

# Encoffrements



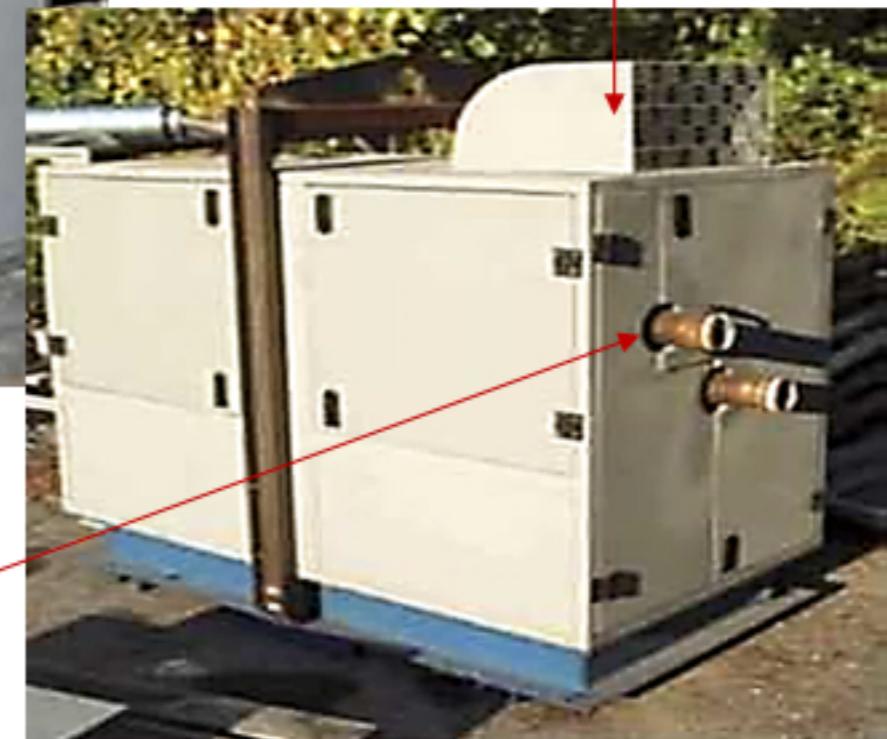
Carcasse

Trappe de visite

Panneaux



Passage



Aération

Les encoffrements et capotages constituent les moyens **les plus couramment utilisés** pour réduire les nuisances dues au bruit dans l'industrie, **même si leurs réductions à la source restent prioritaires.**

# Encoffrements

Obstacles aux calculs :

- influence mutuelle source  encoffrement (couplage),
- géométries des sources (les machines), et donc des champs sonores, très complexes,
- faibles volumes des encoffrements pénalisant l'application des modèles usuels.

# Encoffrements

Un encoffrement (ou capotage) est une enveloppe qui enferme la source sonore (machine) dont la fonction est de réduire le rayonnement acoustique. On distingue :

- **le capotage complet** : il recouvre entièrement la machine, mais peut présenter des ouvertures pour la commande ou l'aération.
- **le capotage intégré** : c'est un encoffrement acoustique fermé qui est monté directement sur le bâti de la machine et épouse ses formes.
- **le capotage partiel** : il est seulement mis en œuvre sur les parties bruyantes de la machine quand celles-ci sont nettement séparées.

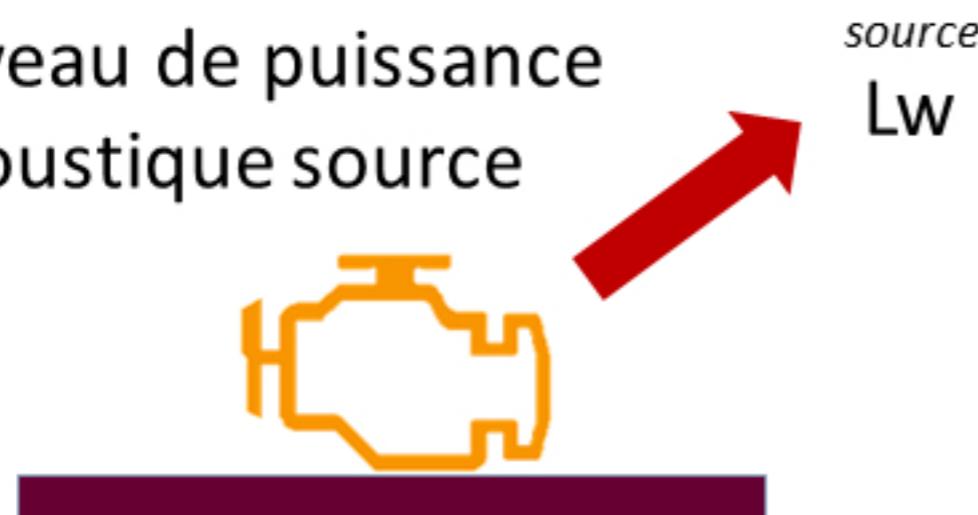
# Encoffrements

Les parois de l'encoferrement constituent une barrière au bruit aérien rayonné par la source, mais c'est l'ensemble des chemins de transmission qui doit être maîtrisé afin d'optimiser les performances :

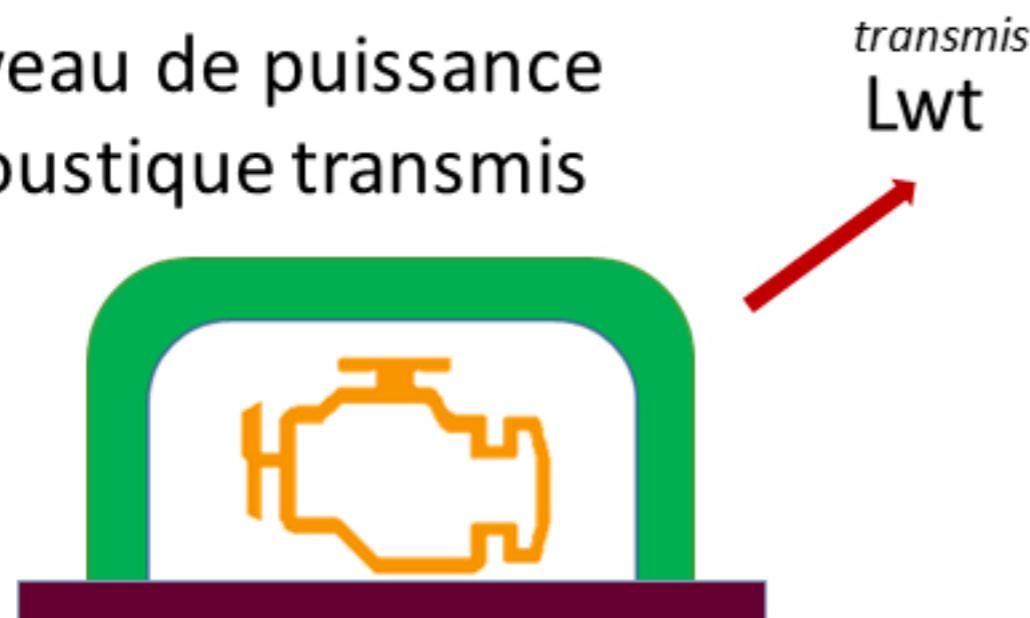
- **la propagation à travers les parois** : assure l'isolation acoustique. L'indice d'affaiblissement acoustique en est la caractéristique principale.
- **l'étanchéité** : elle doit être assurée au niveau des assemblages et des ouvertures fonctionnelles par des joints, des silencieux, des chicanes, etc....
- **la propagation solidienne** : les attaches du capot sur la source, les éléments de machine solidaires du capot ou le traversant doivent être isolés sur le plan vibratoire. Il est indispensable de désolidariser le capotage de toute source d'excitation, que ce soit la machine ou le sol.

# Encoffrements

Niveau de puissance acoustique source



Niveau de puissance acoustique transmis



Rappel : le niveau de puissance acoustique utilisé se définit par  
 $Lw = 10 \cdot \log [W/10^{-12}]$

Puissance acoustique de la source

$$W = \iint I \cdot ds$$

$I = \frac{p^2}{\rho \cdot c}$  intensité acoustique

$p$  pression acoustique  
si onde plane

Puissance acoustique de référence  
1 picoWatt/m<sup>2</sup>

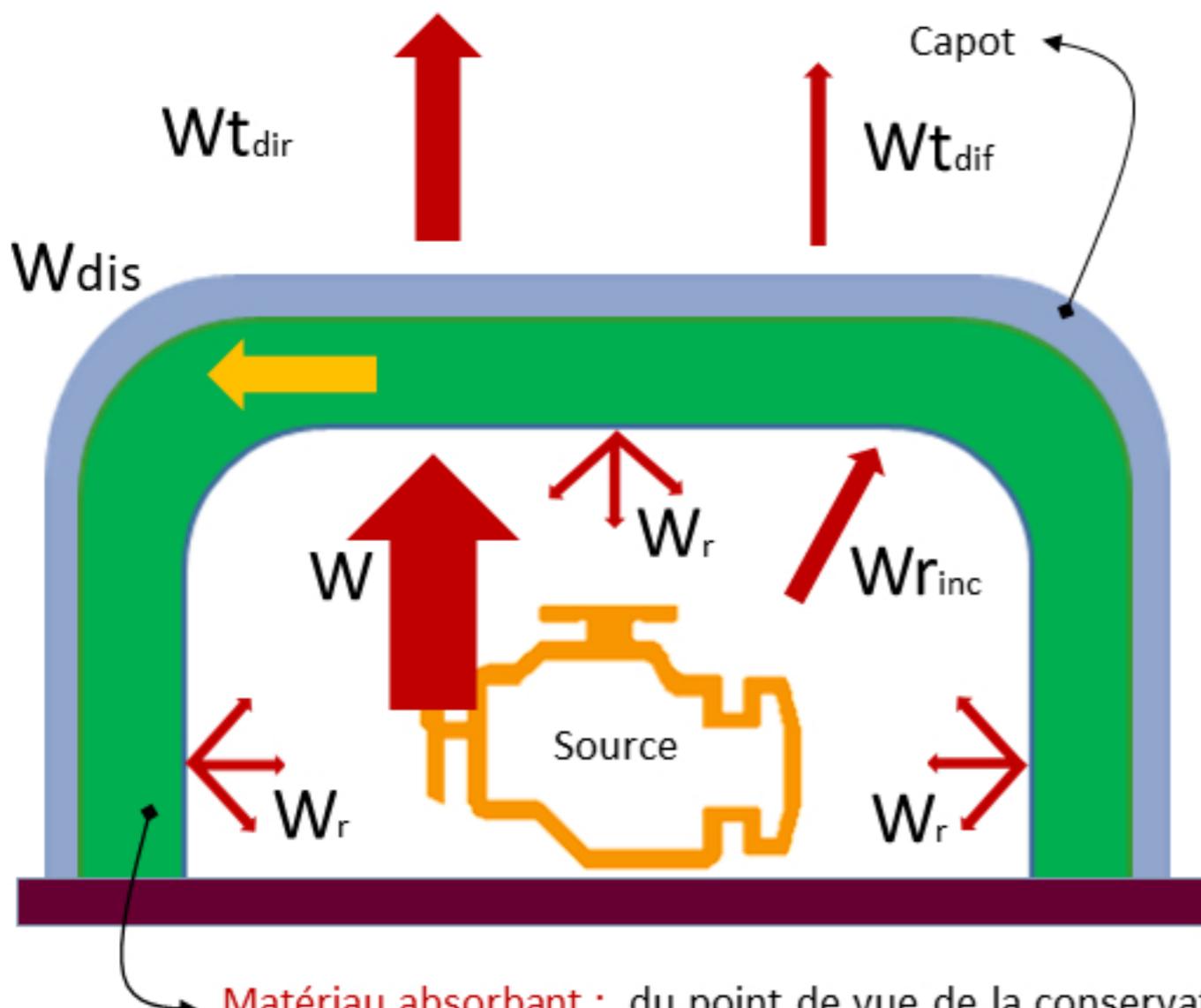
Isolement = perte liée à l'insertion du capot

$$D = Lw - Lwt$$

soit  $D = 10 \cdot \log[W/Wt] \text{ [Db}]$

# Encoffrements

## Modèle retenu pour le calcul

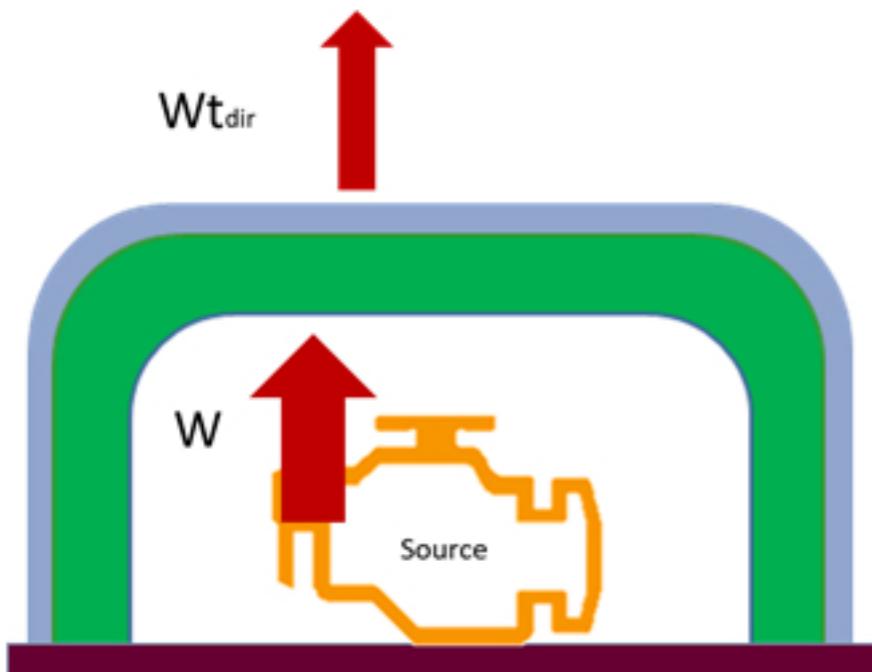


- $W$  = rayonnement direct de la source
- $W_{dis}$  = puissance dissipée (chaleur)
- $W_{t\text{dir}}$  = puissance directe transmise par les panneaux
- $W_r$  = puissance réfléchie créant un champ diffus
- $W_{r\text{inc}}$  = puissance incidente créée par le champ diffus
- $W_{t\text{dif}}$  = puissance diffuse transmise

**Matériau absorbant :** du point de vue de la conservation de l'énergie, si la puissance acoustique générée par la source à l'intérieur du capotage n'a pas changé, la réduction de puissance rayonnée à l'extérieur par le capot ne peut être apportée que par la dissipation d'énergie par les parois. Sans absorbant acoustique, cette dissipation est seulement due au facteur de perte interne des panneaux, ce qui est tout à fait insuffisant.

# Encoffrements

En ce qui concerne **le rayonnement direct**, il est considéré comme normal à la paroi, c'est donc le **coefficient de transmission  $\tau_0$**  qui est utilisé.



- $Wt_{dir} = \tau_0 \cdot W = 0,316 \cdot \tau \cdot W$

Rq : c'est plutôt l'**indice d'affaiblissement acoustique en champ diffus  $R = 10 \cdot \log[1/\tau]$** , qui est généralement la valeur connue.

Il est admis que cet indice est de 5 dB inférieur à l'indice d'affaiblissement en incidence normale  $R_0$  (donné par la loi de masse).

Alors :

$$R_0 = R + 5 = 10 \cdot \log[1/\tau] + 10 \cdot \log[3,16]$$

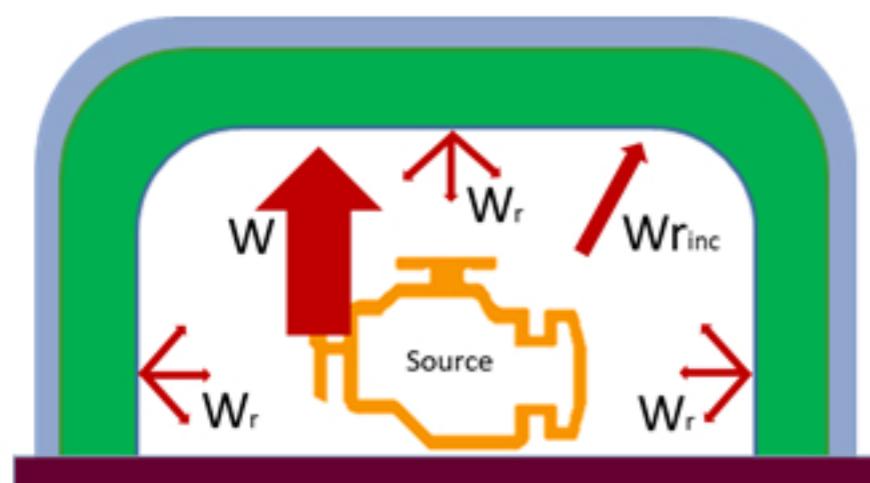
$$\Leftrightarrow 10 \cdot \log[1/\tau_0] = 10 \cdot \log[3,16/\tau]$$

$$\Leftrightarrow \tau_0 = 0,316 \cdot \tau \quad (\text{cqfd})$$

# Encoffrements

La puissance réfléchie par les parois **après absorption partielle** due au matériau absorbant qui les recouvre vient alimenter le **champ réverbéré** sous le capot qui va lui-même finir par être absorbé.

Ce **champ est supposé diffus et quasi homogène** dans tout le volume sous capot ( $\Leftrightarrow$  théorie de Sabine). C'est le cas des chambres réverbérantes mais pas ici car le matériau est absorbant...



$$W = \underbrace{W_{\text{absorbée(direct)}}}_{\alpha \cdot W} + \underbrace{W_{\text{absorbée (après réflexions)}}}_{\alpha \cdot (I_{r\text{inc}} \cdot S_i)}$$

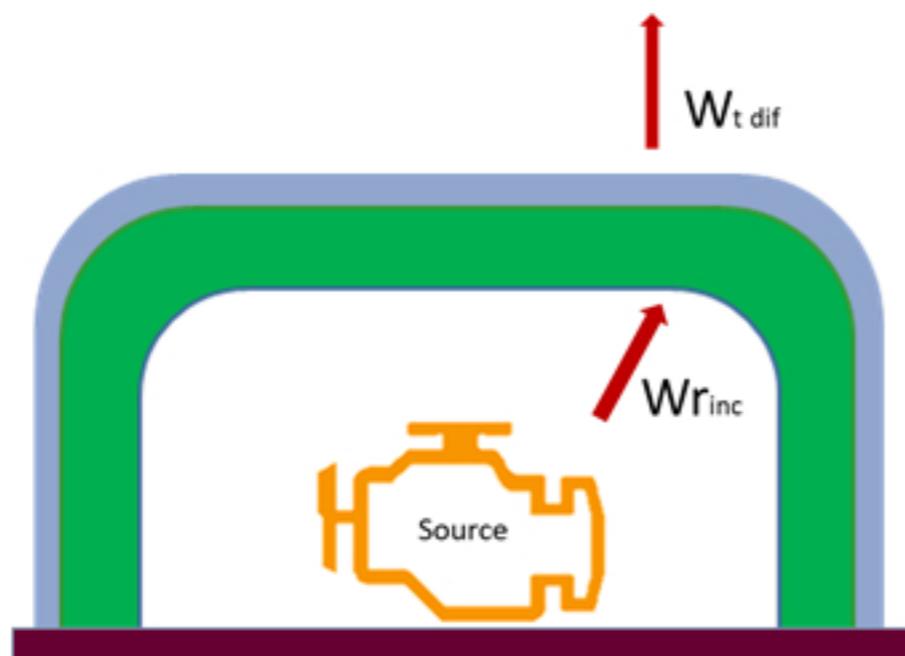
Où «  $\alpha$  » est le **coefficient d'absorption** moyen à l'intérieur du capot, défini à partir des intensités incidentes....

«  $S_i$  » comprend la surface totale des panneaux  $S$  à laquelle s'ajoutent éventuellement d'autres surfaces recouvertes de matériaux absorbants (éléments de séparation internes, partie de la machine) et recevant la pression réfléchie.

«  $S$  » car seule l'onde incidente sur les panneaux de l'encoffrement est susceptible d'être transmise à l'extérieur.

$$W_{r\text{inc}} = I_{r\text{inc}} \cdot S = W \cdot S \cdot (1 - \alpha) / (\alpha \cdot S_i)$$

# Encoffrements



- $W_{t_{dif}} = \tau \cdot W_{r_{inc}} = \tau \cdot W \cdot (1 - \alpha) \cdot S / (\alpha \cdot S_i)$
- Rq : ici c'est  $\tau$  et non  $\tau_0$  qui est utilisé car le champs réverbéré diffuse dans toutes les directions (incidences autres que normales notamment)

# Encoffrements

Bilan : la puissance sonore totale transmise est issue de la somme de deux puissances :  $W_t = W_{tdir} + W_{tdif} = \tau \cdot W \cdot [0,316 + (1-\alpha) \cdot S / (\alpha \cdot Si)]$

$$\Leftrightarrow W/W_t = 1 / \{ \tau \cdot [0,316 + (1-\alpha) \cdot S / \alpha \cdot Si] \}$$

Alors  $D = 10 \cdot \log[W/W_t] = 10 \cdot \log(1 / \tau) - 10 \cdot \log[0,316 + (1-\alpha) \cdot S / \alpha \cdot Si]$

Soit  $D = R - 10 \cdot \log[0,316 + (1-\alpha) \cdot S / \alpha \cdot Si]$

Atténuation  
d'un capot

En première approximation :  $\begin{array}{l} \bullet \quad S \text{ et } Si \text{ sont équivalentes} \\ \bullet \quad \alpha / (1-\alpha) \text{ est proche de } \alpha \quad (\Leftrightarrow \alpha \ll 1) \end{array}$

$$W/W_t \approx 1 / [\tau \cdot (0,316 + 1/\alpha)] \approx \alpha / \tau$$

Soit  $D' = 10 \cdot \log[W/W_t] = 10 \cdot \log(\alpha / \tau) = 10 \cdot \log(1 / \tau) + 10 \cdot \log \alpha$

Finalement :

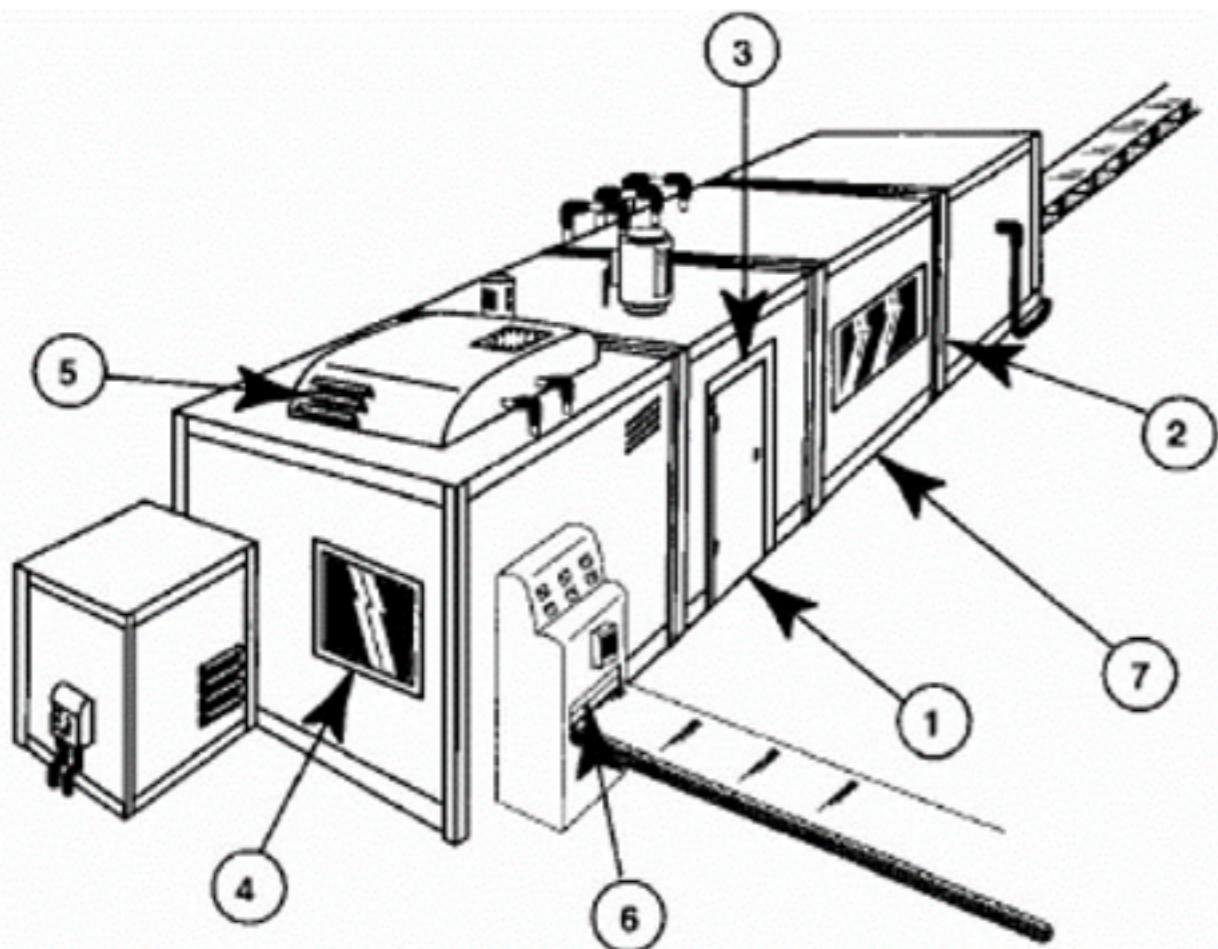
$D' = R + 10 \cdot \log \alpha$

Atténuation  
simplifiée d'un capot

# Encoffrements

Les causes de fuites sont très nombreuses car les contraintes de fonctionnement des machines capotées imposent de nombreuses ouvertures (passages de câbles et tuyaux, ventilation...).

**Les fuites viennent diminuer l'efficacité de l'encoferrement.**



n°	Type de cause	Remède
1	Dessous de porte	<ul style="list-style-type: none"><li>utilisation de matériaux absorbants,</li><li>utilisation de bavettes en élastomère,</li><li>utilisation de profilés d'étanchéité mobiles</li></ul>
2	Entre châssis et structure	<ul style="list-style-type: none"><li>utilisation de masses de rebouchage</li></ul>
3,4	Entre ouvrants et dormants (fenêtre, trappes de visite, etc.)	<ul style="list-style-type: none"><li>utilisation de joints profilés en élastomères</li></ul>
5	Ouïes de ventilation	<ul style="list-style-type: none"><li>utilisation de silencieux à chicanes recouvertes ou non de matériaux absorbants</li></ul>
6	Orifices d'entrée et de sortie	<ul style="list-style-type: none"><li>profilé à résonateurs intégrés</li></ul>
7	Liaison au sol	<ul style="list-style-type: none"><li>utilisation de plots en élastomère</li><li>utilisation de bavettes souples</li></ul>

*Exemples de fuites identifiées remèdes probables*

# Encoffrements

Pour évaluer **l'impact des fuites issues d'un taux d'ouvertures de  $T\%$** , un modèle simple consiste à considérer qu'une partie  $T\%$  de la puissance de la source sort par les ouvertures sans atténuation alors que le complément  $(100 - T)\%$  est atténué en fonction des pertes par insertion  $D$  constatées avec un capot étanche.

$$D_{\text{ouv}} = 10 \cdot \log \left\{ \frac{W}{Wt} \left[ (1-T/100) + T/100 \right] \right\}$$

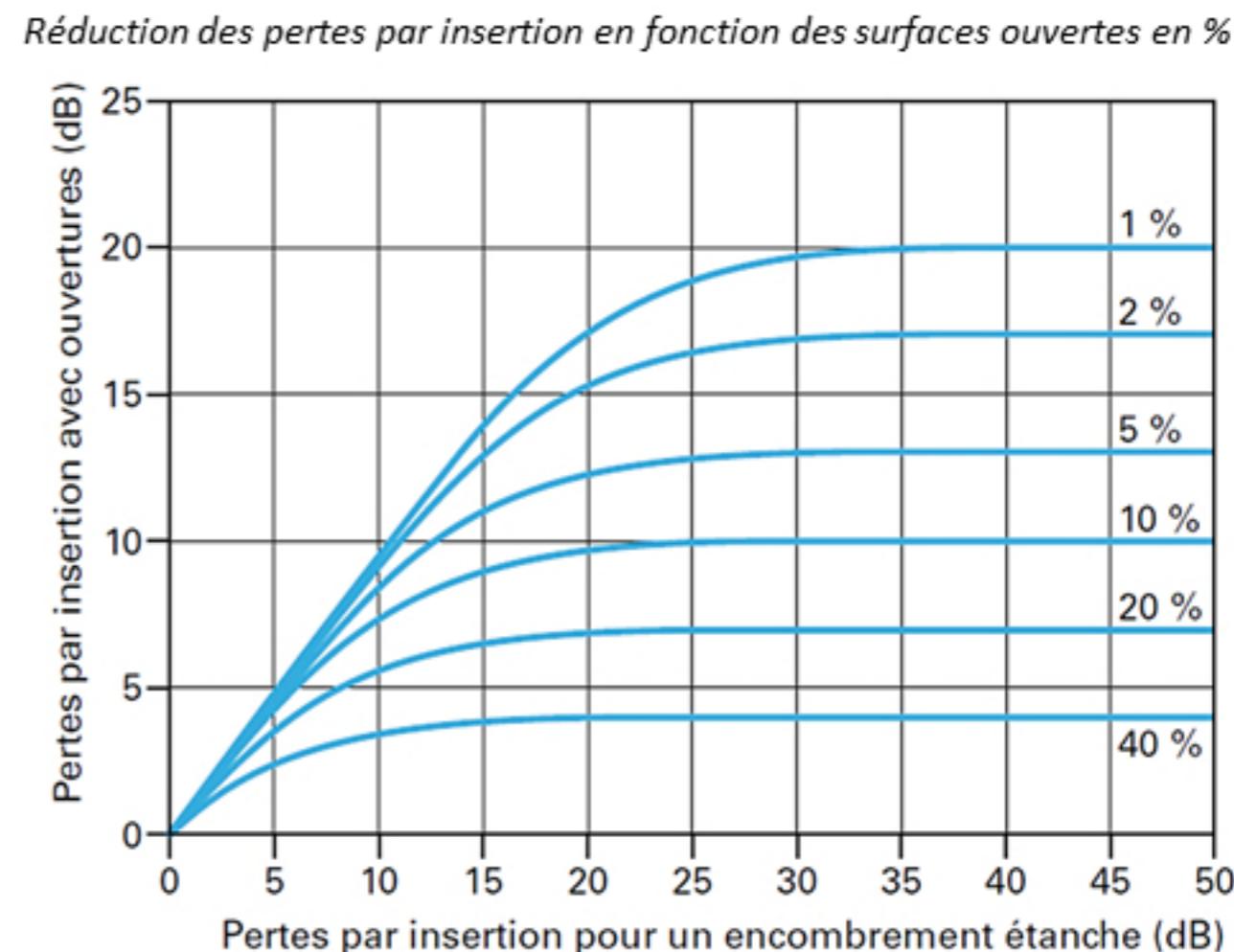
Or  $D = -10 \cdot \log(Wt/W) \Leftrightarrow Wt/W = 10^E(-D/10)$

Il vient :

$$D_{\text{ouv}} = -10 \cdot \log \left\{ 10^E(-D/10) \cdot \left[ (1-T/100) + T/100 \right] \right\}$$

Avec ouverture

Sans ouverture



# Encoffrements

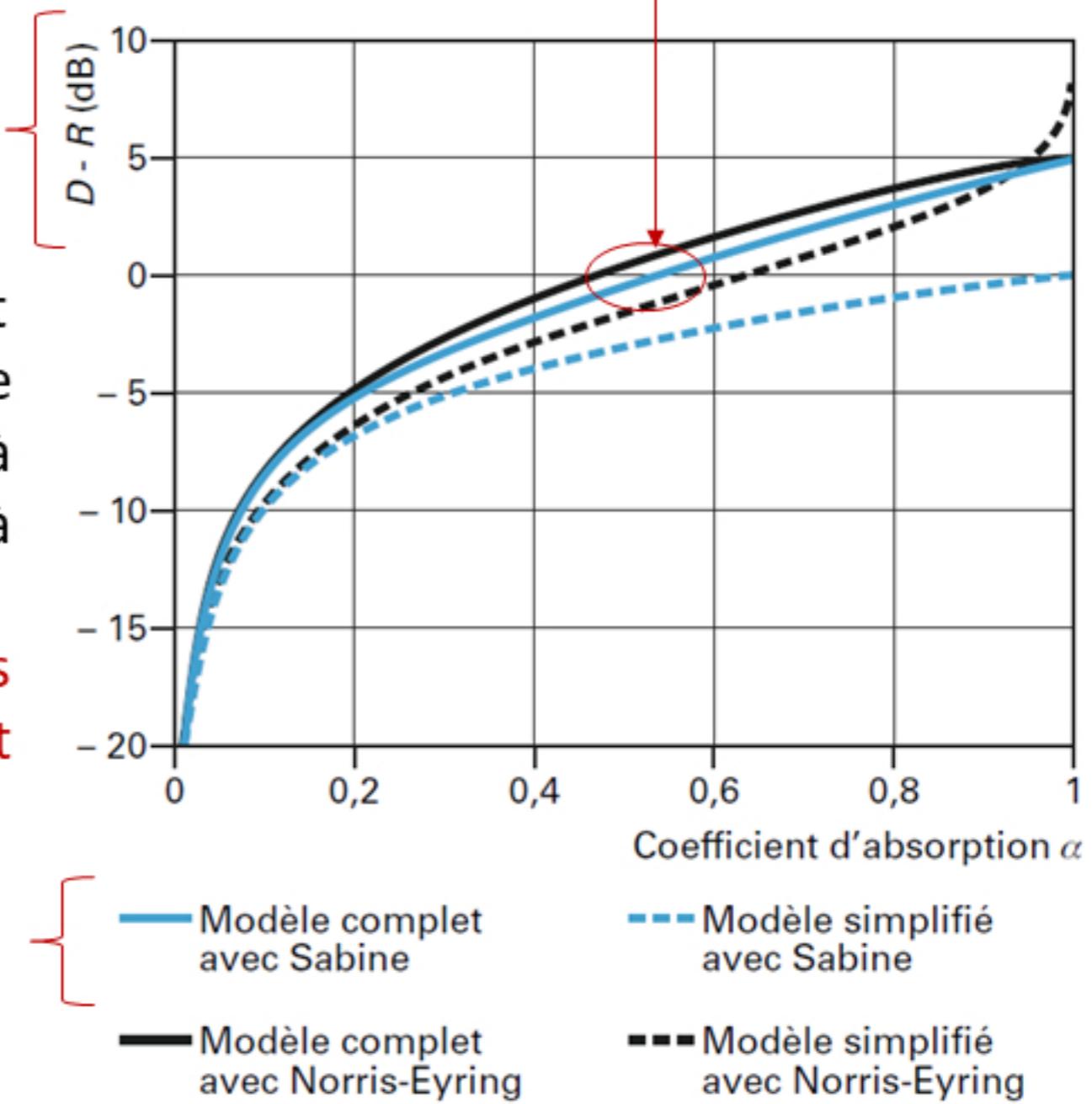
$\alpha > 0,53$  obligatoire  
pour observer un gain réel

Gain en dB apporté  
par le matériau absorbant

Le graphe illustre bien que le capot permet d'atténuer la puissance sonore transmise mais il provoque aussi **son augmentation** à cause de la hausse de la pression à l'intérieur, issue du champs réverbéré.

Il faut augmenter le pouvoir absorbant des parois (capitonnage...) pour rendre la capot vraiment efficace.

Modèle retenu  
dans le cours



# Les Silencieux

Les applications sont nombreuses dans les installations aérauliques (conduits d'air) telles que :

- les ouvertures présentes dans les encoffrements,
- les réseaux de gaines de ventilation, climatisation, chauffage, les prises et rejets d'air des locaux,
- l'échappement des moteurs thermiques. (automobiles, groupes électrogènes, tondeuses à gazon...)



*Silencieux pour automobiles*



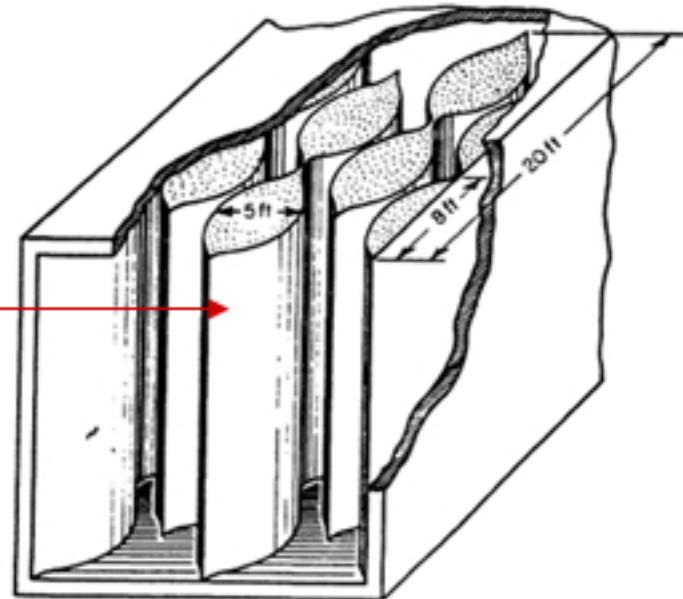
*Silencieux pour ventilation*

# Les silencieux

## Silencieux industriels dissipatifs

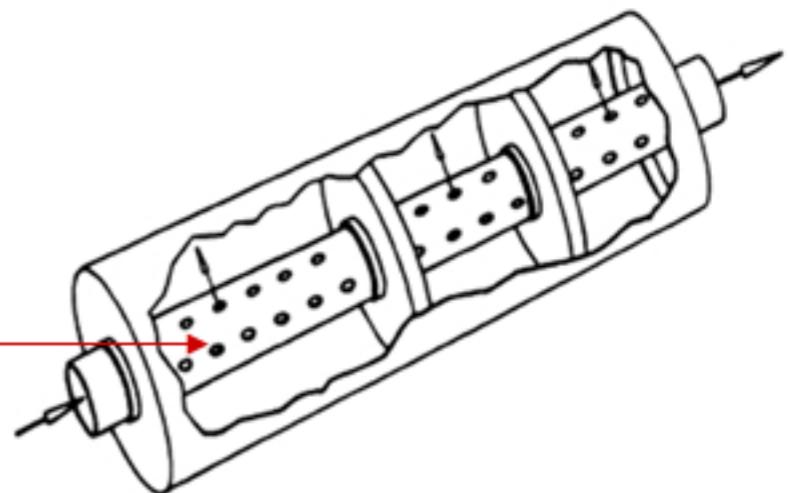
La dissipation est améliorée en augmentant la surface de contact entre le matériau absorbant et l'air → **ajout de baffles**.

Ces silencieux sont large bande et sont efficaces sur des sources à spectre étendu, ce qui est généralement le cas des machines industrielles.



## Silencieux industriels réactifs

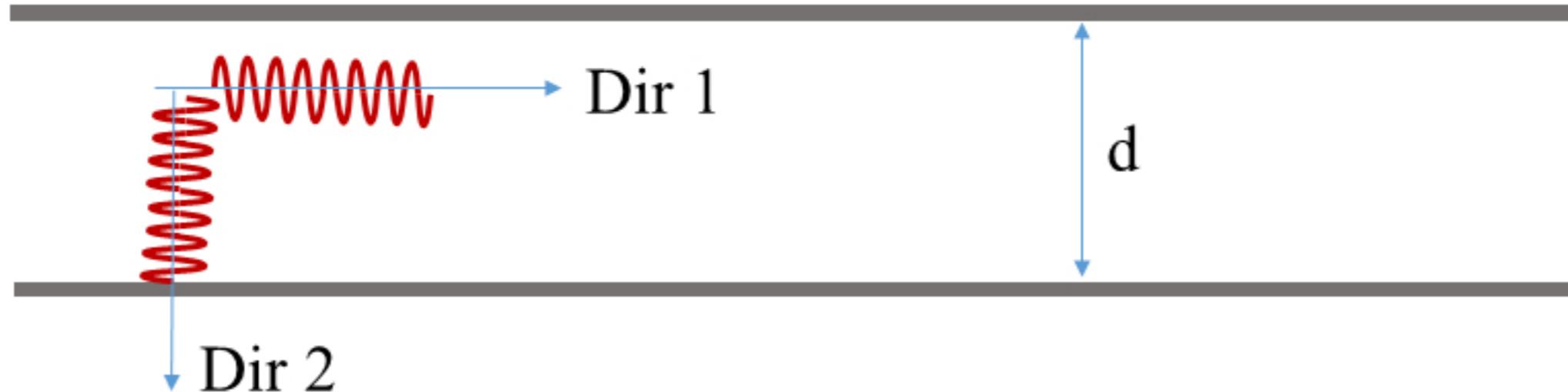
Dans ces silencieux, l'atténuation est fonction de la géométrie **des résonateurs** qui interagissent.



Ces silencieux comportent aussi souvent des matériaux absorbants...

# Les silencieux

*Longueur d'onde petite face au diamètre*



*Longueur d'onde grande face au diamètre*



Hypothèse : la longueur d'onde est supposée grande face au diamètre du tube, de telle sorte que **la propagation de l'onde est unidirectionnelle**.

$$\lambda = c \cdot T \gg d \Leftrightarrow d \ll c/f$$

- $f = 400 \text{ Hz}$ ,
- $c/f = 0,86 \text{ m}$
- $d < 0,1 \text{ m}$  convient par exemple...

# Les silencieux

L'onde sonore est unidirectionnelle

- évolue dans le temps
- progresse dans l'espace à une dimension

→ La pression sonore est **bidimensionnelle**

Ainsi une onde harmonique est décrite par la fonction :

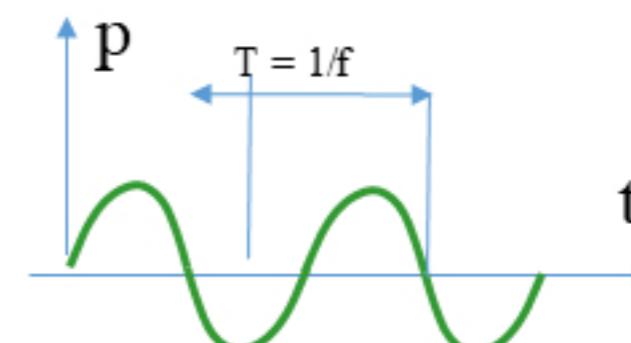
$$p(x,t) = A \cdot \cos[\omega \cdot (t - tr)]$$

Temps de retard, pris par l'onde pour se propager, à la célérité  $c$ , jusqu'à l'abscisse  $x$ .

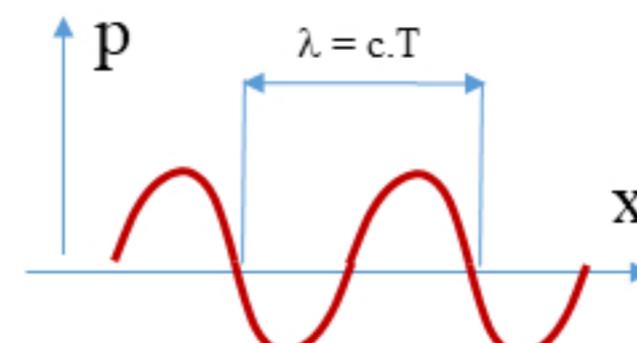
$$p(x,t) = A \cdot \cos[\omega \cdot (t - x/c)]$$

–

$$p(x,t) = \operatorname{Re}\{p\} = \operatorname{Re}\{ \bar{A} \cdot \exp[j\omega \cdot (t - x/c)] \}$$



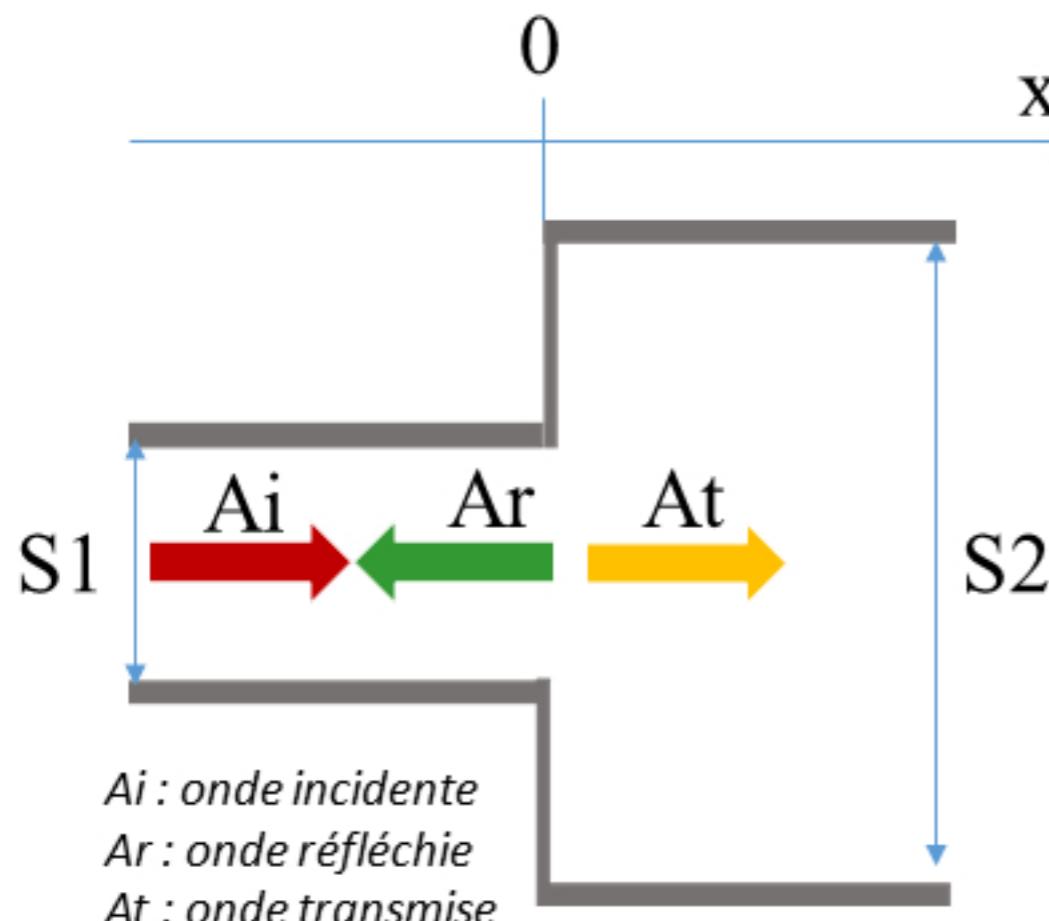
Evolution de la pression dans une section donnée



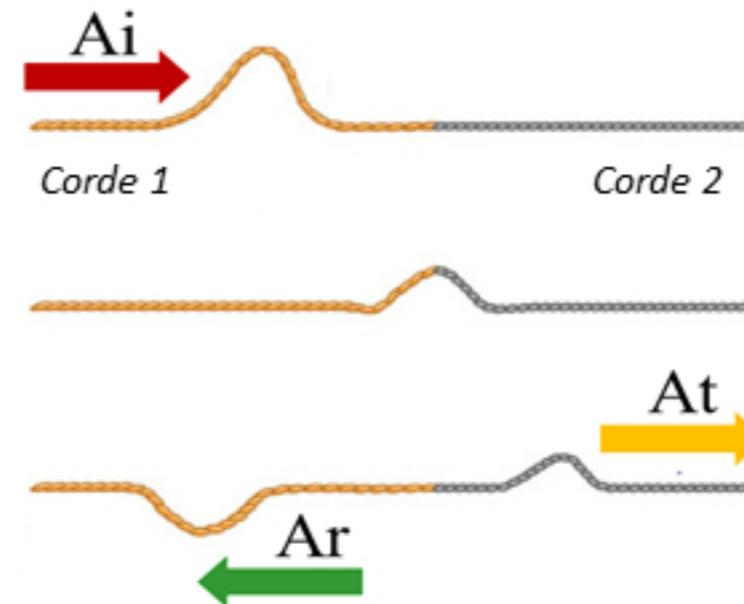
Evolution de la pression le long du tube à un instant donné

# Les silencieux

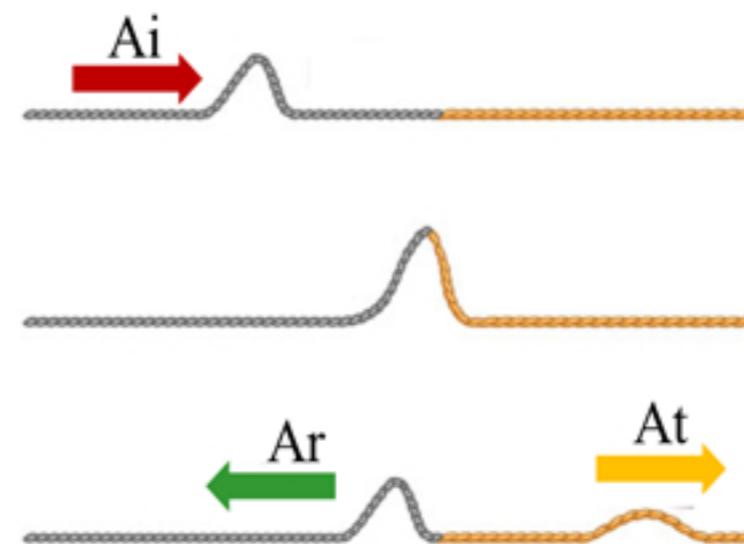
## Cas général d'un changement de section



On suppose que l'onde incidente et l'onde réfléchie forment une onde quasi-stationnaire.



Réflexion et transmission d'une impulsion ondulatoire en un point séparant 2 milieux. Si la corde 2 à droite a une plus grande masse linéique, sa plus forte inertie provoque alors un déphasage à 180° de l'onde réfléchie



Ici, la corde 1 de gauche a une plus grande masse linéique. Alors l'onde réfléchie n'est pas déphasée...

# Les silencieux

$$\begin{aligned}
 P_1(x,t) &= P_i(x,t) + P_r(x,t) \\
 &= \operatorname{Re}\{ \bar{A}_i \exp[j\omega(t-x/c)] \} + \operatorname{Re}\{ \bar{A}_r \exp[j\omega(t+x/c)] \} \\
 &= \operatorname{Re}\{ \bar{A}_i \exp[j\omega(t-x/c)] + \bar{A}_r \exp[j\omega(t+x/c)] \}
 \end{aligned}$$

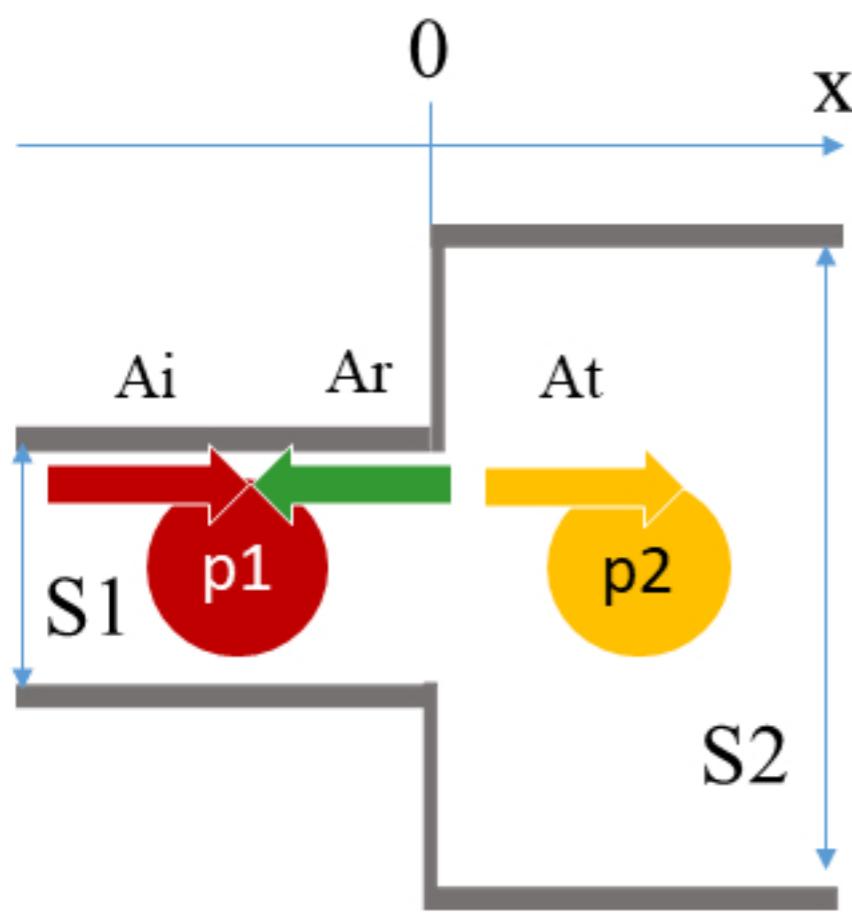
Vers la droite

Vers la gauche

Comme les équations de l'acoustique sont linéaires, le principe de superposition s'applique et la pression produite par deux ondes en un point est la somme des pressions produites par chaque onde individuellement.

$$P_2(x,t) = \operatorname{Re}\{ \bar{A}_t \exp[j\omega(t-x/c)] \}$$

## Conditions aux limites 1



$$\begin{aligned}
 \text{débit acoustique (0-)} &= \text{débit acoustique (0+)} \\
 \Leftrightarrow \rho_0 u' 1 S_1 &= \rho_0 u' 2 S_2
 \end{aligned}$$

Vitesse particulière

$$\text{Or de manière générale } u' = p/\rho_0 c$$

$$\begin{cases} W = p^2 S / \rho_0 c \\ W = Q \cdot p = u' \cdot S \cdot p \end{cases}$$

$$\text{Et } u' 1 = u'_i - u'_r$$

Vers la gauche

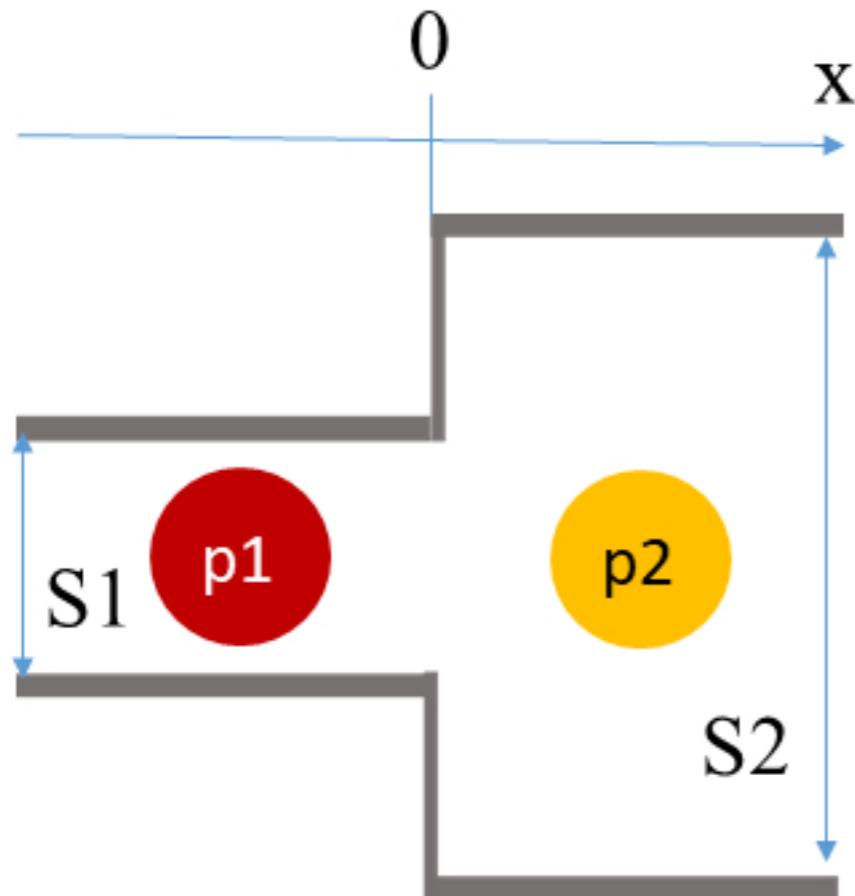
Alors **si**  $x = 0$  :

$$S_1 \cdot \{ \bar{A}_i \exp[j\omega t] - \bar{A}_r \exp[j\omega t] \} = S_2 \cdot \{ \bar{A}_t \exp[j\omega t] \}$$

$$\Leftrightarrow S_1 (\bar{A}_i - \bar{A}_r) = S_2 \cdot \bar{A}_t$$

# Les silencieux

## Conditions aux limites 2



Pression (0-) = pression (0+)

Ainsi **si**  $x = 0$

$$\bar{A}_i \exp[j\omega t] + \bar{A}_r \exp[j\omega t] = \bar{A}_t \exp[j\omega t]$$

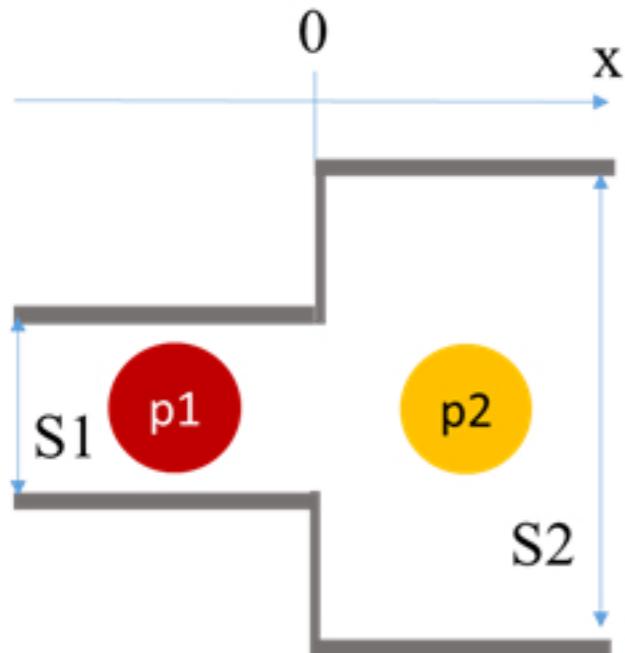
$$\Leftrightarrow (\bar{A}_i + \bar{A}_r) = \bar{A}_t$$

En combinant les deux résultats précédents il vient :

$$\bar{A}_r = (S1 - S2) \cdot \bar{A}_i / (S1 + S2)$$

$$\Leftrightarrow \bar{A}_t = 2 \cdot \bar{A}_i \cdot S1 / (S1 + S2)$$

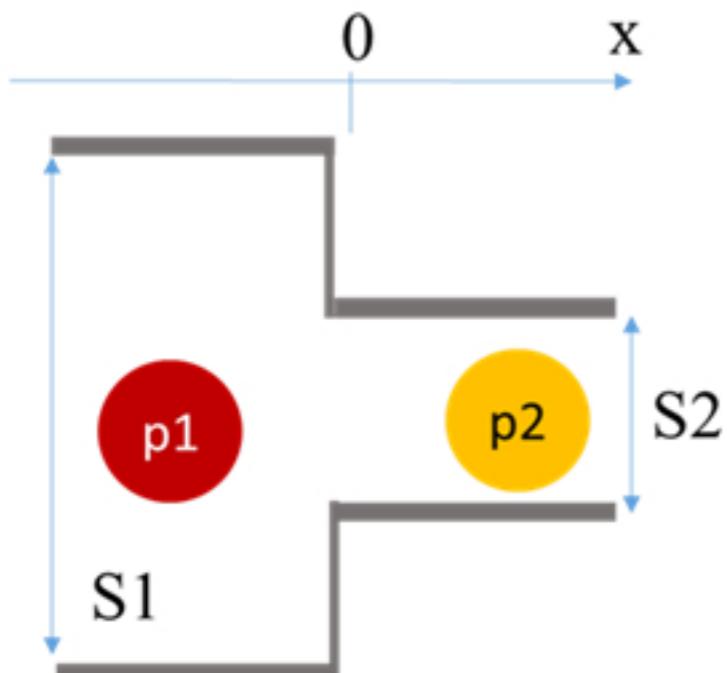
# Les silencieux



L'atténuation du niveaux sonore provoquée par la perte en transmission lors du passage du col est notée  $L_{TL}$  (Transmission Loss). C'est la différence des deux niveaux de puissance sonore, « avant » et « après ».

$$\begin{aligned}L_{TL} &= L(Wi) - L(Wt) \\&= 10 \cdot \log(Wi) - 10 \cdot \log(Wt) = 10 \cdot \log(Ii \cdot S1 / It \cdot S2)\end{aligned}$$

Or de manière générale  $I = p^2 / \rho_0 \cdot c$



$$L_{TL} = 10 \cdot \log[p_i^2 \cdot S1 / (p_t^2 \cdot S2)]$$

$$L_{TL} = 10 \cdot \log[A_i^2 \cdot S1 / (A_t^2 \cdot S2)]$$

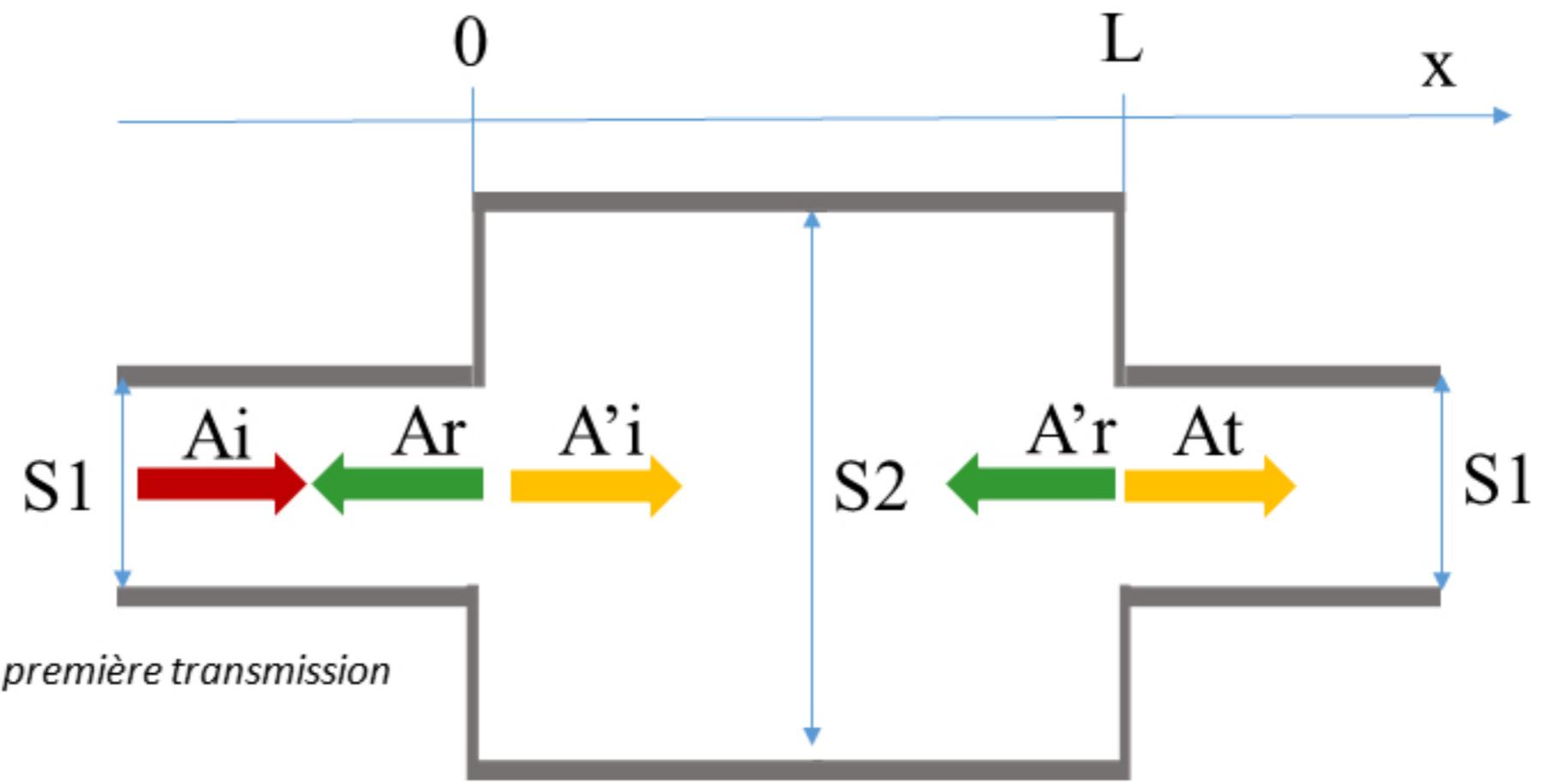
$$\Leftrightarrow L_{TL} = 10 \cdot \log[(S1 + S2)^2 / (4 \cdot S1 \cdot S2)]$$

Relation valable également pour un rétrécissement de section, l'atténuation est ici indépendante de la fréquence.

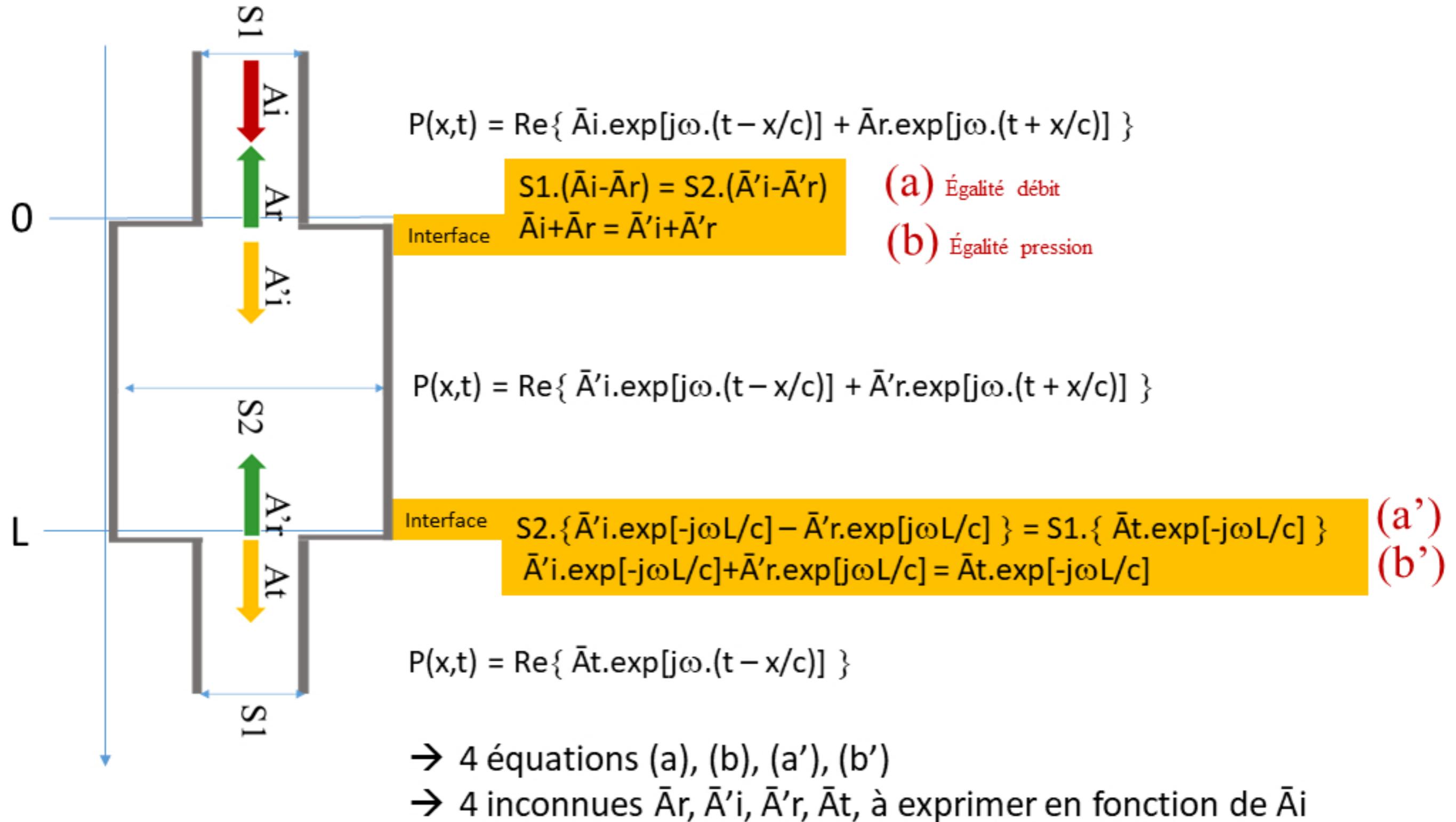
# Les silencieux

## Cas du silencieux à chambre d'expansion

C'est un procédé très utilisé dans l'industrie. Une chambre de section  $S_2$  et de longueur  $L$ , est insérée sur un tuyau de section  $S_1$ .



# Les silencieux



Tous calculs effectués :  $\bar{A}_t = \frac{2 \cdot \exp\left(\frac{j\omega L}{c}\right)}{2 \cdot \cos\left(\frac{\omega L}{c}\right) + j \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} + \frac{s_2}{s_1}\right) \cdot \sin\left(\frac{\omega L}{c}\right)} \cdot \bar{A}_i$

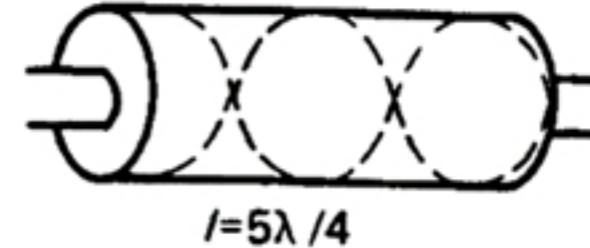
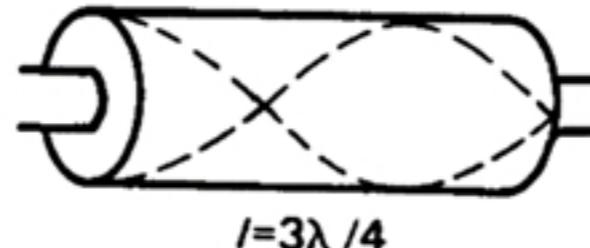
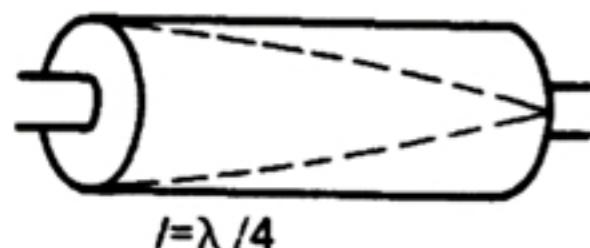
L'amplitude de l'onde transmise **dépend de la fréquence et de la longueur de la chambre d'expansion.**

L'atténuation est alors :  $L_{TL} = 10 \cdot \log[A_i^2 \cdot S_1 / (A_t^2 \cdot S_2)]$

$$\Leftrightarrow L_{TL} = 10 \cdot \log \{ 1 + (S_2/2S_1 - S_1/2S_2)^2 \cdot \sin^2(\omega L/c) \}$$

Pour une fréquence donnée :

- l'atténuation est nulle si  $\omega L/c = n \cdot \pi$ , soit  $L = n \cdot \lambda/2$
- l'atténuation est maximale si  $\omega L/c = (2n+1) \cdot \pi/2$ , soit  $L = (2n+1) \cdot \lambda/4$



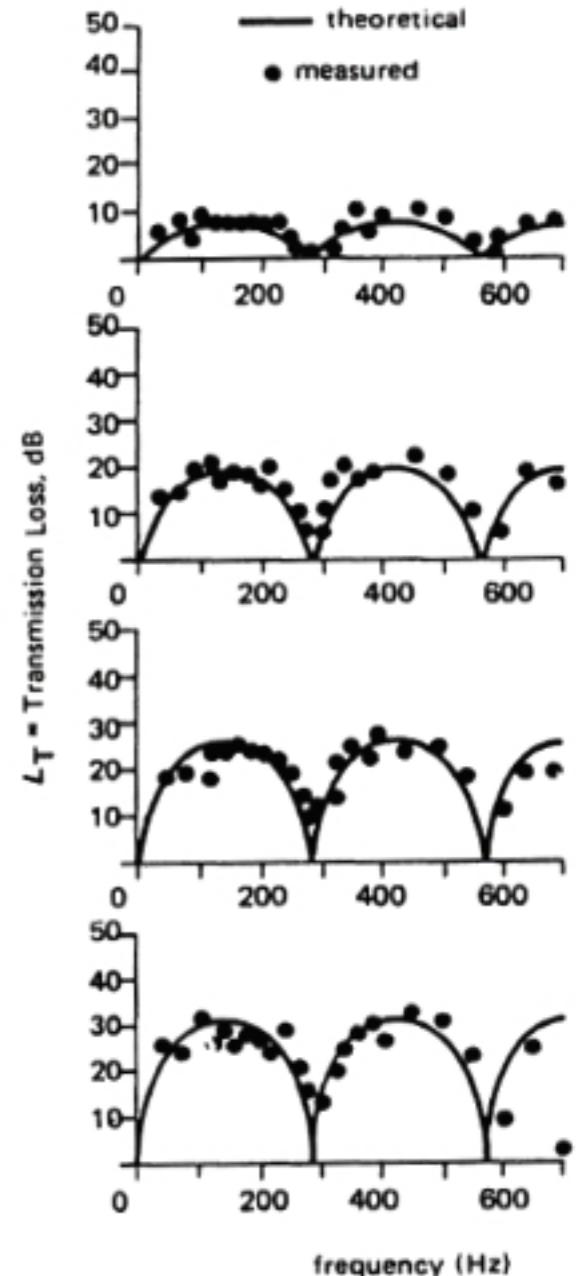
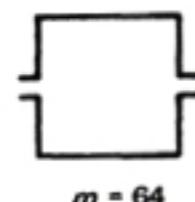
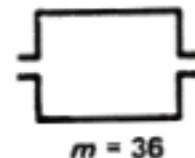
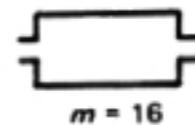
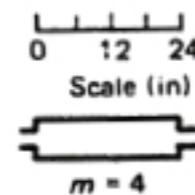
# Les silencieux

De même, pour une longueur donnée :

- l'atténuation est nulle si :  $f = n.c/2L$
- l'atténuation est maximale si :  $f = (2n+1).c/4L$



Pour certaines applications, la température du gaz peut avoir une incidence non négligeable sur la valeur de la célérité  $c$ , et donc la valeur de  $L_{tL}$ ...

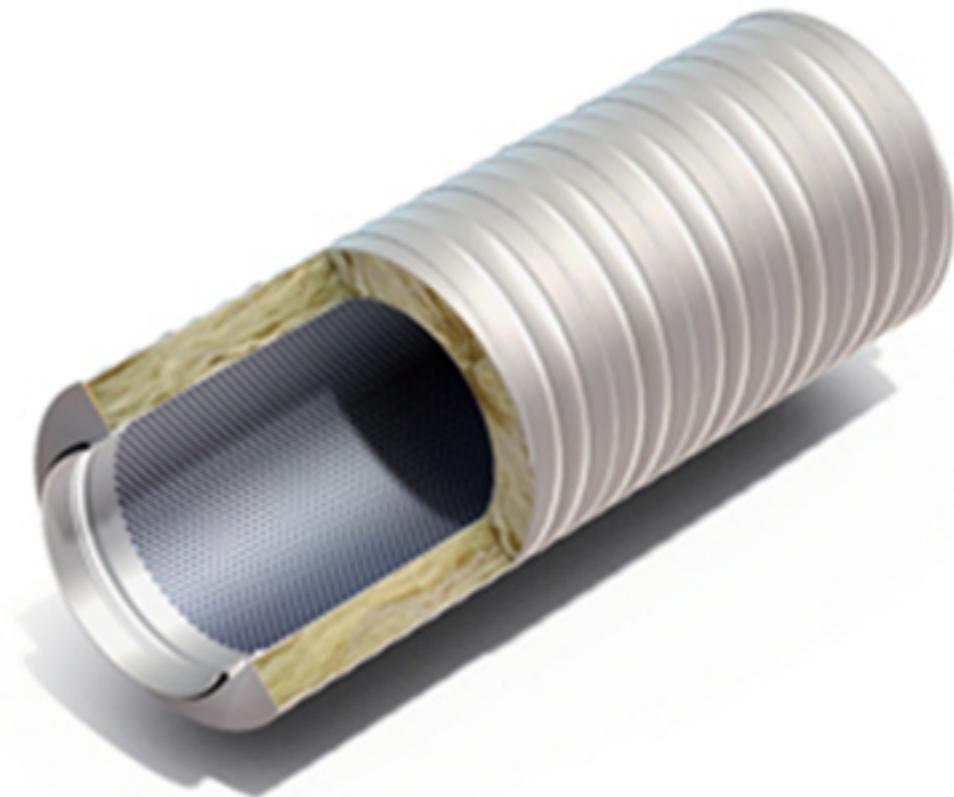
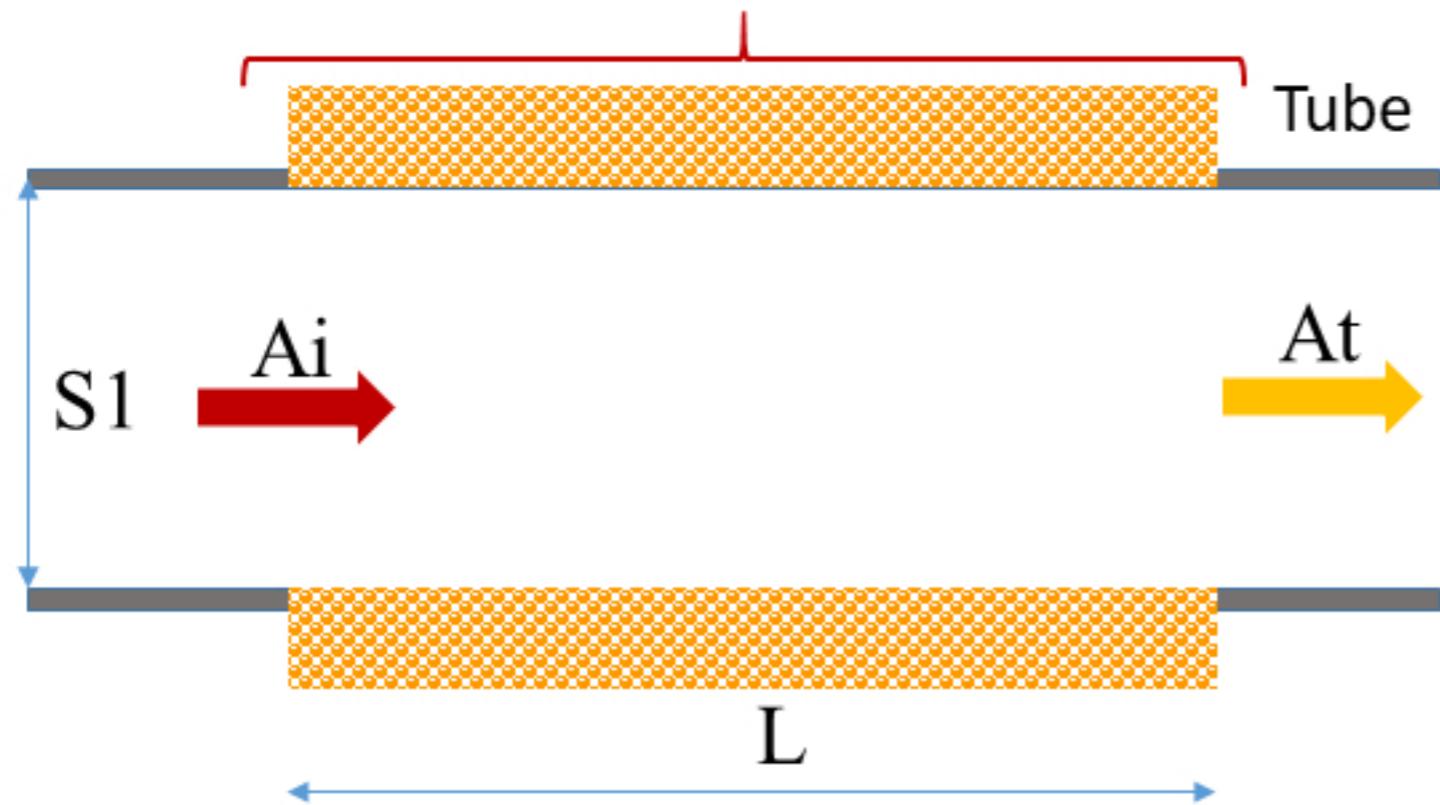


Comparaison entre atténuation théorique et atténuation mesurée pour différents rapports d'expansion  $m = S_2/S_1$ .

# Les silencieux

## Cas du silencieux dissipatif

Matériaux absorbant (laine de verre par ex.)



Le modèle, retenu ici, suppose que l'amplitude de la vibration est atténuée au fil de la partie absorbante. On l'inscrit dans une exponentielle décroissante.

$$p(x,t) = \text{Re}\{\bar{p}\} = \text{Re}\{ \bar{A} \cdot \exp[j\omega(t - x/c)] \cdot \exp[-\sigma \cdot x/2] \}$$

# Les silencieux

Si en première approximation, on néglige la réflexion d'une partie de l'onde incidente à son entrée ( $x=0$ ) dans la partie absorbante, il vient immédiatement pour la partie transmise à sa sortie ( $x=L$ ):

$$\bar{A}_t = \bar{A}_i \cdot \exp[-\sigma \cdot L/2]$$

$$\text{Alors } L_{TL} = 10 \cdot \log \left\{ \frac{\bar{A}_i^2 \cdot S_1}{(\bar{A}_t^2 \cdot S_1)} \right\} = 10 \cdot \log \{ \exp[\sigma \cdot L] \} = 10 \cdot \ln \{ \exp[\sigma \cdot L] \} / \ln \{ 10 \}$$

$$\Leftrightarrow L_{TL} = 4,34 \cdot \sigma \cdot L$$

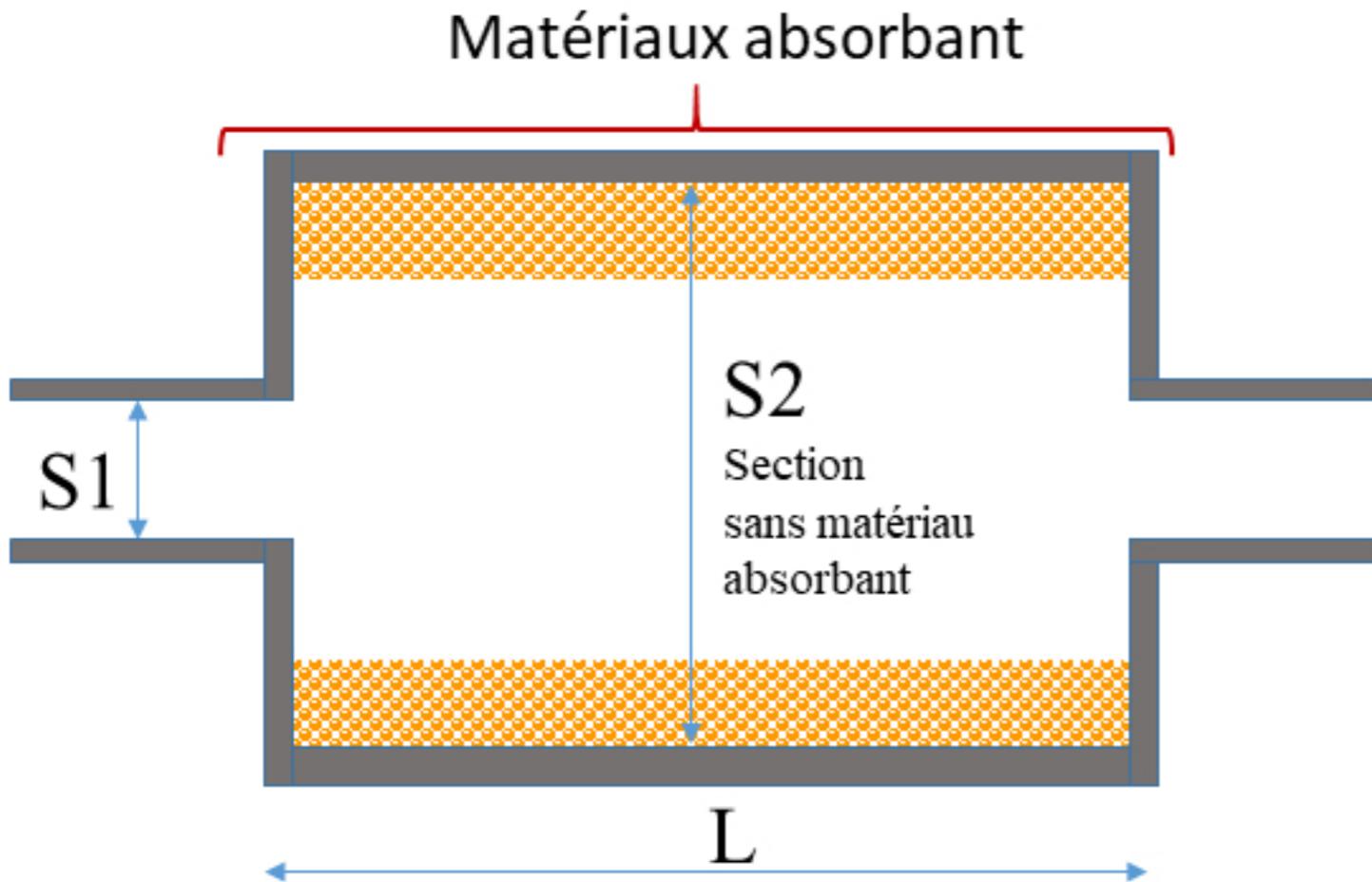
Représente l'atténuation énergétique linéique du conduit [dB/m] dont Sabine a déterminé une relation empirique :

$$4,34 \cdot \sigma = 1,05 \cdot \alpha^{1,4} \cdot \frac{P}{S}$$

P — Périmètre intérieur du conduit  
S — Section du conduit  
 $\alpha$  — Coefficient d'absorption du matériau

# Les silencieux

## Cas du silencieux dissipatif à chambre d'expansion

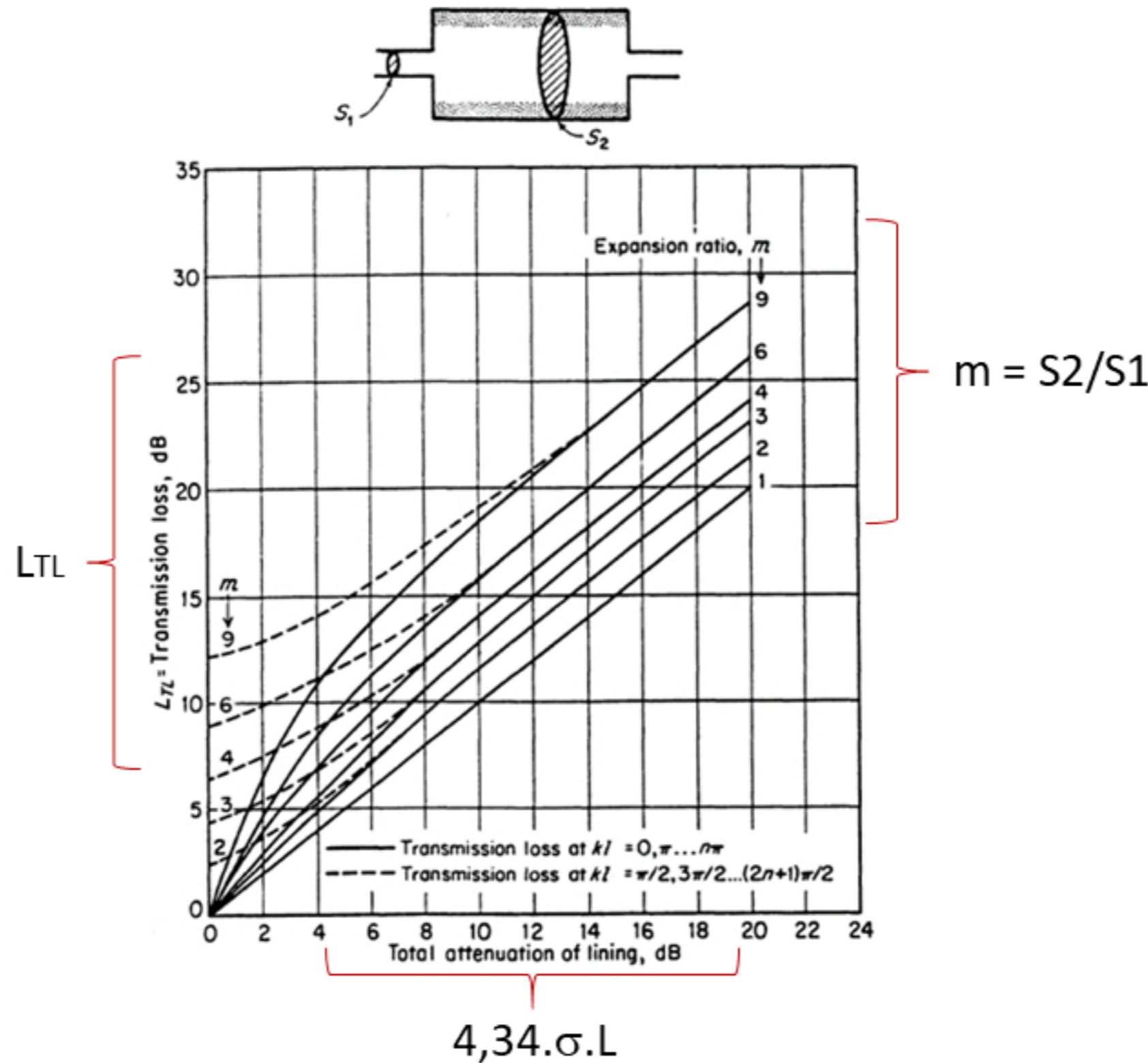


Il s'agit de combiner les deux modèles précédents. La traduction des différentes conditions aux limites amène au résultat suivant :

$$L_{TL} = 10 \log \left\{ \left[ \cosh \frac{\sigma l}{2} + \frac{1}{2} \left( m + \frac{1}{m} \right) \sinh \frac{\sigma l}{2} \right]^2 \cos^2 kl + \left[ \sinh \frac{\sigma l}{2} + \frac{1}{2} \left( m + \frac{1}{m} \right) \cosh \frac{\sigma l}{2} \right]^2 \sin^2 kl \right\}.$$

Avec  $m = S2/S1$  et  $k = \omega/c$

# Les silencieux



# Les silencieux

## Le tube fermé ou quart d'onde

L'objet de ce silencieux est d'atténuer les pulsations de pression à une fréquence particulière. Il agit en créant une réflexion de l'onde acoustique de façon qu'elle revienne en opposition de phase au point où on souhaite réaliser l'atténuation, pour que l'amplitude résultante soit minimale au point considéré.

Pour que l'onde revienne en opposition de phase, il faut que la longueur du silencieux soit égale au quart de la longueur d'onde de la pulsation de pression, d'où son nom. Pour provoquer la réflexion de l'onde, on peut utiliser un dispositif perpendiculaire à la section.

Contrairement aux silencieux de types chambre d'expansion, le tube fermé a une atténuation en bande fine. Son utilisation est pertinente dans le cas où des fréquences fixes sont à atténuer. Comme pour le silencieux à chambre d'expansion, ce silencieux présente des possibilités d'amplification lorsque les ondes sont en phase. → voir TD

