \text{ Hz}$: On retrouve bien la fréquence fondamentale f ($f = 659 \text{ Hz}$) du spectre.

1.2) le Flûte :

Un motif dure environ 1,5 ms. Période : $T = 1,5 \text{ ms} = 0,0015 \text{ s}$

Fréquence : $f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,0015} = 667 \text{ Hz}$: On retrouve bien la fréquence fondamentale f ($f = 659 \text{ Hz}$) du spectre.

2) D'après les diagrammes des spectres en fréquences on tire les valeurs suivantes:

2.1) la guitare : 1,32 kHz / 1,98 kHz / 2,64 kHz.

$$* f_2 = 1,32 \text{ kHz} = 1\,320 \text{ Hz} \approx 2 \times 659 \text{ Hz} \approx 2 \times f$$

$$* f_3 = 1,98 \text{ kHz} = 1\,980 \text{ Hz} \approx 3 \times 659 \text{ Hz} \approx 3 \times f$$

$$* f_4 = 2,64 \text{ kHz} = 2\,640 \text{ Hz} \approx 4 \times 659 \text{ Hz} \approx 4 \times f$$

2.2) le flûte : 1,32 kHz / 1,98 kHz

$$* f_2 = 1,32 \text{ kHz} = 1\,320 \text{ Hz} \approx 2 \times 659 \text{ Hz} \approx 2 \times f$$

$$* f_3 = 1,98 \text{ kHz} = 1\,980 \text{ Hz} \approx 3 \times 659 \text{ Hz} \approx 3 \times f$$

Une onde sonore se propage dans un milieu matériel : un gaz, un liquide, un solide. Une onde sonore ne se propage pas dans le vide. La grandeur physique qui se propage est une onde de surpression, $p(x, t)$, associée à un déplacement local $\vec{u}(x, t)$.

Coefficient de compressibilité isentropique χ_S et vitesse de

L'écoulement $\vec{v}(x, t)$ $x = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s$, $\vec{V} = \frac{\partial \vec{u}}{\partial t}$

On admet que, pour un fluide, la vitesse de l'écoulement $\vec{v}(x, t)$ et $\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x}$

La surpression $p(x, t)$ vérifie
$$\begin{cases} \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{1}{x} \frac{\partial v}{\partial x} \end{cases}$$

Où ρ_0 est la masse volumique du fluide au repos.

En combinant ces deux équations

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \rho_0 x \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0$$

On retrouve bien l'équation de D'Alembert de célérité c

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho_0 x}}$$

Remarque

Une onde acoustique est une onde scalaire, et longitudinale.

Dans le cas du gaz parfait, de rapport $CP / CV = \gamma$, et de masse molaire M_0 , on obtient

$$c = \sqrt{\gamma \frac{RT}{M_0}}$$

Pour l'air, on a $\gamma = 1,4$, $R = 8.32 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} / \text{K}$, $M_0 = 29 \cdot 10^{-3} \text{ kg/mol}$.

À 300K, on obtient : $c_{\text{son}} = 347 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Vitesse du son pour différents gaz à $T = 0^\circ \text{C}$

O_2 : 317 m/s , air : 331 m/s N_2 : 339 m/s , H_2 : 1270 m/s

Dans les liquides et solides, la vitesse du son est bien plus importante

Eau	mercure	plomb	cuivre	fer	granit
1500 m/s	1450 m/s	1230 m/s	3750 m/s	5130 m/s	6000 m/s

6.1.2. Analyse d'octave

Une bande d'octave est un intervalle de fréquences $[f_1 - f_2]$ tel que le rapport entre les deux fréquences est égal à 2 : $\frac{f_2}{f_1} = 2$

Autrement dit, la fréquence supérieure est le double de la fréquence inférieure. Cette définition permet de découper le spectre sonore en bandes normalisées utilisées en acoustique pour l'analyse des bruits et des signaux.

L'ensemble des fréquences audibles est couvert par les 10 bandes d'octave normalisées suivantes:

[22,5 - 45] , [45 - 90] , [90 - 180] , [180 - 350] , [350 - 700] , [700 - 1400] , [1400 - 2800] , [2800 -5600] , [5600- 11200] , [11200 - 22400].

Chacune de ces bandes d'octave est caractérisée par sa fréquence médiane : $f_m = \sqrt{f_1 \times f_2}$
Elles sont respectivement : 31,5 - 63 - 125 - 250 - 500 - 1000 - 2000 - 4000 - 8000- 16000.

Remarque : L'analyse d'octave est encore appelée analyse à 70%

$$\Delta f = f_2 - f_1 = 700 - 350 = 350 \text{ et } f_m = \sqrt{f_1 \times f_2} = \sqrt{700 \times 350} \text{ où } \frac{\Delta f}{f_m} = 0,7$$

6.1.3. Analyse de tiers d'octave

Une est un intervalle de fréquence tel que le rapport :

Une bande de tiers d'octave est un intervalle de fréquences $[f_1 - f_2]$ tel que le rapport entre les deux fréquences vérifie la relation suivante : $\frac{f_2}{f_1} = \sqrt[3]{2}$

Cela signifie que chaque octave est divisée en trois sous-bandes égales en échelle logarithmique. Cette analyse permet une étude plus fine du spectre sonore que l'analyse en octave, et elle est largement utilisée en acoustique pour l'analyse des bruits et des signaux. Elles font l'objet d'une normalisation dont les fréquences médianes $f_m = \sqrt{f_1 \times f_2}$ sont :

[10 - 12,5], [16 - 20], [31,5 - 40], [50 - 63], [80 - 100] , [125 - 157] , [200 - 250], [315 - 400], [500 - 630], [800 - 1000], [1250 - 1600], [2000 - 2500], [3150 - 4000], [5000 - 6300], [8000 - 10000], [12500 - 16000] .

Remarque : L'analyse 1/3 d'octave est encore appelée analyse à $\frac{\Delta f}{f_m} = 0,223$

$$\Delta f = f_2 - f_1 = 2500 - 2000 = 500 \text{ et } f_m = \sqrt{f_1 \times f_2} = \sqrt{2500 \times 2000} \text{ où } \frac{\Delta f}{f_m} = 0,223$$

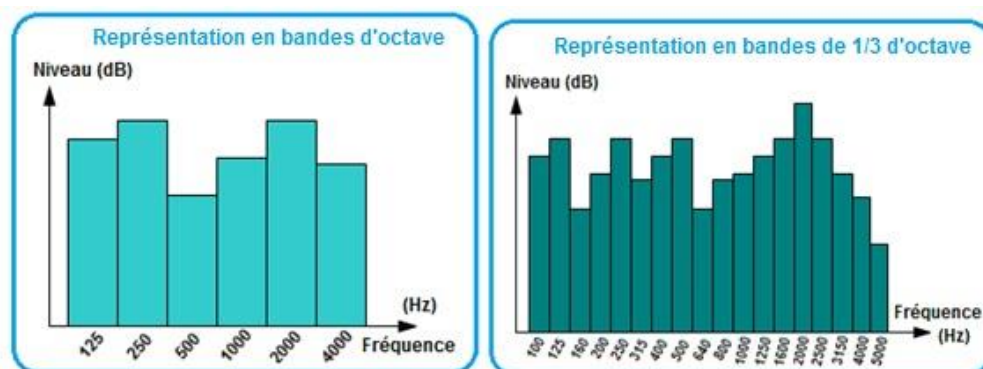


Fig. 29. Représentation par bandes d'octave et de tiers d'octave du spectre de niveau de puissance

Exemple

La figure 19 illustre le bruit généré par une voiture en mouvement, présenté sous forme de spectre de bandes d'octave et de tiers d'octave. Le niveau de pression acoustique d'une bande d'octave est la somme logarithmique des pressions acoustiques des bandes de tiers d'octave ayant la même fréquence moyenne que la bande d'octave et des bandes de tiers d'octave gauche et droite.

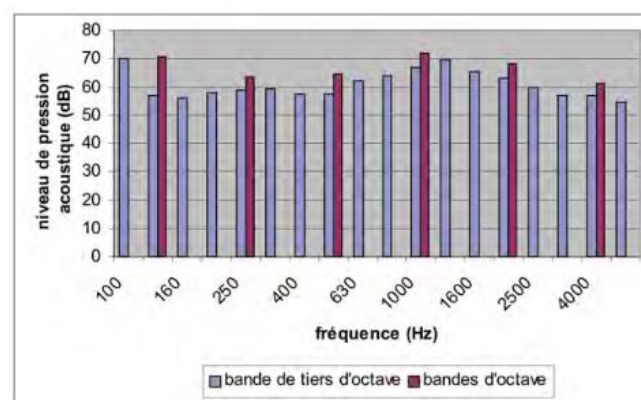
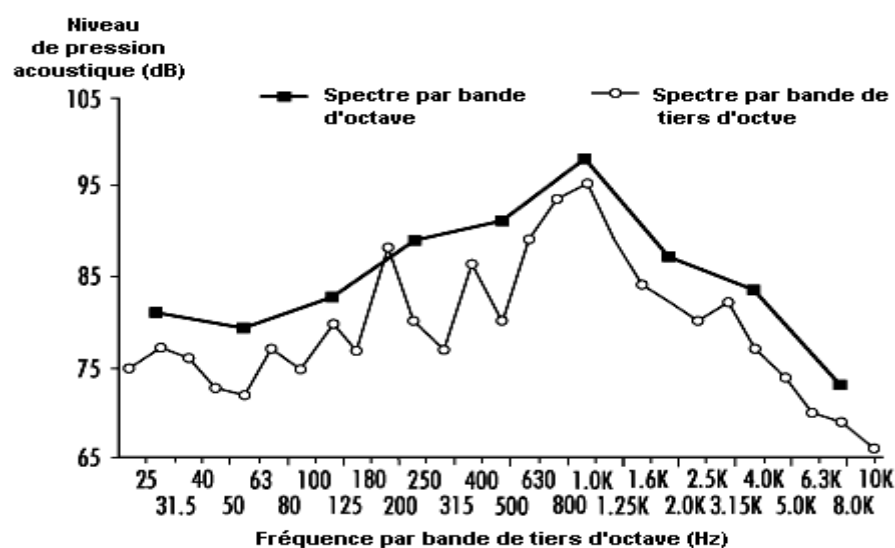


Fig. 30. Spectre de bande d'octave et de bande de tiers d'octave d'un bruit d'une voiture en



Pour les spectres par bande d'octave (1/1), les valeurs correspondent aux fréquences centrales.

Fig. 31. Courbes par bandes d'octave et de tiers d'octave du spectre de niveau de puissance

6.1.4. Bruits blanc, rose et route

Ce sont des spectres prédéfinis :

6.1.4.1. Le bruit blanc

Un bruit blanc est un bruit dont l'énergie est répartie uniformément sur l'ensemble des fréquences audibles ; il possède donc une énergie fréquentielle constante. Son niveau sonore reste identique pour toutes les bandes d'octave. Un exemple courant de bruit blanc est le souffle produit par une télévision ou une radio sans signal. Son nom provient de l'analogie avec la lumière blanche, qui est elle-même un mélange de toutes les couleurs du spectre.

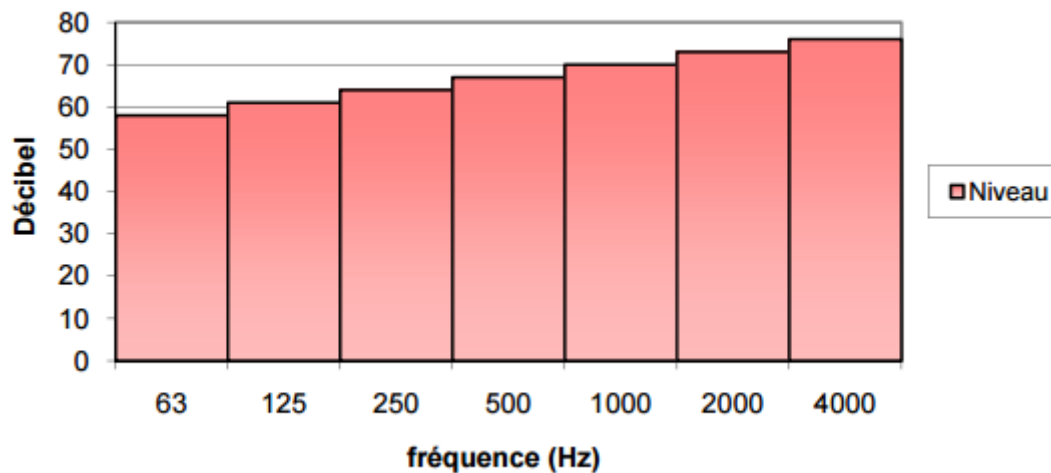


Fig. 32. Spectre d'un bruit blanc

6.1.4.2. Le bruit rose

Le bruit rose est un bruit dont l'énergie fréquentielle diminue lorsque la fréquence augmente, ce qui signifie que les basses fréquences sont plus présentes que les hautes fréquences. Contrairement au bruit blanc, il possède une énergie identique dans chaque bande d'octave ou de tiers d'octave, ce qui rend son niveau énergétique globalement indépendant de la bande considérée. En pratique, cela se traduit par une diminution d'environ 3 dB par octave lorsque la fréquence augmente. Grâce à cette répartition équilibrée et plus proche de la perception de l'oreille humaine, le bruit rose est largement utilisé comme signal de référence en acoustique, notamment pour l'évaluation des performances acoustiques des locaux et des matériaux. Le bruit rose se retrouve dans de nombreux sons naturels et environnements acoustiques. Parmi les exemples les plus courants, le bruit de la pluie, le bruissement des feuilles le bruit du vent.

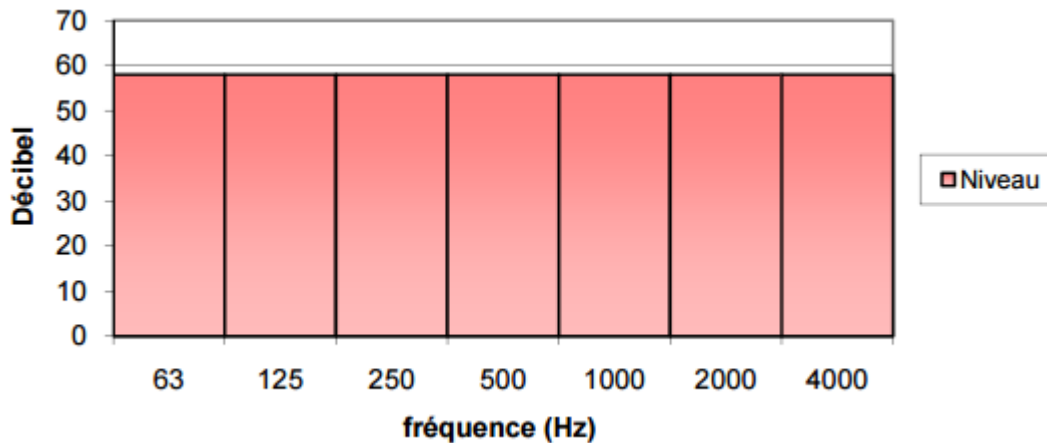


Fig. 33. Spectre bande d'octave d'un bruit rose

Remarque

L'appellation « bruit rose » vient d'une analogie avec l'optique et la lumière visible. Dans le spectre de la lumière visible, les fréquences les plus basses correspondent à la couleur rouge. Comme ce bruit acoustique est enrichi en basses fréquences, on l'a comparé à une lumière blanche que l'on aurait teintée de rouge, ce qui donne du rose.

7. Composition de deux niveaux de bruit

7.1 Addition de deux niveaux

Si plusieurs sources de bruit engendrent en un point les pressions $p_i(t)$, la pression résultante est égale à la somme algébrique des pressions : $p(t) = \sum_{i=1}^n p_i(t)$ (27)

Si les sources ne sont pas corrélées entre elles, en d'autres termes si les fréquences des ondes émises par les sources sont indépendantes la pression efficace résultante est :

$$pe^2 = \frac{1}{t_2 - t_1} \times \int_{t_1}^{t_2} p^2(t) \cdot dt = \sum_{i=1}^n pe_i^2$$

$t_2 - t_1$: étant un intervalle d'intégration.

n : Nombre de sources.

La pression résultante au carré est égale à la somme des pressions partielles au carré. On dit encore que la composition des bruits se fait de manière énergétique, car l'énergie acoustique est proportionnelle au carré de la pression efficace.

Exemple : Si l'on veut composer deux niveaux de bruit N_{p1} et N_{p2} le niveau résultant N_p est :

$$N_p = 10 \log \frac{p_{e1}^2 + p_{e2}^2}{p_0^2} = 10 \log \frac{p_{e1}^2}{p_0^2} \left(1 + \frac{p_{e2}^2}{p_{e1}^2} \right)$$

$$N_p = N_{p1} + 10 \log \left(1 + 10^{\frac{N_{p2} - N_{p1}}{10}} \right) \quad (28)$$

Le niveau sonore résultant est déterminé à partir du niveau le plus élevé parmi les niveaux à additionner, auquel on ajoute une correction dépendant uniquement de l'écart entre les deux

niveaux considérés. L'abaque de la figure 1.12 permet de déterminer cette correction afin de calculer le niveau sonore résultant.

Soit une puissance appliquée de 10^{-6} W. Le niveau sonore correspondant est de 60 dB :

$$N = 10 \log \left(\frac{10^{-6}}{10^{-12}} \right) = 60 \text{ dB}$$

L'introduction des logarithmes fait que l'addition de deux niveaux sonores n'est pas une somme arithmétique, et donc : $60 \text{ dB} \oplus 3 \text{ dB} \neq 63 \text{ dB}$

En effet, en ajoutant les niveaux sonores, on ajoute arithmétiquement les puissances (ou pressions) appliquées, et le calcul du niveau sonore final se fait de la manière suivante :

$$N = 10 \log \left(\frac{2 \times 10^{-6}}{10^{-12}} \right) = 10 \log 2 + 10 \log \left(\frac{10^{-6}}{10^{-12}} \right) = 3 + 60 = 63 \text{ dB}$$

Donc : $60 \text{ dB} \oplus 3 \text{ dB} = 63 \text{ dB}$

D'une manière pratique, pour connaître le résultat d'une addition de deux niveaux sonores, il suffit de se référer à l'abaque ci-après, et lire, à partir de la différence entre les deux niveaux, la valeur à ajouter au niveau le plus grand.

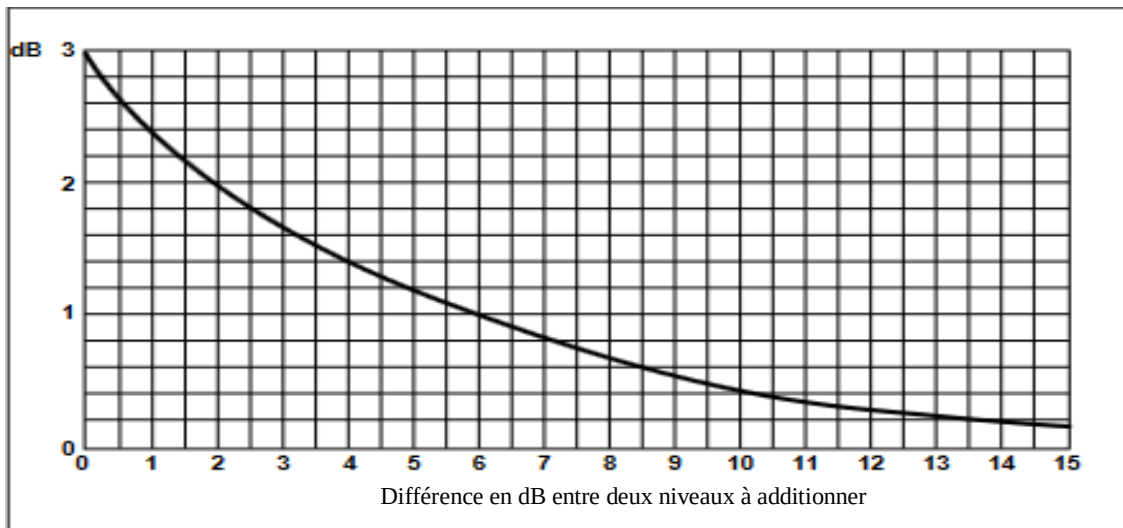


Fig. 34. Abaque d'addition de deux niveaux sonores

Remarque : Deux bruits de même niveau ont un niveau résultant plus élevé de 3 dB.

Deux niveaux différents de plus de 15 dB auront un niveau global égal au niveau le plus élevé.

Le niveau résultant de la composition de n niveaux N_{p1} identiques est : $N_p = N_{p1} + 10 \log n$

7.2. Soustraction de 2 niveaux de bruit

Ce cas correspond à la mesure d'un bruit de niveau N_{p1} en présence d'un bruit de fond N_{p0} qui ne peut pas être supprimé. La méthode consiste à mesurer d'abord le niveau du bruit de fond seul, puis le niveau sonore total (N_p) lorsque les deux bruits sont présents simultanément. On obtient alors :

$$N_{p0} = 10 \log \frac{p_{e0}^2}{p_0^2} \Rightarrow \frac{p_{e0}^2}{p_0^2} = \left(10^{\frac{N_{p0}}{10}} \right) \text{ et } N_{p1} = 10 \log \frac{p_{e1}^2}{p_0^2} \Rightarrow \frac{p_{e1}^2}{p_0^2} = \left(10^{\frac{N_{p1}}{10}} \right)$$

La pression acoustique obtenue résulte de la superposition du bruit de fond et du bruit inconnu est :

$$\frac{p_e^2}{p_0^2} = \frac{p_{e0}^2 + p_{e1}^2}{p_0^2} \Rightarrow 10^{\frac{N_P}{10}} + 10^{\frac{N_{P1}}{10}} \quad \text{Où} \quad 10^{\frac{N_{P1}}{10}} = 10^{\frac{N_P}{10}} - 10^{\frac{N_P}{10}} + 10^{\frac{N_{P0}}{10}}$$

$$\Rightarrow N_{P1} = N_P + 10 \log(1 - 10^{\frac{N_{P0} - N_P}{10}})$$

Ainsi, le niveau inconnu N_{P1} est obtenu en retranchant du niveau résultant N_P une correction dépendant de la différence entre le niveau total mesuré et le niveau du bruit de fond (voir abaque de la figure 35).

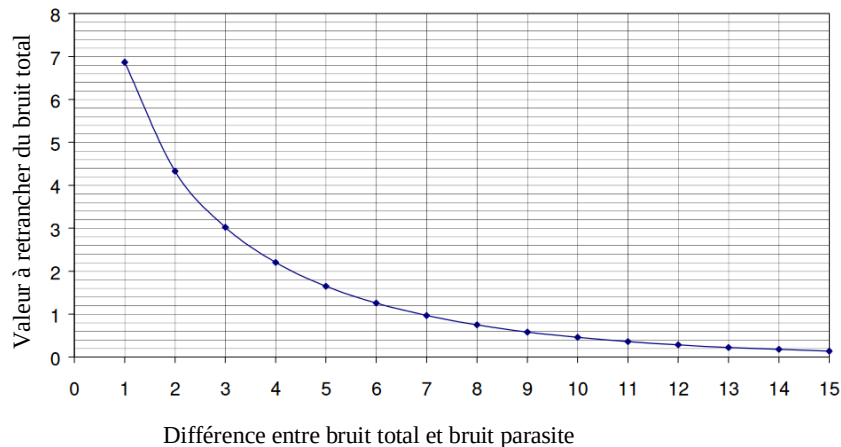


Fig.35. Abaque de soustraction de deux niveaux sonores

8. Analyse statistique des bruits instables

Par opposition aux bruits stables, les bruits instables sont des bruits dont le niveau sonore et le spectre évoluent au cours du temps. C'est notamment le cas du bruit d'un chantier de construction, dont les caractéristiques varient selon les phases de travail et les machines utilisées (marteaux-piqueurs, engins de chantier, etc.). Pour caractériser précisément ce type de bruit, il est nécessaire de disposer d'une analyse statistique, afin d'évaluer les niveaux d'exposition sonore et de mieux comprendre leur impact sur la gêne ressentie par les individus. Cela permet également de déterminer les seuils de tolérance au bruit.

L'analyse statistique consiste à étudier les variations du niveau sonore N_p sur une période d'observation T . Pour cela, on divise l'étendue des niveaux en classes, généralement par pas de

5 dB. On calcule ensuite le pourcentage de temps pendant lequel le niveau sonore se situe dans chacune de ces classes (figure36).

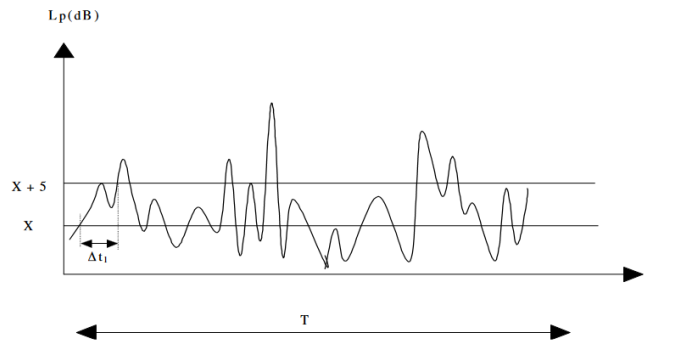


Fig.36. Bruits instables

Ainsi, à titre d'exemple (figure 1.18) le niveau s'est situé entre X et X + 5 dB pendant un pourcentage de temps égal à : $P = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n}{T}$ Ceci permet alors de constituer l'histogramme du bruit (répartition du niveau au cours du temps) (figure 37)

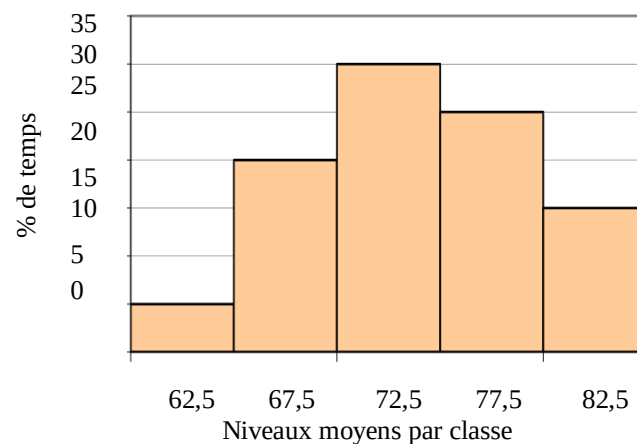


Fig.37. Répartition temporelle d'un bruit

À partir de cet histogramme, il est possible d'établir une courbe cumulée indiquant le pourcentage de temps pendant lequel un niveau sonore déterminé est dépassé (figure 1.20).

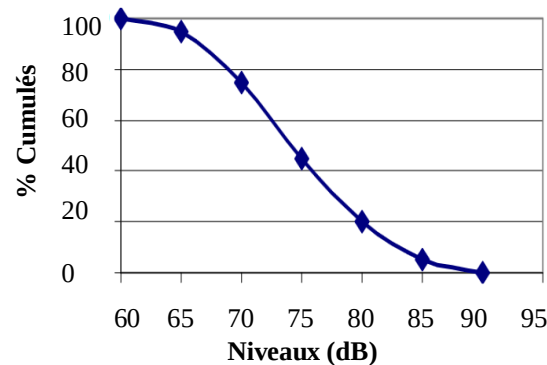


Fig. 38. Fonction cumulée

À partir de cette courbe cumulée, trois niveaux caractéristiques sont utilisés pour décrire un bruit instable :

« N_{90} » : niveau sonore dépassé pendant 10 % du temps ; il traduit les niveaux les plus élevés ou les pics sonores.

« N_{90} » : niveau sonore dépassé pendant 90 % du temps ; il correspond au niveau du bruit de fond.

« N_{50} » : niveau sonore dépassé pendant 50 % du temps ; il représente le niveau sonore médian ou moyen.

La gêne causée par un bruit instable dépend non seulement de son niveau moyen, mais également de son caractère impulsif, qui peut être évalué par la différence entre le niveau de crête et le niveau du bruit de fond ($N_{10} - N_{90}$).

8.1. Niveau équivalent N_{eq}

Dans le cas des bruits impulsifs, c'est-à-dire des bruits dont le niveau sonore fluctue très rapidement au cours du temps (figure 1.21), il est plus pertinent d'évaluer leur énergie acoustique moyenne sur une période d'observation T donnée. Le niveau équivalent N_{eq} représente alors le niveau sonore constant ayant la même énergie que le bruit variable mesuré pendant cette durée.

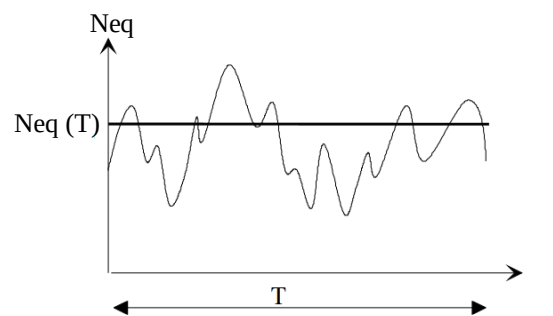


Fig. 39. Bruit instationnaire

Le niveau équivalent (N_{eq}) d'un bruit instationnaire correspond au niveau d'un bruit constant qui, durant la même période (T), produirait une énergie acoustique identique à celle du bruit variable étudié.

$$N_{eq} = 10 \log \left(\frac{1}{T} \times \int_0^T \frac{I(t)}{I_0} \cdot dt \right) = 10 \log \left(\frac{1}{T} \times \int_0^T 10^{\frac{N_{(Pt)}}{10}} \cdot dt \right) \quad (30)$$

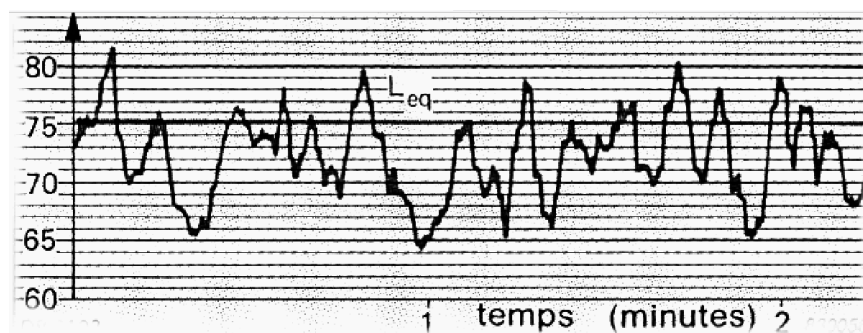


Fig. 40. Enregistrement d'un bruit

Exemple

Un bruit instable est tel que son niveau est compris entre :

70 et 75 dB pendant 10 % du temps

75 et 80 dB pendant 40 % du temps

80 et 85 dB pendant 30 % du temps

85 et 90 dB pendant 20 % du temps

Il a pour niveau équivalent :

$$N_{eq} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{N_{pi}}{10}} \frac{\Delta t_i}{T} \right) \quad (31)$$

N_{pi} : est le niveau moyen de la classe « i »

Pour la classe 1 :

$$N_{p1} = \frac{75 + 70}{2} = 72,5 \text{ dB}$$

$$N_{eq} = 10 \log(10^{7,25} \times 0,1 + 10^{7,75} \times 0,4 + 10^{8,25} \times 0,3 + 10^{8,75} \times 0,2) = 82,8 \text{ dB}$$

• Exemple de calcul de sensation en dB(A)

On considère le spectre d'octave d'un bruit routier (voir tableau).

Les niveaux physiques sont pondérés selon la pondération (A). La sensation globale du bruit est obtenue par sommation des niveaux pondérés, soit 70dB(A).

F(Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
Np(dB)	71	70	66	65	63	57
Pondération (A)	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1	+1,2
Niveau pondérés	54,9	61,4	62,8	65	64	58,2

NB : Dans un souci de simplification, il est généralement admis que la sensation produite par la plupart des bruits tels que les bruits industriels, le bruit du trafic routier ou les bruits d'équipements des bâtiments peut être correctement évaluée à partir de la mesure du niveau sonore en dB(A), quelle que soit la valeur de leur niveau physique.

8.2. Critères de confort acoustique et courbes d'égale bruyance

Deux spectres sonores peuvent présenter le même niveau global en dB(A) tout en générant des sensations de gêne différentes. Cette différence s'explique notamment par la répartition des fréquences composant le bruit : lorsqu'une bande de fréquences présente une émergence importante par rapport aux bandes voisines, la gêne ressentie peut être plus marquée. Afin de mieux évaluer le confort acoustique et de prendre en compte cette perception subjective

du bruit, plusieurs critères ont été développés, parmi lesquels le **Noise Criteria (NC)**, largement utilisé aux États-Unis, et le **Noise Rating (NR)**, adopté par les normes ISO et NF.

Par ailleurs, la plupart des bruits rencontrés dans la pratique sont des bruits à large bande de fréquences et non des sons purs. Ainsi, de manière analogue aux courbes de Fletcher et Munson établies pour les sons purs de référence à 1000 Hz, des courbes d'égale bruyance ont été élaborées pour comparer les sensations auditives produites par différentes bandes de bruit à celles d'une bande de référence centrée sur la fréquence de 1000 Hz.

Pour respecter une courbe NR donnée, il faut que le spectre se situe en dessous de la courbe NR sur toutes les bandes de fréquences.

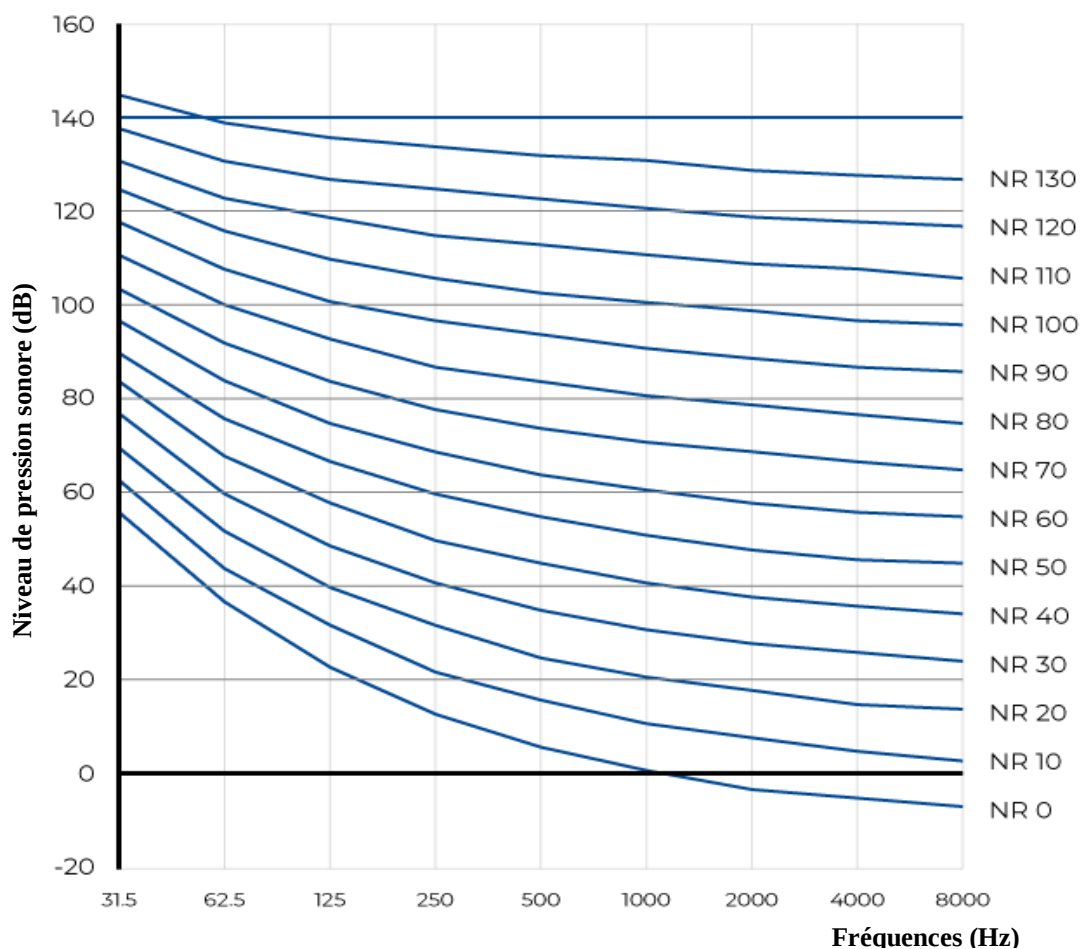


Fig. 41. Courbes NR : égale bruyance (Norme NF S 30-010)

L'évaluation de la sensation d'un bruit s'opère alors de la manière suivante :

De la connaissance de l'analyse du bruit en bandes d'octave, on reproduit le spectre sur le réseau de courbes de la Figure 1.27. Le numéro de la courbe immédiatement au-dessus du spectre donne l'indice NR du bruit.

Remarque

-A 1000 Hz, la courbe NR 40 passe à 40 dB, le NR 30 à 30 dB, etc. 1000 Hz sert de référence.
 -On constate alors une sensibilité beaucoup plus faible aux fréquences basses qu'aux fréquences aiguës.

Si l'on connaît l'analyse du bruit en tiers d'octave, il faut combiner les niveaux de trois bandes 1/3 d'octave pour retrouver le résultat de l'analyse d'octave. La démarche est ensuite la même que celle indiquée ci-dessus.

Exemple d'application : soit le spectre tiers d'octave d'un bruit de trafic routier dont on veut calculer son niveau d'intensité pondéré (A), ainsi que son indice NR.

Fréquence (Hz)	Niveau (dB)	Pondération A (dB)	Niveau pondéré (dB)
100	66	-19.1	46.5
125	66	-16.1	45.9
157	66	-13.4	52.6
200	65	-10.9	54.1
250	65	-8.6	56.4
315	63	-6.6	56.4
400	62	-4.3	57.2
500	61	-3.2	57.8
630	61	-1.9	59.1
800	61	-0.8	60.2
1000	60	0	60
1250	59	+0.6	59.6
1600	59	+1.0	60
2000	58	+1.2	59.2
2500	56	+1.3	57.3
3150	54	+1.2	55.2
4000	52	+1	53.0
5000	50	+0.5	50.5

La combinaison des niveaux pondérés permet d'obtenir un niveau sonore global de 70 dB(A). Lorsque le spectre correspondant, exprimé en bandes d'octave, est reporté sur le réseau des courbes NR (courbe B de la figure 1.27), la courbe tangentielle obtenue correspond approximativement à un indice « NR 66 ». Il est important de distinguer le niveau sonore pondéré en dB(A) de l'indice NR, car ces deux méthodes d'évaluation ne donnent pas les mêmes valeurs. En règle générale, le niveau pondéré A est supérieur de 5 à 10 dB à l'indice NR correspondant. Lorsque le spectre suit exactement une courbe NR, le niveau pondéré A dépasse le numéro de cette courbe d'une valeur indiquée sur le diagramme. Dans la pratique, on admet souvent la relation approximative suivante pour la plupart des bruits :

$$N_p[dB(A)] - NR \approx 5$$

Ainsi, un bruit de ventilateur peut être spécifié soit par un niveau maximal de 35 dB(A), soit en imposant que les niveaux mesurés dans les différentes bandes d'octave restent inférieurs à la courbe NR 30.

NR	Application
NR 20	Studio d'enregistrement, auditorium, salle de spectacles
NR 25	Cinéma, théâtre, salle de conférence
NR 30	Hôtel, hôpital (bloc opératoire), bibliothèque, musée
NR 35	Restaurant, bureau, magasin
NR 40	Supermarché, salle de cantine
NR 45	Atelier, industrie

Tableau. 2. Quelques recommandations des niveaux NR à respecter selon l'application

9. Appareils de mesure

9.1. Le sonomètre

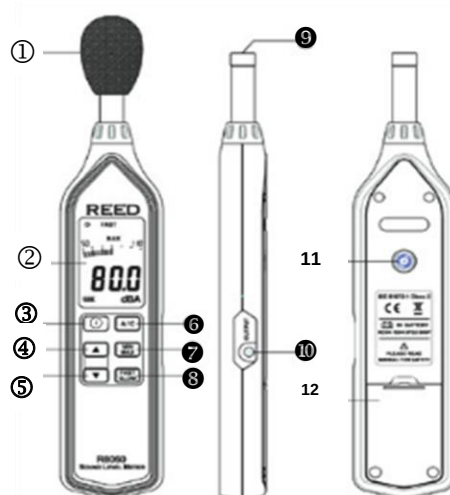
Le sonomètre est un appareil portatif utilisé pour mesurer des niveaux sonores soit physique en dB, soit pondérés (dB(A), dB(B) ou dB(C)) qui représentent des niveaux réellement perçus par l'individu.

9.1.1. Fonctionnement

Le bruit s'enregistre et se mesure à l'aide d'un microphone dont la membrane vibre comme un tympan et fournit un courant électrique alternatif qui varie en volts comme la pression acoustique. La mesure de la pression acoustique est celle d'un courant alternatif, donc d'une « valeur efficace » qui est une moyenne énergétique. La pression acoustique étant variable, cette moyenne doit être réalisée sur une certaine durée, on choisit fréquemment une seconde (valeur lente). L'aiguille des premiers voltmètres adaptés à la mesure du courant alternatif variait comme le logarithme de la mesure en volt. Le décibel a permis une graduation régulière. Des filtres incorporés au sonomètre permettent de supprimer les fréquences qui ne sont pas entendues par l'oreille. Le filtre (A) s'approche du filtrage de l'oreille pour les niveaux sonores usuels. La mesure est alors réalisée en dB(A). Il existe des sonomètres capables de « moyennner » le niveau sonore sur de longues durées (une heure, une journée), ce sont des sonomètres intégrateurs. (Figure 42).



- ①. Pare-vent
- ②. Écran
- ③ Bouton d'alimentation
- ④ Flèche vers le haut (augmentation de la gamme de niveau sonore)
- ⑤ Flèche vers le bas (diminution de la gamme de niveau sonore)
- ⑥ Bouton de pondération fréquentielle
- ⑦ Bouton de maintien de la valeur min/max
- ⑧ Bouton de pondération temporelle
- ⑨ Microphone
- ⑩ Borne de sortie CA/CC
- ⑪ Vis de montage du trépied
12. Couvercle de la pile



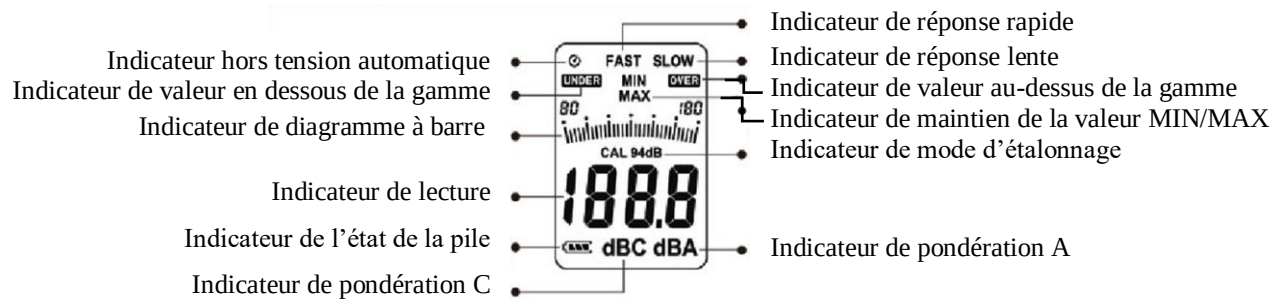


Fig. 42. Le sonomètre et ses composants

9.1.2. Schéma de principe du fonctionnement d'un sonomètre

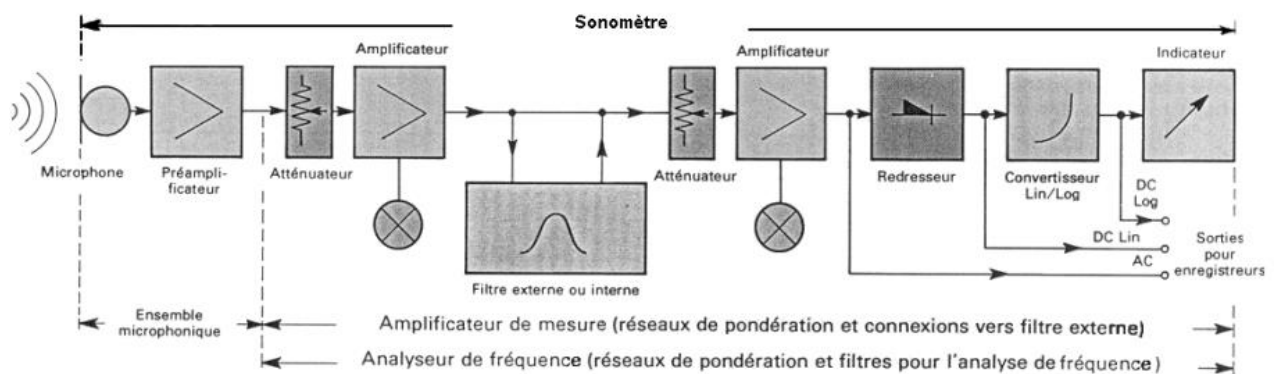


Fig. 43. Schéma fonctionnel du sonomètre.

• Seuils à ne pas dépasser

Le risque de lésions permanentes du système auditif ne dépend pas uniquement de l'exposition au bruit, mais aussi des conditions d'exposition. Plusieurs paramètres doivent être pris en compte, tels que le niveau sonore global, la durée quotidienne d'exposition ainsi que la nature et la composition fréquentielle du bruit. L'exposition peut ainsi concerner :

- Un bruit continu à large bande contenant un grand nombre de fréquences ;
- Un bruit intermittent, comme celui rencontré dans les ateliers d'usinage ;
- Un bruit à fréquences pures, tel que celui produit par une toupie à bois ;
- Un bruit impulsif ou de choc, comme celui généré par une presse industrielle.

Niveau d'exposition sonore équivalent (Neq) [dB(A)]	Interprétation	Mesures recommandées
Neq (8heures/jour) ou Neq (40h/semaine) < 80 dB(A)	-Aucun risque significatif connu pour l'audition	-Surveillance normale

Neq (8heures/jour) ou Neq (40h/semaine) = 85 dB(A)	-Niveau d'alerte	-Surveillance du bruit, -Protections auditives, -Information des travailleurs
Neq (8heures/jour) ou Neq (40h/semaine) = 90 dB(A)	-Niveau dangereux	-Contrôle audiométrique périodique, -Réduction du bruit obligatoire, -Limitation de l'exposition.

Tableau.3. Seuils à ne pas dépasser

NB : En Algérie, les seuils réglementaires (décret exécutif n° 93-184) fixent le maximum à 76 dB(A) le jour et 51 dB(A) la nuit.

Logements

Dans les logements, le niveau de bruit acceptable dépend à la fois de l'environnement et du mode de vie des occupants. Les critères acoustiques sont donc établis à partir d'une valeur de base, ajustée par des corrections tenant compte des périodes d'activité ou de repos ainsi que du type de zone résidentielle. En général, le niveau sonore admissible à l'intérieur des habitations se situe entre 35 et 45 dB(A), avec des adaptations selon les conditions particulières de chaque situation.

Critère	Catégorie	Correction
Selon les périodes d'activité ou de repos	Jour 6 h – 18 h	0 dB(A)
	Soirée 18 h – 22 h	-5 dB(A)
	Nuit 22 h – 6 h	-10 dB(A)
Selon le type de zone résidentielle	Zone rurale / zone d'habitation	0 dB(A)
	Zone urbaine	+10 dB(A)
	Zone à prédominance industrielle	+25 dB(A)

Tableau.4. Corrections appliquées au niveau sonore admissible

À l'intérieur des habitations, le critère de base retenu est fixé à 35 dB(A) pendant la journée et à 25 dB(A) durant la nuit. Toutefois, ces valeurs restent relativement approximatives, car les bruits peuvent être très variés et la gêne ressentie diffère d'une personne à une autre.

Face à cette diversité des nuisances sonores, des recherches ont été menées afin de définir un « indice de pollution sonore » capable de prendre en compte à la fois l'énergie moyenne des bruits et les variations de leurs niveaux au cours d'une période d'écoute déterminée.

Dans ce contexte, D. W. Robinson a proposé un indice de pollution sonore appelé « N_{NP} », qui fait intervenir le niveau sonore équivalent « N_{eq} » ainsi que l'écart quadratique moyen des niveaux de bruit.

$$N_{np} = N_{eq} + k \cdot \sigma, \quad k = 2.56 \quad \text{et} \quad \sigma = \left[\frac{1}{T} \int_0^T (N - N_{50})^2 \cdot dt \right]^{\frac{1}{2}}$$

- * N_{np} : Indice de pollution sonore ;
- * N_{eq} : Niveau sonore équivalent moyen exprimé en dB(A) ;
- * σ : Écart quadratique moyen des niveaux sonores ;
- * k : Coefficient de pondération, généralement pris égal à 2,56.

Chapitre 2

Propagation sonore en espace libre

1. Introduction

Afin d'évaluer le niveau sonore en un point de l'espace exposé au rayonnement d'une source acoustique, il est indispensable de prendre en compte, d'une part, la puissance sonore émise par la source et, d'autre part, les conditions de propagation de cette énergie dans l'environnement. On distingue ainsi la propagation du son en espace libre, sans obstacles ni réflexions, de celle qui se produit dans un milieu clos où les ondes sonores se réfléchissent sur les parois.

2. Source ponctuelle

On appelle source ponctuelle une source acoustique dont les dimensions sont très faibles par rapport à la plus petite longueur d'onde des ondes émises. Le monopole est le modèle le plus simple de source ponctuelle. Il correspond à une fluctuation de pression produite par un élément de très petit volume qui se dilate et se contracte périodiquement en un point de l'espace. Ce phénomène engendre des ondes sphériques qui se propagent de manière identique dans toutes les directions. Par conséquent, tous les points situés sur une sphère centrée sur la source présentent, au même instant, le même comportement vibratoire. Cette source est également qualifiée d'omnidirectionnelle, puisque l'intensité acoustique (I) est la même en tout point situé à égale distance de la source (Figure 2).

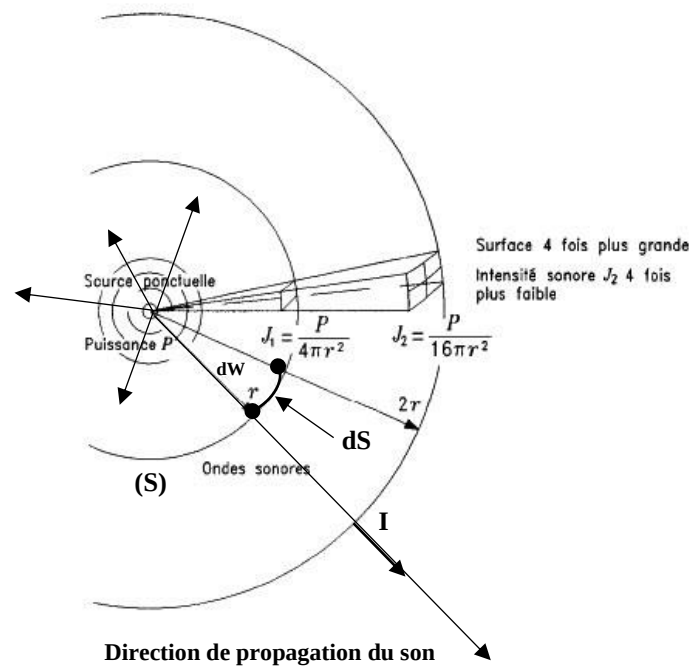


Fig.1. Source omnidirectionnelle

$$I = \frac{dP}{dS} = \text{cte} : P = \int I \cdot dS = I \cdot S = I \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2$$

Par conséquent, l'intensité acoustique à la distance « r » de la source émettant une puissance

$$\text{« P » est : } I(r) = \frac{P}{4\pi r^2} : N_I = 10 \log \frac{P}{4\pi r^2} = N_P + 10 \log \frac{1}{4\pi r^2}$$

Où ; N_P est le niveau de puissance de la source $N_P = 10 \log \frac{P}{P_0}$ ($P_0 = I_0 = 10^{-12}$)

2.1. Atténuation géométrique

Dans le cas d'une source ponctuelle, l'énergie sonore est répartie sur des fronts d'onde sphériques dont le diamètre va en s'amplifiant. Le niveau de pression est lié à l'inverse du carré de la distance, plus la source sonore est éloignée et plus la pression acoustique est faible.

$$N_I = N_P + 10 \log \frac{1}{4\pi r^2} = N_P + 10 \log 1 - 10 \log(4\pi r^2) = N_P - 10 \log 4\pi - 20 \log r$$

$$\approx N_P - 11 - 20 \log r \quad (1)$$

Il en résulte trois règles :

1. Un redoublement de la distance entraîne une baisse du niveau de pression acoustique de « 6 dB ».
2. Pour passer du niveau de puissance au niveau de pression à 1 mètre, on retranche 11 dB
3. Pour passer d'un niveau de pression acoustique à la distance r_1 à celui de r_2 , on rajoute : $20 \log \frac{r_1}{r_2}$

Exemple

- de 1m à 10 m, $20 \log \frac{1}{10} = -20 \text{ dB}$

D'une manière générale, les échelles ci-contre permettent de passer de la puissance à la pression à une distance quelconque de la source.

Application

$N_P = 80 \text{ dB(A)}$, le niveau de pression à 5 m sera

$$N_P = 80 - 25 = 55 \text{ dB(A)}$$

(m)		(m)	
10	-30	100	-51
9	-29	90	-50
8	-28	80	-49
7	-27	70	-48
6	-26	60	-47
5	-25	50	-46
4	-24	40	-45
3	-23	30	-44
2	-22	25	-43
1	-21	20	-42
	-20	15	-41
	-19	10	-40
	-18	5	-39
	-17		-38
	-16		-37
	-15		-36
	-14		-35
	-13		-34
	-12		-33
	-11		-32
	-10		-31

2.2. Source ponctuelle directive

Dans le cas général la source ne présente pas un rayonnement uniforme dans l'espace. On parle alors de sources directives, comme par exemple les équipements de climatisation installés dans un local technique. La source sonore n'est donc plus en champ libre, et le rayonnement acoustique devient différent. Celui-ci peut être limité à un quart ($\frac{1}{4}$) de sphère ou à une demi ($\frac{1}{2}$) sphère (un hémisphère), etc. C'est pour cette raison qu'un paramètre « Q », appelé facteur

de directivité de la source, a été introduit afin de caractériser la surface de rayonnement sur laquelle la puissance acoustique est distribuée. On peut mettre en parallèle le phénomène acoustique et le phénomène lumineux pour plus de clarté, puisqu'ils reposent sur le même principe de rayonnement.

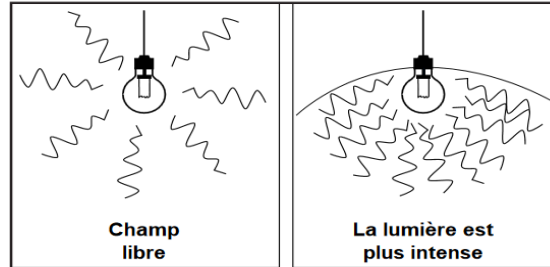


Fig. 2. Forme de directivité

2.3. Facteur ou indice de directivité

Si $I(r, \theta, \phi)$ représente l'intensité acoustique générée par une source à une distance (r) dans une direction de propagation donnée (θ, ϕ), alors le facteur de directivité $Q(\theta, \phi)$, est défini comme le rapport entre l'intensité produite par une source directive et celle qu'émettrait, à la même distance, une source omnidirectionnelle possédant la même puissance acoustique (figure 3).

$$Q(\theta, \phi) = \frac{I(r, \theta, \phi)}{\frac{P}{4\pi r^2}} \quad (2)$$

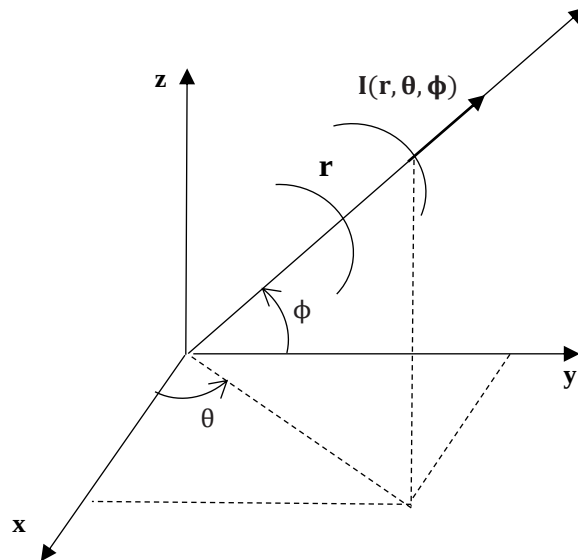


Fig.3. Facteur ou indice de directivité

Le niveau d'intensité sonore $N_I(r, \theta, \phi)$ est : $N_I(r, \theta, \phi) = 10 \log \frac{I(r, \theta, \phi)}{I_0} = 10 \log \frac{P \cdot Q(\theta, \phi)}{4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot P_0} \cdot \frac{P_0}{I_0}$

Soit : $N_I(r, \theta, \phi) = N_p + 10 \log \frac{Q(\theta, \phi)}{4 \cdot \pi \cdot r^2} + 10 \log \frac{P_0}{I_0}$: $P_0 = 10^{-12} W$: Puissance de référence

Donc :

$$N_I(r, \theta, \phi) = N_p + 10 \log \frac{Q(\theta, \phi)}{4 \cdot \pi \cdot r^2} \quad (3)$$

Remarque

Une source omnidirectionnelle située sur un plan parfaitement réfléchissant, caractérisé par une impédance infinie, peut être considérée comme une source rayonnant uniformément dans un demi-espace. Dans ce cas, la réflexion du plan modifie la répartition de l'énergie acoustique et le facteur de directivité prend une valeur différente de celle observée en espace libre.

$$Q = \frac{\frac{W}{2 \cdot \pi \cdot r^2}}{\frac{W}{4 \cdot \pi \cdot r^2}} = 2 \quad (4)$$

- Source omnidirectionnelle émettant une puissance « P » dans 4π sr

Intensité acoustique émise : $I = \frac{P}{4\pi r^2}$, $N = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{P}{4\pi r^2 I_0} = 10 \log \frac{P}{I_0} + 10 \log \left(\frac{1}{4\pi r^2} \right)$ donc : $N = N_p + 10 \log 1 - 10 \log(4\pi r^2)$

-Source omnidirectionnelle émettant une puissance « P » dans 2π sr

: $I = \frac{P}{2\pi r^2}$, $N = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{P}{2\pi r^2 I_0} = 10 \log \frac{P}{I_0} + 10 \log \left(\frac{2}{4\pi r^2} \right)$ donc :
 $N = N_p + 10 \log 2 - 10 \log(4\pi r^2)$

-Source omnidirectionnelle émettant une puissance « P » dans π sr

$I = \frac{P}{\pi r^2}$, $N = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{P}{\pi r^2 I_0} = 10 \log \frac{P}{I_0} + 10 \log \left(\frac{4}{4\pi r^2} \right)$ donc :
 $N = N_p + 10 \log 4 - 10 \log(4\pi r^2)$

-Source omnidirectionnelle émettant une puissance « P » dans $\frac{\pi}{2}$ sr

$I = \frac{P}{\frac{\pi}{2} r^2}$, $N = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{P}{\frac{\pi}{2} r^2 I_0} = 10 \log \frac{P}{I_0} + 10 \log \left(\frac{8}{4\pi r^2} \right)$ donc :
 $N = N_p + 10 \log 8 - 10 \log(4\pi r^2)$

En conclusion

$$N = N_p + 10 \log Q - 10 \log(4\pi r^2) \quad (5)$$

Q : facteur de correction dans le cas de sources sonores non omnidirectionnelles correspondant au coefficient de division de l'angle solide 4π sr.

Attention

Cette formule ne prend pas en compte certains paramètres environnementaux tels que l'humidité de l'air, la température, le vent ou encore la nature du sol. Par conséquent, son

utilisation peut être limitée, en particulier lorsque la distance (d) devient importante, généralement supérieure à 100 m.

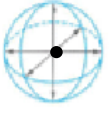
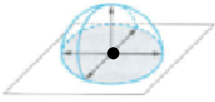
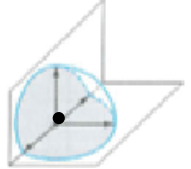
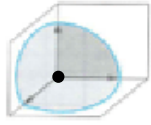
Illustration du rayonnement sonore	Forme du rayonnement	Niveau sonore émis par la source	Q	D _I
 source sonore en champ libre	1 Sphère	$N = N_p + 10 \log 1 - 10 \log(4\pi r^2)$	1	0
 source sonore sur une surface plane	$\frac{1}{2}$ Sphère	$N = N_p + 10 \log 2 - 10 \log(4\pi r^2)$	2	3
 source sonore contre une paroi	$\frac{1}{4}$ Sphère	$N = N_p + 10 \log 4 - 10 \log(4\pi r^2)$	4	6
 source sonore dans un angle (deux parois + une surface plane)	$\frac{1}{8}$ Sphère	$N = N_p + 10 \log 8 - 10 \log(4\pi r^2)$	8	9

Tableau.1. Facteur ou indice de directivité

2.4. Indice de directivité

L'indice de directivité, noté (D_I) (de l'anglais : Directivity Index), caractérise la capacité d'une source sonore à concentrer son rayonnement acoustique dans une direction donnée par rapport à une source omnidirectionnelle de même puissance. Exprimé en décibels, il est défini comme étant dix fois le logarithme décimal du facteur de directivité (Q). Cet indice dépend également de la fréquence des ondes émises par la source. $D_I = 10 \log Q(\theta, \phi)$ (6).

Remarques

- Le facteur de directivité ne dépend pas de la distance.
- Le facteur de directivité est sans dimension.
- $Q < 1$: La source émet davantage sur les côtés que dans l'axe.
- $Q > 1$: La source émet davantage dans l'axe que sur les côtés.
- $Q = 1$: La source est isotrope.
- Le facteur de directivité d'une source dépend de la fréquence du signal sonore diffusé.
- Les hautes fréquences sont très directives.

- Les basses fréquences sont peu directives.
- Une source émettant sur les côtés : $Q < 1 \Rightarrow D < 0$
- Une source directive : $Q > 1 \Rightarrow D > 0$
- Plus la source est directive plus D est grand

2.5. Diagramme de directivité

Le diagramme de directivité est une représentation graphique qui illustre la manière dont une source sonore distribue son énergie dans l'espace. Il permet de visualiser l'intensité acoustique $I(r, \theta, \phi)$ en fonction des angles de propagation θ et ϕ . Pour une source omnidirectionnelle, le diagramme est sphérique, tandis qu'une source directive présentera un diagramme plus concentré dans certaines directions.

Il existe essentiellement 3 types de directivité : omnidirectionnelle, unidirectionnelle et bidirectionnelle.

2.5. 1. Directivité omnidirectionnelle : Réception/émission dans toutes les directions de manière égale (figure 4).

2.5. 2. Directivité unidirectionnelle (cardioïde) : Réception/émission principalement dans une direction, rejet de l'arrière (figure 5).

2.5. 3. Directivité bidirectionnelle (figure en 8) : Réception/émission devant et derrière, rejet des côtés (figure 6).

* Caractéristiques

- Chaque cercle du diagramme représente une chute de niveau.
- Le cercle 0 dB correspond au cas où $I(r, \theta) = I_{\text{axe}}(r)$.
- Le cercle -20 dB correspond au cas où l'on a une chute de 20 dB de l'intensité pour cette direction par rapport à l'axe de référence.
- A basse fréquence, la source diffracte les sons émis. Les sons sont diffusés dans toutes les directions. La source est alors omnidirective.
- A haute fréquence, la source ne diffracte plus et elle fait apparaître ces caractéristiques de directivité.

F (Hz)	500	1000	3000
Longueur d'onde λ (cm)	70	34	11
Violon 	1	2	2
violoncelle 	2	2	2,5
Flûte 	1,5	1,5	1,5
Hautbois 	1	1,5	2
Clarinette 	1	2	2
Trompette 	1	2	4,5
Tuba 	2	4,5	6,5

Tableau.2. Facteur de directivité d'instruments de musique

D'après le tableau, On remarque que les petits instruments sont moins directifs, ceci est lié au phénomène de diffraction.

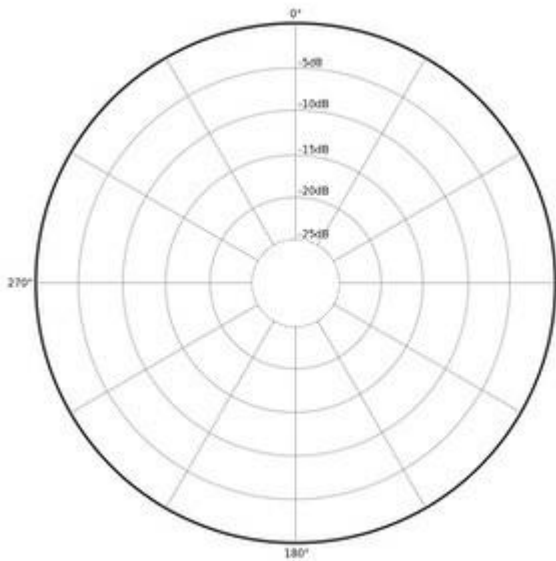


Fig.4. Directivité omnidirectionnelle

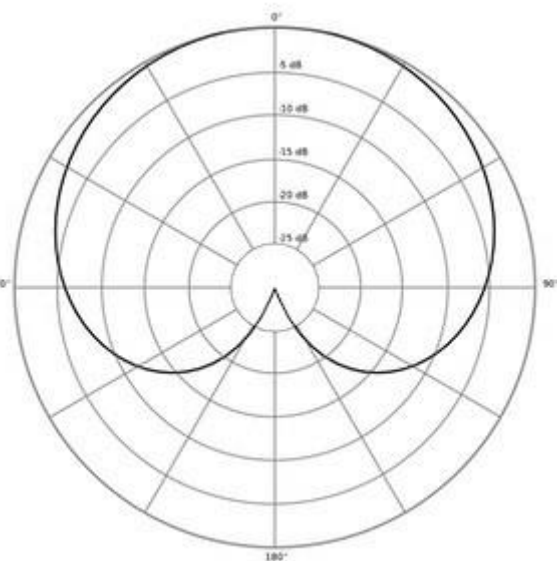


Fig.5. Directivité unidirectionnelle (cardioïde)

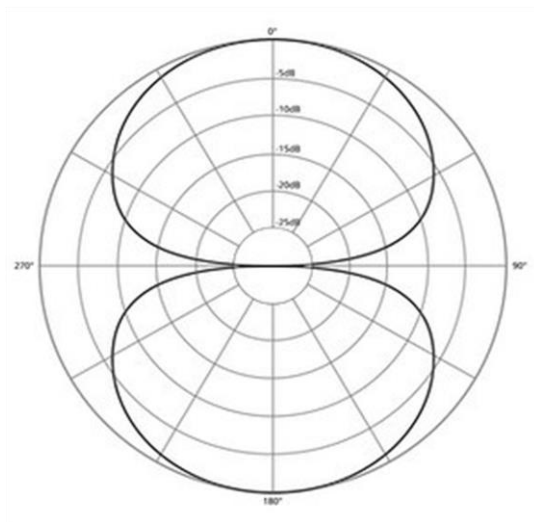


Fig.6. Directivité bidirectionnelle.

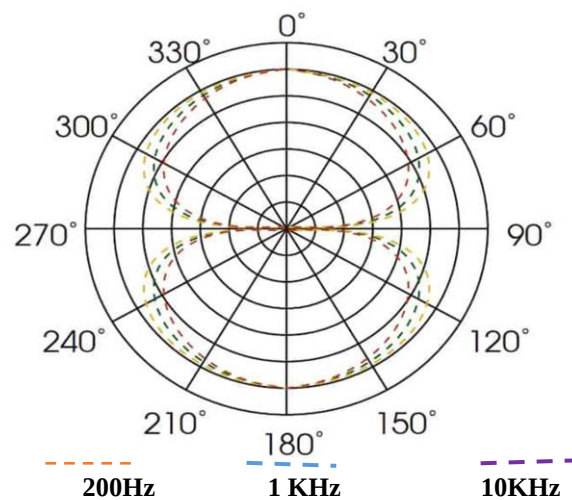


Fig.7 . Directivité en fonction de la fréquence.

2.6. Atténuation atmosphérique

En plus de l'atténuation du niveau sonore due à la distance du point d'observation à la source, qualifiée parfois d'atténuation géométrique, vient s'ajouter une atténuation atmosphérique, qui est la perte d'énergie du son due aux interactions avec l'air via des échanges énergétiques et absorption par les molécules d'air et de vapeur d'eau. Elle dépend fortement des conditions météorologiques telles que la température, l'humidité et le vent. Elle devient significative pour les distances supérieures à 50 m. Désignée par « A_{atm} » l'atténuation atmosphérique (en dB) est donnée par :

$$A_{atm} = \alpha \cdot \frac{d}{1000} \quad (7)$$

où :

d : Distance parcourue par l'onde en mètres

1000 : Facteur de conversion pour passer des mètres aux kilomètres.

α : Coefficient d'atténuation atmosphérique en dB/km (Tableau 1 et 2)

Le coefficient α varie en fonction de :

-La fréquence du son : les hautes fréquences sont plus fortement absorbées que les basses.

-La température : la propagation et l'absorption du son changent avec la température.

-L'humidité relative : l'absorption est modifiée par l'eau dans l'air.

En conditions normales (20°C, pression atmosphérique standard, humidité moyenne). Suivant la norme ISO (ISO 9613-1) des formules et des tables sont établies et permettent de calculer α pour chaque bande de fréquence. La relation gouvernante est la suivante :

$$\alpha = 8,686 \times f^2 \left[1,84 \times 10^{-11} \left(\frac{p_0}{p} \right) \times \sqrt{\frac{T}{T_0}} + \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{-5}{2}} \times \left(\frac{0,01275 \times e^{\frac{-2239,1}{T}}}{f_{r,o} + \frac{f^2}{f_{r,o}}} + \frac{0,1068 \times e^{\frac{-3352}{T}}}{f_{r,N} + \frac{f^2}{f_{r,N}}} \right) \right] \quad (8)$$

α : Coefficient d'atténuation atmosphérique (dB/m)

f : Fréquence du son (Hz)

T : Température absolue (K)

T_0 : Égale à 293,15 K (20°C)

p : Pression atmosphérique (Pa)

p_0 : Égale à 101325Pa

$f_{r,o}$: Fréquence de relaxation de l'oxygène (Hz)

$f_{r,N}$: Fréquence de relaxation de l'azote (Hz)

Les fréquences de relaxation sont estimées comme suit :

$$f_{r,o} = \frac{p}{p_0} \cdot \left[24 + 4,04 \times 10^4 \cdot h \cdot \frac{0,02+h}{0,391+h} \right] \quad (9)$$

$$f_{r,N} = \frac{p}{p_0} \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{-1}{2}} \left[9 + 280 \cdot h \cdot e^{-4,17 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{-1}{3}} - 1 \right]} \right] \quad (10)$$

Où :

h : Concentration molaire de vapeur d'eau.

Si l'on connaît l'humidité relative $\varphi(\%)$, on calcule d'abord : $h = \varphi \times \frac{p_{sat}}{p}$ (11)

Où « p_{sat} » est la pression de vapeur saturante de l'eau à la température T .

(e) Température atmosphérique: 0 °C											
Fréquence normale Hz	Humidité relative, %										
	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
50	$3,02 \times 10^{-1}$	$2,26 \times 10^{-1}$	$1,95 \times 10^{-1}$	$1,65 \times 10^{-1}$	$1,44 \times 10^{-1}$	$1,28 \times 10^{-1}$	$1,14 \times 10^{-1}$	$1,03 \times 10^{-1}$	$9,28 \times 10^{-2}$	$8,46 \times 10^{-2}$	$7,77 \times 10^{-2}$
63	$4,24 \times 10^{-1}$	$3,02 \times 10^{-1}$	$2,56 \times 10^{-1}$	$2,19 \times 10^{-1}$	$1,98 \times 10^{-1}$	$1,81 \times 10^{-1}$	$1,65 \times 10^{-1}$	$1,51 \times 10^{-1}$	$1,38 \times 10^{-1}$	$1,27 \times 10^{-1}$	$1,18 \times 10^{-1}$
80	$6,07 \times 10^{-1}$	$4,11 \times 10^{-1}$	$3,37 \times 10^{-1}$	$2,84 \times 10^{-1}$	$2,63 \times 10^{-1}$	$2,46 \times 10^{-1}$	$2,30 \times 10^{-1}$	$2,15 \times 10^{-1}$	$2,01 \times 10^{-1}$	$1,87 \times 10^{-1}$	$1,75 \times 10^{-1}$
100	$8,84 \times 10^{-1}$	$5,73 \times 10^{-1}$	$4,49 \times 10^{-1}$	$3,64 \times 10^{-1}$	$3,38 \times 10^{-1}$	$3,23 \times 10^{-1}$	$3,09 \times 10^{-1}$	$2,96 \times 10^{-1}$	$2,81 \times 10^{-1}$	$2,67 \times 10^{-1}$	$2,53 \times 10^{-1}$
125	1,30	$8,18 \times 10^{-1}$	$6,14 \times 10^{-1}$	$4,69 \times 10^{-1}$	$4,27 \times 10^{-1}$	$4,11 \times 10^{-1}$	$4,01 \times 10^{-1}$	$3,90 \times 10^{-1}$	$3,79 \times 10^{-1}$	$3,67 \times 10^{-1}$	$3,54 \times 10^{-1}$
160	1,92	1,19	$8,65 \times 10^{-1}$	$6,16 \times 10^{-1}$	$5,41 \times 10^{-1}$	$5,14 \times 10^{-1}$	$5,04 \times 10^{-1}$	$4,98 \times 10^{-1}$	$4,91 \times 10^{-1}$	$4,83 \times 10^{-1}$	$4,74 \times 10^{-1}$
200	2,80	1,77	1,25	$8,35 \times 10^{-1}$	$6,96 \times 10^{-1}$	$6,44 \times 10^{-1}$	$6,26 \times 10^{-1}$	$6,19 \times 10^{-1}$	$6,16 \times 10^{-1}$	$6,14 \times 10^{-1}$	$6,10 \times 10^{-1}$
250	4,00	2,63	1,85	1,17	$9,22 \times 10^{-1}$	$8,21 \times 10^{-1}$	$7,79 \times 10^{-1}$	$7,63 \times 10^{-1}$	$7,59 \times 10^{-1}$	$7,60 \times 10^{-1}$	$7,61 \times 10^{-1}$
315	5,53	3,91	2,76	1,69	1,27	1,08	$9,92 \times 10^{-1}$	$9,51 \times 10^{-1}$	$9,34 \times 10^{-1}$	$9,30 \times 10^{-1}$	$9,32 \times 10^{-1}$
400	7,33	5,71	4,14	2,49	1,80	1,47	1,30	1,21	1,17	1,15	1,14
500	9,25	8,14	6,16	3,73	2,63	2,08	1,78	1,61	1,51	1,45	1,42
630	$1,11 \times 10$	$1,12 \times 10$	9,03	5,63	3,93	3,03	2,52	2,21	2,02	1,90	1,82
800	$1,27 \times 10$	$1,47 \times 10$	$1,29 \times 10$	8,49	5,93	4,52	3,68	3,16	2,82	2,59	2,43
1 000	$1,40 \times 10$	$1,83 \times 10$	$1,77 \times 10$	$1,27 \times 10$	9,00	6,83	5,50	4,64	4,06	3,66	3,37
1 250	$1,51 \times 10$	$2,18 \times 10$	$2,33 \times 10$	$1,86 \times 10$	$1,36 \times 10$	$1,04 \times 10$	8,32	6,96	6,01	5,34	4,85
1 600	$1,59 \times 10$	$2,48 \times 10$	$2,91 \times 10$	$2,64 \times 10$	$2,03 \times 10$	$1,58 \times 10$	$1,27 \times 10$	$1,06 \times 10$	9,07	7,98	7,16
2 000	$1,66 \times 10$	$2,72 \times 10$	$3,46 \times 10$	$3,60 \times 10$	$2,98 \times 10$	$2,38 \times 10$	$1,93 \times 10$	$1,61 \times 10$	$1,38 \times 10$	$1,21 \times 10$	$1,08 \times 10$
2 500	$1,72 \times 10$	$2,92 \times 10$	$3,95 \times 10$	$4,70 \times 10$	$4,23 \times 10$	$3,53 \times 10$	$2,92 \times 10$	$2,46 \times 10$	$2,11 \times 10$	$1,85 \times 10$	$1,65 \times 10$
3 150	$1,80 \times 10$	$3,09 \times 10$	$4,36 \times 10$	$5,82 \times 10$	$5,77 \times 10$	$5,09 \times 10$	$4,35 \times 10$	$3,73 \times 10$	$3,23 \times 10$	$2,83 \times 10$	$2,52 \times 10$
4 000	$1,90 \times 10$	$3,26 \times 10$	$4,70 \times 10$	$6,90 \times 10$	$7,52 \times 10$	$7,10 \times 10$	$6,33 \times 10$	$5,55 \times 10$	$4,88 \times 10$	$4,32 \times 10$	$3,86 \times 10$
5 000	$2,05 \times 10$	$3,45 \times 10$	$5,03 \times 10$	$7,86 \times 10$	$9,34 \times 10$	$9,48 \times 10$	$8,90 \times 10$	$8,07 \times 10$	$7,25 \times 10$	$6,51 \times 10$	$5,87 \times 10$
6 300	$2,28 \times 10$	$3,71 \times 10$	$5,37 \times 10$	$8,71 \times 10$	$1,11 \times 10^2$	$1,21 \times 10^2$	$1,20 \times 10^2$	$1,13 \times 10^2$	$1,05 \times 10^2$	$9,61 \times 10$	$8,80 \times 10$
8 000	$2,64 \times 10$	$4,09 \times 10$	$5,81 \times 10$	$9,52 \times 10$	$1,27 \times 10^2$	$1,47 \times 10^2$	$1,54 \times 10^2$	$1,53 \times 10^2$	$1,47 \times 10^2$	$1,38 \times 10^2$	$1,29 \times 10^2$
10 000	$3,22 \times 10$	$4,67 \times 10$	$6,43 \times 10$	$1,04 \times 10^2$	$1,42 \times 10^2$	$1,72 \times 10^2$	$1,90 \times 10^2$	$1,98 \times 10^2$	$1,97 \times 10^2$	$1,91 \times 10^2$	$1,83 \times 10^2$

Tableau 3. Coefficients d'atténuation atmosphérique des sons purs, en (dB/ Km)
 $p=1\text{atm}$ (101,325 kPa) et une $T=0^\circ\text{C}$

(g) Température atmosphérique: 10 °C											
Fréquence normale Hz	Humidité relative, %										
	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
50	$2,62 \times 10^{-1}$	$2,24 \times 10^{-1}$	$1,97 \times 10^{-1}$	$1,55 \times 10^{-1}$	$1,26 \times 10^{-1}$	$1,05 \times 10^{-1}$	$9,01 \times 10^{-2}$	$7,85 \times 10^{-2}$	$6,96 \times 10^{-2}$	$6,24 \times 10^{-2}$	$5,65 \times 10^{-2}$
63	$3,42 \times 10^{-1}$	$2,98 \times 10^{-1}$	$2,71 \times 10^{-1}$	$2,25 \times 10^{-1}$	$1,88 \times 10^{-1}$	$1,60 \times 10^{-1}$	$1,39 \times 10^{-1}$	$1,22 \times 10^{-1}$	$1,08 \times 10^{-1}$	$9,75 \times 10^{-2}$	$8,85 \times 10^{-2}$
80	$4,45 \times 10^{-1}$	$3,85 \times 10^{-1}$	$3,59 \times 10^{-1}$	$3,16 \times 10^{-1}$	$2,74 \times 10^{-1}$	$2,39 \times 10^{-1}$	$2,10 \times 10^{-1}$	$1,86 \times 10^{-1}$	$1,67 \times 10^{-1}$	$1,51 \times 10^{-1}$	$1,38 \times 10^{-1}$
100	$5,85 \times 10^{-1}$	$4,90 \times 10^{-1}$	$4,61 \times 10^{-1}$	$4,25 \times 10^{-1}$	$3,86 \times 10^{-1}$	$3,47 \times 10^{-1}$	$3,11 \times 10^{-1}$	$2,80 \times 10^{-1}$	$2,54 \times 10^{-1}$	$2,31 \times 10^{-1}$	$2,12 \times 10^{-1}$
125	$7,88 \times 10^{-1}$	$6,23 \times 10^{-1}$	$5,79 \times 10^{-1}$	$5,51 \times 10^{-1}$	$5,22 \times 10^{-1}$	$4,86 \times 10^{-1}$	$4,47 \times 10^{-1}$	$4,11 \times 10^{-1}$	$3,78 \times 10^{-1}$	$3,48 \times 10^{-1}$	$3,22 \times 10^{-1}$
160	1,09	$8,06 \times 10^{-1}$	$7,25 \times 10^{-1}$	$6,92 \times 10^{-1}$	$6,78 \times 10^{-1}$	$6,53 \times 10^{-1}$	$6,20 \times 10^{-1}$	$5,84 \times 10^{-1}$	$5,47 \times 10^{-1}$	$5,12 \times 10^{-1}$	$4,79 \times 10^{-1}$
200	1,56	1,07	$9,19 \times 10^{-1}$	$8,52 \times 10^{-1}$	$8,49 \times 10^{-1}$	$8,43 \times 10^{-1}$	$8,25 \times 10^{-1}$	$7,97 \times 10^{-1}$	$7,64 \times 10^{-1}$	$7,28 \times 10^{-1}$	$6,92 \times 10^{-1}$
250	2,29	1,48	1,20	1,05	1,04	1,05	1,05	1,04	1,02	$9,96 \times 10^{-1}$	$9,63 \times 10^{-1}$
315	3,39	2,11	1,62	1,31	1,27	1,28	1,30	1,31	1,31	1,30	1,29
400	5,06	3,08	2,26	1,70	1,56	1,55	1,57	1,60	1,63	1,64	1,65
500	7,52	4,59	3,27	2,28	1,98	1,90	1,90	1,93	1,97	2,00	2,03
630	$1,10 \times 10$	6,89	4,84	3,17	2,60	2,39	2,32	2,33	2,36	2,40	2,45
800	$1,57 \times 10$	$1,04 \times 10$	7,27	4,58	3,56	3,13	2,94	2,87	2,86	2,89	2,93
1 000	$2,16 \times 10$	$1,54 \times 10$	$1,10 \times 10$	6,77	5,07	4,26	3,86	3,66	3,57	3,54	3,55
1 250	$2,84 \times 10$	$2,26 \times 10$	$1,66 \times 10$	$1,02 \times 10$	7,42	6,04	5,29	4,86	4,62	4,48	4,42
1 600	$3,55 \times 10$	$3,21 \times 10$	$2,47 \times 10$	$1,55 \times 10$	$1,11 \times 10$	8,83	7,52	6,73	6,23	5,92	5,72
2 000	$4,23 \times 10$	$4,38 \times 10$	$3,62 \times 10$	$2,35 \times 10$	$1,68 \times 10$	$1,32 \times 10$	$1,10 \times 10$	9,66	8,76	8,14	7,71
2 500	$4,83 \times 10$	$5,72 \times 10$	$5,14 \times 10$	$3,54 \times 10$	$2,57 \times 10$	$2,00 \times 10$	$1,65 \times 10$	$1,43 \times 10$	$1,27 \times 10$	$1,16 \times 10$	$1,08 \times 10$
3 150	$5,32 \times 10$	$7,10 \times 10$	$7,02 \times 10$	$5,27 \times 10$	$3,91 \times 10$	$3,06 \times 10$	$2,51 \times 10$	$2,15 \times 10$	$1,90 \times 10$	$1,71 \times 10$	$1,57 \times 10$
4 000	$5,73 \times 10$	$8,40 \times 10$	$9,15 \times 10$	$7,66 \times 10$	$5,90 \times 10$	$4,67 \times 10$	$3,84 \times 10$	$3,28 \times 10$	$2,87 \times 10$	$2,57 \times 10$	$2,35 \times 10$
5 000	$6,10 \times 10$	$9,56 \times 10$	$1,13 \times 10^2$	$1,08 \times 10^2$	$8,75 \times 10$	$7,08 \times 10$	$5,88 \times 10$	$5,02 \times 10$	$4,39 \times 10$	$3,92 \times 10$	$3,56 \times 10$
6 300	$6,48 \times 10$	$1,06 \times 10^2$	$1,35 \times 10^2$	$1,45 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	$1,06 \times 10^2$	$8,94 \times 10$	$7,69 \times 10$	$6,74 \times 10$	$6,01 \times 10$	$5,44 \times 10$
8 000	$6,94 \times 10$	$1,15 \times 10^2$	$1,54 \times 10^2$	$1,87 \times 10^2$	$1,77 \times 10^2$	$1,55 \times 10^2$	$1,34 \times 10^2$	$1,17 \times 10^2$	$1,03 \times 10^2$	$9,24 \times 10$	$8,37 \times 10$
10 000	$7,59 \times 10$	$1,25 \times 10^2$	$1,72 \times 10^2$	$2,30 \times 10^2$	$2,37 \times 10^2$	$2,20 \times 10^2$	$1,97 \times 10^2$	$1,75 \times 10^2$	$1,57 \times 10^2$	$1,41 \times 10^2$	$1,28 \times 10^2$

2.7. Tableau 4. Coefficients d'atténuation atmosphérique des sons purs, en (dB/ Km)
 $p=1\text{atm}$ (101,325 kPa) et une $T=10^\circ\text{C}$

Selon la norme ISO 9613-2 (1996) relative à la propagation du bruit en extérieur, un objet peut être assimilé à un écran acoustique si les conditions suivantes sont respectées :

- La masse surfacique doit être supérieure à 10 Kg/m^2 ,
- La surface doit être fermée (pas de trous, fissures...)
- La dimension horizontale de l'objet, mesurée perpendiculairement à la ligne reliant la source (S) au récepteur (R), doit être supérieure à la longueur d'onde correspondant à la fréquence centrale nominale de la bande d'octave considérée.

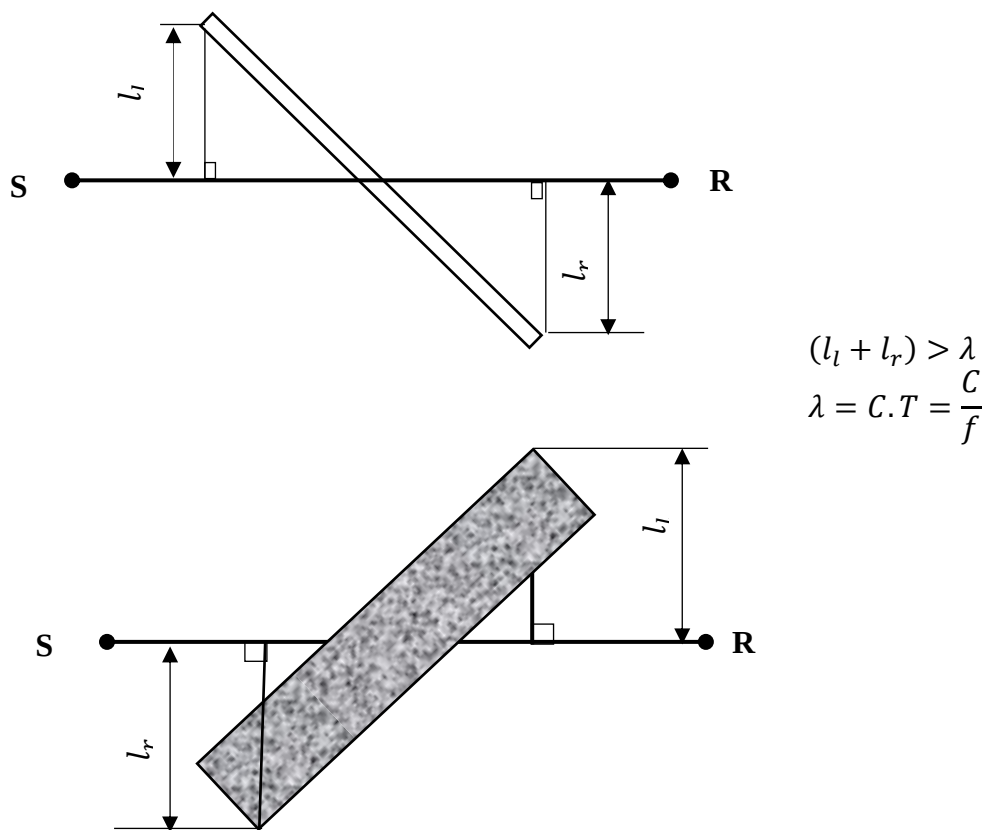


Fig. 8. Principe de l'effet d'écran et trajet de l'onde sonore

2.7.1. Cas des sources ponctuelles

Considérons une source ponctuelle S et un point récepteur R. Lorsqu'un obstacle est placé sur le trajet d'une onde sonore, le champ acoustique initial est perturbé. Derrière l'écran, on observe une zone d'ombre où le son n'atteint le récepteur que par diffraction au sommet de l'écran.

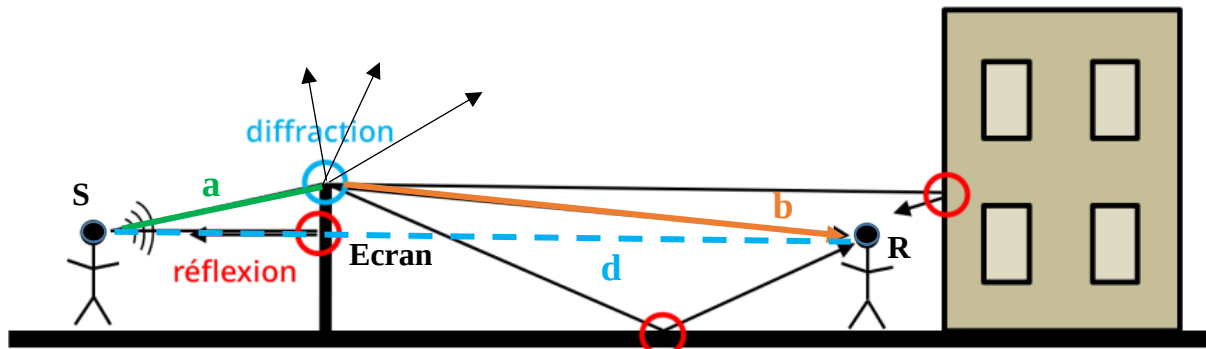


Fig.9. Principe de diffraction acoustique

On appelle atténuation d'écran « ΔN » la différence entre le niveau sonore au point R en l'absence de l'écran et le niveau en présence de celui-ci. L'atténuation ΔN du bruit apportée par un écran dépend du nombre de Fresnel N , défini par :

$$N = \frac{2\delta}{\lambda}, \quad \delta = a + b - d \quad (12)$$

a : Distance entre la source S et le sommet de l'écran (point de diffraction),

b : Distance entre le sommet de l'écran et le récepteur R,

d : Distance directe entre la source S et le récepteur R.

δ : Différence entre le trajet (plus court) diffracté et le trajet direct.

λ : Longueur d'onde émise par la source.

L'abaque de Maekawa permet de calculer la réduction du niveau de pression acoustique obtenue grâce à l'installation d'un écran. Cet abaque s'applique à des écrans de longueur infinie (il s'agit d'une bonne approche lorsque la distance observateur – écran est beaucoup plus petite que la longueur de l'écran). Soulignons que le nombre de Fresnel dépend de la fréquence du son : plus la longueur d'onde est élevée, plus le nombre de Fresnel est petit.

L'évaluation de l'atténuation ΔN est donnée par la relation : $\Delta N = 10\log(3 + 20N)$

ΔN : Réduction du Niveau de pression acoustique

N : Nombre de Fresnel.

- Propriétés

- Quand $N \ll 1$, la différence de trajet est très faible devant la longueur d'onde, ce qui signifie que l'onde se diffracte fortement. Elle contourne facilement l'écran, de sorte que la zone d'ombre est très peu marquée. L'atténuation derrière l'obstacle reste donc faible,

-Quand $N \approx 1$, la diffraction devient significative : l'onde est encore capable de contourner l'écran, ce dernier commence à être efficace, et une zone d'ombre partielle apparaît derrière lui, avec une atténuation modérée de l'intensité de l'onde.

-Quand $N \gg 1$, la diffraction est très faible et l'onde ne contourne presque plus l'écran, celui-ci crée une forte zone d'ombre, et l'atténuation derrière lui est importante, de sorte que la propagation de l'onde est largement bloquée dans cette zone.

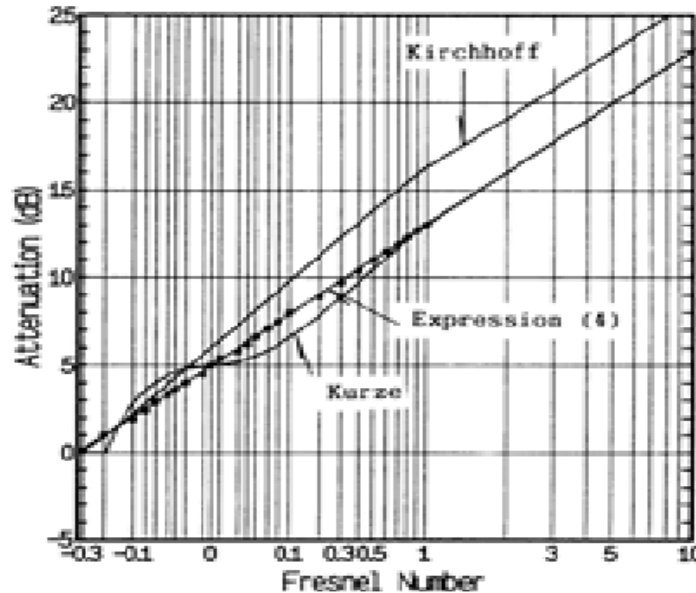
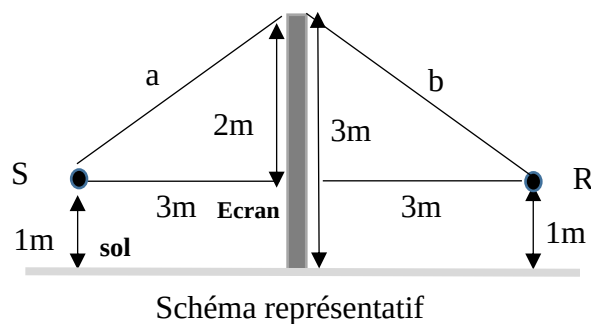


Fig . 10. Abaque d'atténuation de MAEKAWA

Exemple

Supposons qu'une source sonore « S » se trouve à 3 m d'un écran haut de 3 m et émet un son dont la fréquence (f) est égale à 1000 Hz. Un observateur « R » se trouve de l'autre côté de l'écran, à une distance de 3 m également. L'observateur et la source se trouvent à 1 m au-dessus du sol.



Dans ce cas :

$$a = \sqrt{2^2 + 3^2} = \sqrt{13} \text{ m}, \quad b = \sqrt{2^2 + 3^2} = \sqrt{13} \text{ m}, \quad \delta = a + b - d = 1,2 \text{ m},$$

$$\lambda = \frac{343}{1000} \text{ m}, \quad \text{Le nombre de Fresnel est : } N = \frac{2 \times 1,2}{0,34} = 7,05.$$

Donc : L'abaque d'atténuation permet de lire immédiatement que si $N = 7$, l'efficacité de l'écran à la fréquence de 1000 Hz correspond à 22 dB.

Remarque

L'abaque de Maekawa permet d'évaluer l'efficacité acoustique d'un écran antibruit à partir d'un paramètre unique : le nombre de Fresnel (N). Établie à partir de mesures expérimentales réalisées sur des écrans réfléchissants de hauteur déterminée, cette méthode constitue un outil simple pour estimer l'atténuation due à la diffraction des ondes sonores. Cependant, son domaine de validité est limité et son utilisation n'est pertinente que lorsque certaines conditions sont respectées, telles que :

- Les distances entre les points S et R et l'écran doivent être beaucoup plus grandes que la longueur d'onde.
- Les points S et R doivent être placés de manière relativement symétrique par rapport à l'écran.
- Si la source S et le récepteur R ne sont pas situés dans un plan perpendiculaire à l'écran (ne sont pas placés face à face de part et d'autre de l'écran), il faut tenir compte du trajet réel de l'onde diffractée.
- Si le sol ou des obstacles voisins (murs, bâtiments, etc.) réfléchissent le son émis par la source S, une partie de cette énergie peut également atteindre le point R

2.7.2. Cas de chemins diffractés multiples

L'onde émise par la source peut rencontrer plusieurs surfaces réfléchissantes (exemple réflexions I1 et I2 de la figure 11)

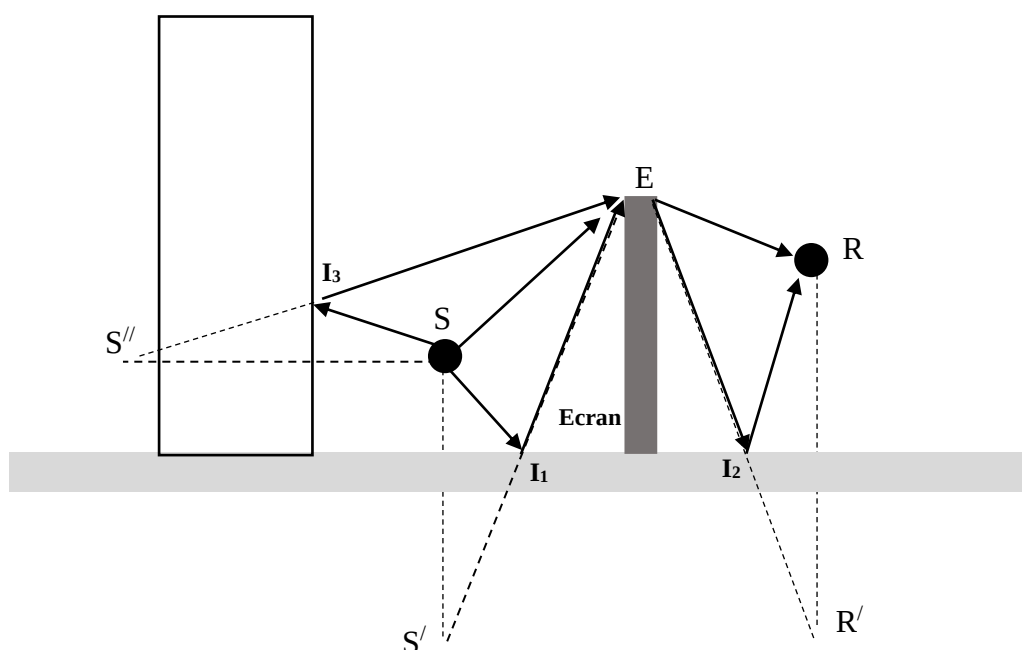


Fig.11. Réflexions secondaires

Plusieurs trajets diffractés atteignent le point récepteur R. On les tracera à partir des sources images S' et S'' et à l'aide de l'image R' du point R. Pour chacun des trajets tels que SI₁ER, SI₂ER, SI₃ER il faut calculer l'apport d'énergie en R par rapport à ce qu'apporterait le rayon direct sans écran. Ce calcul ne peut être mené que si les facteurs d'absorption en I₁, I₂ et I₃ sont connus. Ainsi, l'atténuation ΔN peut être nettement inférieure à celle que l'on aurait évaluée en ne considérant que le seul rayon S E R. L'abaque de Maekawa résulte d'une expression approchée de ΔN qui prend en compte les écrans de faible hauteur. Pour une source ponctuelle et un écran de hauteur h et pour un son de fréquence : $f = \frac{c}{\lambda}$, $N = \frac{2\delta}{\lambda}$

$$\Delta N \cong 20 \log \left[\frac{\sqrt{2\pi N}}{th[\sqrt{2\pi N}]} \right] + 5 - 10 \log \left(2e^{\frac{h}{2\lambda}} + 1 \right) \quad (13)$$

Dans le cas d'une source linéaire on a :

$$\Delta N \cong 15 \log \left[\frac{\sqrt{2\pi N}}{th[\sqrt{2\pi N}]} \right] + 5 - 10 \log \left(2e^{\frac{h}{2\lambda}} + 1 \right) \quad (14)$$

En pratique, l'atténuation apportée par un écran ne pourra pas excéder 24 dB.

Remarque

L'abaque de Maekawa permet de calculer l'atténuation ΔN à une fréquence donnée. Dans le cas de bruit à large bande (bruits autoroutiers), il convient de calculer les atténuations pour chaque fréquence médiane des bandes d'octave ou 1/3 d'octave. En première approche on pourra évaluer l'atténuation globale d'un bruit type routier en dB(A) en utilisant l'abaque pour la fréquence 600 Hz correspondant à $\lambda = 0,567$ m ($\delta = 0,28$ N).

2.7.3. Atténuation d'écran : cas de ligne source

- **Sources linéaires**

Une source linéaire est constituée d'un ensemble de sources ponctuelles alignées, comme une file de voitures en mouvement. Dans un milieu homogène et isotrope, ce type de source engendre des ondes cylindriques, dont les fronts d'onde ont la forme de cylindres concentriques. Dans ce cas, la source n'est plus ponctuelle mais linéique (comme une route), constituée d'un ensemble de petites sources de même puissance réparties régulièrement. Pour étudier la propagation vers un point R, on découpe la ligne en n sources élémentaires assimilables à des sources ponctuelles, chacune vue sous un petit angle θ , de sorte que : $\Delta\theta = \frac{\theta_0}{n}$.

On considère ensuite un écran de hauteur h, supposé de longueur infinie par rapport à la ligne source, et placé parallèlement à celle-ci à une distance e_1 . Le récepteur est situé à une distance e_2 de l'écran et à une hauteur z par rapport au sol. Cette configuration permet d'étudier l'effet d'atténuation acoustique de l'écran sur une source étendue, en tenant compte de la diffraction de chaque élément de la ligne source vers le point R.

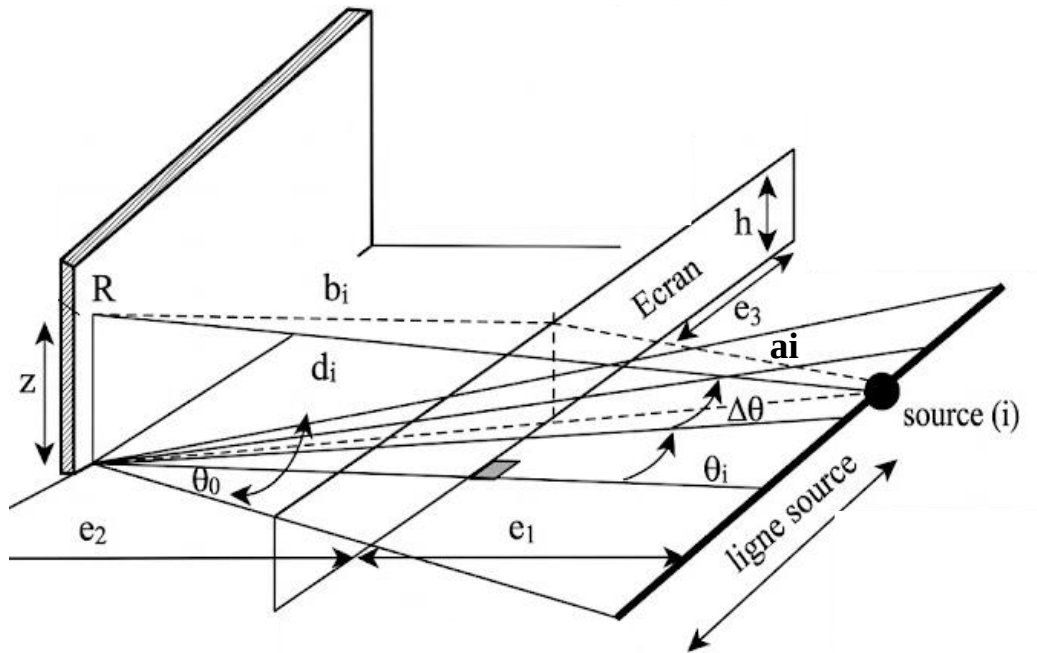


Fig. 12. Découpage d'une source linéaire en n sources ponctuelles.

On calcule « δ_i » pour chacune des sources élémentaires : $\delta_i = a_i + b_i - d_i$

Soient e_1 la plus courte distance séparant la ligne source de l'écran et e_2 la plus courte distance entre l'écran et la projection du point R sur le plan de base.

$$\left\{ \begin{array}{l} a_i = \sqrt{\left(\frac{e_1}{\cos\theta_i}\right)^2 + h^2} \\ b_i = \sqrt{\left(\frac{e_2}{\cos\theta_i}\right)^2 + (z-h)^2} \\ d_i = \sqrt{\left(\frac{e_1 + e_2}{\cos\theta_i}\right)^2 + z^2} \end{array} \right. \Rightarrow N_i = \frac{2\delta_i}{\lambda} \quad (14)$$

L'atténuation ΔN_i due à l'écran est ensuite déterminée pour chacune des « n » élémentaires à l'aide de l'abaque de Maekawa.

$$\Delta N_i = N_i - N'_i = 10 \log \frac{P_i}{P'_i} :$$

Le niveau sonore au point « R » en l'absence d'écran résultant de la source « i » est :

$$N_i = 10 \log \frac{P_i^2}{P_0^2}$$

Le niveau sonore au point « R » en présence de l'écran est :

$$N'_i = 10 \log \frac{P_i'^2}{P_0^2} \quad (15)$$

.

L'atténuation globale apportée par l'écran pour l'ensemble des n sources élémentaires est :

$$\Delta N_g = \frac{10 \log \left(\sum_{i=1}^n P_i^2 \right)}{\sum_{i=1}^n P_0'^2} \quad (16)$$

On confirme également que chaque tronçon élémentaire « i » de la ligne source, vu sous un même angle « $\Delta\theta$ » produit au point récepteur le même niveau de pression « N_i ».

$$N_i = N_{Pu} - 10 \log d + 10 \log \frac{\Delta\theta}{\pi} - 3dB \quad (17)$$

L'atténuation globale est:

$$\Delta N_g = 10 \log n - 10 \log \left[\sum_{i=1}^n 10^{\frac{\Delta N_i}{10}} \right] \quad (18)$$

Pour un écran de longueur limitée, correspondant à « n » tronçons masqués et « n' » tronçons non masqués, et où chaque tronçon est vu du récepteur sous un même angle « $\Delta\theta$ », l'atténuation s'exprime de la manière suivante :

$$\Delta N_g = 10 \log(n + n') - 10 \log \left[n' + \sum_{i=1}^n 10^{\frac{\Delta N_i}{10}} \right] \quad (19)$$

Exemple : Considérons une ligne source infinie bordée d'un écran masquant les « $\frac{10}{9}$ » de la voie et dont : $\Delta\theta = \frac{\pi}{20}$

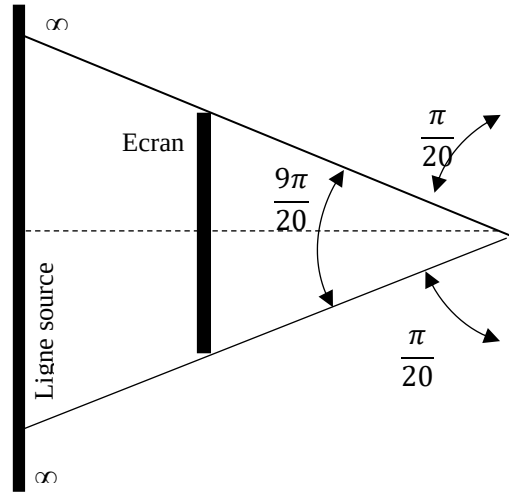


Fig. 13. Cas d'un écran de longueur limitée.

Avec un écran masquant entièrement la ligne source on obtient $\Delta N = 11\text{dB}$. Dans le cas d'un écran de longueur limitée l'atténuation est :

$$\Delta N_g = 10 \log(n + n') - 10 \log \left[n' + \sum_{i=1}^n 10^{\frac{\Delta N_i}{10}} \right]$$

$$\Delta N_g = 10 \log(18 + 2) - 10 \log \left[2 + \sum_{i=1}^{18} 10^{\frac{\Delta N_i}{10}} \right] = 7,66 \text{ dB}$$

la dégradation est ici de : $11 - 7,66 = 3,34 \text{ dB}$.

On étudie l'atténuation acoustique apportée par un écran face à une ligne source infinie.

-Le champ de vision total depuis le récepteur (R) vers la ligne source s'étend sur un angle de « π » radians (180°), délimité par la ligne pointillée verticale servant de référence.

-L'écran acoustique est positionné de manière à masquer une grande partie de cette ligne source.

L'angle sous lequel l'écran est vu depuis le récepteur (R) est de : $\Delta\theta_{\text{masquée}} = \frac{9\pi}{10} = 162^\circ$

-Les zones non masquées : les portions de la ligne source qui restent visibles de part et d'autre de l'écran correspondent aux angles restants aux extrémités. Ces deux portions angulaires libres sont symétriques et mesurent chacune : $\Delta\theta_{\text{non masquée}} = \frac{\pi}{20} = 9^\circ$

Chapitre 3

Propagation en espace clos

1. Introduction

Lorsqu'une source sonore de puissance « P » est placée à l'intérieur d'un local fermé, le point d'observation (R) reçoit non seulement l'énergie acoustique provenant directement de la source, mais également une énergie supplémentaire résultant des réflexions successives des ondes sonores sur les différentes parois du local (murs, plafond et sol). Ainsi, le champ sonore total en (R) est constitué de la somme du champ direct et du champ réverbéré produit par ces réflexions multiples (Figure.1).

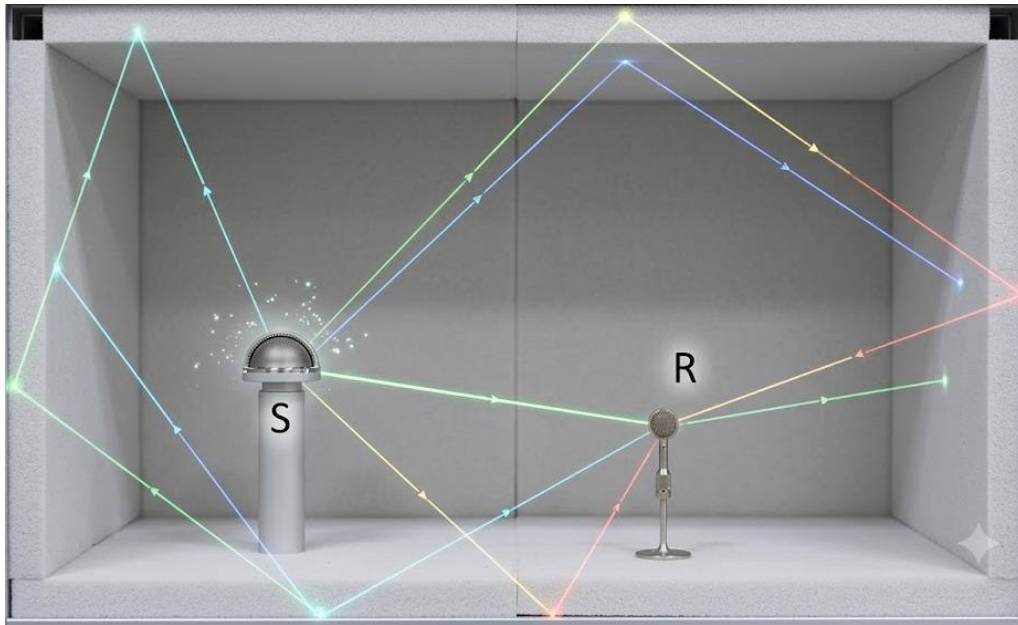


Fig.1. Réflexion en espace clos

L'intensité directe « I_d » se calcule par la relation suivante :

$$I_d = Q \frac{P}{4\pi r^2} \quad [W/m^2] \quad (1)$$

L'intensité réverbérée « I_r » se calcule par la relation suivante :

D'une intensité

$$I_r = \frac{4 \times P \times (1 - \bar{\alpha})}{S_t \times \bar{\alpha}} = \frac{4 \times P}{R_L} \quad [W/m^2] \quad (2)$$

$$R_L = \frac{S_t \times \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} [m^2] \quad (3)$$

R_L : Constante du local.

L'énergie sonore réfléchiée est essentiellement fonction du coefficient d'absorption moyen « $\bar{\alpha}$ » des parois et de la surface totale « S_t » du local, incluant les murs, le plafond et le sol. La démonstration de cette relation est développée ci-après.

2. Evaluation de l'intensité réverbérée

En ne considérant que l'énergie sonore réfléchiée par les parois, on note « D_r » la densité moyenne d'énergie acoustique contenue dans le local, exprimée en « J/m^3 ». Étant donné que l'onde sonore se propage à la vitesse « C » et que « I_r » représente l'intensité acoustique, c'est-à-dire la puissance traversant une surface unitaire, la relation suivante peut être établie comme suit :

$$D_r = \frac{I_r}{C} [J/m^3] \quad (4)$$

D'un point de vue statistique, il peut être démontré que le libre parcours moyen d'une onde sonore, c'est-à-dire la distance moyenne « l » parcourue entre deux réflexions successives sur les parois du local, est donné par la relation suivante :

$$l = \frac{4.V}{S_t} [m] \quad (5)$$

V : Volume du local

S_t : Surface totale des parois

Par seconde l'onde subit donc « n » réflexions :

$$n = \frac{C}{l} = \frac{C.S_t}{4.V} \quad (6)$$

À chaque réflexion sur les parois, une fraction moyenne « $\bar{\alpha}$ » de l'énergie acoustique incidente est absorbée. Par conséquent, la puissance totale absorbée par l'ensemble des parois du local s'écrit :

$$P_a = D_r.V.n.\bar{\alpha} \quad (7)$$

Après une première réflexion sur les parois, la puissance acoustique transmise au local correspond à la part de l'énergie incidente qui n'a pas été absorbée. Elle est donc égale à la fraction réfléchiée de la puissance incidente et s'exprime par la relation suivante :

$$P.(1 - \bar{\alpha}) \quad (8)$$

À l'état d'équilibre, la puissance acoustique réfléchiée après la première réflexion est entièrement absorbée par les parois du local :

$$D_r \cdot V \cdot n \cdot \bar{\alpha} = P \cdot (1 - \bar{\alpha})$$

L'intensité acoustique réverbérée, résultant des réflexions multiples des ondes sonores sur les parois du local, s'exprime alors par la relation suivante :

$$I_r = \frac{4 \times P \times (1 - \bar{\alpha})}{S_t \times \bar{\alpha}} \quad (9)$$

3. Niveau sonore en espace clos

En tout point du local et à tout instant, l'intensité acoustique totale résulte de la superposition de l'intensité du champ direct et de celle du champ réverbéré :

$$I_d = Q \frac{P}{4\pi r^2} \quad [W/m^2] \quad (10)$$

D'une intensité réverbérée « I_r »

$$I = I_r + I_d \text{ soit } I = P \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_L} \right) [W/m^2] \quad (12)$$

Le niveau d'intensité s'écrit donc :

$$N_i = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{P}{P_0} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_L} \right) \frac{P}{I_0} \quad (13)$$

Avec $I_0 = 10^{-12} W/m^2$ intensité de référence et $P_0 = 10^{-12} W$: puissance de référence, soit :

$$N_i = N_P + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_L} \right) \quad (14)$$

La figure 3.2 montre la variation du niveau sonore en espace clos en fonction de la distance par rapport au niveau que l'on obtiendrait en espace libre ($R_L = \infty$) pour différentes valeurs de la constante du local.

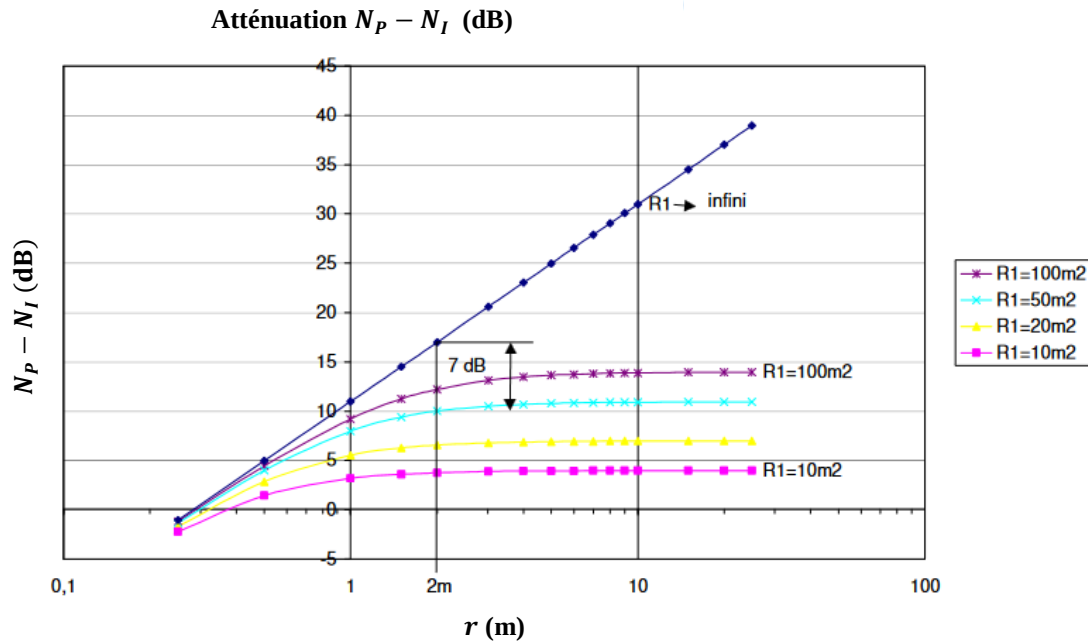


Fig.2. Variation du niveau sonore en espace clos en fonction de la distance à la source.

$$N_I = N_P - (N_P - N_I) \quad (15)$$

On observe, par exemple, que dans une pièce dont la constante d'absorption est $R_1 = 50 \text{ m}^2$ le niveau sonore mesuré à 2 m de la source est 7 dB plus élevé que ce qu'il serait en espace libre. Autrement dit, la réverbération dans la pièce augmente le niveau sonore par rapport à une situation sans réflexions.

Remarque :

Au-delà d'une certaine distance, la quantité « $\frac{Q}{4\pi r^2}$ » devient négligeable devant le terme « $\frac{4}{R_L}$ » de sorte que le niveau sonore ne varie pratiquement plus avec la distance.

On dit alors que l'on est dans le champ réverbéré du local et le niveau prend l'expression :

$$N_I = N_P + 10 \log \frac{4}{R_L} \text{ (dB)} \quad (16)$$

Par ailleurs, le niveau sonore du champ réverbéré est d'autant plus élevé que la constante du local « R_L » est faible, ce qui correspond à une faible absorption acoustique des parois. Dans ce cas, une plus grande partie de l'énergie sonore est réfléchi et demeure dans le local, augmentant ainsi le niveau du champ réverbéré.

En fonction du facteur de directivité, on peut aussi utiliser l'abaque suivant :

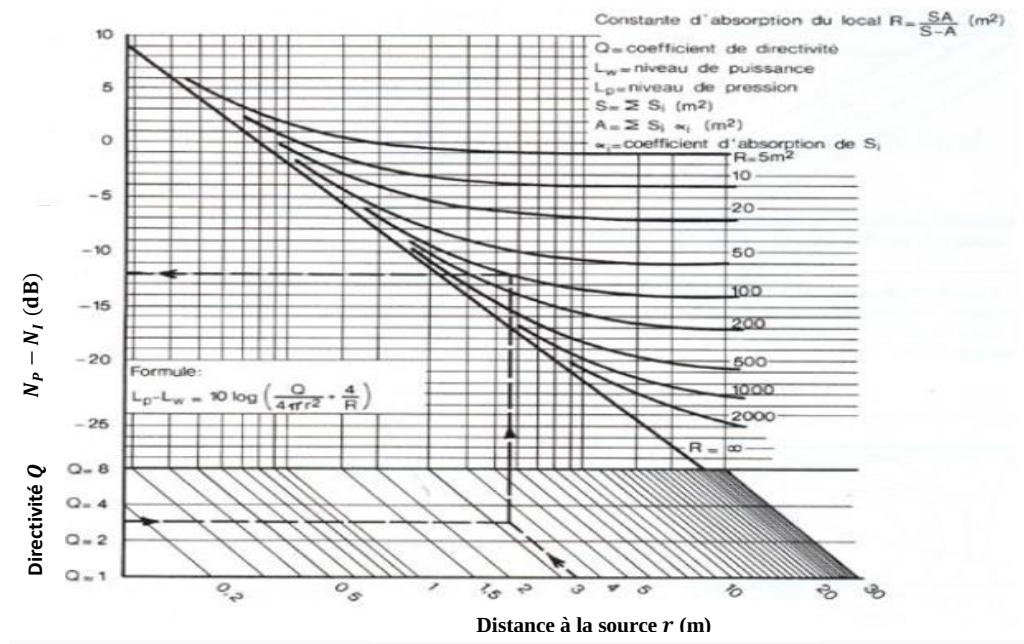


Fig.3. Variation du niveau sonore en espace clos en fonction de la distance à la source et le facteur de directivité.

À partir du cheminement tracé en pointillés noirs sur cette image, la valeur exacte lue sur l'abaque est obtenue en suivant les étapes suivantes :

- Repérer la directivité de la source sur l'axe horizontal gauche : $Q=3$.
- Suivre la ligne oblique correspondant à cette directivité jusqu'à atteindre la distance du point de mesure : $r = 3$ m.
- Monter verticalement jusqu'à la courbe de constante de local : $R=100$ m².
- Projeter horizontalement vers l'axe vertical principal pour lire la valeur :

$$N_p - N_i = -12 \text{ (dB)}$$

• Interprétation

Comment interpréter cette valeur ? $Q=3$: Cela signifie que pour une source posée au sol, mais relativement proche d'un mur dans un local de 100 m², le niveau de pression acoustique (N_i) situé à 3 m de la source sera inférieur de 12 dB au niveau de puissance pure (N_p) de la machine émettant le son. On observe d'ailleurs qu'à cette distance (3 m), la courbe correspondant à $R=100$ m² devient presque horizontale : cela signifie que l'on a atteint le champ réverbéré (ou champ diffus) de la pièce.

4. Notion de réverbération

Lorsqu'on arrête une source sonore, le son ne disparaît pas immédiatement : il diminue progressivement, plus ou moins vite selon que les surfaces de la salle sont absorbantes ou réfléchissantes. On parle alors de la résonance ou de la persistance sonore d'un local.

Dans une salle aux parois fortement absorbantes, le son s'atténue très rapidement. On dit que la salle est "sourde" ; cette situation procure à l'auditeur une impression d'étouffement et peu agréable à l'écoute. À l'inverse, dans un local très réfléchissant, la décroissance du son est lente. Cela peut réduire l'intelligibilité de la parole, surtout dans les grandes salles, où les nombreuses réflexions provoquent des interférences entre son direct et son réfléchi. Cela peut aussi entraîner l'apparition d'échos. L'écho apparaît à cause de la différence de trajet entre l'onde directe et l'onde réfléchie. Il devient perceptible lorsque le décalage temporel entre leur arrivée au même point dépasse environ 0,1 seconde.

5. Croissance et décroissance sonore

Afin de comprendre le mécanisme de croissance du niveau sonore lors de la mise en marche d'une source, ainsi que celui de sa décroissance après son arrêt, on considère la propagation du son dans un tube de longueur « l », dont le diamètre est petit devant la longueur d'onde (hypothèse des ondes planes). Ce tube est fermé à une extrémité par une membrane vibrante et à l'autre par une terminaison absorbante. Les deux extrémités possèdent le même coefficient d'absorption « α_0 ».

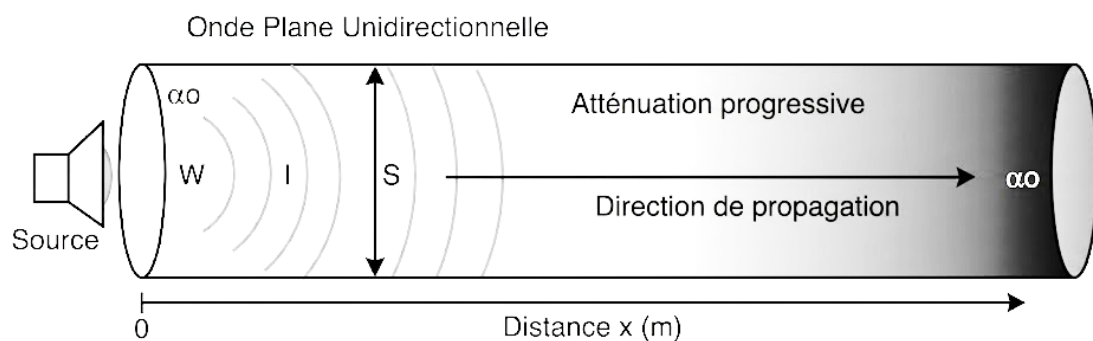


Fig.4. Schéma simple de la propagation unidirectionnelle dans un tube.

La source émet une puissance acoustique « P » à travers une section « S ». On prend « $t = 0$ » comme instant d'activation de la source. À cet instant initial, l'énergie moyenne contenue dans le tube par unité de volume est donnée par :

$$D_0 = \frac{P}{CS} = \frac{I}{C} \text{ (J/m}^3\text{)} \quad (17)$$

C : Vitesse du son, I : Intensité moyenne dans le tube. S : Section du tube.

Au temps : $t = \frac{l}{2C}$ le front d'onde se situe au milieu du tube, il n'y a pas eu de réflexion sur les terminaisons, la densité d'énergie est : $D_0 = \frac{P}{CS}$

Au temps : $t = \frac{3l}{2c}$, le front d'onde est à nouveau au milieu du tube après avoir subi une réflexion sur la terminaison. La densité d'énergie résultant de l'onde allée et de l'onde réfléchie est : $D_1 = D_0 + D_0(1 - \alpha_0)$

Au temps : $t = \frac{5l}{2c}$: le front d'onde est toujours au milieu du tube, mais après avoir subi une deuxième réflexion (côté émission). La densité est :

$$\begin{aligned} D_2 &= D_1 + D_0(1 - \alpha_0)^2 = D_0 + D_0(1 - \alpha_0) + D_0(1 - \alpha_0)^2 \\ &= D_0(1 + (1 - \alpha_0) + (1 - \alpha_0)^2) \end{aligned}$$

De manière récurrente la densité d'énergie au temps : $t = \frac{(2n+1)l}{2c}$ après n réflexions s'écrit:

$$D_n = D_0 \sum_{i=1}^n (1 - \alpha_0)^i \quad (18)$$

$\sum_{i=1}^n (1 - \alpha_0)^i$: est la somme d'une progression géométrique de raison $(1 - \alpha_0) < 1$, égale à $\frac{1}{\alpha_0}$ quand «n» est grand.

En régime établi, la densité dans le tube est donc : $D' = \frac{D_0}{\alpha_0}$, Elle représente en réalité la

somme des deux termes : $D' = D_0 + D_r$ avec $D_r = D_0 \frac{1 - \alpha_0}{\alpha_0}$

D_0 : Densité d'énergie en provenance directe de la source $\frac{P}{cS}$

D_r : Densité d'énergie réverbérée résultant des réflexions multiples sur les terminaisons.

$D_r = \frac{P}{c} \frac{(1 - \alpha_0)}{S\alpha_0}$ Avec : $R_L = \frac{S \times \alpha_0}{1 - \alpha_0} [m^2]$: Constante du volume, S aire totale d'absorption

Considérons maintenant l'interruption de la source au temps $t = 0$

- Au temps : $t = 0$, $D' = \frac{D_0}{\alpha_0}$

- Au temps $= \frac{l}{2c}$, l'onde est au milieu du tube, a subi une absorption et a une densité

d'énergie : $D_1 = \frac{D_0}{\alpha_0} (1 - \alpha_0)$

- Au temps $= \frac{3l}{2c}$, l'onde a subi une deuxième absorption : $D_2 = \frac{D_0}{\alpha_0} (1 - \alpha_0)^2$

En poursuivant ce raisonnement après la nième réflexion jusqu'au temps $t = \frac{nl}{2c}$ on en

déduit : $D_n = \frac{D_0}{\alpha_0} (1 - \alpha_0)^n \quad (19)$

La figure 5 montre la façon dont l'énergie décroît au cours du temps.

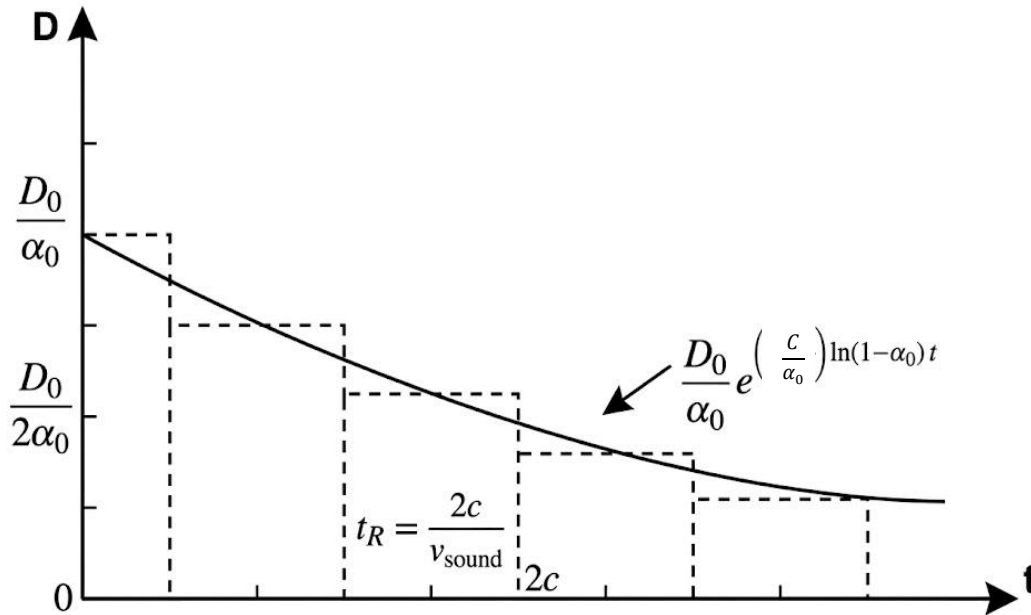


Fig.5. Loi de décroissance sonore dans un tube.

La longueur « l » représente ici la distance parcourue par l'onde entre 2 réflexions successives. Au bout d'un temps « t » après interruption de la source, l'onde aura subi un nombre de réflexions « n » : $n = \frac{ct}{l}$

En exprimant n en fonction de t dans l'expression 3, on obtient : $D(t) = \frac{D_0}{\alpha_0} (1 - \alpha_0)^{\frac{ct}{l}} = \frac{I(t)}{c}$

$$D(t) = \frac{D_0}{\alpha_0} e^{\frac{ct}{l} \ln(1-\alpha_0)} \quad (20)$$

L'intensité acoustique au temps « t » s'écrit alors :

$$I(t) = I_{initiale} \cdot e^{\frac{ct}{l} \ln(1-\alpha_0)}$$

On constate d'après l'expression (19) que le signal décroît de manière exponentielle, et que cette décroissance devient plus rapide lorsque l'absorption des terminaisons est plus élevée.

Sachons que : $I(t) = \frac{P(t)}{P_0 \cdot c}$, avec $P(t) = P(t=0) e^{\frac{ct}{l} \ln(1-\alpha_0)}$

On met : $P(t) = P(t=0) e^{-k_n t}$ où : $k_n = \frac{c}{2l} [-\ln(1 - \alpha_0)] (s^{-1}) \quad (21)$

k_n : Constante de décroissance de la pression dans le tube.

Pour caractériser la persistance sonore en espace clos, on définit une durée de réverbération. La durée de réverbération « T_r » représente le temps au bout duquel le niveau sonore a subi une décroissance de 60 dB à partir de l'instant où la source est interrompue.

On tire donc :

$$N_I(t) = N_I(t = 0) + 4,34 \cdot \frac{Ct}{l} \cdot \ln(1 - \alpha_0)$$

d'où

$$N_I(t = 0) - N_I(T_r) = 60 \text{ dB} = -\frac{4,34 \cdot C}{l} \cdot T_r \cdot \ln(1 - \alpha_0)$$

Soit :

$$T_r = \frac{60 \cdot l}{-4,34 \cdot C \cdot \ln(1 - \alpha_0)} \text{ (seconde)} \quad (22)$$

Cette formule n'est valable que pour une propagation unidirectionnelle.

Dans le cas plus général d'un local où le son se propage dans toutes les directions de l'espace, le libre parcours moyen « l » dépend de la géométrie de la pièce et s'exprime de la manière suivante :

$\frac{4 \cdot V}{S_t}$: « V » : Est le volume du local et « S_t » est la surface de toutes les parois du local.

$$T_r = \frac{60 \cdot V}{S_t [-\ln(1 - \alpha_0)]} \text{ (seconde)} \quad : \text{Formule d'Eyring) (23)}$$

α_0 représente le coefficient d'absorption moyen des parois :

$$\alpha_0 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \alpha_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (24)$$

α_i et S_i : sont respectivement les facteurs d'absorption et les surfaces des différents matériaux absorbants recouvrant les parois du local.

D'autres relations sont parfois utilisées pour calculer le temps de réverbération d'un local, telle celle de SABINE. Le temps de réverbération s'écrit alors :

$$T_r = \frac{0,16 \cdot V}{S_t \cdot \bar{\alpha}_s} \quad (25)$$

V : volume du local (m^3) et $\bar{\alpha}_s$: coefficient d'absorption moyen de Sabine.

Remarque : Les deux relations conduiront à une même valeur du temps de réverbération si l'on a entre les coefficients α_0 et $\bar{\alpha}_s$ l'égalité suivante : $\alpha_s - \ln(1 - \alpha_0)$.

On observe qu'en faisant varier « α_0 » de 0 à 1 le coefficient : α_s varie de 0 à ∞ .

Ainsi, le coefficient de Sabine ne correspond pas strictement à un coefficient d'absorption, car ses valeurs peuvent être supérieures à 1.

Toutefois, c'est généralement le coefficient de Sabine d'un matériau, α_s , qui est fourni, et que l'on déduira selon la méthode décrite au paragraphe 3.4

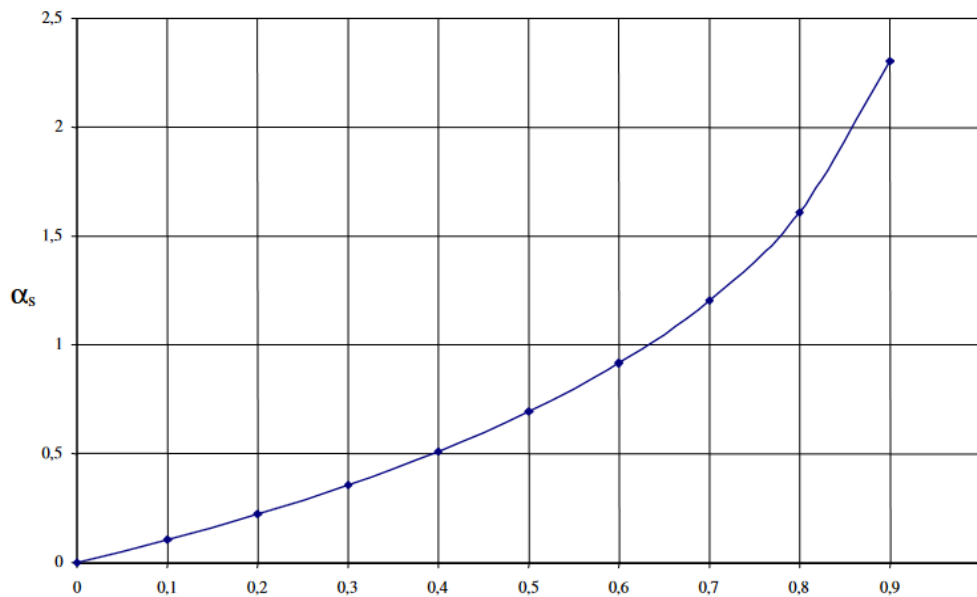


Fig.6. Relation entre coefficient d'absorption exact α et coefficient d'absorption de Sabine α_s

En pratique, lorsque l'on dispose des coefficients d'absorption de Sabine des matériaux constituant les parois d'un local, on utilise la formule de Sabine pour calculer le temps de réverbération. En revanche, si l'on connaît les coefficients d'absorption réels, le temps de réverbération sera déterminé à l'aide de la formule d'Eyring.

6. Mesure d'un coefficient de Sabine α_s

Pour cela, on utilise une salle de géométrie complexe dont les parois sont très réfléchissantes, ce qui permet de considérer que le champ sonore généré par une source S est diffus.

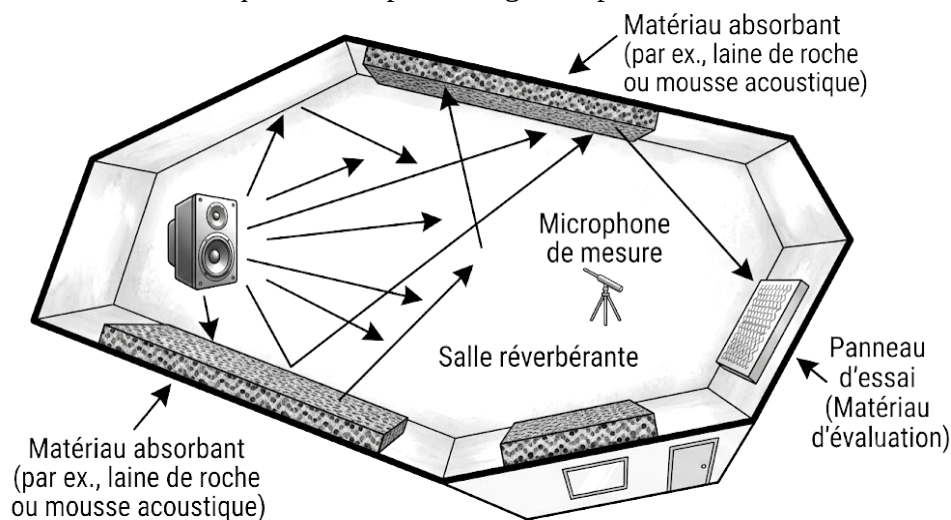


Fig.7. Schéma d'une chambre réverbérante pour tests

Le coefficient d'absorption moyen des parois est de l'ordre de 0,04 à toutes fréquences. Pour des salles réverbérantes de volume $\cong 100 \text{ m}^3$ les temps de réverbération sont de l'ordre de 3 à 4 secondes.

On dispose ensuite sur les parois de la chambre réverbérante une certaine surface de matériau. On mesure alors en différents points de la salle la nouvelle valeur du temps de réverbération et ceci pour différentes valeurs de la fréquence émise par la source.

On procède ensuite à l'évaluation du temps de réverbération moyen pour chaque fréquence à partir des résultats recueillis aux différents points de mesure.

Pour la salle nue le temps de réverbération à une fréquence « f » est « T_{ri} » avec

$$T_{ri} = \frac{0.16.V}{S_t \cdot \alpha_i}$$

$S_t \cdot \alpha_i$; Aire d'absorption équivalente de la chambre réverbérante.

Pour la salle en partie recouverte du matériau étudié, le temps de réverbération à la même fréquence f s'écrit :

$$T_{ri} = \frac{0.16.V}{(S_t - S_m) \cdot \alpha_s} \quad (25)$$

S_m : Surface de matériau disposé sur les parois de la chambre réverbérante.

On en déduit le coefficient de Sabine du matériau.

$$\alpha_s = \alpha_i + \frac{0.16.V}{S_m} \left(\frac{1}{T_{rf}} + \frac{1}{T_{ri}} \right) \quad (26)$$

7. Traitement acoustique des salles

Le traitement acoustique d'une salle consiste à lui conférer une forme et un temps de réverbération adaptés pour assurer une bonne diffusion et une écoute optimale. La durée de réverbération souhaitée est obtenue en recouvrant les parois de matériaux aux coefficients d'absorption appropriés. Ce traitement est généralement précédé d'une étude préalable, comportant plusieurs étapes que nous allons examiner.

7.1. Etude de la forme d'une salle

Pour déterminer la forme optimale d'une salle à traiter, l'acousticien dispose de plusieurs outils. Pour un avant-projet sommaire, il peut recourir à l'épure géométrique. Lorsque l'acoustique constitue un élément clé de la conception, des logiciels spécialisés en acoustique architecturale sont utilisés. Pour des projets de très grande envergure, il est également possible de valider certaines décisions de conception à l'aide de modèles réduits.

-L'épure géométrique

L'épure géométrique consiste à étudier le trajet des rayons sonores à partir d'une position donnée de la source. Les points d'impact des réflexions de premier ordre sont alors déterminés sur la surface représentant la zone d'écoute. Ces points doivent être répartis de manière homogène afin d'assurer une bonne couverture sonore. Par ailleurs, les différences de trajet entre l'onde directe et les ondes réfléchies doivent être aussi faibles que possible, ce qui peut conduire à disposer certaines surfaces réfléchissantes à proximité de la source. Cette méthode est notamment utilisée pour définir la forme du plafond en traçant les rayons sonores dans un plan vertical de symétrie de la salle. De façon analogue, l'étude de la forme des parois latérales peut être réalisée dans un plan horizontal. Toutefois, cette approche présente plusieurs limites :

- Elle se restreint aux réflexions de premier ordre sur les parois ;
- Elle ne tient pas compte de l'absorption des surfaces, ce qui ne permet pas d'évaluer l'énergie sonore associée aux différentes réflexions ;
- Elle ne prend pas en considération les phénomènes de diffraction engendrés par les obstacles éventuellement présents dans la salle.

NB Malgré ces limitations, l'épure géométrique constitue un outil simple et efficace pour une première évaluation de la qualité acoustique d'un projet et pour l'orientation des choix de conception architecturale.

-Logiciels d'acoustique architecturale

Les logiciels d'acoustique architecturale exploitent une modélisation 3D de la salle, les propriétés acoustiques des matériaux et les caractéristiques des sources sonores pour calculer les niveaux de pression acoustique, les temps de réverbération et différents critères de qualité acoustique. Ils reposent principalement sur des méthodes de lancer de rayons (*ray tracing*), dans lesquelles le son est représenté par des rayons se propageant et se réfléchissant dans la salle en tenant compte de l'absorption des surfaces. L'espace d'écoute est discrétisé en mailles, auxquelles chaque rayon contribue selon son énergie et son trajet. L'ensemble de ces contributions permet d'évaluer les paramètres acoustiques et de prévoir la qualité sonore d'une salle avant sa construction ou sa rénovation.

-Le modèle réduit

Il est généralement préférable de réaliser une étude sur maquette (à l'échelle 1/10 à 1/30) en laboratoire. Des matériaux absorbants sont disposés au sol pour simuler l'effet des sièges et de l'occupation de la salle. Une suite d'impulsions sonores, souvent à haute fréquence voire ultrasonore, est émise depuis un point de la maquette afin de respecter les conditions de similitude. Ces impulsions sont enregistrées en différents points, et leur évolution est visualisée sur un oscilloscope. Si l'amplitude des impulsions ne décroît pas régulièrement avec la distance à la source, l'origine du problème doit être identifiée. Cela peut passer par le repositionnement de certains éléments absorbants sur les parois ou par un ajustement de la forme de la maquette.

7.2. Phénomène de résonances liées à la forme

Dans les salles, on observe généralement des phénomènes de résonance aux basses fréquences. Cela s'explique par le fait que l'air contenu dans un volume fermé peut vibrer suivant des modes propres. Dans le cas d'une salle de forme rectangulaire, ces fréquences propres peuvent être déterminées à partir d'une relation dépendant des dimensions de la salle et des conditions de vibration de l'air.

$$f_{n,m,p} = \frac{C}{2} \sqrt{\left[\frac{n^2}{I_x^2} + \frac{m^2}{I_y^2} + \frac{p^2}{I_z^2} \right]} \quad (27)$$

Où ; $C = 343$ m/s à 20°C

I_x, I_y, I_z : Sont les dimensions de la salle et n, m, p sont des nombres entiers : $1, 2, \dots, \infty$.

Lorsqu'une source sonore émet un signal contenant une composante dont la fréquence coïncide avec celle d'un mode propre de la salle, cette composante est amplifiée par rapport aux autres. Le phénomène de résonance est d'autant plus marqué que le mode propre considéré est isolé des autres modes voisins. Ce cas se rencontre principalement dans les basses fréquences, et celles-ci sont d'autant plus basses que les dimensions de la salle sont grandes.

Une répartition régulière des modes propres sur l'échelle des fréquences constitue un critère favorable à une bonne acoustique. Les dimensions les plus adaptées à cet objectif sont indiquées dans le tableau ci-dessous. (1) rapports considérés comme excellents.

I_x/I_z	I_y/I_z
1.223	1.114
1.223	1.076
1.477	1.201
1.435(1)	1.202(1)
1.536	1.402
1.610	1.416
1.670	1.412
1.55	1.110
1.863	1.404(1)
2.112	1.596
2.291	1.811
2.418	1.287
3.28	1.880

D'après la relation des fréquences propres, on constate que le nombre de modes propres d'une salle est infini et que les écarts entre leurs fréquences diminuent à mesure que l'on monte dans les fréquences.

Par conséquent, lorsqu'un son est émis à proximité d'un grand nombre de fréquences propres, l'énergie vibratoire se répartit de façon relativement uniforme entre les différents modes, de sorte qu'aucun mode ne domine particulièrement.

7.3. Choix des durées de réverbérations optimales

La deuxième phase du traitement consiste à retenir une durée optimale de réverbération. Dans le cas de salles de volume (V) compris entre 100 et 1.000 m³ l'expérience a montré qu'une valeur optimale du temps de réverbération peut être obtenue de la relation suivante :

$$T_{optimal} = 0.53 \sqrt{\frac{V}{30}} \text{ (Seconde) } (28)$$

La durée de réverbération peut varier en fonction de l'usage prévu de la salle. Par exemple :

-Dans un studio d'enregistrement, on privilégiera généralement un temps de réverbération plus court.

-Dans un auditorium, on cherchera plutôt à l'augmenter légèrement pour enrichir le son.

Il est également possible, dans certains cas, de définir des durées de réverbération différentes selon les fréquences et en tenant compte de la fonction spécifique de la salle. Ces valeurs peuvent être déterminées à partir des figures 8 et 9.

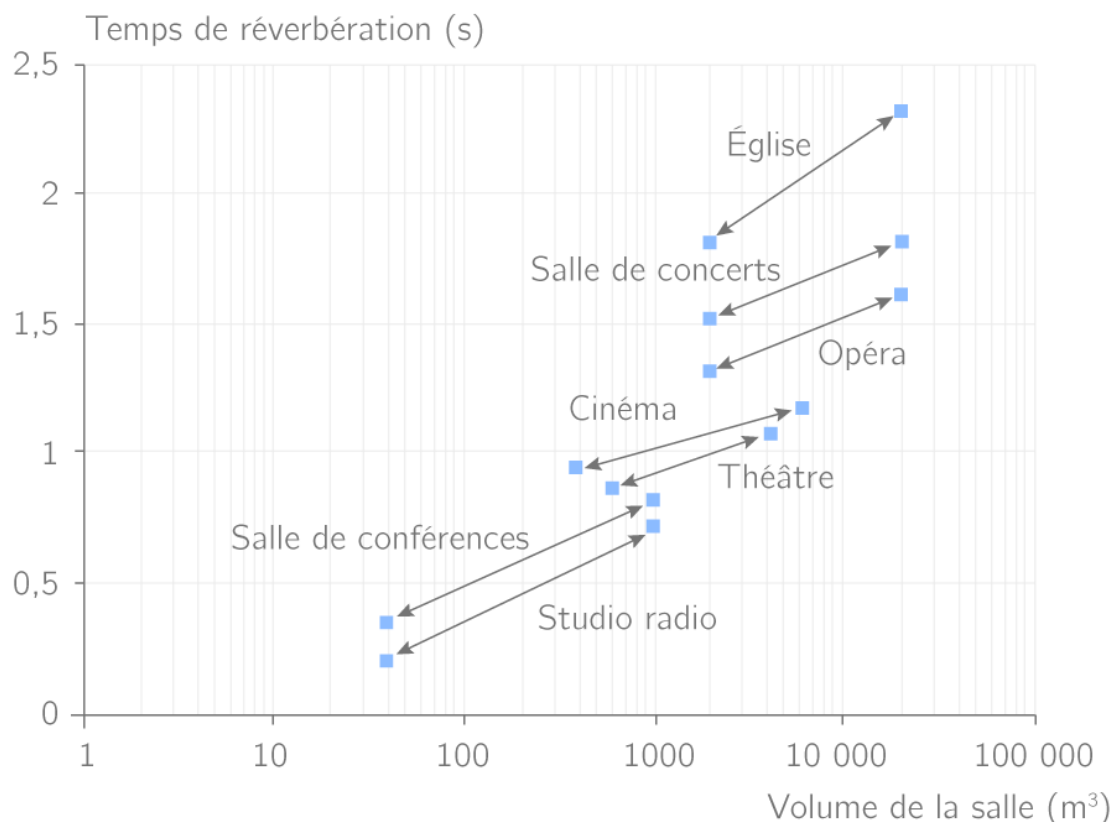


Fig.8. Temps de réverbération optimal aux fréquences moyennes (500-1000Hz)

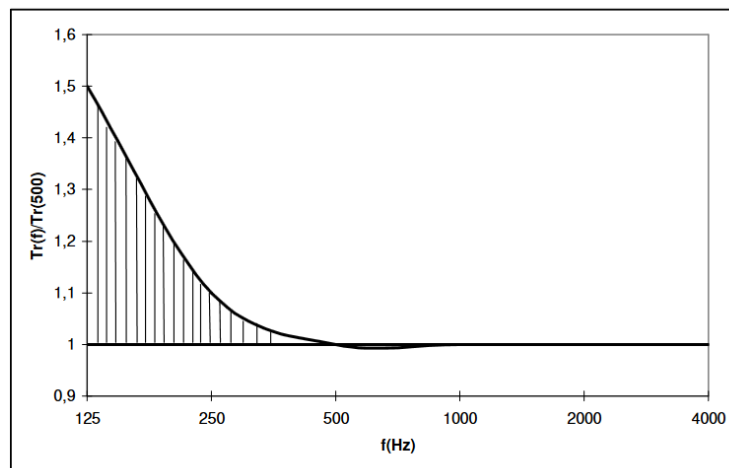


Fig.9. Variation souhaitée du temps de réverbération par rapport à la valeur à 500 Hz.

7.4. Choix des matériaux absorbants

La qualité du traitement acoustique d'une salle dépend fortement du choix des matériaux utilisés sur ses différentes parois.

Lorsque l'on associe des matériaux aux propriétés d'absorption complémentaires, il devient plus facile d'obtenir un bon traitement acoustique, avec une absorption plus homogène sur l'ensemble des fréquences audibles.

Les matériaux sont généralement classés en trois grandes catégories :

- Les matériaux fibreux
- Les panneaux fléchissants
- Les résonateurs

Dans les logements courants normalement meublés, le temps de réverbération est en moyenne de l'ordre de 0,50 s sur l'ensemble des fréquences. Cela se traduit par une réverbération pratiquement constante au-delà de 500 Hz, tandis que dans les basses fréquences, le temps de réverbération tend à augmenter.

- Matériaux fibreux ou poreux

Ce sont des matériaux composés de pores ouverts, comme la laine de verre, le feutre, la moquette ou la mousse. Une partie des ondes acoustiques qui les frappent est absorbée au niveau de ces pores. Ces matériaux sont particulièrement efficaces pour absorber les hautes fréquences, typiquement entre 200 et 4 000 Hz.

- Panneaux fléchissants

Ces dispositifs sont constitués de plaques minces, appelées membranes, montées sur des linteaux et fixées sur un support rigide et massif, comme un mur porteur. Derrière ces membranes se trouve une lame d'air qui joue le rôle de ressort acoustique. Ces systèmes présentent une

fréquence propre de résonance « f_0 », généralement basse, qui dépend de la masse surfacique de la membrane et de l'épaisseur de la lame d'air selon la relation :

$$f_0 = \frac{600}{\sqrt{\mu \cdot d}} \text{ (Hz)} \quad (29)$$

μ (m) est la masse surfacique (kg/m²) et (d) l'épaisseur de la lame d'air (en cm).

Lorsqu'une onde sonore atteint la membrane avec une fréquence proche de « f_0 », le système entre en résonance. L'énergie acoustique est alors absorbée grâce aux vibrations de la membrane et aux pertes dans la lame d'air. Ce type d'absorbeur présente une absorption sélective centrée autour de sa fréquence de résonance et est particulièrement efficace pour le traitement des basses fréquences, typiquement entre 125 et 500 Hz.

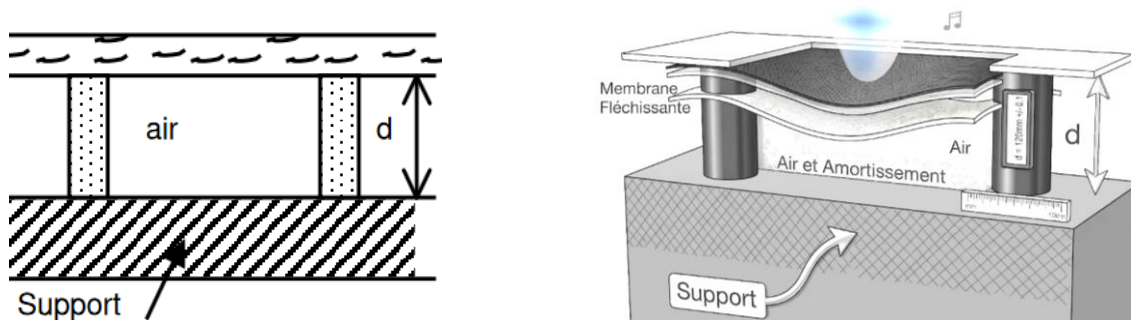


Fig.10. Panneaux fléchissants

- Résonateur

Un résonateur est un dispositif constitué d'un goulot de section « S » et de longueur « l », relié à un volume d'air V . La fréquence de résonance de ce système est donnée approximativement par

$$f_0 = \frac{54}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V \cdot l}} \quad (30)$$

Lorsque les ondes sonores mettent en vibration l'air contenu dans le goulot, de l'énergie est dissipée par frottement dans le col du goulot. Cette dissipation entraîne une absorption acoustique maximale lorsque la fréquence de l'onde est proche de la fréquence de résonance « f_0 ». Le résonateur absorbe donc préférentiellement les fréquences médiums, typiquement entre 500 et 2000 Hz. Un exemple courant de résonateur est constitué d'un panneau perforé placé à une certaine distance d'un mur, formant une cavité résonante derrière le panneau.

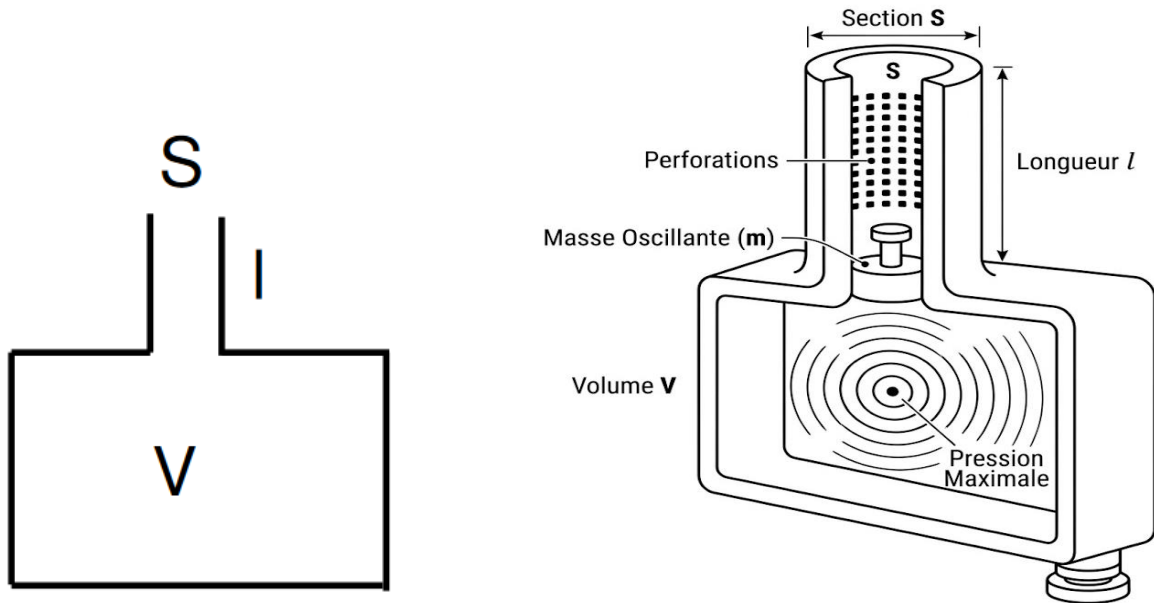


Fig.11. Résonnateur

Un exemple courant de résonateur se compose d'un panneau perforé disposé à une certaine distance d'un mur (Figure 3.12)

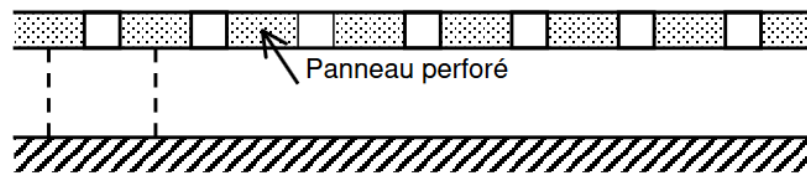


Fig.12. Panneaux fléchissants

Les panneaux perforés peuvent se comporter à la fois comme une série de résonateurs, chaque perforation étant associée à un volume d'air compris entre le panneau et le mur, formant ainsi de multiples cavités résonantes, et comme des panneaux fléchissants lorsque la plaque perforée est suffisamment souple pour vibrer sous l'effet des ondes sonores. Cette double action permet de dissiper l'énergie acoustique par résonance et par vibration de la plaque, ce qui leur confère des propriétés d'absorption particulièrement intéressantes. Ainsi, ces dispositifs présentent une courbe d'absorption caractéristique, semblable à celle illustrée à la figure 13, avec une efficacité qui varie selon la fréquence et les paramètres de conception du panneau.

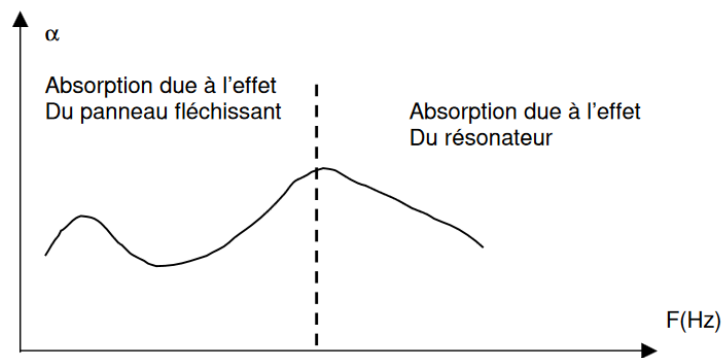


Fig.13. Courbe type d'absorption d'un panneau perforé

Remarque

Le tableau ci-dessous est un simple guide pour avant-projet, les valeurs ne sont qu'indicatives des différences importantes sont souvent observées selon les fabricants il faut donc se reporter aux documentations des fabricants pour plus de précision. Dans le cas d'un projet, il faut toujours faire référence au document contractuel et en particulier au procès-verbal de mesure réalisé par un laboratoire agréé.

Abréviations utilisées :

LM = Laine minérale

PUR = Polyuréthane

Tôle 20/10 = tôle de 20 dixièmes de mm

Désignation du matériau et de ses caractéristiques	Fréquences centrales d'octave (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
Tôle métallique fixée rigidement	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
Marbre, carrelage	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03
Dalles plastique collées	0,02	0,02	0,04	0,03	0,02	0,02
Béton brut (ou enduit lisse), pavage, asphalte...	0,02	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05
Plâtre lisse sur mur lourd	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,04
Bois fixé rigidement	0,04	0,05	0,06	0,07	0,06	0,07
Porte en bois, estrade, ...	0,25	0,15	0,15	0,10	0,07	0,05
Vitre ordinaire	0,05	0,05	0,03	0,03	0,02	0,02
Vitrage en grands panneaux	0,18	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02
Sable sec (non tassé)	0,15	0,35	0,40	0,50	0,55	0,80
Sable humide	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,10
Gravier en vrac (ordre de grandeur)	0,25	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Air (par m3, à 20°C et HR = 50%)	0,00	0,00	0,00	0,01	0,02	0,05
Neige fraîche, légère, e= 80 mm	0,45	0,75	0,90	0,95	1,00	1,00
Eau de piscine	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02

Surface occupée par des spectateurs assis	0,60	0,74	0,88	0,96	0,93	0,85
Surface occupée par des sièges tissus (Rembourrage épais)	0,49	0,66	0,80	0,88	0,82	0,70
Surface occupée par des sièges simili (rembourrage épais)	0,44	0,54	0,60	0,62	0,58	0,50
Surface occupée par des sièges bois	0,12	0,16	0,16	0,20	0,20	0,25
FIBRES						
Fibres végétales agglomérées au ciment						
e=35mm - collées	0,11	0,16	0,27	0,76	0,76	0,94
e=35 mm - plénum de 200 mm	0,19	0,54	0,31	0,40	0,50	0,75
e= 50 mm - collées	0,15	0,22	0,35	0,67	0,65	0,83
idem, mais à caractéristiques acoustiques						
e=35 mm - collées	0,17	0,29	0,44	0,93	0,88	0,94
e=50 mm - collées	0,24	0,41	0,67	0,93	0,82	0,94
e=50 mm - plénum de 200 mm	0,26	0,91	0,47	0,47	0,56	0,49
Fibres minérales						
e=25 mm - collées	0,06	0,25	0,70	0,80	0,87	0,87
e=60 mm - collées	0,10	0,43	0,80	1,00	1,00	1,00
e=60 mm - plénum 400 mm	0,25	0,28	0,46	0,71	0,86	0,93
e=100 mm - collées	0,24	0,49	1,00	1,00	1,00	1,00
20% de perforation sur LM 30 mm (tôle 20/10)	0,61	0,75	0,73	0,70	0,76	0,67
15% de perforation sur LM 30 mm (tôle 20/10)	0,26	0,33	0,56	0,79	0,65	0,45
Tôle 10/10 sur air de 50 mm	0,40	0,32	0,18	0,12	0,05	0,04
Plaques de bois						
Contreplaqué 5mm à 20mm du support	0,07	0,12	0,28	0,11	0,08	0,08
Contreplaqué 5mm à 50mm du support	0,47	0,34	0,30	0,11	0,08	0,08
Bois (e=11 mm) rainuré	0,20	0,75	0,85	0,55	0,50	0,40
Bois (e= 11 mm) perforé (D = 8mm à 20 mm)	0,20	0,80	0,95	0,55	0,50	0,35
Lames						
Lames de bois de 30 mm sur LM 30 mm	0,26	0,72	0,54	0,42	0,63	0,51
idem + plénum 500 mm	0,63	0,74	0,72	0,72	0,43	0,35
Lames aluminium-joints 15 mm-plénum 200 mm	0,36	0,82	0,61	0,53	0,39	0,36
Lames de tôle - joints 15 mm - plénum 200 mm	0,36	0,82	0,61	0,53	0,39	0,36

MOUSSES ET TISSUS						
Mousses						
Mousse 50 mm (pores ouverts)	0,32	0,89	0,82	1,00	1,00	1,00
Mousse de polyester alvéolée e=30 mm	0,20	0,15	0,30	0,60	0,90	0,85
Mousse d'argile expansée e= 60 mm	0,60	1,00	0,90	0,85	0,90	0,85
Tapis caoutchouc (e=6mm)	0,04	0,04	0,08	0,12	0,10	0,10
Produits projetés						
Mousse polyuréthane e=15 mm	0,13	0,13	0,24	0,7	0,77	0,68
Pâte à papier (e = 25 mm)	0,10	0,40	0,55	0,65	0,70	0,70
Fibre minérale 19 mm	0,08	0,16	0,52	0,87	1,00	1,00
Fibre minérale 30 mm	0,14	0,39	1,00	1,00	1,00	1,00
Tissus						
Tissu sur mousse e=20 mm	0,06	0,19	0,55	0,86	0,94	0,97
Draperie coton (plis serrés)	0,10	0,38	0,50	0,85	0,82	0,67
Draperie coton contre une paroi	0,04	0,05	0,11	0,18	0,30	0,44
Velours à 100 mm de la paroi	0,09	0,33	0,45	0,52	0,50	0,44
Velours à 200 mm de la paroi	0,12	0,36	0,45	0,52	0,50	0,44
Moquette murale (e= 3mm)	0,04	0,04	0,05	0,05	0,07	0,09
Moquette épaisse (e= 15 mm) sur thibaude	0,14	0,32	0,45	0,45	0,40	0,35
MATÉRIAUX DE PARTITION SPATIALE						
Béton cellulaire e=250 mm	0,05	0,05	0,10	0,10	0,15	0,35
Cloison plaque plâtre e=13 mm (20 mm air+LM 20mm)	0,35	0,50	0,40	0,25	0,18	0,05
Tôle rainurée (bardage)	0,05	0,22	0,10	0,05	0,05	0,05
Panneau sandwich en alternance : tôle + LM 20 mm et tôle + PUR 80 mm (élément de toiture)	0,15	0,25	0,35	0,70	0,60	0,40
Panneau de particules rainuré (l=4 mm sur R=6 mm)	0,42	0,30	0,30	0,35	0,65	0,40
Briques perforées e=66 mm	0,30	0,80	0,80	0,70	0,40	0,40
Parpaings rainurés (Soundblock)	0,35	0,35	0,80	0,60	0,45	0,55
DIVERS						
Liège brut (e= 20 mm)	0,04	0,03	0,08	0,18	0,21	0,22
Aggloméré de liège e= 20 mm	0,10	0,05	0,08	0,22	0,20	0,20
Isorel mou (e = 20 mm)	0,06	0,11	0,33	0,40	0,40	0,43
Feutre e=25 mm	0,12	0,25	0,49	0,63	0,65	0,60

Tableau.1. Coefficients « α_s : alpha Sabine » de quelques matériaux

- Calcul des surfaces d'absorption des matériaux entrant dans le traitement

Lors de la phase finale de conception acoustique, il est nécessaire de déterminer les surfaces des matériaux absorbants à mettre en œuvre afin d'obtenir les temps de réverbération préalablement fixés pour la salle. Cette étape consiste à calculer, pour chaque bande de fréquence considérée, l'aire d'absorption équivalente « A » apportée par les différents matériaux utilisés. Cette grandeur permet d'évaluer la capacité globale d'absorption acoustique de la salle et de vérifier que les performances acoustiques recherchées sont atteintes.

$$A = \frac{0,16 \times V}{T_{optimal}} \quad (31)$$

- Remarques importantes pour la répartition des matériaux absorbants

- Une fois les surfaces de chaque matériau déterminées, il convient de les répartir sur les différentes surfaces à traiter.
- La répartition doit être aussi uniforme que possible, afin d'éviter des zones trop absorbantes ou trop réfléchissantes.
- Il est déconseillé de recouvrir intégralement une paroi avec un seul type de matériau.
- Il faut également éviter que deux surfaces parallèles restent réfléchissantes, car cela peut générer un « écho flottant ».
- La présence de surfaces concaves est à éviter, car elles provoquent la focalisation des ondes.
- Ces surfaces peuvent être conservées uniquement si elles sont recouvertes de matériaux absorbants.

8. Critères d'acoustique architecturale

Le temps de réverbération est un critère essentiel pour évaluer l'acoustique d'une salle, mais il ne permet pas à lui seul de caractériser sa qualité acoustique. D'autres paramètres, tels que la clarté, l'intelligibilité de la parole, la définition et la diffusion sonore, doivent également être pris en compte afin d'apprécier pleinement les performances acoustiques d'un espace.

Voici une reformulation synthétique et claire de ton paragraphe :

8.1. Temps de réverbération TR60

Le « TR60 », ou temps de réverbération à « - 60 dB », est le critère acoustique le plus utilisé pour caractériser les salles. Il se mesure généralement en enregistrant la « réponse impulsionnelle » de la salle : un son bref et puissant est émis, et un microphone placé à un point de la salle enregistre le signal. Un logiciel d'analyse permet ensuite de traiter ce signal pour déterminer la durée nécessaire à l'atténuation de 60 dB, caractérisant ainsi le temps de réverbération de l'espace.

Le « TR60 » est ensuite calculé sur différentes bandes de fréquence (généralement d'une octave ou d'un tiers d'octave) et correspond à la durée nécessaire pour que l'intensité acoustique décroisse de 60 dB par rapport à son niveau initial, c'est-à-dire pour qu'elle devienne « 10^{-6} » fois plus faible. En pratique, on estime souvent cette décroissance entre -5 dB et -35 dB, puis on extrapole la diminution à une loi exponentielle idéale allant de 0 à -60 dB. Cette méthode permet de limiter l'influence des perturbations présentes au début et à la fin de la réponse impulsionnelle.

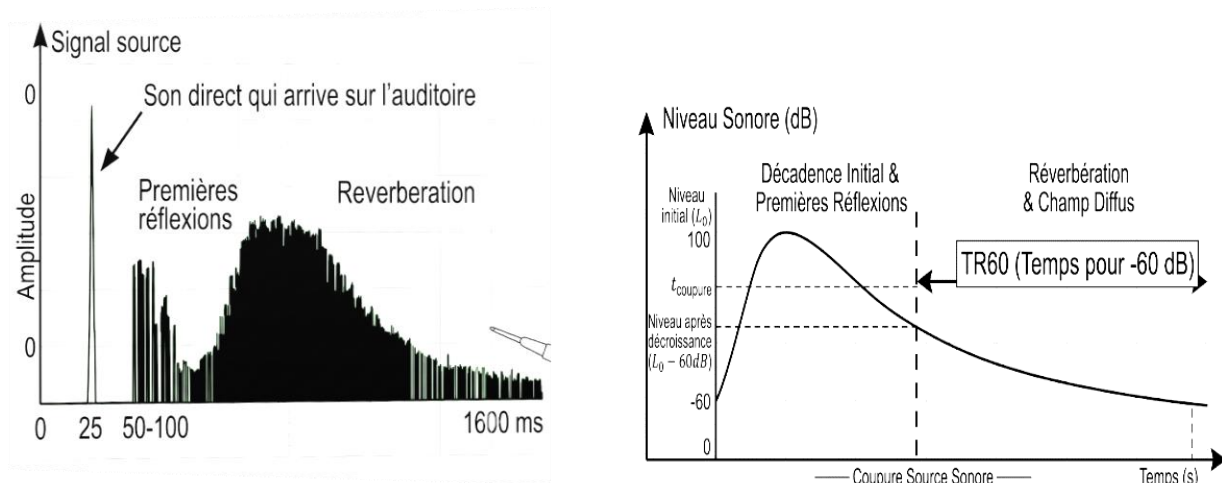


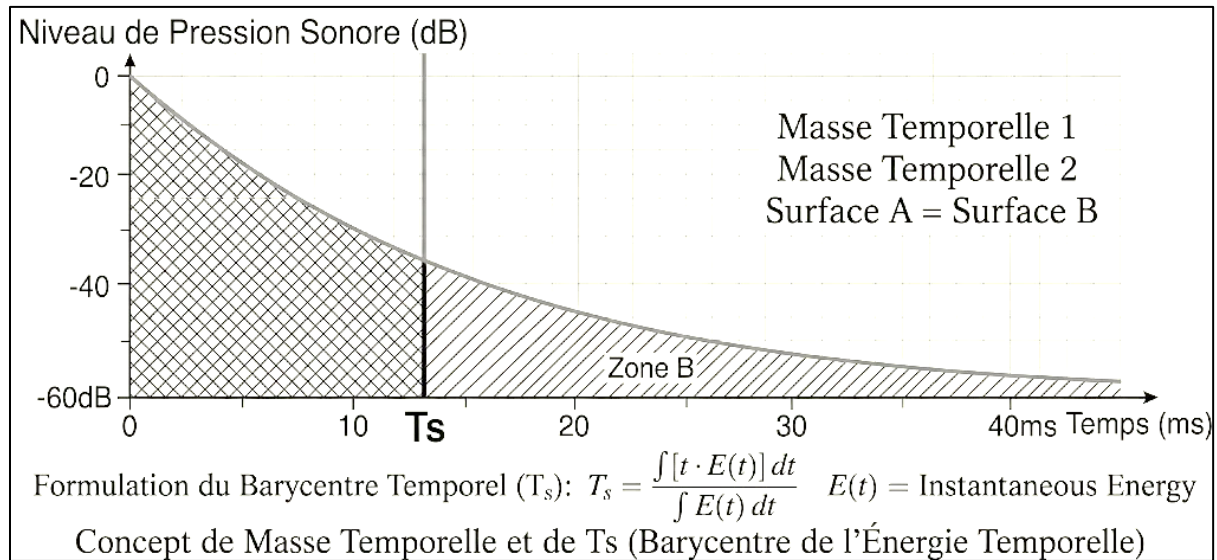
Fig.14. Réponse impulsionnelle d'une salle : son direct, premières réflexions et réverbération

8.2. Early Decay Time (EDT)

L'Early Decay Time (EDT), ou durée de décroissance précoce, est un paramètre acoustique calculé à partir du début de la réponse impulsionnelle d'une salle. Il correspond au temps nécessaire pour que le niveau sonore décroisse de 10 dB sur différentes bandes de fréquence, puis cette valeur est extrapolée à une décroissance de 60 dB. Contrairement au TR60, l'EDT tient davantage compte des premières réflexions sonores et représente mieux la perception de la réverbération par un auditeur lors de l'écoute d'un signal continu. Il permet ainsi d'évaluer la netteté des attaques, la dynamique des sources sonores et l'intelligibilité. Une valeur d'EDT inférieure au TR60 traduit généralement une concentration plus importante de l'énergie sonore au début de la réponse impulsionnelle, ce qui est favorable à une bonne compréhension du message sonore. De plus, l'EDT est plus sensible que le TR60 à la position de l'auditeur dans la salle.

8.3. Temps central T_s

Le temps central « T_s » représente le centre de gravité temporel de la réponse impulsionnelle d'une salle, c'est-à-dire le moment où la moitié de l'énergie sonore totale a été reçue. Il est calculé comme le barycentre continu des instants de réception, chaque instant étant pondéré par l'énergie sonore correspondante. Le « T_s » donne une idée de l'étalement temporel de la réponse impulsionnelle, c'est-à-dire du temps moyen nécessaire pour qu'un son atteigne les auditeurs dans la salle.

**Fig.15.** Temps central : T_s

8.4. Clarté C_{80}

La clarté, notée C_{80} , est un indice acoustique qui quantifie la perception de la netteté d'un son dans une salle. Elle se définit comme le rapport de l'énergie sonore reçue dans les 80 premières millisecondes après l'arrivée du son direct, par rapport à l'énergie reçue après ces 80 ms. Le C_{80} se calcule à partir de la réponse impulsionnelle de la salle selon la formule suivante :

$$C_{80} = 10 \log \left(\frac{\int_0^{80ms} p^2(t) dt}{\int_{80ms}^{\infty} p^2(t) dt} \right) (dB); \quad (32)$$

$p(t)$: Représente la pression acoustique instantanée du signal reçu.

$$C_{80} = 10 \log \frac{\text{énergie}_{(0-80)ms}}{\text{énergie}_{>80ms}} \quad (33)$$

C_{80} élevé → début d'un son ; clair et intelligible (utile pour la parole et la musique rythmique)

- C_{80} faible → son diffus, plus réverbéré (utile pour la musique orchestrale lente, ambiances longues)

- Cet indice est particulièrement sensible aux premières réflexions et à la rapidité de la décroissance de l'énergie sonore, complétant ainsi les mesures de TR60 et d'EDT.

- Différence entre C_{80} et C_{50}

Bien que basés sur le même principe de fonctionnement, ces deux indicateurs ciblent des usages différents : C_{50} (seuil à 50 ms) : Utilisé exclusivement pour l'intelligibilité de la parole (salles de cours, conférences). L'oreille humaine a besoin d'une plus grande rapidité (50 ms) pour détacher les syllabes parlées. C_{80} (seuil à 80 ms) : Dédié à la musique. L'oreille accepte une

intégration temporelle plus longue (80 ms) avant de considérer que les réflexions tardives nuisent à l'analyse musicale.

- Interprétation des Valeurs

Le résultat s'exprime en dB et varie généralement entre -5 dB et +5 dB :

Valeur du C80	Interprétation Acoustique	Usage Idéal
> 0 dB Énergie précoce dominante	Le son est très sec et articulé. Les détails instrumentaux sont parfaitement détachés	Musique rythmée, moderne, ou opéra (besoin de comprendre les voix).
0 à -3 dB Équilibre optimal	Excellent compromis entre clarté des détails et fusion d'ensemble (effet enveloppant).	Musique classique symphonique (style XIX ^e siècle / Romantique).
<-5 dB Réverbération dominante	Le son devient flou, lointain et les notes se mélangent de façon excessive	Musique sacrée ou d'orgue (grandes cathédrales).

- **Énergie précoce (0 à 50 ms)** : elle comprend le son direct et les premières réflexions sur les parois. L'oreille les perçoit positivement, ce qui renforce la voix et permet de distinguer clairement les consonnes et les syllabes.

- **Énergie tardive (après 50 ms)** : elle correspond à la réverbération résiduelle. Si elle est trop importante, elle se superpose aux syllabes suivantes, rendant la parole floue ou difficilement compréhensible.

- Définition du D₅₀

Le D₅₀ est le rapport entre l'énergie sonore utile, reçue au tout début du son, et l'énergie totale qui parvient à l'auditeur. Contrairement à d'autres critères exprimés en décibels (comme le C₅₀ ou le C₈₀), le D₅₀ est un rapport linéaire. Il s'exprime sous forme de fraction (entre 0 et 1) ou de pourcentage (%) :

$$D_{50} = \left(\frac{\int_0^{50ms} p^2(t) dt}{\int_{0ms}^{\infty} p^2(t) dt} \right)$$

Où $p(t)$: Est la pression acoustique instantanée de la réponse impulsionnelle.

$D_{50} = 0.5$: 50 % de l'énergie arrive dans les 50 premières millisecondes.

$D_{50} \rightarrow 1$: Presque toute l'énergie arrive rapidement, excellente intelligibilité.

$D_{50} \rightarrow 0$: Energie tardive dominante, parole difficilement compréhensible.

Remarque

D_{50} : proportion de l'énergie utile $\rightarrow$ valeur sans unité (0 à 1 ou en %)

C_{50} : même information mais exprimée en dB $\rightarrow$ plus facile pour comparaison et normes acoustiques

Ces deux indices sont complémentaires pour évaluer l'intelligibilité et la clarté de la parole dans une salle.

8.6. Intelligibilité STI et RASTI

Pour l'écoute de la parole dans des salles comme les théâtres, les auditoriums ou les salles de conférence, une bonne intelligibilité est essentielle. Afin de quantifier l'influence d'une salle sur cette intelligibilité, des critères objectifs ont été développés.

La définition D_{50} permet déjà d'évaluer cette influence, mais elle ne prend pas en compte le bruit de fond ni certaines particularités des messages parlés. Pour y remédier, des indices plus adaptés ont été créés :

- STI (Speech Transmission Index)

Basé sur l'analyse des taux de modulation d'un signal sonore émis et reçu dans une salle, il évalue directement la compréhension de la parole.

- RASTI (Rapid Speech Transmission Index)

Version simplifiée et plus rapide à calculer du STI, donnant généralement des résultats équivalents dans des conditions normales (notamment en ce qui concerne le bruit de fond).

Les deux indices évoluent entre 0 et 1, où une valeur proche de 1 correspond à une intelligibilité maximale et une valeur proche de 0 à une intelligibilité très faible.

Pour juger de l'intelligibilité dans la salle, on distingue les intervalles suivants :

Valeur de STI ou RASTI	0 - 0.30	0.30-0.45	0.45-0.60	0.60-0.75	0.75-1
Qualité de l'intelligibilité	Très mauvaise	Mauvaise	Moyenne	Bonne	Excellente

8.7. Fraction d'énergie latérale LEF

Similaire aux critères énergétiques C_{80} et D_{50} dans son expression, la fraction d'énergie latérale précoce (LEF) constitue davantage un critère de distribution spatiale du son qu'un simple critère énergétique. En effet, LEF prend en compte la direction d'incidence des ondes acoustiques arrivant au récepteur. La fraction d'énergie latérale (LEF, Lateral Energy Fraction) est défini comme le rapport entre l'énergie sonore réfléchiée latéralement dans une pièce à l'auditeur durant l'intervalle compris entre 5 ms et 80 ms de la réponse impulsionnelle (mesurée à l'aide d'un microphone bidirectionnel figure de huit) et l'énergie sonore provenant de toutes les directions, pendant les 80 premières millisecondes de cette même réponse, y compris l'énergie sonore directe de la source (mesurée à l'aide d'un microphone omnidirectionnel). C'est une mesure

de l'espace d'une pièce. Une valeur élevée de LEF est associée à une forte impression d'espace : l'auditeur a alors la sensation d'être immergé au cœur du champ sonore. Cependant, lorsque le LEF devient trop important, la localisation précise de la source sonore devient plus difficile. À l'inverse, une faible valeur de LEF donne à l'auditeur l'impression d'être éloigné de la source et moins impliqué dans l'expérience d'écoute.

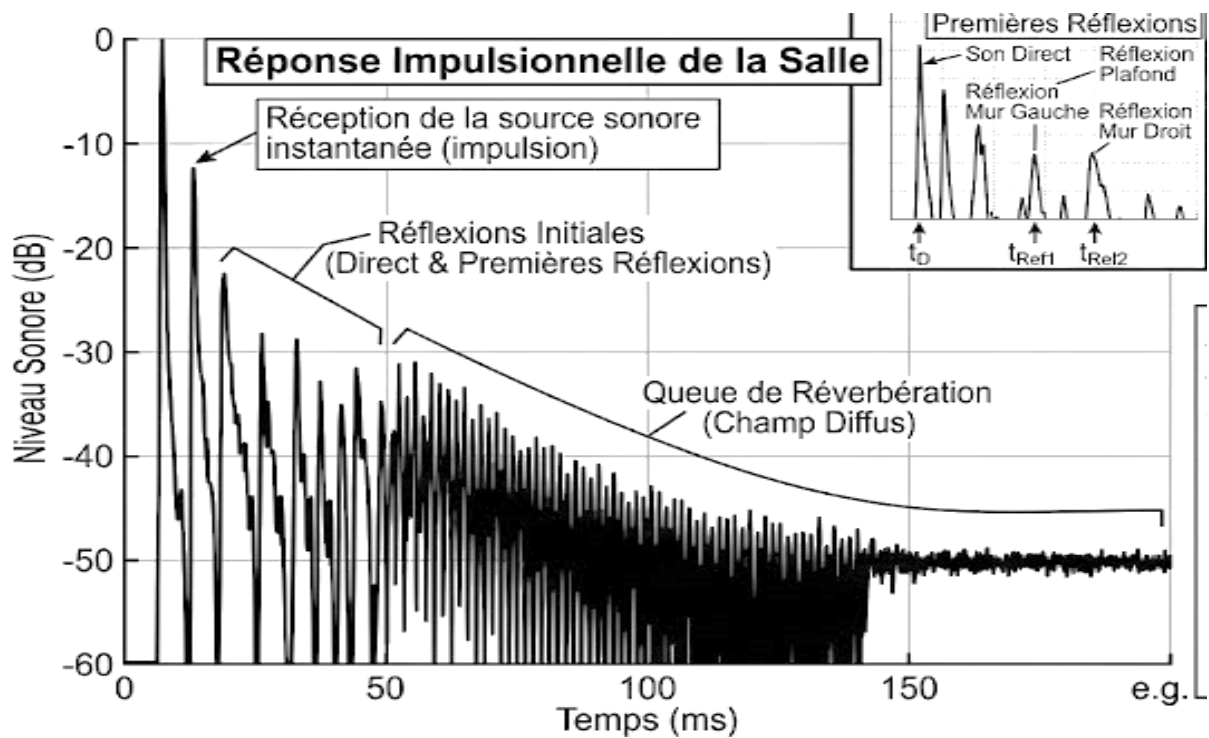


Fig.16. Structure d'une réponse impulsionnelle acoustique et indicateurs temporels associés

Chapitre 4

Isolation des parois aux bruits aériens

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude de la « transmission des bruits aériens à travers les parois ». D'un point de vue théorique, cette transmission résulte de la propagation des ondes sonores dans les solides constituant les parois et est décrite par les équations aux dérivées partielles de la déformation des plaques soumises à une excitation acoustique. Il convient de distinguer les notions d'isolation acoustique et d'isolement acoustique :

- L'isolation acoustique désigne l'ensemble des moyens et techniques mis en œuvre pour réduire la transmission des vibrations énergétiques et du bruit vers les espaces à protéger.
- L'isolement acoustique correspond au résultat obtenu grâce à ces dispositifs ; il caractérise la performance de séparation acoustique entre deux locaux.

Par exemple, une bonne isolation acoustique entre deux pièces peut être réalisée à l'aide d'un mur de forte masse, permettant d'obtenir un isolement acoustique de l'ordre de 50 dB.

2. Coefficient de transmission « τ » et indice d'affaiblissement « R »

L'impact d'une onde aérienne sur une paroi déclenche la mise en vibration de sa structure. Ce mouvement vibratoire engendre des cycles successifs de compression et de dépression sur les particules d'air adjacentes, propageant ainsi le son dans les milieux environnants. Dans le cas d'une onde plane d'intensité « I_i » frappant la paroi sous un angle d'incidence « θ » cette excitation mécanique génère, au niveau de la face opposée, une onde rayonnée d'intensité « I_t » qui émerge sous ce même angle « θ »

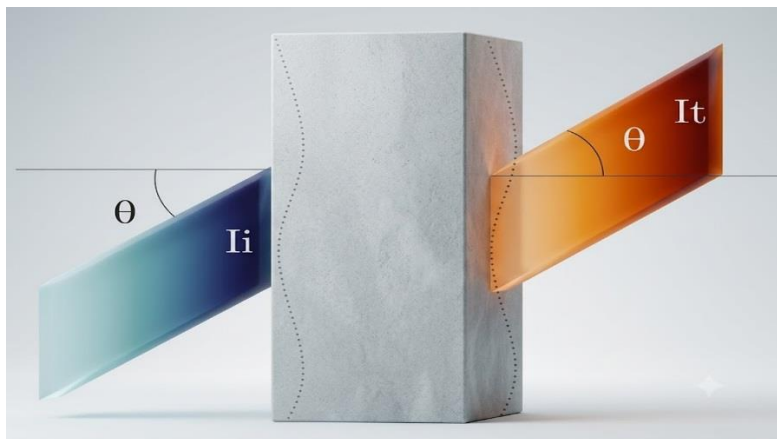


Fig.1. Propagation d'une onde acoustique incidente et transmise à travers une paroi

Facteur de transmission d'une paroi

Le facteur de transmission d'une paroi est défini comme le rapport entre l'intensité sonore transmise « I_t » à travers la paroi et l'intensité sonore incidente « I_i » sur celle-ci :

$$\tau(\theta) = \frac{I_t}{I_i} \quad (1)$$

Ce coefficient de transmission dépend de l'incidence « θ », ainsi que des propriétés mécaniques du matériau constituant la paroi.

L'indice d'affaiblissement acoustique (indice d'isolation acoustique) « $R(\theta)$ » d'une paroi représente dix fois le logarithme décimal de l'inverse du facteur de transmission

$$R(\theta) = 10 \log \frac{I_i}{I_t} = 10 \log \frac{1}{\tau(\theta)} \quad (dB) \quad (2)$$

L'indice d'affaiblissement acoustique s'exprime en décibels (dB). Il caractérise la diminution du niveau de pression sonore d'une onde lorsqu'elle traverse une paroi. Plus cet indice est élevé, plus la capacité d'isolation acoustique de la paroi est importante.

3. Evaluation théorique de l'indice d'affaiblissement des parois simples

On appelle parois simples, des parois homogènes constituées d'un matériau isotrope.

L'indice d'affaiblissement acoustique d'une paroi dépend de nombreux facteurs, parmi lesquels les plus importants sont :

- La masse surfacique de la paroi m_s (μ)
- La rigidité B
- Les pertes internes (η)
- Les dimensions,
- La fréquence des ondes aériennes incidentes
- La perméabilité,
- Les liaisons avec les parois adjacentes.

Pour les démonstrations qui suivent, on supposera que les parois ont des dimensions infinies, afin d'éliminer l'influence des liaisons avec d'autres parois. On négligera également les transmissions parasites liées à la perméabilité.

3.1. Fréquence de coïncidence et fréquence critique

La fréquence de coïncidence « f_c » est la fréquence pour laquelle la longueur d'onde de la vibration de la paroi correspond à la longueur d'onde du son dans l'air projetée sur la paroi. La fréquence critique « f_{crit} » est la fréquence à partir de laquelle une paroi rigide et infinie (ou très grande) commence à rayonner le son de façon efficace.

Soit une onde plane de fréquence « f » atteignant une paroi sous une incidence θ (figure 2)

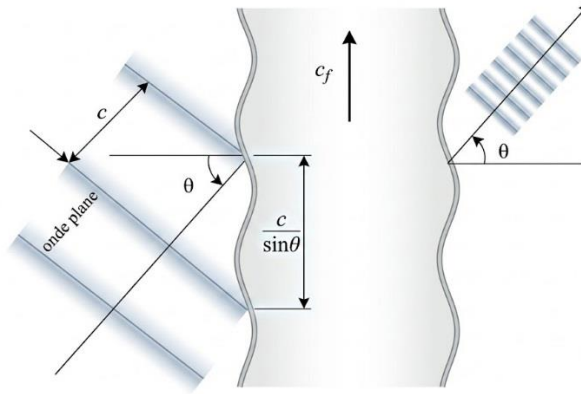


Fig.2. Mise en vibration d'une paroi par une onde plane d'incidence « θ »

Lorsque l'onde sonore frappe la paroi, elle provoque une déformation locale au point d'impact. Cette déformation se propage ensuite à l'intérieur de la paroi sous forme d'ondes de flexion, dont la vitesse de propagation est notée « C_f »

$$C_f = (1,8 \cdot h \cdot f)^{\frac{1}{2}} \times \sqrt[4]{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}} \quad (3)$$

Avec :

h : Epaisseur de la paroi (m)

E : Module de Young (N/m^2)

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

ν : Coefficient de Poisson ($\nu = 0,3$ pour les matériaux de construction)

La vitesse de propagation des ondes de flexion dans la paroi dépend de la fréquence de l'onde sonore incidente. On parle de phénomène de coïncidence lorsque la vitesse de projection de l'onde aérienne sur la paroi, donnée par « $\frac{c}{\sin\theta}$ » devient égale à la vitesse des ondes de flexion dans la paroi C_f « $C_f = \frac{c}{\sin\theta}$ ». Dans ce cas, l'onde incidente et l'onde de flexion sont synchronisées, ce qui entraîne une transmission acoustique plus importante.

Pour une incidence « θ » donnée, la coïncidence se produit pour une fréquence « f_θ » tel que :

$$\frac{C}{\sin\theta} = (1,8 \cdot h \cdot f)^{\frac{1}{2}} \times \sqrt[4]{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}}$$

$$f_\theta = \frac{C^2}{1,8 \cdot h \cdot \sin^2\theta} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{E} \cdot (1 - \nu^2)} \quad (4)$$

La plus basse fréquence de coïncidence est dite fréquence critique « f_c » de la paroi. Elle est obtenue pour $\theta = 90^\circ$ ($C = C_f$) à partir de la relation 4 soit :

$$f_c = \frac{C^2}{1,8 \cdot h} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{E} \cdot (1 - \nu^2)} \quad (5) \quad , \quad f_\theta = \frac{f_c}{\sin^2 \theta} \quad (6)$$

Pour cette fréquence, la paroi présente une perte d'isolement.

Exemples :

- Pour un verre de 5 mm: $f_c = 2\,500$ Hz
- Pour une paroi de brique de 11 cm : $f_c = 190$ Hz
- En fonction de la densité pour une paroi de béton de 20 cm : $f_c = 90$ à 180 Hz
- Pour un panneau de plâtre de 5 cm : $f_c = 516$ Hz

Le tableau 1 répertorie les fréquences critiques des principaux matériaux de construction. Certaines de ces fréquences sont situées dans une zone défavorable du spectre audible. Le verre, par exemple, possède une fréquence critique voisine de 2000 Hz, correspondant à une gamme de fréquences où la sensibilité de l'oreille humaine est particulièrement importante, ce qui peut accentuer la perception des sons transmis.

Il est nécessaire de définir le module d'élasticité et le facteur de perte avant d'élaborer le tableau :

- Le module d'élasticité (module de Young) est une grandeur mécanique qui mesure la rigidité d'un matériau, c'est-à-dire sa résistance à la déformation élastique sous l'action d'une contrainte. En acoustique du bâtiment, il joue un rôle essentiel dans la propagation des vibrations et des ondes sonores au sein des matériaux, car il influence la vitesse des ondes, la fréquence critique des parois et, par conséquent, leurs performances d'isolation acoustique.
- Le facteur de perte est une grandeur qui mesure la capacité d'un matériau à dissiper l'énergie vibratoire. En acoustique du bâtiment, il caractérise l'amortissement des vibrations des parois et influence directement les performances d'isolation acoustique et la transmission du bruit.

Matériau	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_l(\text{m/s})$	$E(\text{N/m}^2)$	η	$f_c(e = 1\text{cm})$
Acier	7780	5450	$210 \cdot 10^9$	$2 \cdot 10^{-4}$	1200
Aluminium	2700	5500	$70 \cdot 10^9$	10^{-4}	1200
Amiante ciment	1400-2200	3300-3750	$14,28 \cdot 10^9$	0.007-0.02	1730-1960
Asphalte	1800-2300	1900-3200	$7,7 \cdot 10^9$	0.0055-0.38	2000-3400
Béton(dense)	2300	3300	$23 \cdot 10^9$	0.005-0.02	-
Béton(léger)	1300	1800	$3,8 \cdot 10^9$	0.012	-
Béton cellulaire	600	1900	$2 \cdot 10^9$	0.015	-
Bois(fibres compressées)	600-700	2700-2900	$4,6 \cdot 10^9$	0.01-0.03	2200-2400
Brique	1800-2100	1250-3100	$3,16 \cdot 10^9$	0.01-0.02	-
Bronze 1830	8500	3540	$95 \cdot 10^9$	$2 \cdot 10^{-4}$	-
Caoutchouc	1000-1250	30-200	$0,3 \cdot 10^9$	0.1-0.8	-
Chêne	700-1000	1500-3500	$5 \cdot 10^9$	0.008-0.01	1900-4200
Contreplaqué	600	3150	$5,4 \cdot 10^9$	0.01-0.04	2000
Cuivre	8900	3700	$125 \cdot 10^9$	0.002	4000

Liège expansé	120-250	360-480	0.025*109	0.1-0.4	-
Pin-Sapin	400-550	1650-3200	1.5*109	0.04	2000-3900
Plâtre(alvéolé)	650	2100	2.6*109	0.005-0.03	-
Plâtre(cartonné)	1200	2500	7*109	0.005-0.009	2600
Plexiglas		2300	5.6*109	0.02-0.04	2800
Plomb		1350	17*109	0.015	4800
Polychlorure de vinyle		150	0.03*109	0.04	-
Polystyrène expansé		310-440	0.0026*109	0.01-0.025	-
Sable sec		150	0.03*109	0.06-0.12	-
Verre		5135	60*109	0.001-0.01	1260
Zinc		1435	13.1*109	3*10-4	4500

Tableau.1. Caractéristiques mécaniques des matériaux de construction

3.2 Expression théorique de l'indice d'affaiblissement

- Cas d'une onde plane d'incidence θ

Pour des parois homogènes de dimensions infinies, une expression théorique du coefficient de transmission pour une onde aérienne d'incidence θ est donnée :

$$* B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} (N.m) : \text{raideur en flexion de la paroi}$$

$$\tau(\theta) = \left\{ \left[1 + \eta \cdot \left(\frac{\omega \cdot m_s \cdot \cos\theta}{2 \cdot \rho_0 \cdot c} \right) \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot B}{c^4 \cdot m_s} \cdot \sin^4\theta \right)^2 + \left[\left(\frac{\omega \cdot m_s \cdot \cos\theta}{2 \cdot \rho_0 \cdot c} \right) \cdot \left(1 - \frac{\omega^2 \cdot B}{c^4 \cdot m_s} \cdot \sin^4\theta \right)^2 \right]^{-1} \right\}^{-1} \quad (7)$$

Dans laquelle :

- m_s : Masse surfacique de la paroi (kg/m^2)

- $\omega = 2\pi f$: Pulsation de l'onde aérienne

- η : Facteur de pertes de la paroi

- $B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} (N.m)$: Raideur en flexion de la paroi.

L'indice d'affaiblissement varie en fonction de la plage de fréquences étudiée.

$$* f < f_c$$

Il en résulte que : $\frac{\omega^2 \cdot B}{c^4 \cdot m_s} \ll 1$

$$\text{Par suite : } R(\theta) = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\omega \cdot m_s \cdot \cos\theta}{2 \cdot \rho_0 \cdot c} \right)^2 \right] \quad (8)$$

De façon pratique la valeur : $\left[1 + \left(\frac{\omega.m_s.\cos\theta}{2.\rho_0.C}\right)^2\right]$ est $\gg 1$

Pour les basses fréquences, l'affaiblissement acoustique dépend essentiellement de la masse surfacique de la paroi.

On remarque que, lorsqu'on double la masse surfacique d'une paroi, l'indice d'affaiblissement augmente d'environ 6 dB.

* $f > f_c$;

Il existe une fréquence à laquelle la vitesse de la trace de l'onde dans l'air devient égale à celle des ondes de flexion de la paroi, (telle que : $\sin^2\theta_{coinc} = f_c / C$)

a. Pour $f = f_{coinc}$: Il en résulte que : $\frac{\omega.B}{C^4.m_s} \cdot \sin^4\theta_{coinc} = 1$

* $\theta = \theta_{coinc}$

Par suite : $R(\theta_{coinc}) = 10\log\left[1 + \eta \cdot \frac{\omega.m_s.\cos\theta_{coinc}}{2.\rho_0.C}\right]^2$ (9)

Dans ce cas, l'élasticité est à l'origine d'une chute de « R_θ ». Le défaut d'isolation sera d'autant plus marqué lorsque le facteur de pertes est faible, c'est-à-dire lorsque la paroi est très rigide.

b. Pour $f > f_{coinc}$: $\theta < \theta_{coinc}$; le terme en « η » de l'expression 3.16 est négligeable d'où :

$$R(\theta) = 10\log\left[1 + \left(\frac{\omega.m_s.\cos\theta}{2.\rho_0.C}\left[1 - \left(\frac{f}{f_c}\right)^2 \sin^4\theta\right]\right)^2\right] \quad (10)$$

On observe que lorsque « f » est très supérieure à « f_c », l'élasticité de la paroi peut venir renforcer l'effet de la masse. Ces différentes expressions permettent de calculer l'indice d'affaiblissement pour une onde aérienne d'incidence « θ ». Ce cas étant relativement rare, on considère le plus souvent que les ondes frappent la paroi sous des incidences variées, conformément à l'hypothèse d'un champ d'ondes diffus.

• Cas d'un champ d'ondes diffus

Lorsqu'une paroi est exposée à un local émetteur, elle reçoit un grand nombre d'ondes planes provenant de toutes directions. Les incidences des ondes sur la paroi sont donc aléatoires, ce que l'on désigne par un « champ acoustique diffus ».

Considérons une surface élémentaire « dS » de la paroi, mise en vibration par un faisceau d'ondes planes d'incidence « θ », contenu dans un angle solide élémentaire « $d\theta$ » (figure 3).

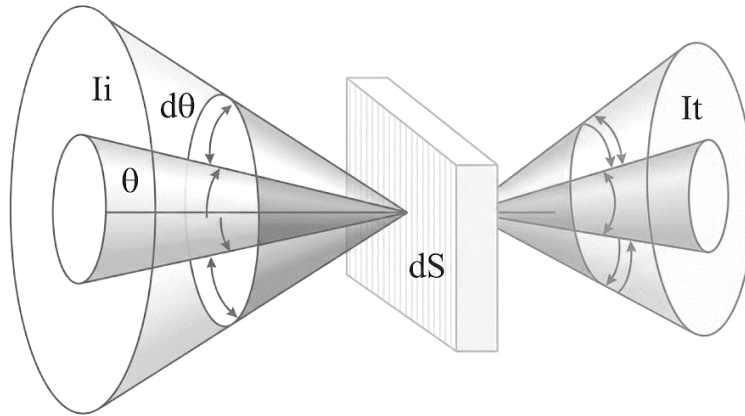


Fig. 3. Paroi, mise en vibration par un faisceau d'ondes planes d'incidence « θ »

Pour les ondes planes d'incidence « θ », contenues dans un angle solide élémentaire « $d\theta$ », l'intensité acoustique transmise s'exprime par :

$$dI_t = I \cdot \cos\theta \cdot \tau(\theta) \cdot d\Omega \quad (11)$$

Où « I » représente l'intensité incidente par unité d'angle solide.

L'angle solide élémentaire est donné par : $d\Omega = 2\pi \cdot \sin(\theta) \cdot d(\theta)$, Il correspond à l'angle formé par deux cônes très proches de demi-angle au sommet « θ ».

En intégrant sur le demi-espace ($0 < \theta < \frac{\pi}{2}$), on obtient l'intensité totale transmise :

$$I_t = 2\pi \int_0^{\frac{\pi}{2}} I \cdot \cos\theta \cdot \tau(\theta) \cdot \sin(\theta) \cdot d(\theta)$$

De même, l'intensité incidente totale s'écrit :

$$I_i = 2\pi \int_0^{\frac{\pi}{2}} I \cdot \cos\theta \cdot \sin(\theta) \cdot d(\theta)$$

On définit le coefficient de transmission en champ diffus par : $\tau_d = \frac{I_t}{I_i}$

Soit :

$$\tau_d = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \tau(\theta) \cdot \cos\theta \cdot \sin(\theta) \cdot d(\theta)}{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\theta \cdot \sin(\theta) \cdot d(\theta)} \quad (12)$$

L'indice d'affaiblissement correspondant est :

$$R_d = 10 \log \frac{1}{\tau_d} \quad (dB) \quad (13)$$

À partir des relations (3.16) et (3.20), on obtient deux expressions de « R_d » selon la fréquence :

1) Cas $f \ll f_c$

$$R_d = R_0 - 5 \quad (dB) \quad (14)$$

Avec : $R_0 = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\omega \cdot m_s}{2 \cdot \rho_0 \cdot c} \right)^2 \right]$ (1)

Où « R_0 » représente l'indice d'affaiblissement de la paroi en incidence normale « $\theta = 0^\circ$ »

Pour les fréquences bien inférieures à la fréquence critique ($f \ll f_c$), l'indice d'affaiblissement d'une paroi soumise à un champ d'ondes diffus est environ 5 dB plus faible que celui obtenu pour une onde plane arrivant perpendiculairement à la paroi (incidence normale, $(\theta = 0^\circ)$). Dans ce domaine fréquentiel (loi de masse), l'indice d'affaiblissement «R» augmente d'environ « 6 dB » lorsque la fréquence est doublée.

De même, un doublement de la masse surfacique de la paroi (ou de son épaisseur à matériau constant) entraîne également une augmentation d'environ 6 dB de l'indice d'affaiblissement.

Si : $f > f_c$: $R_d = 10 \log \frac{\omega^3 \cdot m_s^2 \cdot \eta}{4 \cdot \rho_0 \cdot c^2 \omega_c} - 2 \text{ dB}$ $R_d = R_0 + 10 \log \frac{f}{f_c} + 10 \log \eta - 2 \text{ dB}$ (16)

Avec : $\omega_c = 2\pi \cdot f_c$ et $\rho_0 \cdot c = 412 \text{ (SI)}$ = impédance de l'air.

Si : $f = f_c$: A cette fréquence la paroi présente un défaut d'isolation dont l'expression approchée est donnée ci-dessous : $R_d(f_c) = 20 \log m_s \cdot f_c - 65 \text{ dB}$ (17)

La courbe d'indice d'affaiblissement théorique d'une paroi simple de dimensions infinies se déduit des expressions 3.21, 3.22 et 3.23. Elle a l'allure générale donnée par la figure 4.4.

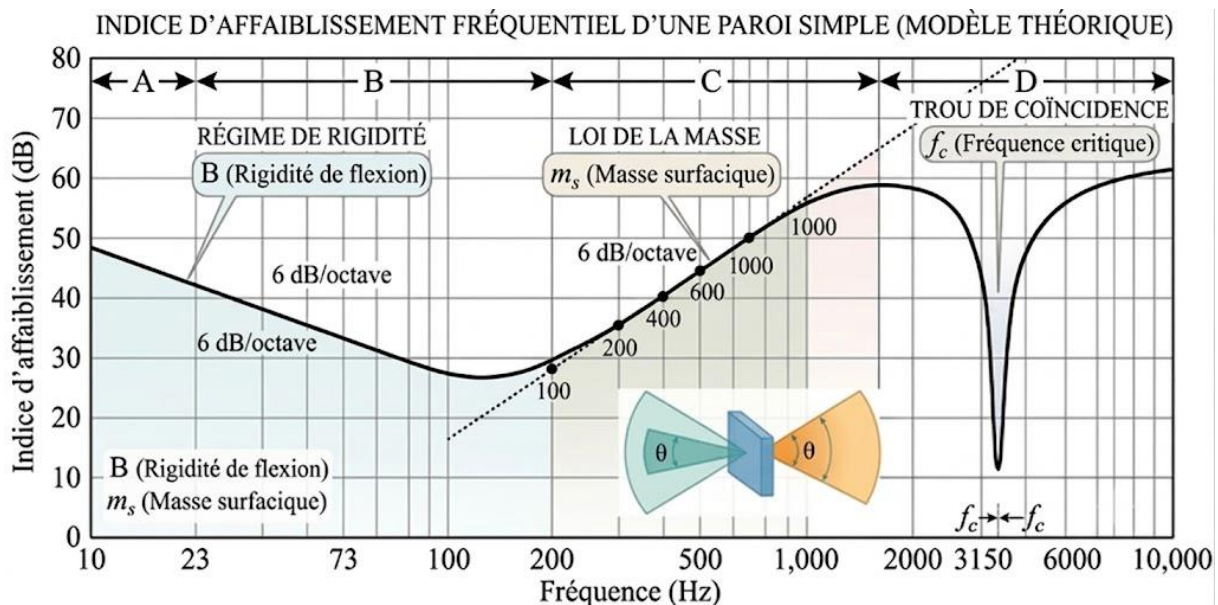


Fig. 4. Courbe d'indice d'affaiblissement fréquentielle d'une paroi simple

• Influence de la masse surfacique

De manière générale, pour une paroi simple les performances d'isolation acoustique augmentent avec sa masse surfacique « m_s ». Plus la paroi est lourde, plus son indice d'affaiblissement acoustique est élevé.

- Pour les parois dont la masse surfacique est inférieure à 200 kg/m², l'indice d'affaiblissement augmente d'environ « 4 dB » lorsque la masse est doublée.

Pour les parois dont la masse surfacique est supérieure à 200 kg/m², l'augmentation est d'environ « 5 dB » pour chaque doublement de masse.

Ainsi, l'accroissement de la masse d'une paroi améliore son isolation acoustique, avec un gain plus marqué pour les parois les plus lourdes.

• Influence de la raideur de la paroi et variation de l'isolement avec la fréquence

L'isolement acoustique d'une paroi augmente généralement avec la fréquence, sauf autour de certaines fréquences où il présente des minimums plus ou moins prononcés. Ces minima apparaissent notamment aux fréquences propres de la paroi et à la fréquence critique.

La courbe d'isolement en fonction de la fréquence prend souvent l'allure illustrée à la figure 4. On peut y distinguer quatre zones :

Zone A : l'indice d'affaiblissement dépend du coefficient de raideur de la paroi. Le coefficient de raideur dynamique « k » est le rapport entre la force appliquée « F » et la déformation « x » : $k = \frac{F}{x}$

Dans cette zone, la raideur diminue lorsque la fréquence augmente, ce qui entraîne une diminution de l'indice d'affaiblissement.

Zone B : cette zone est dominée par les modes propres de vibration de la paroi. Lorsque l'onde sonore incidente excite la paroi, certaines fréquences correspondent à ses fréquences naturelles de vibration (ou fréquences propres). Selon la manière dont la pression acoustique agit sur la paroi, ces modes sont plus ou moins fortement excités. À ces fréquences, la paroi vibre davantage, ce qui favorise la transmission du son et entraîne des minimums d'isolement acoustique (baisse de l'affaiblissement acoustique). Les fréquences propres d'une plaque sont calculées à partir de la théorie des plaques vibrantes, dont le comportement est décrit par l'équation différentielle de flexion des plaques minces :

$$\nabla^4 \xi + \frac{12 \cdot \rho}{h^2 \cdot E} \cdot \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0 \quad (18)$$

Où « ξ » est le déplacement : $\xi(x, y, t)$

Les solutions de l'équation «14 » sont de la forme :

$$\xi(x, y, t) = \sum \xi_{m,n} \left(\sin \frac{m}{a} x \cdot \sin \frac{n}{b} y \right) \cdot \sin \omega_{m,n} t$$

Les fréquences propres sont données par la relation :

$$f_{m,n} = k_1 \cdot h \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho} \left[\left(\frac{n}{a}\right)^2 + \left(\frac{m}{b}\right)^2 \right]} \quad (\text{Hz}) \quad (19)$$

$$\omega_{m,n} = 2\pi f_{m,n}$$

* m, n : Sont des nombres entiers : 1,2,3 ... ∞

* a, b : Les dimensions de la plaque

k_1 : Un coefficient qui dépend du mode de liaison de la paroi aux parois adjacentes.

On prend : $k_1 = 0.45$ pour une paroi simplement appuyée.

Pour une paroi encastrée : $k_1 = 0.9$

Dans des conditions réelles, k_1 se situe entre 0.45 et 0.9

Exemple

Pour un mur de béton de granulats lourds siliceux de dimensions 2.6 x 3.87 m, d'épaisseur

$h = 10 \text{ cm}$ et $\sqrt{\frac{E}{\rho}} = 3400 \text{ m/s}$, $k_1 = 0.7$ les premières fréquences propres sont

51, 99, 157, 178, 204 Hz.

Le rayonnement acoustique de la paroi est maximal pour sa première fréquence propre $f_{1,1}$. À cette fréquence, la paroi vibre fortement, ce qui entraîne un minimum marqué de l'isolement acoustique.

Zone C : dans cette région, l'indice d'affaiblissement est principalement gouverné par la masse surfacique de la paroi. L'isolation acoustique suit alors la loi de masse, selon laquelle l'indice d'affaiblissement augmente régulièrement d'environ 6 dB par octave.

Zone D : cette zone comprend la fréquence critique de la paroi. À cette fréquence, l'isolement acoustique chute, et cette chute est d'autant plus marquée que la paroi est rigide, c'est-à-dire que l'énergie dissipée dans la paroi est faible. La dissipation interne est caractérisée par le facteur de pertes « η », défini comme le rapport de l'énergie dissipée « ΔW » à l'énergie incidente « W » par cycle de vibration : $\eta = \frac{\Delta W}{2\pi W}$

Pour les matériaux de construction usuels, « η » se situe généralement entre 10^{-3} et 10^{-2} .

Au-delà de la fréquence critique, l'isolement acoustique augmente de manière continue, typiquement à raison de 7 à 9 dB par octave.

Influence des dimensions et des conditions de liaison de la paroi

En assimilant la paroi à un piston rigide de vitesse vibratoire efficace « V_e », la puissance acoustique rayonnée de chaque côté d'une paroi élastique soumise à la propagation d'ondes de flexion s'écrit : $W_{ray} = \rho_0 \cdot C \cdot S \cdot \sigma_{ray} \cdot V_e^2$

Dans laquelle :

* $\rho_0 \cdot C$: Impédance de l'air.

* S : Surface de la paroi.

* V_e : Valeur efficace de la vitesse de vibration de la paroi.

* σ_{ray} : Facteur de rayonnement. Il dépend de la fréquence et des conditions aux limites de la paroi (il représente physiquement le rapport entre l'énergie rayonnée par une paroi élastique à l'énergie qui serait rayonnée par une paroi rigide indéformable : $W_{ray} = \rho_0 \cdot C \cdot S \cdot V_e^2$

- **Influence des dimensions et des modes de liaison sur la paroi**

Pour une paroi de dimensions finies, le mode d'attache aux parois adjacentes influence directement les modes de vibration de la paroi. Cela se traduit notamment par une modification des fréquences propres, comme indiqué au paragraphe précédent. De plus, des phénomènes de superposition apparaissent entre les ondes de flexion incidentes et celles réfléchies aux limites de la paroi, ce qui engendre des déplacements transversaux de grandes amplitudes à l'intérieur de la paroi. Pour une paroi en appui sur tout son pourtour, le facteur de rayonnement correspondant est illustré à la figure.5.

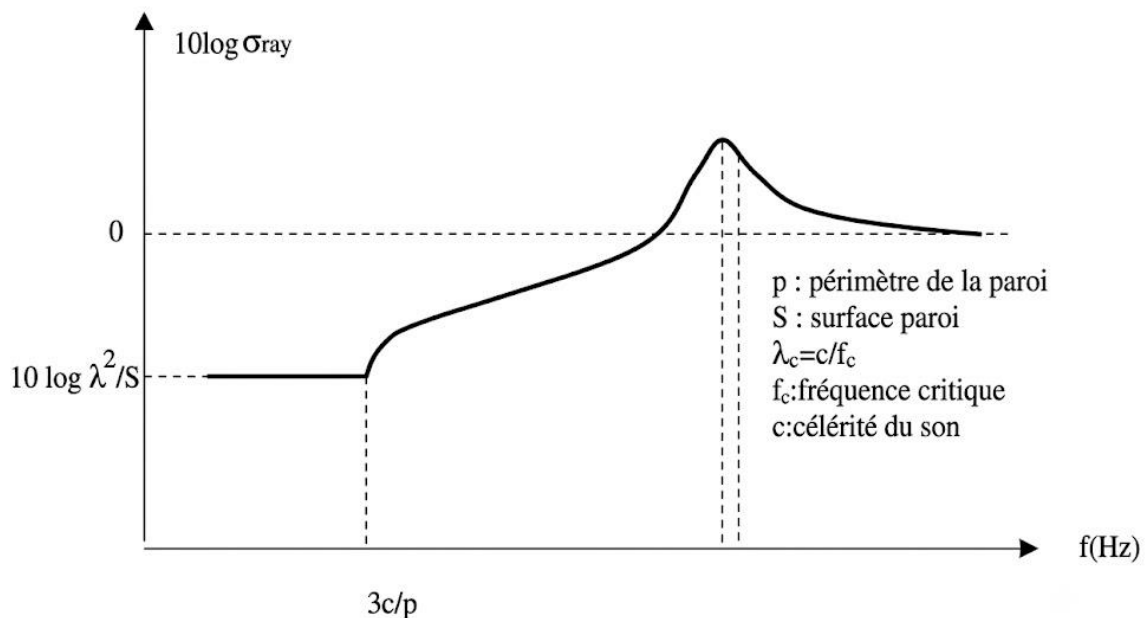


Fig.5. Variation du facteur de rayonnement en fonction de la fréquence.

On remarque que pour $f > 2f_c$, $\sigma_{ray} = 1$, la paroi rayonne de la même manière qu'une paroi dénuée d'élasticité (modèle du piston indéformable). Par contre, pour $f < f_c$: le rayonnement de la paroi est influencé par le couplage plus ou moins important qui existe entre les déplacements de la paroi et ceux du milieu environnant.

3. Isolement d'une paroi

3.1. Isolement brut d'une paroi

Considérons deux locaux séparés par une paroi de surface « S » caractérisée par un indice d'affaiblissement acoustique « R ». Le premier local constitue le local émetteur. Une source sonore y génère un champ acoustique diffus de niveau « N_1 ». Sous l'action de ce champ sonore, la paroi séparative entre en vibration et rayonne, du côté du second local, un nouveau champ diffus produisant un niveau sonore « N_2 ». L'isolement brut de la paroi est alors défini comme la différence entre le niveau sonore mesuré dans le local émetteur et celui mesuré dans le local récepteur :

$$D = N_1 - N_2 \quad (20)$$

NB : Plus la valeur de « D » est élevée, meilleure est l'isolation acoustique entre les deux locaux.

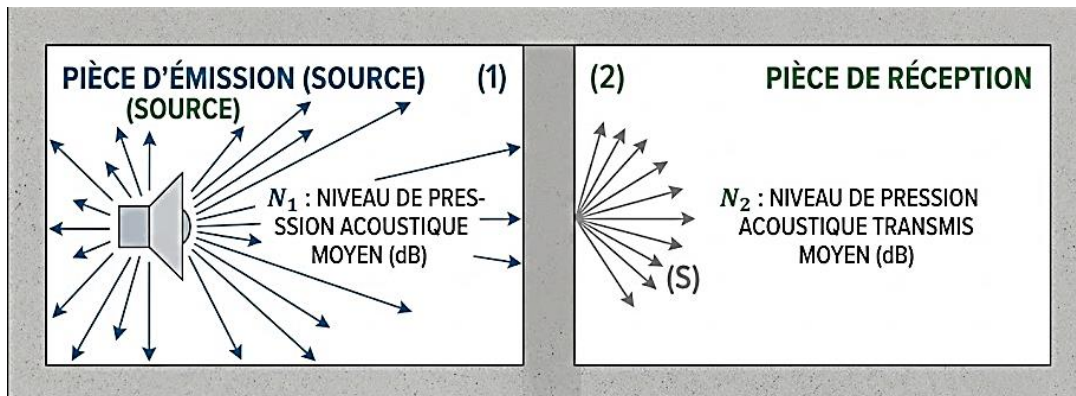


Fig.6. Transmission du son à travers une paroi entre la pièce d'émission et la pièce de réception.

« D » : Est l'isolement brut (en dB) ;

N_1 : Est le niveau de pression acoustique moyen dans la pièce d'émission (en dB)

N_2 : Est le niveau de pression acoustique moyen dans la pièce de réception (en dB)

Le bilan d'énergie acoustique dans le local émetteur est établi en considérant que la puissance acoustique réfléchiée par les parois après une première réflexion subit une absorption progressive lors des réflexions d'ordre supérieur. L'énergie sonore est ainsi dissipée au fur et à mesure de ses interactions avec les frontières du local.

$$P(1 - \bar{\alpha}_1) = \frac{I_1}{4} \cdot S_{t1} \cdot \bar{\alpha}_1 \dots \dots (21)$$

Avec : $A_1 = S_{t1} \cdot \bar{\alpha}_1$: Aire d'absorption du local émetteur

La relation (16) signifie que chaque « m^2 » de paroi reçoit une puissance « $\frac{I_1}{4}$ » où « I_1 » représente l'intensité acoustique dans le champ réverbéré du local. De la même manière si « P_t » est la puissance rayonnée par le séparatif dans le local (2) le bilan de ce local est :

$$P_t(1 - \bar{\alpha}_2) = \frac{I_2}{4} \cdot S_{t2} \cdot \bar{\alpha}_2 \quad (22)$$

Avec :

$$* P_t = \frac{I_1}{4} \cdot S \tau$$

* S : Surface du séparatif

* τ : Coefficient de transmission en champ diffus

* $\bar{\alpha}_2$: Coefficient d'absorption moyen des parois du local (2)

* S_{t2} : Surface totale des parois du local (2)

* A_2 : Aire d'absorption équivalente du local (2)

Ainsi la relation entre les intensités des locaux (1) et (2) est :

$$\frac{I_1}{4} \cdot S \cdot \tau \cdot (1 - \bar{\alpha}_2) = \frac{I_2}{4} \cdot S_{t2} \cdot \bar{\alpha}_2 \quad (23)$$

L'isolement brut s'exprime comme suit :

$$D_b = 10 \log \frac{I_1}{I_2} = 10 \log \frac{R_{L2}}{S \cdot \tau} = R + 10 \log \frac{R_{L2}}{S} \quad (24)$$

Avec : $R_{L2} = \frac{S_{t2} \cdot \bar{\alpha}_2}{1 - \bar{\alpha}_2}$: Constante du local récepteur (2).

Remarque : Si $\bar{\alpha}_2 < 0.2$: On considère que $R_{L2} = S_{t2} \cdot \bar{\alpha}_{s2} = A_2$: Aire d'absorption du local

* S : Surface du séparatif.

* R : Indice d'affaiblissement du séparatif.

La constante du local récepteur (2) est fonction par ailleurs du temps de réverbération.

Remarque

L'isolement acoustique entre deux locaux dépend non seulement de l'indice d'affaiblissement de la paroi séparative, mais également du pouvoir d'absorption acoustique du local récepteur et de la surface de la paroi de séparation.

3.2. Isolation normalisée « D_n »

L'isolement normalisé « D_n » est un indice d'isolement acoustique corrigé afin de tenir compte des caractéristiques acoustiques du local récepteur. Il est rapporté à des conditions de référence correspondant à une aire d'absorption équivalente de « 10 m^2 » ou à un temps de réverbération de « 0.5 s ». Dans le cas où la référence retenue est un temps de réverbération de $0,5 \text{ s}$ l'expression de l'isolement normalisé « D_n » devient :

$$D_n = R + 10 \log \frac{0.16 \cdot V}{0.5 \cdot S} \text{ ou encore } D_n = R + 10 \log 0.32 \cdot z$$

V : Volume du local récepteur (m^3)

S : Surface de la paroi de séparation (m^2)

z : Profondeur du local récepteur (m)

3.3. Relation entre l'isolement brut « D_b » et l'indice d'affaiblissement « R »

Lorsque la source sonore est située dans un milieu ouvert (par exemple à l'extérieur d'un bâtiment), il n'existe pas de champ réverbéré. Le niveau sonore observé dépend alors directement de la position de la source par rapport au point de mesure. Pour l'évaluation du bruit en espace extérieur, deux situations principales peuvent être distinguées :

3.3.1. Cas d'un champ sonore diffus devant la façade

Cette situation se rencontre notamment dans une rue à forte circulation bordée d'immeubles. Les ondes sonores atteignent alors la façade sous des incidences multiples, soit directement depuis les sources de bruit, soit après réflexion sur les façades voisines. Le champ acoustique peut ainsi être considéré comme diffus. Dans ces conditions, le niveau sonore est pratiquement uniforme sur l'ensemble de la façade. Par convention, il est mesuré à une distance de « 2 m » devant la façade, au niveau du centre géométrique de la paroi étudiée. L'isolement au bruit « D_b » de la façade s'exprime alors par une relation analogue à celle obtenue pour une paroi séparative :

$$D_b = R + 10 \log \frac{R_L}{S} = R + 10 \log \frac{A}{S} \quad (25)$$

Où :

- * R : Est l'indice d'affaiblissement acoustique de la façade (dB) ;
- * A : Est l'aire d'absorption équivalente du local récepteur (m²) ;
- * S : Est la surface de la façade considérée (m²).

3.3. 2. Cas d'un champ sonore non diffus

Lorsque le bruit extérieur provient d'une source unique et localisée, comme une machine fixe ou une installation industrielle située à proximité d'un bâtiment isolé, le champ acoustique ne peut plus être considéré comme diffus. Dans ce cas, le niveau sonore reçu par la façade dépend fortement de la position de la source, de la distance qui la sépare du bâtiment et de sa directivité. L'évaluation de l'isolement nécessite alors une analyse spécifique de la propagation du son entre la source et la façade.

- **Cas d'une source extérieure localisée**

Lorsque la distance séparant la source sonore de la façade est grande devant les dimensions de cette dernière, il est possible de considérer que les rayons sonores atteignent la paroi sous un même angle d'incidence « θ » (figure 7).

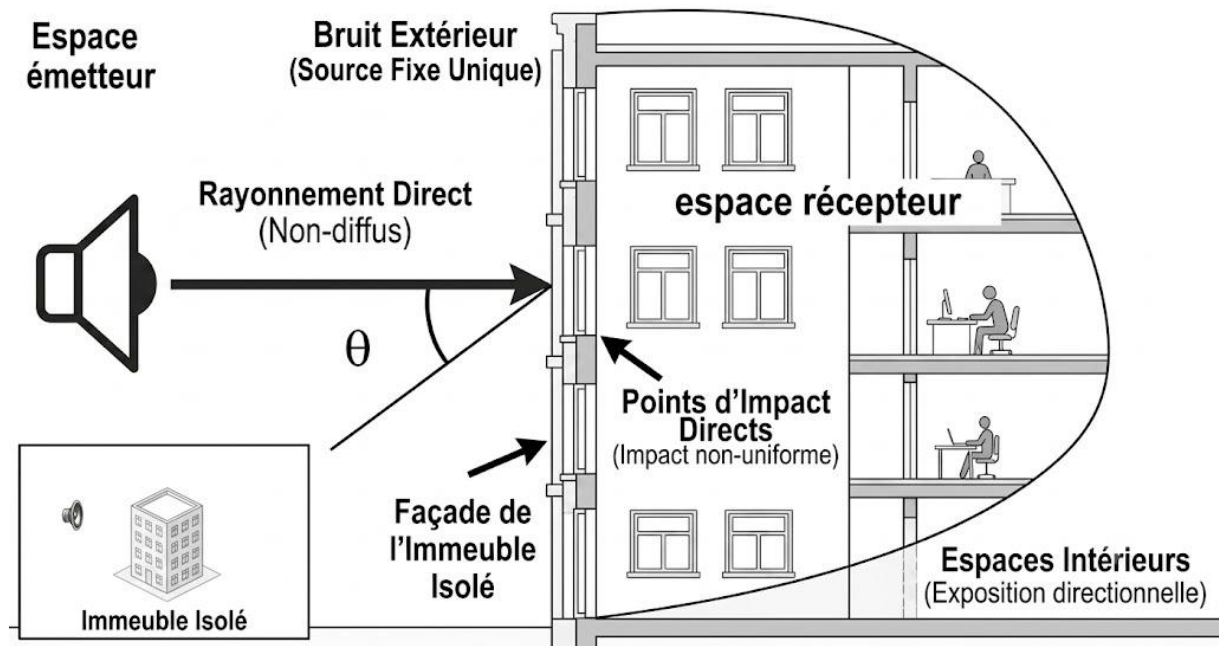


Fig. 7. Rayons sonores atteignant la paroi sous un même angle d'incidence « θ ».

Soit « I_1 » l'intensité acoustique mesurée à « 2 m » devant la façade et « $\tau(\theta)$ » le coefficient de transmission du composant de façade pour l'incidence « θ ». La puissance acoustique transmise vers le local récepteur s'écrit alors :

$$P_t = I_1 \cos \theta \cdot S \cdot \tau(\theta) \quad (26)$$

Où :

- * P_t : Est la puissance acoustique transmise à travers la façade ;
- * I_1 : Est l'intensité acoustique incidente ;
- * S : Est la surface de la façade ;
- * $\tau(\theta)$: Est le coefficient de transmission pour l'angle d'incidence « θ ».

La puissance acoustique ainsi transmise alimente le champ réverbéré du local récepteur et engendre une intensité acoustique « I_{r2} » dans ce local. Cette intensité dépend des caractéristiques d'absorption acoustique du local ainsi que de la puissance transmise à travers la façade :

$$I_{r2} = \frac{4P_t}{R_{L2}} \text{ avec: } R_{L2} = \frac{S_{t2} \cdot \bar{\alpha}_2}{1 - \bar{\alpha}_2} \quad (27)$$

- * S_{t2} : Surface totale des parois du local de réception ;
 - * $\bar{\alpha}_2$: Coefficient d'absorption moyen des parois du local de réception.
- Soit, compte tenu de l'expression 4.20 :

$$I_{r2} = \frac{4 \cdot I_1 \cos \theta \cdot S \cdot \tau(\theta)}{R_{L2}} \text{ d'où: } D_b = 10 \log \frac{I_1}{I_{r2}} = R_e + 10 \log \frac{R_{L2}}{S \cdot \cos \theta} - 6 \text{ dB}$$

Si le local (2) est réverbérant ($\bar{\alpha}_2$ petit), on peut faire l'approximation : $R_{L2} = A = S_{t2} \cdot \bar{\alpha}_2$

$$D'où : D_b = N_{I1} - N_{Ir2} = R_\theta + 10 \log \frac{A}{S \cdot \cos \theta} - 6 \text{ dB} \quad (28)$$

* R_θ : Etant l'indice d'affaiblissement de la façade pour l'incidence « θ »

En pratique, il est généralement difficile de déterminer l'angle moyen d'incidence des ondes sonores frappant une paroi. Par ailleurs, l'indice d'affaiblissement est le plus souvent fourni pour un champ d'ondes diffus et sa valeur est systématiquement inférieure à celle correspondant à une incidence spécifique « θ ». Par convention, on considère que l'incidence moyenne est de 60° . Cette hypothèse permet d'estimer l'isolement brut d'une façade soumise à un champ non diffus à l'aide de la relation : $D_b = N_{I1} + N_{Ir2} = R_d + 10 \log \frac{A}{S} - 3 \text{ dB} \quad (29)$

4. Indice d'affaiblissement moyen d'une paroi composite

4.1. Paroi isolée

Dans la pratique, de nombreuses parois sont constituées de plusieurs éléments présentant des performances acoustiques différentes. C'est notamment le cas des façades composées d'une partie opaque (béton, maçonnerie, etc.) et d'une partie vitrée. Pour caractériser globalement les performances acoustiques de ces parois hétérogènes, on introduit la notion d'indice d'affaiblissement moyen « R_m ». Cet indice permet de représenter, par une valeur unique, l'isolation acoustique de l'ensemble de la paroi en tenant compte des caractéristiques et des surfaces respectives de chacun de ses constituants, tel que :

$$R_m = 10 \log \frac{1}{\tau_m} \text{ (dB) avec: } \tau_m = \frac{\sum \tau_i S_i}{\sum S_i} \quad (30)$$

* τ_m : Coefficient de transmission moyen de la paroi composite,

* τ_i : Coefficient de transmission de l'élément i de surface S_i ,

* $\sum S_i$ Surface totale de la paroi.

Où :

$$R_m = 10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n S_i}{\sum_{i=1}^n S_i \cdot 10^{\frac{R_i}{10}}} \right) \quad (31)$$

Exemple

Une façade est composée d'une surface $S_1 = 8 \text{ m}^2$ de béton, d'indice d'affaiblissement $R_1 = 40 \text{ dB}$ à 1000 Hz , et d'une surface $S_2 = 2 \text{ m}^2$ de vitre d'indice d'affaiblissement $R_2 = 25 \text{ dB}$ à 1000 Hz . Le coefficient de transmission moyen de cette façade est :

$$\tau_m = \frac{S_1 \cdot 10^{\frac{R_1}{10}} + S_2 \cdot 10^{\frac{R_2}{10}}}{S_1 + S_2} = 7.12 \cdot 10^{-4}$$

Cette façade est comparable à une paroi homogène de surface 10 m² d'indice d'affaiblissement moyen :

$$R_m = 10 \log \frac{1}{7.12 \cdot 10^{-4}} = 31.5 \text{ dB}$$

L'abaque de la figure 8, permet de déterminer l'indice d'affaiblissement équivalent d'une paroi constituée de deux éléments d'indice « R_1 » et « R_2 », « $R_1 > R_2$ ».

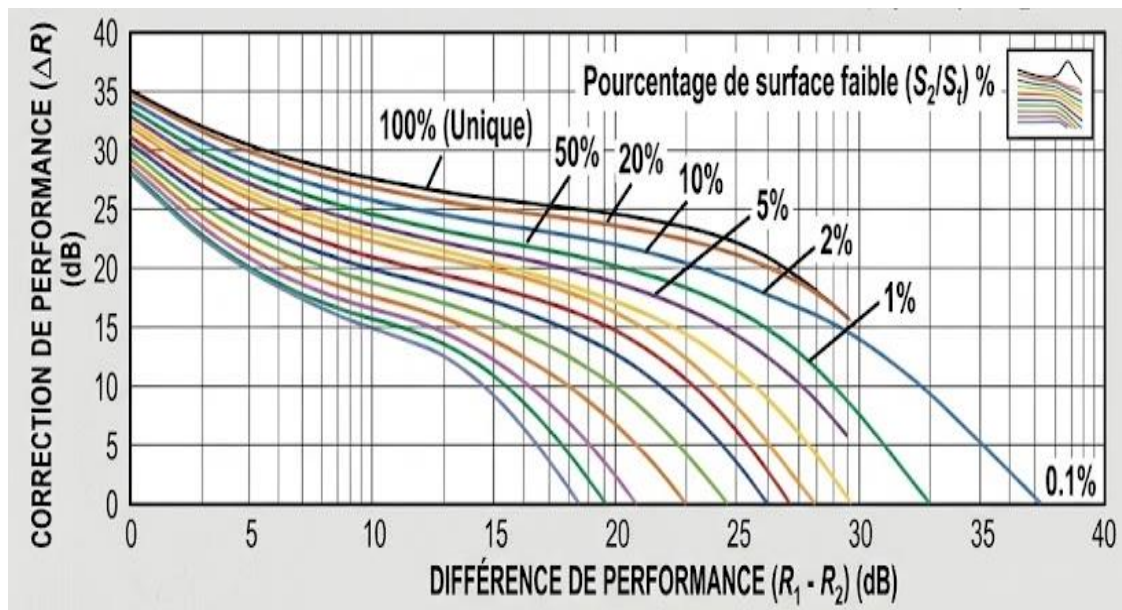
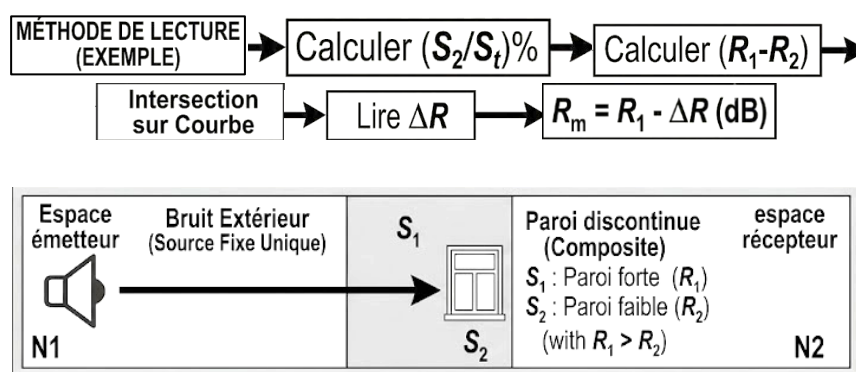


Figure 8. Détermination de l'indice d'affaiblissement équivalent « R_m » d'une paroi discontinue constituée de deux parois de surface S_1 et S_2 d'indice d'affaiblissement « R_1 » et « R_2 », « $R_1 > R_2$ ».



4.2. Influence des transmissions latérales

Dans les constructions traditionnelles, une paroi séparative est généralement reliée à des parois latérales. Comme illustré à la figure 3.17, la mise en vibration de ces éléments adjacents peut

favoriser la transmission du bruit par des chemins autres que la transmission directe à travers la paroi de séparation. Ces transmissions latérales peuvent engendrer un rayonnement acoustique supplémentaire, soit par l'intermédiaire de la cloison séparative elle-même (parcours 2), soit par les parois du local récepteur (parcours 3 et 4). Elles contribuent ainsi à dégrader les performances globales d'isolation acoustique entre les deux locaux.

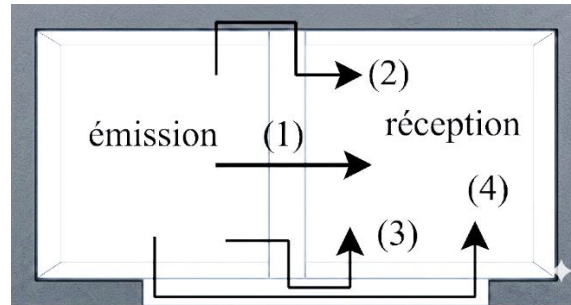


Fig. 9. Schéma des différents chemins de transmission du bruit dans les structures.

Dans l'état actuel des connaissances, il est impossible de déterminer de manière rigoureuse la répartition des puissances acoustiques rayonnées selon les différents chemins de transmission évoqués. On peut toutefois affirmer que l'isolement acoustique réel est toujours inférieur à celui obtenu en ne considérant que la transmission directe : parcours 1. Afin de prendre en compte les transmissions latérales, on introduit dans l'expression de l'isolement un terme correctif « C » :

$$D_b = R + 10 \log \frac{A}{S} - C \quad (32)$$

De manière expérimentale, on observe que les transmissions latérales sont d'autant plus importantes que le rapport entre la masse surfacique « m_1 » de la paroi séparative et la masse surfacique moyenne « m_2 » des parois latérales est élevé, c'est-à-dire supérieur à 1.

* Si $\frac{m_1}{m_2} \ll 1 \rightarrow C = 3 \text{ à } 4 \text{ dB}$

* Si $\frac{m_1}{m_2} = 1 \rightarrow C = 5 \text{ dB}$ (cas d'une construction homogène).

* Si $\frac{m_1}{m_2} \gg 1 \rightarrow C = 6 \text{ à } 8 \text{ dB}$

Lorsque des cloisons légères sont reliées à la paroi de séparation, les vibrations de celle-ci peuvent entraîner un rayonnement acoustique supplémentaire de la cloison. Cela a pour effet de réduire l'isolement acoustique propre de la paroi de séparation (figure.10).

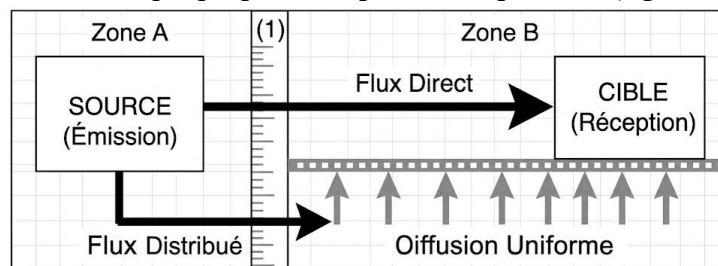


Fig.10. Perte d'isolement entre locaux « A » et « B » due à une mise en vibration d'une cloison de distribution rigide

• Règle empirique

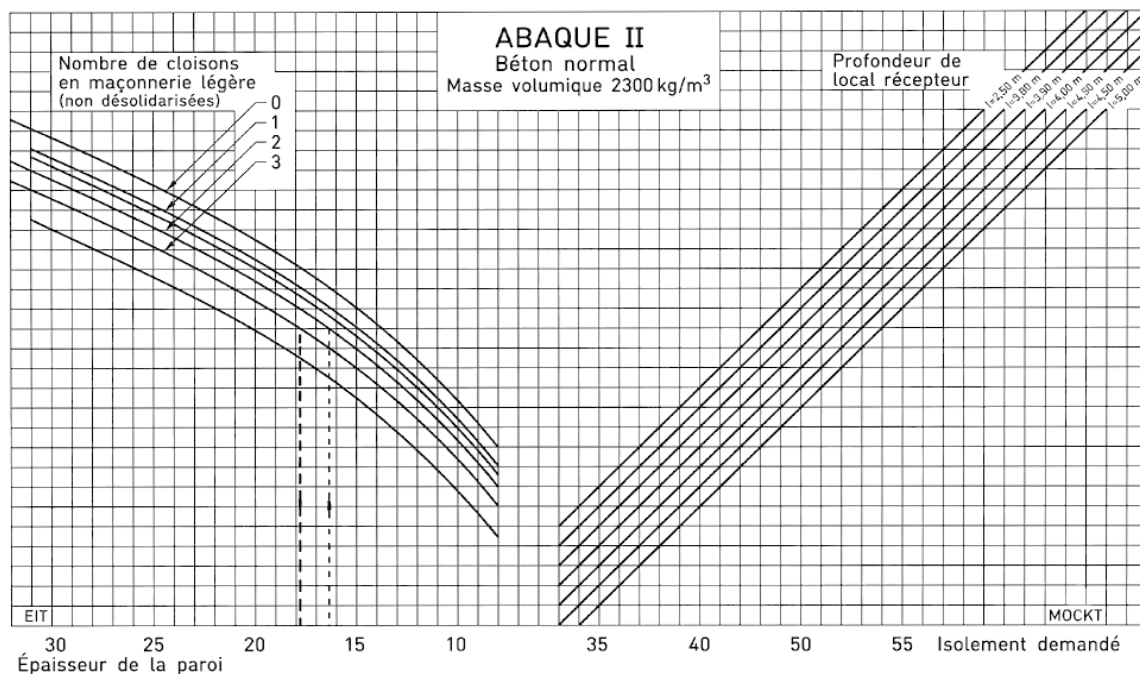
On estime que la diminution de l'isolement acoustique due à la présence de cloisons légères fixées à la paroi de séparation entre deux locaux dépend à la fois de la surface des cloisons et du nombre « N » de cloisons solidaires du séparatif. La perte d'isolement peut être évaluée empiriquement par la relation suivante : $5 + (1 \text{ ou } 1.5)N$

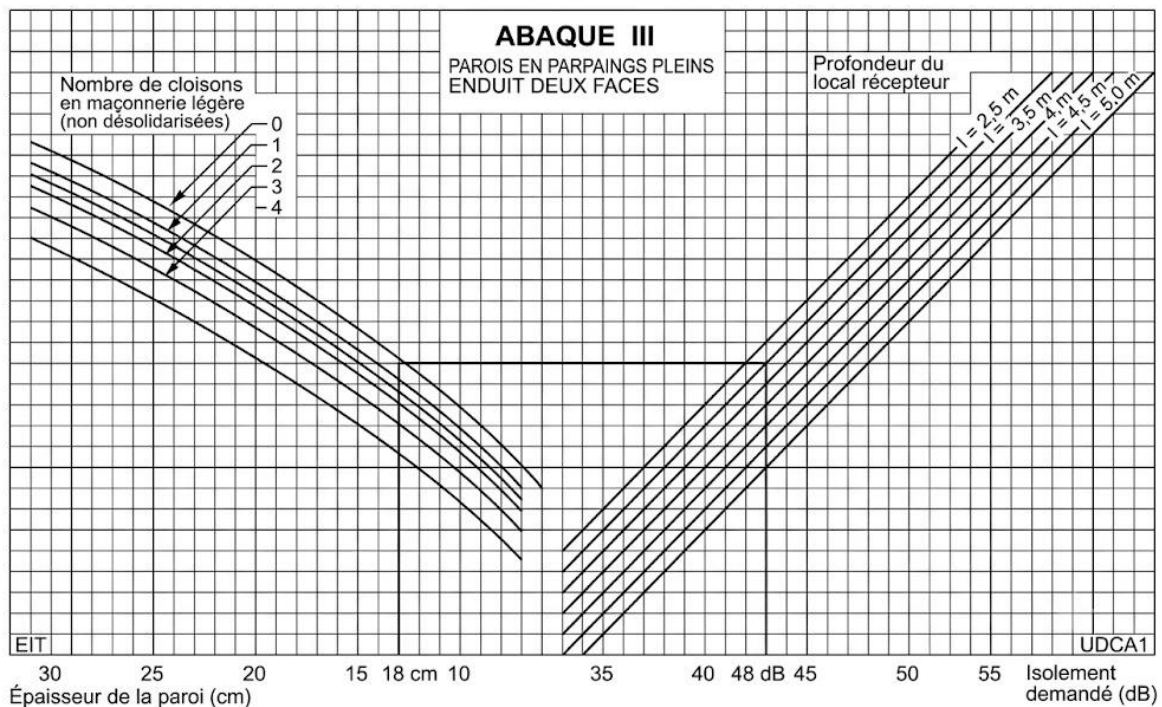
* 5 dB correspond aux transmissions latérales d'une construction homogène auquel vient s'ajouter une perte supplémentaire due à la présence de cloisons légères rigides solidaire du séparatif, selon la règle :

* 1dB lorsque la surface des cloisons légères est inférieure à 10 m².

* 1.5dB lorsque la surface des cloisons légères est supérieure à 10 m².

Les abaques II, III permettent de déterminer l'isolement des parois en béton normal et des parois en parpaings pleins en fonction de la profondeur du local de réception, du nombre de cloisons légères solidaires de la paroi de séparation et de son épaisseur.





4.3. Indice d'affaiblissement d'une double paroi

Dans le cas des parois simples, une bonne isolation acoustique nécessite généralement des masses surfaciques élevées, ce qui conduit à des solutions souvent coûteuses en construction. Pour obtenir des performances équivalentes tout en réduisant la masse des éléments, on peut recourir à des systèmes de parois multiples, parmi lesquels les parois doubles sont les plus courantes. Une paroi double est constituée de deux éléments présentant une faible masse surfacique « $m_s < 100 \text{ kg/m}^2$ » séparés par un élément de découplage. Ce découplage peut être assuré soit par une lame d'air (comme dans le cas du double vitrage), soit par un matériau souple et peu rigide, tel que la laine minérale ou la mousse.

* Modèle théorique de la paroi double

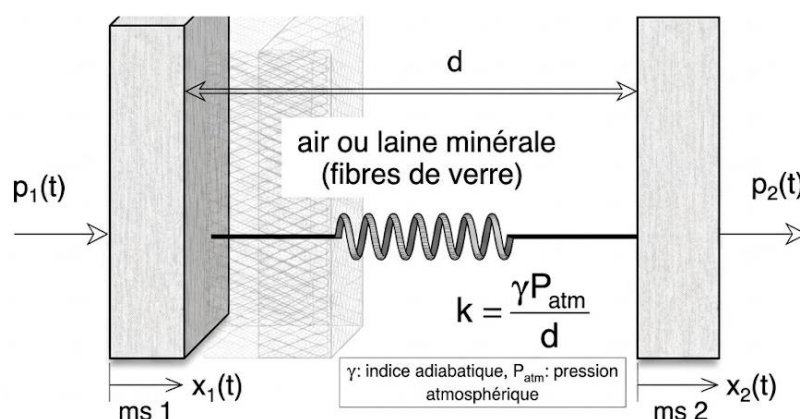


Fig.11. Modèle théorique de la paroi double

Le modèle de la paroi double peut être assimilé, du point de vue vibratoire, à un système mécanique constitué de deux masses surfaciques « m_{s1} » et « m_{s2} », couplées par un ressort de raideur « k ». Dans le cas où le couplage est assuré par une lame d'air d'épaisseur « d », la raideur équivalente du système dépend des propriétés de compressibilité de l'air contenu dans l'interstice et se calcule par : $k = \frac{\gamma \cdot p_{atm}}{d}$, $\gamma = 1.4$ et $p_{atm} = 10^5$ Pa

• Indice d'affaiblissement théorique d'une paroi double

Considérons une onde incidente appliquant sur la masse « m_{s1} » une pression harmonique donnée par : $p_1(t) = p_{m1} e^{i\omega t}$. Cette sollicitation induit des vitesses vibratoires : $\frac{dx_1}{dt}$ et $\frac{dx_2}{dt}$ sur les masses m_{s1} et m_{s2} . La pression exercée sur la frontière fluide côté (2) s'écrit alors :

$$p_2(t) = \rho_0 C \cdot \frac{dx_2}{dt}.$$

L'équilibre dynamique des deux masses est décrit par les équations suivantes

$$* m_{s1} \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1(t) + k(x_2 - x_1)$$

$$* m_{s2} \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} = k(x_1 - x_2)$$

Les solutions x_1 et x_2 de ce système doivent satisfaire une équation matricielle de la forme :

$$\begin{bmatrix} -m_{s1}\omega^2 + k & -k \\ -k & -m_{s2}\omega^2 + k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1m} \\ x_{2m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{m1} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Les solutions du système existent tant que le déterminant reste non nul :

$$\Delta = (-m_{s1}\omega^2 + k) \cdot (-m_{s2}\omega^2 + k) - k^2 \neq 0$$

Lorsque la pulsation « ω » annule ce déterminant, le problème devient singulier. Le système entre alors en résonance, correspondant à une fréquence propre « f_0 ».

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k(m_{s1} + m_{s2})}{m_{s1} \cdot m_{s2}}} \quad (33)$$

Pour « $\omega > \omega_0$ » la résolution du système conduit à la relation suivante entre la pression incidente et la pression transmise :

$$p_2(t) = \rho_0 C \cdot \omega \frac{k}{\Delta} \cdot p_1(t)$$

le coefficient de transmission « τ » est :

$$\tau = \frac{p_{m2}^2}{p_{m1}^2} = \left(\frac{\rho_0 C \cdot \omega \cdot k}{\omega^2 \cdot m_{s1} \cdot m_{s2} \cdot (\omega^2 - \omega_0^2)} \right)^2 \quad (34)$$

Soit un indice d'affaiblissement « R » :

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} = 20 \log \frac{\omega \cdot m_{s1} \cdot m_{s2}}{\rho_0 C \cdot k} + 10 \log (\omega^2 - \omega_0^2)^2 \dots \dots (25)$$

Remarque

Au-delà de la fréquence de résonance, l'indice d'affaiblissement d'une paroi double augmente théoriquement à un rythme d'environ « 18 dB par octave ». Toutefois, cette loi théorique ne correspond pas exactement au comportement réel, car elle suppose une paroi double de dimensions infinies et dépourvue d'amortissement interne.

• Modèle expérimental de l'indice d'affaiblissement d'une paroi double

Chaque élément constituant la paroi double (m_{s1} et m_{s2}) est soumis à des ondes de flexion et présente une dégradation de l'isolement acoustique au voisinage de ses fréquences critiques « f_{c1} et f_{c2} ». Afin de limiter ces effets défavorables, il est nécessaire de veiller à ce que ces fréquences critiques soient suffisamment éloignées, de sorte que lorsque l'une des parois présente une baisse d'isolation, l'autre assure un affaiblissement acoustique satisfaisant, et inversement. Par ailleurs, il est important d'éviter que la fréquence de résonance « f_0 » de la paroi double coïncide avec l'une des fréquences critiques des parements. Dans le cas de parois de maçonnerie légère, on recommande de choisir l'épaisseur « d » de la lame d'air de manière à maintenir « f_0 » en dessous de « 80 Hz ». Enfin, des phénomènes de résonance secondaire peuvent apparaître entre les deux faces de la lame d'air lorsque son épaisseur correspond à un multiple de la demi-longueur d'onde de l'onde acoustique incidente :

$$d = n \frac{\lambda}{2} \quad (35)$$

Soit aux fréquences :

$$f_n = \frac{170n}{d} \quad n = 1, 2, \dots n. \text{ Exemple: } d = 5 \text{ cm } f_n = 3400 \text{ Hz}, 6800 \text{ Hz} \dots$$

Ces résonances à haute fréquence ont généralement une influence limitée sur l'isolement global, dans la mesure où, dans cette gamme de fréquences, les parements assurent déjà un bon niveau d'affaiblissement acoustique. Lorsque la lame d'air est remplacée par un matériau absorbant, les phénomènes de résonance secondaire sont fortement atténués. Les performances acoustiques d'une paroi double dépendent également de son mode de liaison avec les parois latérales. Un isolement élevé peut être obtenu à condition de limiter les transmissions latérales. En revanche, l'efficacité de la double cloison peut être fortement dégradée lorsque les deux parements sont reliés rigidement aux mêmes éléments structurels, tels que le plancher ou le plafond. Dans ce cas, il est recommandé d'introduire une coupure élastique, réalisée à l'aide d'un joint souple et étanche sur le pourtour de la paroi. À partir de mesures expérimentales

effectuées sur différents types de parois multiples, il a été possible d'établir des relations empiriques permettant d'estimer l'indice d'affaiblissement d'une paroi double, présentées ci-après :

1. $f < f_0$: Dans ce cas, les deux parements vibrent en phase, ce qui traduit un couplage total entre eux. La lame d'air n'a alors plus d'effet dynamique : le système se comporte comme une paroi unique homogène de masse surfacique équivalente « $m = m_{s1} + m_{s2}$ ». L'indice d'affaiblissement est alors analogue à celui donné par l'expression (3.21) et s'écrit :

$$R = 10 \log \left(\frac{m \cdot \omega}{2 \cdot \rho_0 C} \right)^2 - 5 \text{ dB}$$

2. $f = f_0$; Dans ce cas, les deux parements vibrent alors en opposition de phase, ce qui entraîne une diminution de l'indice d'affaiblissement acoustique « d_1 ». À la fréquence de résonance, l'indice d'affaiblissement s'exprime sous la forme suivante :

$$R(f_0) = R_1(f_0) - d_1$$

$R_1(f_0)$ valeur déduite de (4.26)

La diminution de l'isolement acoustique « d_1 » est d'autant plus importante que le matériau placé entre les deux parements est rigide, c'est-à-dire lorsque son facteur de pertes « η_2 » est faible (voir figure 4.12).

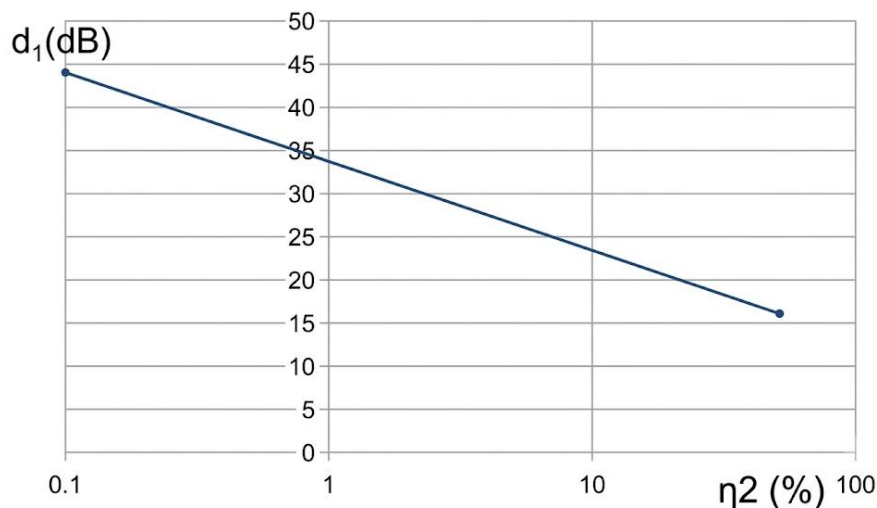


Fig.12. Variation de la chute d'isolement d_1 à la fréquence de résonance d'une paroi double en fonction du facteur de perte η_2 de l'isolant.

3. $f > f_0$ Il y a superposition des deux modes de vibration précédemment décrits. Dans ce cas, l'indice d'affaiblissement augmente rapidement avec la fréquence et devient supérieur à celui prédit par la loi de masse.

$$R_2(f) = R_1(f) + a \quad (36)$$

Pour $f_0 < f < 3 f_0$: a est donné par la courbe de la figure 4.13.

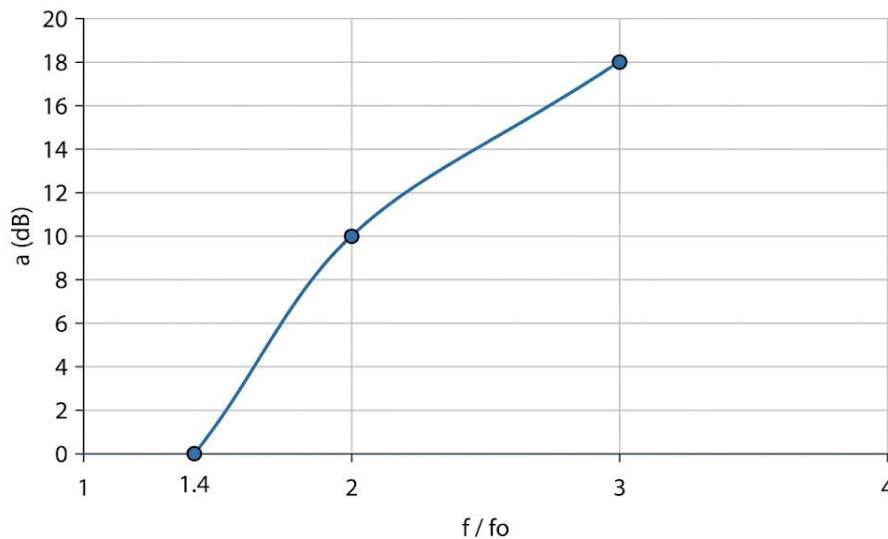


Fig.13. Evaluation de a pour $f_0 < f < 3 f_0$

Si

$$f > 3 f_0 \quad a = -10 \log \frac{\pi}{16\eta_1^3} \cdot \left(\frac{f_0}{f}\right)^4 \cdot \left(\frac{f_c}{f}\right) \quad (37)$$

« η_1 » représente le facteur de pertes des parements, supposés identiques (même masse surfacique).

Remarque

Lorsque la fréquence de résonance de la paroi double est faible, généralement comprise entre « 80 et 100 Hz » pour des lames d'air ou des matériaux isolants souples, et qu'elle reste inférieure à la fréquence critique des parements, de tels systèmes permettent d'obtenir des performances d'isolement nettement supérieures à celles de parois simples de même masse surfacique (figure14).

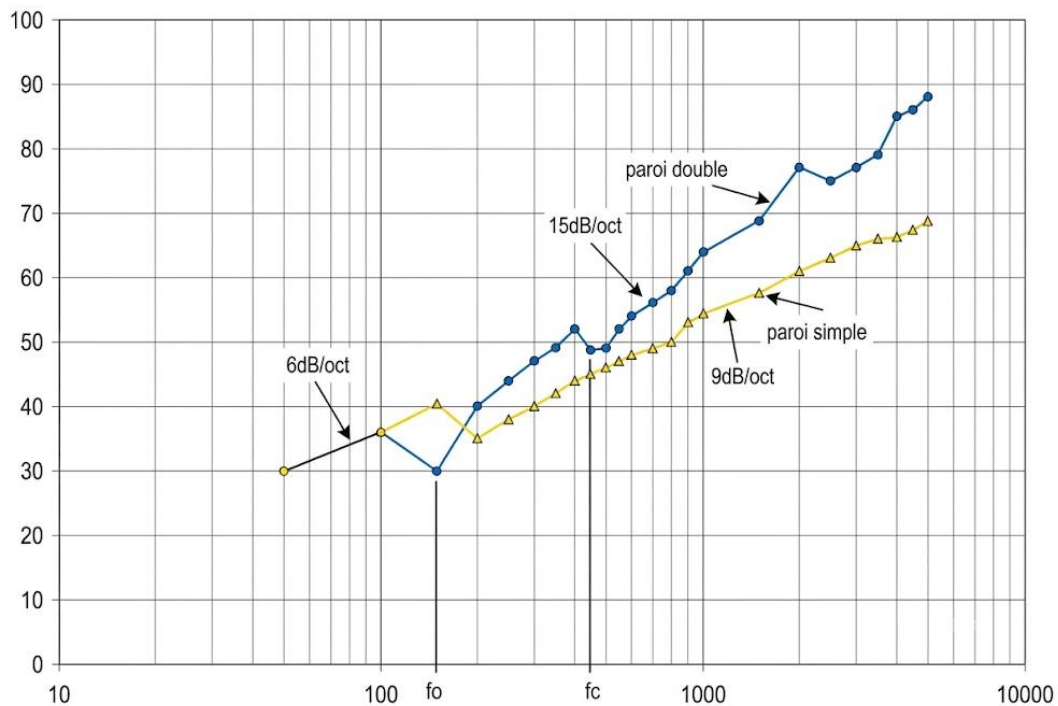


Fig.14. Comparaison entre indice d'affaiblissement d'une paroi double et d'une paroi simple de même masse surfacique.

Une application courante des parois doubles est le double vitrage, constitué de deux vitres montées sur un même châssis et séparées par une lame d'air de quelques centimètres. Des exemples sont présentés sur la figure.15.

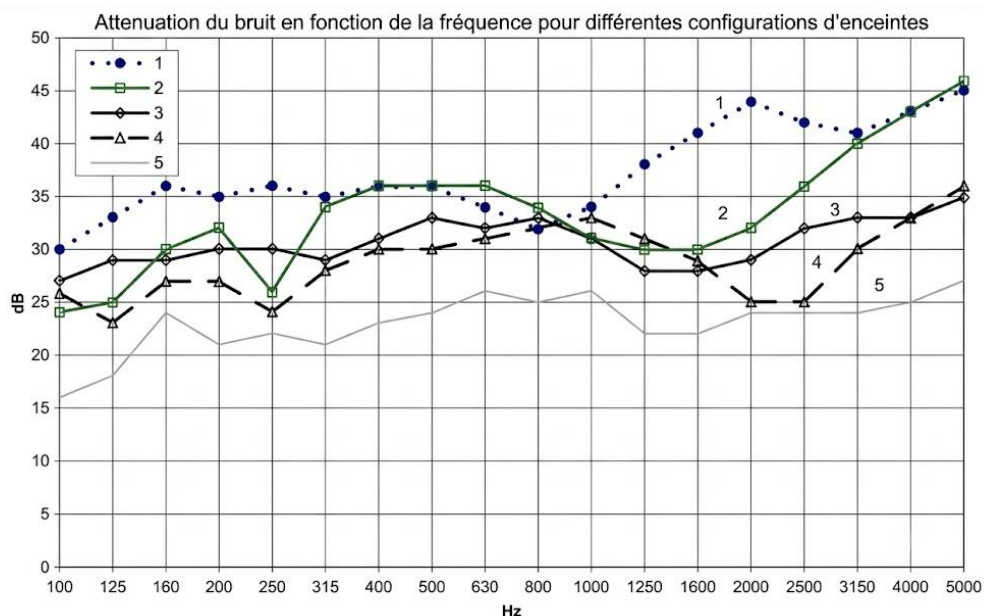


Figure .15

1. Double fenêtre constituée de deux vitres de 8 mm, séparées par un espace de 19 cm :

$$R_{Rose} = 56 \text{ dB(A)} \quad R_{Route} = 52 \text{ dB (A)}$$

2. Double fenêtre composée de deux vitrages de 8 mm et 10 mm d'épaisseur, séparés par une lame d'air de 160 mm :

$$R_{Rose} = 49 \text{ dB(A)} \quad R_{Route} = 47 \text{ dB (A)}$$

3. Fenêtre avec survitrage composée d'une vitre de 6 mm et d'un verre de 4 mm, séparés par un espace de 45 mm :

$$R_{Rose} = 40 \text{ dB(A)} \quad R_{Route} = 31 \text{ dB (A)}$$

4. Fenêtre équipée d'un verre multiple du type 4, 6, 4 :

$$R_{Rose} = 33 \text{ dB(A)} \quad R_{Route} = 31 \text{ dB (A)}$$

5 – Fenêtre équipée d'un verre de 3 mm :

$$R_{Rose} = 24 \text{ dB(A)} \quad R_{Route} = 23 \text{ dB (A)}$$

Une autre application des parois doubles est le « doublage »

Doublage

Pour améliorer l'isolement acoustique d'une paroi, on ajoute un doublage léger constitué d'un parement de 1 à 3 cm d'épaisseur (de masse surfacique comprise entre 10 et 30 kg/m²) associé à une couche de fibre minérale de 4 à 10 cm.

Les doublages sont classés en trois catégories selon la masse surfacique du parement :

Groupe I : parements de 8 à 12 kg/m² avec une couche de fibres minérales ou végétales de 3 à 4 cm.

Groupe II : parements de 15 à 20 kg/m² avec 4 à 5 cm de fibres.

Groupe III : parements de 25 à 30 kg/m² avec 4 à 5 cm de fibres.

Le gain d'isolement acoustique « ΔR » apporté par le doublage dépend de la nature du support, en particulier de sa masse surfacique.

Pour des murs à doubler ayant une masse surfacique comprise entre 70 et 300 kg/m², on peut estimer l'amélioration globale « ΔR » en « dB(A) » comme suit :

Groupe I : $\Delta R = -0,5 R_A + 32 \pm 2 \text{ dB(A)}$

Groupe II : $\Delta R = -0,5 R_A + 35 \pm 2,5 \text{ dB(A)}$

Groupe III : $\Delta R = -0,5 R_A + 37 \pm 3 \text{ dB(A)}$

Où « R_A » est l'indice d'affaiblissement global en « dB(A) » de la paroi initiale.

On remarque que le gain d'isolement apporté par un doublage est d'autant plus important que la paroi d'origine est légère. Par ailleurs, ces doublages assurent également une amélioration de l'isolation thermique.

4.4. Indice d'affaiblissement global en dB(A)

Le pouvoir d'isolation phonique d'une paroi peut être caractérisé par une valeur globale de son indice d'affaiblissement, exprimée en dB(A). Cette valeur dépend de la nature du bruit émis. On distingue généralement deux indices d'affaiblissement selon que le bruit est un bruit « rose » ou un bruit de « route ».

- **Bruit rose**

C'est un bruit dont les niveaux sont constants par bande d'octave (de 125 à 4000 Hz) ou par bande de tiers d'octave (de 100 à 5000 Hz), quelle que soit la bande considérée. Par exemple, un bruit rose de 80 dB par octave correspond globalement à environ 86 dB(A).

- **Bruit routier**

C'est un bruit caractérisé par une forte teneur en basses fréquences. Le spectre type en bandes d'octave d'un bruit de trafic routier est le suivant :

f (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
N(dB)	71	70	66	65	63	57

Son niveau global est de 75 dB $\approx$ 70 dB(A).

Nous verrons plus loin que le bruit rose constitue un spectre d'émission de référence permettant de caractériser le comportement acoustique d'un élément de construction séparant deux locaux. Dans ce cas, l'indice d'affaiblissement global correspondant est noté « R_{rose} ».

De la même manière, le bruit de trafic routier est utilisé comme spectre d'émission de référence pour évaluer l'isolement acoustique d'une façade exposée aux bruits de l'environnement urbain. L'indice d'affaiblissement global associé est alors noté « R_{route} ».

Calcul de « R_{rose} » ou « R_{route} » en dB (A)

Le calcul de R_{rose} ou R_{route} en dB(A) se fait à partir des indices d'affaiblissement connus pour chaque bande de fréquence (1/3 d'octave ou 1/1 d'octave).

À partir du spectre du bruit émis N_{p1} (bruit rose ou bruit de route), on détermine le niveau sonore reçu dans le local de réception N_{p2} . Le bruit incident étant soit un bruit rose, soit un bruit routier, on obtient alors l'indice d'affaiblissement global correspondant.

$$N_{p2} = N_{p1} - (R + 10 \log \frac{A}{S})$$

Pour ce calcul on pourra considérer que la quantité $10 \log \frac{A}{S}$ est nulle .

On détermine ensuite les niveaux « N_{p1} » et « N_{p2} » en dB (A). Leur différence permet d'accéder au « R_{rose} » ou « R_{route} » en dB (A).

Exemple

Considérons un mur en béton de masse surfacique $m_s = 200 \text{ kg/m}^2$ dont l'indice d'affaiblissement aux fréquences médianes d'octave est donné ci-dessous :

f (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
R(dB)	33	35	42	51	60	68

Le bruit émission est rose de niveau 80 dB/oct soit 86 dB (A).

Le spectre réception : $N_{p2} = N_{p1} - R$

f (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
N_{p2} (dB)	47	45	38	29	20	12
Pondération (A)	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1
N_{p2} (dB(A))	30,9	36,4	34,8	29	21,2	13

La sommation des niveaux N_{p2} (dB(A)) conduit à $N_{p2g} = 39,6 \text{ dB (A)}$

D'où : $R_{\text{rose}} = 86 - 39,6 = 46,4 \text{ dB (A)}$

Pour calculer le Rroute la démarche est analogue, le spectre émission étant un spectre de bruit de trafic routier.

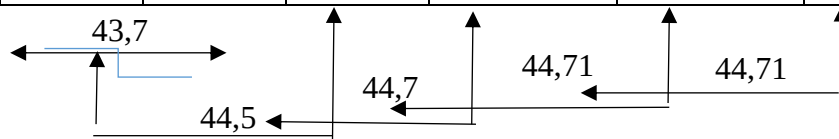
Considérons un spectre de bruit de route de même niveau global 86 dB (A)

f (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
N_{p1} (dB)	87	86	82	81	79	73

A partir des valeurs d'indice d'affaiblissement données précédemment on en déduit :

$$N_{p2} = N_{p1} - R$$

f (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
N_{p2} (dB)	54	51	40	30	19	5
Pondération (A)	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1
N_{p2} (dB(A))	37,9	42,4	36,8	30	20,2	6



Bibliographie

- Sources : engineeringtoolbox.com
- <https://www.techniquesduson.com/phase1.html>
- LEP Émile, Acoustique et musique. Masson, Paris 1984 (4^e édition).
- https://www.researchgate.net/publication/331628631_Role_des_dommages_a_l%27ADN_dans_la_degenerescence_des_cellules_de_la_cochlee_et_criblage_des_molecules_therapeutiques/figures?lo=1
- <https://www.sraesensoriel.fr/wp-content/uploads/guidesavoir-lire-et-comprendre-un-audiogramme-2025.pdf>
- Thèse de doctorat de l'université de Lyon opérée au sein de l'Université Claude Bernard Lyon 1 Ecole Doctorale N° 476 Neurosciences et Cognition (ED NSCo) Spécialité de doctorat : Discipline : Neurosciences
- Liens entre niveaux perceptifs, performances auditives et réponses électrophysiologiques de la cochlée et du tronc cérébral suite à la stimulation électrique délivrée par les implants cochléaires MED-EL
- [https://fr.scribd.com/document/601049437/Acoustique-environnementale \(diffraction\)](https://fr.scribd.com/document/601049437/Acoustique-environnementale-diffraction)
- <https://www.reedinstruments.com/pdfs/cache/www.reedinstruments.com/r8060/manuel/r8060-manuel.pdf> (sonomètre)
- <https://guidebatimentdurable.brussels/acoustique-cours-recreation> pour un futur sujet
- L'Acoustique de l'habitat – Michel Chagué – Le Moniteur – 2001 -Manuel d'acoustique fondamentale Michel Bruneau – Hermès – 1998 -Techniques de l'Ingénieur
- Acoustique des salles – ref C3360
- Traitement acoustique et insonorisation des bâtiments – ref C3362
- Réglementation acoustique des bâtiments – ref C3365
- Effet du bruit sur l'homme – ref G2720
- Rappel d'acoustique physique – ref R3112
- Propagation des ondes – ref TE5130
- Acoustique des salles – Thierry Malet – Sonomag – 2005

Palier	Semestre	Unité	Coefficient	Crédit	Cours	TD
M1	1	UEM	3	3	1H30	1H30
Intitulé de la matière					Atelier	TP
EQUIPEMENT 2 : ACOUSTIQUE DANS LE BATIMENT						

[retour](#)

INTITULE : EQUIPEMENT 2 : ACOUSTIQUE DANS LE BATIMENT

UNITE D'ENSEIGNEMENT : UE METHODOLOGIQUE 2

SEMESTRE : 2

NOMBRE DE CREDITS : 4 **COEFFICIENT :** 3

VOLUME HORAIRE HEBDOMADAIRE TOTAL : 03H

COURS (NOMBRE D'HEURES PAR SEMAINE) : 1H30

TRAVAUX DIRIGES (NOMBRE D'HEURES PAR SEMAINE) : 1H30

TRAVAUX PRATIQUES (NOMBRE D'HEURES PAR SEMAINE) : 00

PREREQUIS : Equipement 1 (Eclairage)

OBJECTIF GENERAL DE LA MATIERE D'ENSEIGNEMENT :

Assimilation des caractérisations physique et physiologique de son et bruit

Initiation au choix des matériaux de construction de faible Coefficient de transmission et grand indice d'affaiblissement

OBJECTIFS D'APPRENTISSAGE :

Acquisition des connaissances sur les différents types d'isolant acoustique (matériaux), leur caractéristique physique et leur emplacement dans le projet architectural (isolant acoustique pour mur, plancher et plafond)

CONTENU DE LA MATIERE D'ENSEIGNEMENT :

Caractérisation physique et physiologique des sons et des bruits

1.1 Origine du son

1.2 Grandeurs caractéristiques d'un son ou d'un bruit

1.3 Equation de propagation d'onde

1.4 Relation entre pression acoustique $p(t)$ et vitesse vibratoire $v(t)$

1.5 Intensité et densité d'énergie acoustique

1.6 Niveaux de pression et d'intensité

1.7 Analyse des bruits 'stables'

1.8 Composition de deux niveaux de bruit

1.9 Analyse statistique des bruits instables

1.10 Sensation des bruits

1.11 Les appareils de mesure : le sonomètre

1.12 Seuils à ne pas dépasser

Propagation sonore en espace libre

- 2.1 Source ponctuelle
- 2.2 Source ponctuelle directive
- 2.3 Ligne de sources ponctuelles indépendantes
- 2.4 Atténuation atmosphérique
- 2.5 Atténuation due aux écrans (difraction)

Propagation en espace clos

- 3.1 Evaluation de l'intensité réverbérée
- 3.2 Niveau sonore en espace clos
- 3.3 Notion de réverbération
- 3.4 Mesure d'un coefficient de Sabine
- 3.5 Traitement acoustique des salles
- 3.6 Critères d'acoustique architecturale

Isolation des parois aux bruits aériens

- 4.1 Coefficient de transmission et indice d'affaiblissement
- 4.2 Evaluation de l'indice d'affaiblissement des parois simples
- 4.3 Isolation d'une paroi
- 4.4 Indice d'affaiblissement moyen d'une paroi composite

Annexes

Textes réglementaires / Caractéristiques principale des matériaux usuels.

MODE D'EVALUATION

Nature du contrôle	Pondération en %
Examen	60 %
Travaux dirigés	40 %
Total	100%

REFERENCES & BIBLIOGRAPHIE

(A définir par l'enseignant au début du semestre).