

Appunti di FISICA TECNICA

Capitolo 10

Controllo passivo e attivo del suono

L'isolamento acustico	2
Introduzione	2
L'isolamento acustico tra due ambienti.....	2
La legge della massa.....	5
L'effetto di coincidenza.....	8
Potere fonoisolante: valori ricavati sperimentalmente o dedotti graficamente	10
Il potere fonoisolante di pareti composte.....	13
Potere fonoisolante delle pareti doppie.....	15
Le vibrazioni.....	16
<i>Esempio numerico</i>	19
L'isolamento dalle vibrazioni	21
Il rumore	22
Introduzione al rumore	22
L'apparato uditivo	23
Percezione del suono e dei rumori.....	24
La misurazione dei suoni e dei rumori	26
Il misuratore di livello sonoro	26
Il microfono.....	27
Il controllo attivo del rumore.....	29
Introduzione	29
I primi sistemi di controllo attivo del rumore	30
Il controllo attivo del rumore nei condotti di areazione	31
Applicazioni del controllo attivo del rumore	34

L'isolamento acustico

INTRODUZIONE

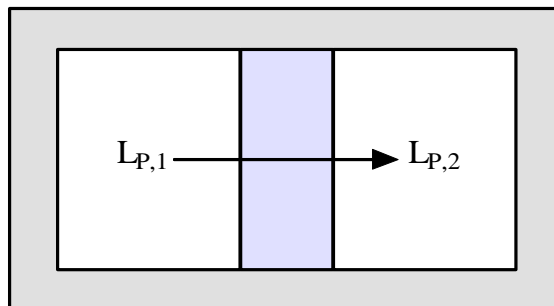
L' **isolamento acustico** (detto anche **controllo passivo**) è direttamente legato alla trasmissione del suono tra due ambienti differenti, in uno dei quali (detto **ambiente disturbante**) c'è la **sorgente** e nell'altro (detto **ambiente disturbato**) c'è il **ricevitore**. Il suono, emesso dalla sorgente, si propaga nell'aria fino ad incontrare l'elemento di separazione dei due ambienti, il quale elemento, entrando in vibrazione, invia energia sonora verso il ricevitore. In questa schematizzazione della trasmissione del suono per via aerea, la struttura di separazione si comporta come **elemento passivo** e condiziona, attraverso le sue caratteristiche, la trasmissione stessa, permettendo anche il controllo del suono.

Diverso è invece il comportamento della struttura nel caso di trasmissione di **rumori** (prodotti ad esempio da urti o dal semplice calpestio): in questo caso, l'elemento di separazione, che deve svolgere il compito di isolamento, ha anche un ruolo attivo, facendo parte della sorgente sonora.

Noi ci occuperemo nel dettaglio dell'isolamento dai suoni che si propagano per via aerea, mentre accenneremo solo all'isolamento dai rumori prodotti da urti.

L'ISOLAMENTO ACUSTICO TRA DUE AMBIENTI

Consideriamo due diversi ambienti, uno disturbante (con livello di pressione sonora $L_{P,1}$) e uno disturbato (con livello di pressione sonora $L_{P,2}$): si definisce **isolamento acustico** (misurato in **dB** e indicato con **I**) tra questi due ambienti la differenza $I = L_{P,1} - L_{P,2}$ tra i rispettivi livelli di pressione sonora.



Per realizzare un adeguato isolamento acustico, in genere si sfruttano le caratteristiche delle pareti che separano i due ambienti: conviene perciò correlare l'isolamento acustico con le **proprietà fonoisolanti** delle pareti divisorie.

Queste proprietà sono sintetizzate da un opportuno parametro: data una generica parete, si chiama infatti **potere fonoisolante** (simbolo: **R**) la sua attitudine a ridurre la trasmissione del suono su di essa incidente: analiticamente, questo parametro è valutabile mediante la relazione

$$R = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{\tau}$$

dove τ è il cosiddetto **coefficiente di trasmissione acustica**, definito come rapporto tra la potenza acustica trasmessa, W_{tras} , e quella incidente sulla parete, W_{inc} :

$$\tau = \frac{W_{\text{tras}}}{W_{\text{inc}}} \longrightarrow R = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_{\text{tras}}}{W_{\text{inc}}}$$

N.B. Osserviamo che come argomento del logaritmo è stato preso $1/\tau$ in quanto τ è una quantità minore di 1, per cui il logaritmo di τ avrebbe prodotto un segno negativo scomodo da portare avanti.

Vogliamo adesso trovare una relazione tra l'isolamento acustico I ed il potere fonoisolante R della parete che separa i due ambienti. Per fare questo, dobbiamo partire da alcune ipotesi semplificative:

- supponiamo, in primo luogo, che tra i due ambienti (disturbante e disturbato) l'energia sonora sia trasmessa principalmente in modo diretto attraverso la parete divisoria e che possano quindi essere trascurati gli effetti della trasmissione del suono per via indiretta (cioè attraverso soffitti, pavimenti, pilastri, travi e pareti laterali), cosa che in realtà accade soltanto in strutture sperimentali con particolari accorgimenti tecnici;
- in secondo luogo, supponiamo che l'assorbimento acustico sia sufficientemente basso e che il campo sonoro in ciascun ambiente si possa considerare diffuso.

Sotto queste ipotesi e sotto l'ulteriore ipotesi di essere in condizioni di regime (tali cioè che il livello di pressione rimanga costante nel tempo), la potenza acustica W_{inc} che incide sulla parete divisoria (supposta di area S), come abbiamo già visto (nel caso di campo libero) per onde piane e onde sferiche, è legata alla pressione efficace nell'ambiente disturbante mediante la relazione

$$W_{\text{inc}} = I_{\text{inc}} S = \frac{p_{\text{eff},1}^2}{\rho_0 c} S$$

Proprio perché si è in condizioni di regime, la potenza acustica trasmessa W_{tras} dalla parete divisoria serve a mantenere, nell'ambiente disturbato, il livello di pressione sonora $L_{p,2}$, cui corrisponderà un valore efficace della pressione $p_{\text{eff},2}$: di conseguenza, la potenza acustica trasmessa dovrà eguagliare la potenza acustica assorbita dall'ambiente considerato: risulta cioè

$$W_{\text{tras}} = \frac{p_{\text{eff},2}^2}{\rho_0 c} A$$

dove A [m^2] è l' **assorbimento acustico ambientale** dell'ambiente disturbato.

A questo punto, possiamo applicare la definizione di potere fonoisolante della parete divisoria:

$$R = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{\tau} = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_{\text{inc}}}{W_{\text{tras}}} = 10 \cdot \log_{10} \frac{\frac{p_{\text{eff},1}^2}{\rho_0 c} S}{\frac{p_{\text{eff},2}^2}{\rho_0 c} A} = 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},1}^2 S}{p_{\text{eff},2}^2 A}$$

Possiamo anche esprimere il secondo membro in termini di livelli di pressione efficace: ricordando infatti la definizione di livello di pressione efficace, possiamo scrivere che $L_{P,1} = 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},1}^2}{p_{\text{eff,RIF}}^2}$ e

$$L_{P,2} = 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},2}^2}{p_{\text{eff,RIF}}^2}, \text{ ed abbiamo perci\u00f2 che}$$

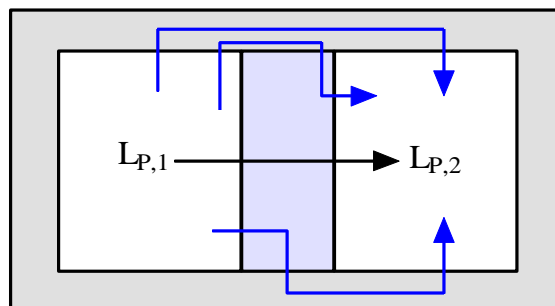
$$\begin{aligned} R &= 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},1}^2 S}{p_{\text{eff},2}^2 A} = 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},1}^2}{p_{\text{eff},2}^2} + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A} = 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},1}^2 p_{\text{eff,RIF}}^2}{p_{\text{eff,RIF}}^2 p_{\text{eff},2}^2} + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A} = \\ &= 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},1}^2}{p_{\text{eff,RIF}}^2} - 10 \cdot \log_{10} \frac{p_{\text{eff},2}^2}{p_{\text{eff,RIF}}^2} + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A} = L_{P,1} - L_{P,2} + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A} \end{aligned}$$

Infine, avendo definito l'isolamento acustico come $I = L_{P,1} - L_{P,2}$, possiamo concludere che

$$I = R - 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A}$$

In base a questa relazione, *l'isolamento acustico dipende sia dalle caratteristiche di separazione tra i due ambienti (espresse da R ed S) sia anche dalle caratteristiche dell'ambiente disturbato (espresse da A)*. Il valore massimo di I \u00e8 pari al potere isolante della parete e si ottiene evidentemente quando $S=A$; quanto pi\u00f9 $S>A$, tanto pi\u00f9 I diminuisce rispetto ad A.

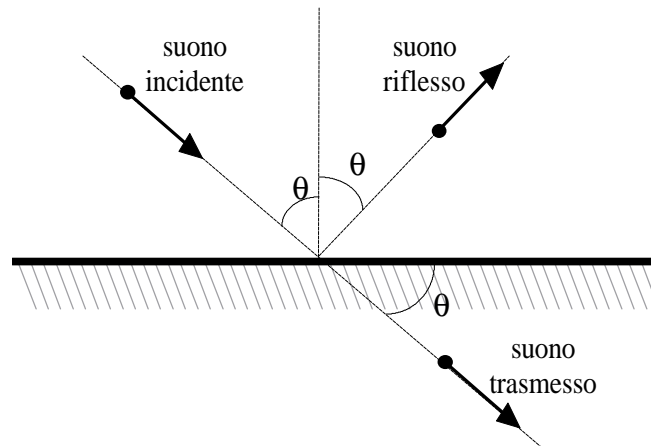
E' bene ricordare che applicando quella relazione ad un caso reale di parete con potere fonoisolante R noto, si ottiene un valore dell'isolamento acustico maggiore di quello che si ha nella realt\u00e0; ci\u00f2 \u00e8 dovuto alle **trasmissioni del suono per via indiretta**, che sono schematizzate nella figura seguente:



La quantificazione di tali trasmissioni indirette \u00e8 piuttosto laboriosa: esistono perci\u00f2 dei *metodi di calcolo normalizzati che permettono al progettista di stimare l'isolamento acustico (reale) tra due ambienti sulla base dei dati geometrici e costruttivi della parete divisoria e delle strutture adiacenti*.

LA LEGGE DELLA MASSA

Consideriamo una parete piana omogenea e indefinita e un'onda piana p_i che incide su di essa:



Se trascuriamo l'assorbimento da parte della parete, l'onda viene in parte riflessa (p_r) ed in parte trasmessa (p_t). Supponendo che la direzione di propagazione dell'onda sia contenuta nel piano xy (che sarebbe il piano della figura), non ci sarà alcuna variazione con la coordinata z ortogonale al piano del disegno: di conseguenza, l'equazione delle onde diventa

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$

La parete in questione entra in vibrazione per effetto dell'onda incidente ed il fenomeno avviene in modo tale che l'onda incidente, quella riflessa e quella trasmessa abbiano tutte la stessa frequenza. Se, poi, il fluido dai due lati della parete è lo stesso, non solo la frequenza, ma anche la lunghezza d'onda ed il numero d'onda sono eguali per l'onda incidente, quella riflessa e quella trasmessa.

Nel caso in cui le asperità superficiali siano trascurabili rispetto alla lunghezza d'onda del suono incidente, abbiamo già detto in precedenza che la riflessione può ritenersi speculare, il che significa quanto segue:

- in primo luogo, il raggio incidente, quello riflesso e la normale alla superficie riflettente si trovano nello stesso piano;
- in secondo luogo, l'angolo di riflessione è uguale a quello di incidenza, come indicato nella figura seguente.

Se, inoltre, il fluido è identico dai due lati della parete, anche l'angolo di trasmissione risulta uguale a quello di incidenza (come indicato nell'ultima figura); in caso contrario, valgono le leggi che regolano il fenomeno della **diffrazione**.

Sempre a proposito del fluido, se si suppone che esso rimanga sempre in contatto con le due facce della parete, esiste una precisa relazione tra la lunghezza d'onda λ_p delle *oscillazioni flessionali* prodotte dalla perturbazione sonora nella parete e la lunghezza d'onda λ del suono nell'aria: risulta infatti che

$$\lambda_p = \frac{\lambda}{\sin\theta}$$

Un'altra relazione importante è la cosiddetta **legge delle massa**: è possibile dimostrare infatti che il potere fonoisolante della parete considerato è valutabile come

$$R = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{\tau} = 10 \cdot \log_{10} \left(1 + \frac{\omega^2 m^2 \cos^2 \theta}{4\rho_0^2 c^2} \right)$$

dove m [kg/m^2] è la massa della parete per unità di superficie e $\omega=2\pi f$ la pulsazione dell'onda incidente.

Questa relazione permette dunque di calcolare il potere fonoisolante di una parete piana ed omogenea.

Essa mostra, come intuitivo aspettarsi, che R aumenta all'aumentare della massa per unità di superficie della parete. In particolare, possiamo far vedere che, *una volta fissati l'angolo di incidenza θ e la frequenza $f=w/2\pi$ del suono incidente, il potere fonoisolante aumenta di 6dB per ogni raddoppio della massa per unità di superficie*: infatti, se la parete considerata è sufficientemente pesante e la frequenze non troppo bassa, il termine additivo risulta senz'altro trascurabile, per cui

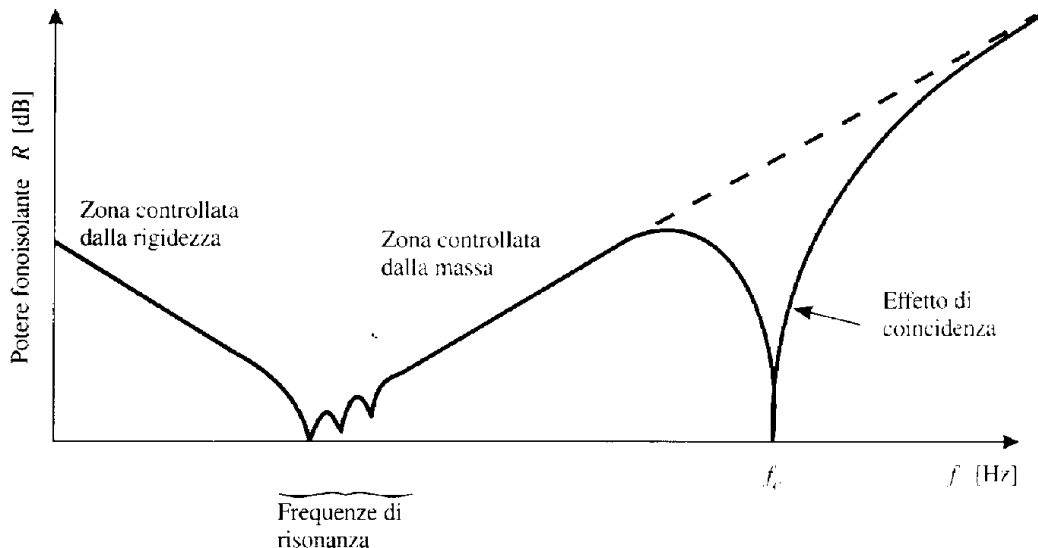
$$R \cong 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\omega^2 m^2 \cos^2 \theta}{4\rho_0^2 c^2} \right) = 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega m \cos \theta}{2\rho_0 c}$$

Se la massa della parete passa da m a $2m$, abbiamo che

$$R' = 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega 2m \cos \theta}{2\rho_0 c} = 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega m \cos \theta}{2\rho_0 c} + 20 \cdot \log_{10} 2 = R + 6\text{dB}$$

In modo analogo, se fissiamo l'angolo di incidenza θ e la massa per unità di superficie, *il potere fonoisolante aumenta con la frequenza e questo incremento, in particolare, risulta essere di 6 dB/ottava*.

E' bene precisare che la legge di massa non è valida per tutto il campo udibile: alle basse frequenze, infatti, essa è limitata dagli effetti della rigidità e dello smorzamento, mentre, alle alte frequenze, dagli effetti della cosiddetta **coincidenza**. La figura seguente mostra come varia sperimentalmente il potere fonoisolante (in dB) di una piastra al variare della frequenza:



Alle basse frequenze, è possibile raggiungere le **condizioni di risonanza**, che si hanno quando la frequenza del suono è prossima alle frequenze di risonanza della struttura considerata: in questo caso, dato che lo **smorzamento** risulta nullo, risulta anche nullo il potere fonoisolante e quindi la parete risulta **trasparente** al suono.

Con l'aumentare della frequenza, invece, si fa sentire l'effetto della massa precedentemente descritto, per cui R cresce in modo lineare di circa 6 dB/ottava (la linea tratteggiata è appunto una linea con pendenza positiva di 6 dB/ottava). La crescita non è continua, però, in quanto si verifica una brusca diminuzione di R in corrispondenza di una particolare frequenza f_{CO} caratteristica del cosiddetto **effetto di coincidenza**, che sarà approfondito tra poco.

Naturalmente, si osserva, dalla legge di massa, che R dipende anche dall'angolo di incidenza del suono: il valore minimo $R=0$ si ottiene nel caso di onda radente ($\theta=90^\circ$), mentre il valore massimo si ottiene per $\theta=0^\circ$ (incidenza normale) e corrisponde a

$$R_{\max} = 10 \cdot \log_{10} \left(1 + \frac{\omega^2 m^2}{4\rho_0^2 c^2} \right) \cong 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega m}{2\rho_0 c}$$

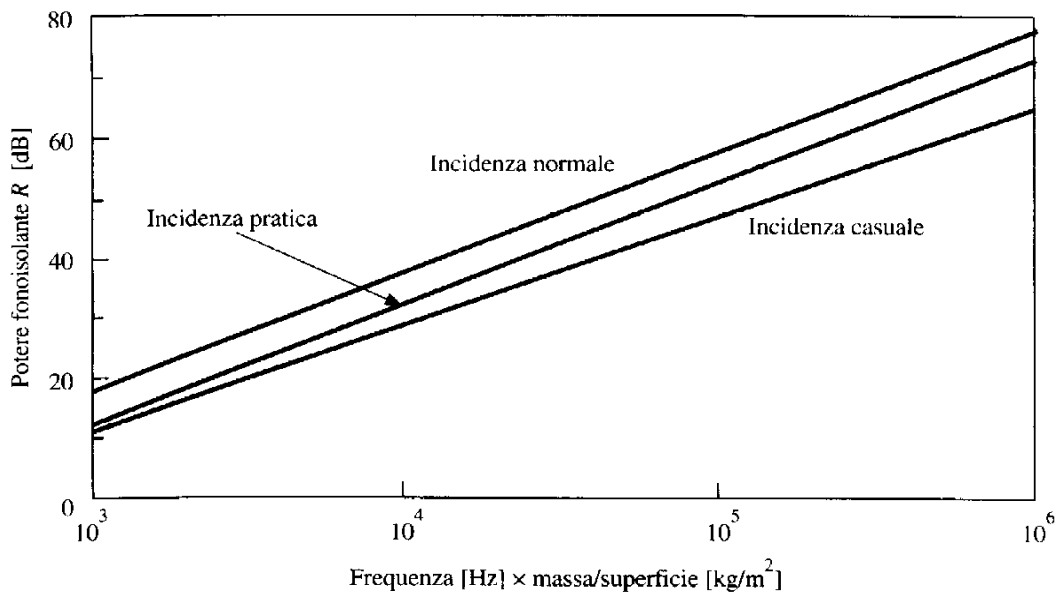
In realtà, se la parete è un divisorio tra ambiente contigui, le onde sonore incidono sulla parete secondo vari angoli di incidenza; di conseguenza, nel caso di campo sonoro diffuso, si può definire un **potere fonoisolante per incidenza casuale**: si tratta del valore ottenuto mediando i valori di R ottenuti tra $\theta=0^\circ$ e $\theta=90^\circ$ e risulta essere

$$R_{\text{casuale}} = R_{\max} - 10 \cdot \log_{10} (0.23 \cdot R_{\max})$$

Una interpretazione ancora migliore del fenomeno reale si ottiene limitando gli angoli di incidenza presi in considerazione per calcolare il valor medio: prendendo allora i valori di θ tra 0° e 78° (al posto di 90° , dato che una incidenza radente, negli ambienti normali, è poco probabile), si ottiene

$$R_{\text{pratica}} = R_{\max} - 5$$

Concludiamo ricordando che i valori del poter fonoisolante, nel campo di validità della legge della massa, oltre che calcolati con le ultime 3 relazioni (rispettivamente per incidenza normale, casuale e pratica), possono essere ricavati direttamente dal grafico seguente, dove R (in dB) è riportato in funzione del prodotto tra la frequenza e la massa per unità di superficie:

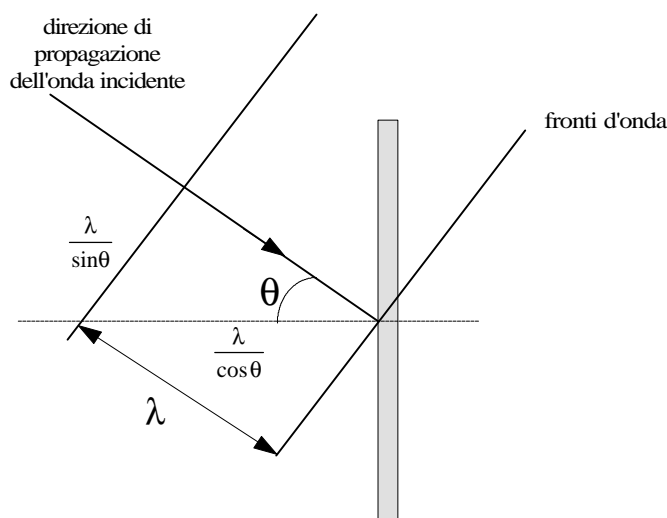


L'EFFETTO DI COINCIDENZA

Il cosiddetto **effetto di coincidenza** è un fenomeno piuttosto complesso: esso corrisponde alla *riduzione netta del potere fonoisolante (o, ciò che è lo stesso, ad una migliore trasmissione del suono) che si verifica quando, su di una parete, incide un'onda acustica tale che la componente del numero d'onda, secondo la direzione parallela alla parete, risulti avere un particolare valore (che indichiamo con k^*).*

In altre parole, se l'onda incidente è tale che la sua componente nella direzione parallela alla piastra abbia numero d'onda k^* , tale onda viene solo minimamente assorbita dalla piastra, mentre in gran parte si trasmette al di là di essa.

Allo scopo di quantificare questo valore k^* , senza addentrarsi troppo nella spiegazione teorica del fenomeno della coincidenza, possiamo darne una interpretazione facendo riferimento ad una piastra indefinita, sottile ed omogenea:



Supponiamo che questa piastra subisca l'incidenza di un'onda piana secondo un angolo θ rispetto alla normale alla piastra stessa; a causa di questa incidenza, si producono nella piastra delle cosiddette **oscillazioni flessionali**, ossia delle deformazioni della piastra, che si muovono all'interno della piastra (cioè nella direzione y) con una velocità c_B ed una lunghezza d'onda λ_B . Sotto queste ipotesi, *il fenomeno della coincidenza si verifica quando la velocità c_B delle oscillazioni flessionali risulta pari alla velocità della componente dell'onda piana incidente lungo la direzione parallela alla piastra*: in formule, deve cioè accadere che

$$c_B = c_y = \frac{c}{\sin\theta}$$

dove, ovviamente, abbiamo indicato con c la velocità dell'onda incidente nella sua direzione di propagazione.

Si può dimostrare che, *quando è verificata quella uguaglianza, la frequenza delle oscillazioni flessionali è pari alla frequenza dell'onda incidente, il che comporta, essendo uguali le velocità, che risultino anche uguali le rispettive lunghezze d'onda*: la situazione fisica è dunque quella per cui ci sono due perturbazioni che viaggiano parallelamente una all'altra, con la stessa velocità e la stessa lunghezza d'onda; questo comporta un miglioramento dello scambio energetico tra le due perturbazioni e tale miglioramento determina, a sua volta, un peggioramento del poter isolante della piastra.

Detto questo, facciamo qualche semplice passaggio analitico per caratterizzare meglio la situazione. In particolare, si dimostra che la velocità delle oscillazioni flessionali nella piastra è valutabile mediante la formula seguente:

$$c_B = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 B}{\rho h}}$$

dove $\omega=2\pi f$ è la pulsazione (che, come detto, è uguale per le due perturbazioni), ρ la densità della piastra, h lo spessore della parete e $B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ la cosiddetta **rigidezza** della sezione trasversale

di lunghezza unitaria (E è il **modulo di Young**, mentre ν è il **modulo di Poisson**: entrambi questi coefficienti dipendono dai materiali di cui si compone la piastra).

Imponendo allora l'uguaglianza con la velocità c_Y dell'onda sonora piana viaggiante nella direzione parallela alla piastra, otteniamo

$$\sqrt[4]{\frac{\omega^2 B}{\rho h}} = \frac{c}{\sin\theta}$$

Questa è dunque, in termini analitici, la **condizione di coincidenza**.

In base a questa relazione, *per ogni valore dell'angolo di incidenza θ , esiste una specifica frequenza in corrispondenza della quale si verifica il fenomeno della coincidenza*: dalla relazione, tenendo conto che $\omega=2\pi f$, si deduce che tale frequenza ha espressione

$$f_{co} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{c}{\sin\theta}\right)^4 \frac{\rho h}{B}}$$

Indicando con c_ℓ la velocità di propagazione delle onde longitudinali nella piastra, ci ricordiamo che essa ha espressione $c_\ell = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$, per cui possiamo scrivere quella relazione nella forma

$$f_{CO} = \frac{c^2}{1.8 \cdot c_\ell \cdot h \cdot \sin^2 \theta}$$

La frequenza f_{CO} risulta dunque funzione dell'angolo di incidenza θ : il valore minimo si ottiene quando $\theta = \pi/2$ (cioè nel caso di incidenza normale) ed è evidentemente

$$f_C = \frac{c^2}{1.8 \cdot c_\ell \cdot h}$$

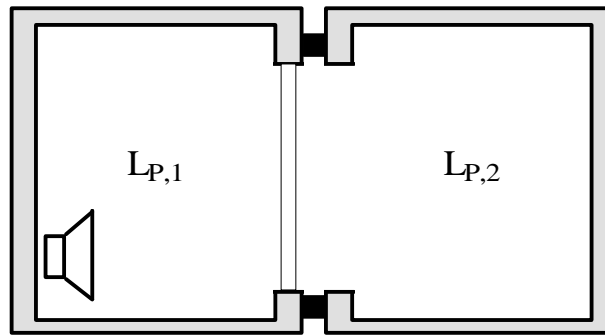
e prende il nome di **frequenza critica**, in quanto rappresenta appunto il minimo valore della frequenza del suono incidente per il quale si può verificare il fenomeno della coincidenza. Si tratta di un valore molto importante ed è per questo che, per alcuni materiali da costruzione, viene riportato in apposite tabelle. Per la precisione, in queste tabelle vengono riportati i valori del prodotto $f_C h = \frac{c^2}{1.8 \cdot c_\ell}$ tra la frequenza critica e lo spessore della piastra, calcolati per propagazione del suono nell'aria a 20°C:

Materiale	hf_C [m Hz]
Acciaio	12.4
Alluminio	12.2
Cemento-Amianto	17±10%
Legno compensato	20±10%
Ottone	17.8
Truciolato	23±10%
Vetro	12.7
Rame	16.3

POTERE FONOISOLANTE: VALORI RICAVATI SPERIMENTALMENTE O DEDOTTI GRAFICAMENTE

Abbiamo analizzato nei paragrafi precedenti l'importanza della conoscenza del **potere fonoisolante** R di una parete. Il valore di R , per una data parete, può essere ottenuto, oltre che con le formule precedentemente illustrate, anche per via sperimentale, a patto di utilizzare attrezzature specifiche.

In particolare, bisogna disporre di strutture sperimentali costituite essenzialmente da due ambienti realizzati in modo tale che l'energia sonora si trasmetta principalmente in modo diretto attraverso la parete in esame (che costituisce l'elemento di divisione tra i due ambienti), il che significa che devono essere trascurabili gli effetti della trasmissione del suono per via indiretta (soffitti, pavimenti, pilastri, travi e pareti laterali).



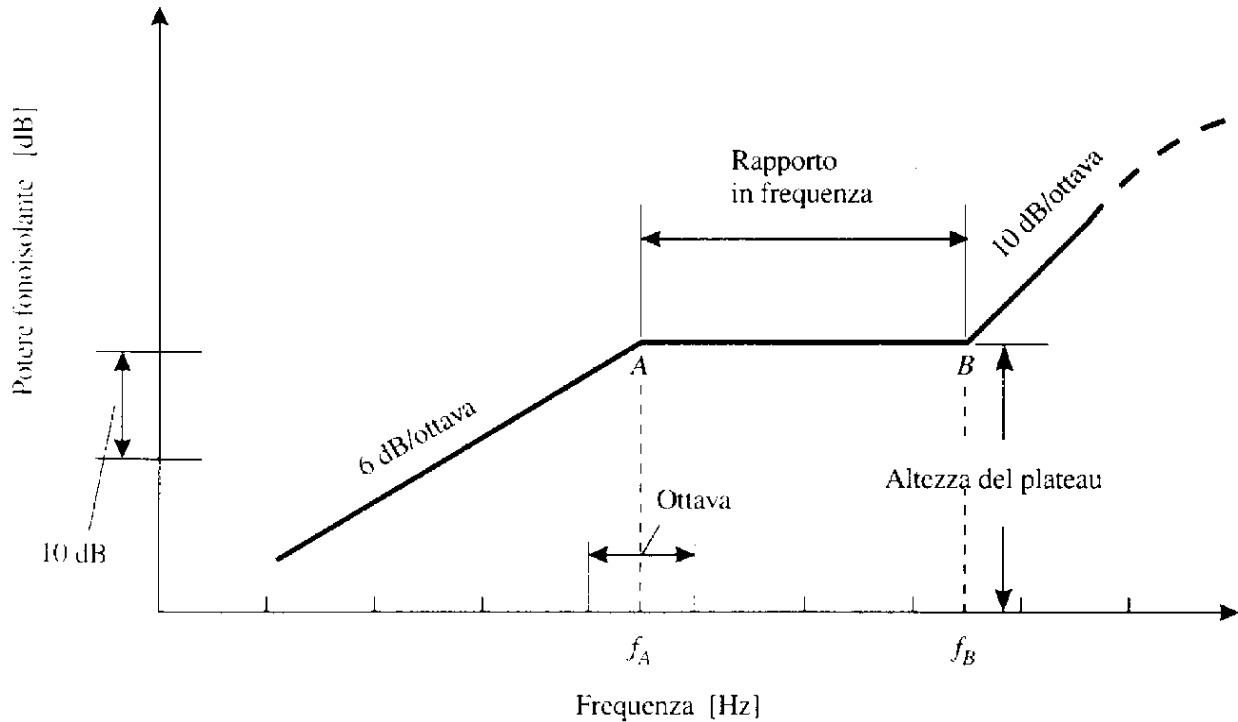
Tra i due *ambienti di prova* si installa la parete da provare. In un ambiente si realizza un prefissato livello di pressione sonora $L_{P,1}$ mediante un generatore di segnale collegato ad un amplificatore e ad un altoparlante. Si misura successivamente il livello di pressione $L_{P,2}$ anche nell'altro ambiente, in modo da ricavare l'isolamento acustico $I = L_{P,1} - L_{P,2}$. A questo punto, nota l'area S della parete in esame (che costituisce l'unico elemento di trasmissione tra i due ambienti) e noto l'assorbimento acustico A dell'ambiente disturbato, il valore del potere fonoisolante della parete sarà dato dalla già citata formula

$$R = I + 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{A}$$

Naturalmente, ricordando che il potere fonoisolante varia con la frequenza, *le rilevazioni dovranno essere fatte analizzando, per bande di ottava o di terzi di ottava, il suono nell'ambiente disturbante (che solitamente è un rumore bianco) ed il suono nell'ambiente disturbato.* La seguente tabella mostra i valori di R [dB] ottenibili per pareti costituite da un singolo strato di materiale omogeneo:

Materiale	Spessore [mm]	Massa per unità di superficie [kg/m ²]	Frequenze centrali delle bande di ottava [Hz]						
			125	250	500	1k	2k	4k	
Blocchi in calcestruzzo con intonaco da entrambe le parti	150	180	31	35	45	52	56	56	
Calcestruzzo di cemento	120	274	32	40	46	53	59	64	
	150	342	35	40	49	53	60	65	
Gesso	9	8.7	15	20	25	28	34	25	
Lastre metalliche in:	1.2	3.2	8	11	14	21	27	30	
	acciaio	0.7	5.3	9	14	20	26	30	47
	piombo	1	11.2	25	25	29	33	38	43
Legno compensato	6	3	11	13	16	21	25	23	
	12	8	18	20	24	24	25	30	
	40	24	24	25	27	30	38	43	
Vetro in lastra	3	7.4	15	18	22	28	32	24	
	6	14.8	17	23	28	29	25	36	
	10	24.7	21	27	31	29	33	42	

Nel caso di pareti omogenee e uniformi, di dimensioni grandi rispetto allo spessore (lunghezza e larghezza almeno 20 volte lo spessore), realizzate con alcuni tipici materiali da costruzione, in mancanza di dati sperimentali si può anche seguire un **metodo pratico**, che permette di tracciare un grafico dal quale si possono ricavare i valori di R alle varie frequenze. Il suddetto grafico è del tipo illustrato nella figura seguente:



Cominciamo col dire che, per tracciare questo grafico, sono necessari i seguenti dati:

- massa della parete per unità di superficie;
- altezza del tratto rettilineo con cui, come vedremo si approssima l'effetto della coincidenza;
- rapporto delle frequenze che delimitano il suddetto tratto rettilineo.

Questi dati caratteristici sono stati ricavati per alcuni materiali da costruzione e sono disponibili in apposite tabelle, come quella seguente:

Materiale	Massa per unità di superficie riferita a un cm di spessore [kg/m ² al cm]	Plateau altezza [dB]	Rapporto delle frequenze
Acciaio	77	40	11
Alluminio	26.6	29	11
Blocchi di calcestruzzo	11.4	30	6.5
Calcestruzzo	22.8	38	4.5
Intonaco	17.1	30	8
Legno compensato	5.7	19	6.5
Mattoni pieni	21	37	4.5
Piombo	112	56	4
Vetro	24.7	27	10

Una volta noti questi dati, si procede nel modo seguente:

- si può cominciare, con l'aiuto della relazione $R_{pratica} = R_{max} - 5$ o direttamente con il corrispondente diagramma, a tracciare la retta con pendenza 6 dB/ottava che rappresenta l'andamento di R indicato dalla legge della massa;
- successivamente, conoscendo il tipo di materiale adoperato, si traccia una retta orizzontale ad una quota corrispondente all'altezza del cosiddetto **plateau** (caratteristico del materiale considerato): questa retta orizzontale serve a sostituire, con buona approssimazione, il tratto (reale) curvilineo corrispondente al fenomeno della *coincidenza*. Il punto di incontro tra questo tratto e quello precedente si indica con A: esso costituisce il limite superiore di validità della legge della massa, il che significa che la retta con pendenza 6 dB/ottava di cui al punto precedente deve terminare appunto in A; inoltre, moltiplicando la frequenza f_A (corrispondente appunto ad A) per il **rapporto delle frequenze** riportato nelle tabelle, si ottiene la frequenza f_B , corrispondente al punto B che delimita, insieme ad A, il segmento rappresentativo della coincidenza;
- infine, a partire dal punto B (cioè nel campo delle alte frequenze) il grafico viene completato con una semiretta con pendenza di circa 10 dB/ottava.

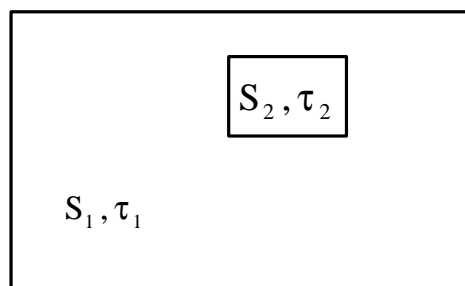
E' interessante capire che cosa accade al grafico appena descritto nel caso in cui ci sia un raddoppio della massa della parete. A questo scopo ci ricordiamo che la legge della massa (corrispondente alla retta con pendenza di 6dB/ottava) dice che

$$R_{pratica} = R_{max} - 5 = 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega m}{2\rho_0 c} - 5$$

Da qui deduciamo che $R_{pratica}$ aumenta di 6dB nel caso in cui ci sia un raddoppio della massa, il che significa che la retta con pendenza 6dB/ottava trasla verso l'alto di 6dB. Andando allora a tracciare gli altri due segmenti del grafico così come descritto prima, si troverà evidentemente un grafico identico al precedente, ma traslato verso sinistra (dato che il punto A si trova più a sinistra e quindi anche il punto B), per indicare il fatto che il potere fonoisolante, alle basse frequenze (ossia laddove vale la legge di massa) è raddoppiato.

IL POTERE FONOISOLANTE DI PARETI COMPOSTE

Supponiamo adesso di avere una parete composta da più elementi, il generico dei quali avente superficie di area S_k e potere fonoisolante R_k :



Nella figura è rappresentato il caso semplice di una parete composta da soli 2 elementi: tipico è il caso in cui S_1 è una parete, mentre S_2 è una apertura.

Il **potere fonoisolante complessivo** di questa parete sarà dato dalla relazione

$$R_c = 10 \cdot \log_{10} \frac{\sum_k S_k}{\sum_k S_k \tau_k}$$

dove il **coefficiente di trasmissione acustica** τ_k della generica parete si ricava dal corrispondente potere fonoisolante R_k mediante la relazione

$$\tau_k = \frac{1}{10^{\frac{R_k}{10}}}$$

Tanto per avere una idea di come si applica questa formula, supponiamo di avere una parete di superficie S_1 : essa, in base alla definizione, avrà potere fonoisolante

$$R_1 = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{\tau_1}$$

Supponiamo adesso di applicare una apertura di area S_2 nella parete (come nell'ultima figura): in base alla nuova definizione di potere fonoisolante data poco fa, risulterà adesso

$$R_c = 10 \cdot \log_{10} \frac{\sum_k S_k}{\sum_k S_k \tau_k} = 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{S_1 \tau_1 + S_2 \tau_2}$$

D'altra parte, se S_2 è l'area di una *apertura*, è evidente che $\tau_2=1$, in quanto tutta la potenza incidente viene trasmessa al di là dell'apertura stessa¹: quindi

$$R_c = 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{S_1 \tau_1 + S_2}$$

Ricordando poi che $R_1 = 10 \cdot \log_{10} \frac{1}{\tau_1}$, possiamo scrivere che $\tau_1 = 10^{-\frac{R_1}{10}}$, per cui concludiamo che

$$R_c = 10 \cdot \log_{10} \frac{S}{S_1 10^{-\frac{R_1}{10}} + S_2}$$

¹ Ricordiamo infatti che τ è definito proprio come rapporto tra la potenza trasmessa dall'elemento e la potenza incidente sull'elemento stesso.

Vediamo di dimostrare l'espressione enunciata per R_C .

Supponiamo che su tutta la superficie della parete incida la stessa intensità acustica media I_{inc} : allora, la potenza incidente si potrà esprimere come

$$W_{inc} = I_{inc} \sum_k S_k$$

La potenza trasmessa sarà invece data da

$$W_{tras} = \sum_k I_{inc,k} S_k = \sum_k S_k I_{inc} \tau_k = I_{inc} \sum_k S_k \tau_k$$

dove $I_{inc,k}$ è l'intensità acustica incidente sull'elemento di superficie S_k .

Possiamo allora concludere, applicando la semplice definizione di potere fonoisolante, che

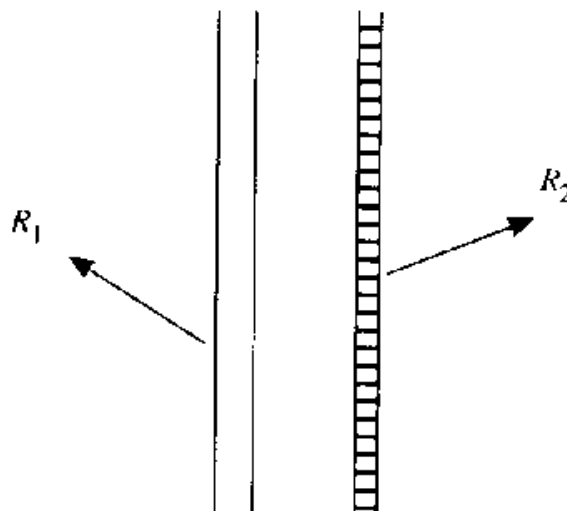
$$R_C = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_{inc}}{W_{tras}} = 10 \cdot \log_{10} \frac{I_{inc} \sum_k S_k}{I_{inc} \sum_k S_k \tau_k} = 10 \cdot \log_{10} \frac{\sum_k S_k}{\sum_k S_k \tau_k}$$

dove $S = \sum_k S_k$ è la superficie totale e dove, per analogia con la definizione di potere isolante di una parete non composta, possiamo definire un coefficiente τ_{medio} :

$$\frac{1}{\tau_{medio}} = \frac{\sum_k S_k}{\sum_k S_k \tau_k}$$

POTERE FONOISOLANTE DELLE PARETI DOPPIE

Nei paragrafi precedenti abbiamo mostrato che i valori del potere fonoisolante di una singola parete sono limitati dalla legge della massa e dall'effetto di coincidenti. Se allora dovessimo trovarci nelle condizioni di dover superare tali limiti, non possiamo far altro che usare **pareti multistrato**. Ad esempio, possiamo usare una **parete doppia**, costituita essenzialmente da due pannelli separati da una intercapedine di aria, eventualmente riempita con materiale fonoassorbente poroso:



Lo studio delle caratteristiche di isolamento acustico di queste strutture è piuttosto complesso: il motivo è che l'energia sonora si propaga seguendo vari percorsi, che interessano anche il sistema di vincoli dei pannelli tra di loro. Questa complessità suggerisce allora, nel caso di pareti doppie, di riferirsi ai valori del potere fonoisolante ricavati sperimentalmente: esistono infatti apposite tabelle in cui viene riportato, in bande di frequenza, il valore del potere fonoisolante R [dB] di pareti costituite da un doppio strato di materiale omogeneo. In queste tabelle, è possibile scegliere non solo il materiale di cui sono composti i pannelli e l'eventuale materiale fonoassorbente interposto tra di essi, ma anche i vari spessori.

Esistono d'altra parte alcune relazioni empiriche che possono essere d'aiuto; facciamo ad esempio le seguenti ipotesi:

- in primo luogo, supponiamo noti i poteri fonoisolanti R_1 ed R_2 dei due strati che costituiscono la parete doppia;
- in secondo luogo, supponiamo che i due pannelli non abbiano alcun collegamento strutturale tra loro;
- infine, supponiamo che sia d lo spessore dell'intercapedine, riempita di materiale fonoassorbente poroso.

Sotto queste condizioni, vale la relazione di **Goesele**, in base alla quale il potere fonoisolante della parete doppia è calcolabile come

$$R \cong R_1 + R_2 + 20 \log_{10} \left(\frac{4\pi f \rho_0 c}{s'} \right)$$

Abbiamo dunque la somma di 3 termini, di cui i primi due legati ai due pannelli rigidi ed il terzo legato al materiale posto nell'intercapedine. In particolare, compare, in questo terzo termine, il termine s' detto **rigidezza dinamica**, che è calcolabile con le seguenti relazioni (a seconda della frequenza considerata):

$$s' = \frac{\rho_0 c^2}{d} \quad \text{per } f \leq \frac{c}{2\pi d}$$

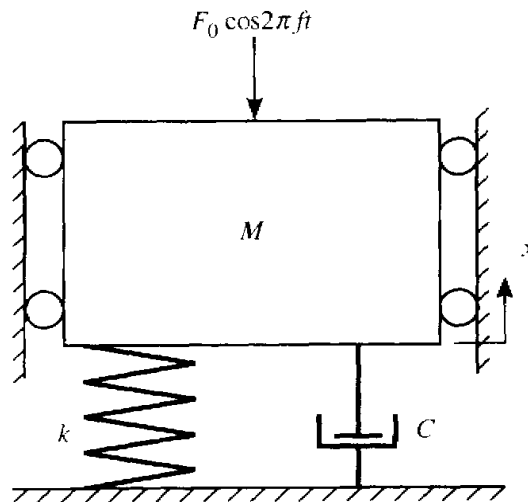
$$s' = 2\pi f \rho_0 c \quad \text{per } f > \frac{c}{2\pi d}$$

LE VIBRAZIONI

Per **vibrazioni** intendiamo le oscillazioni meccaniche prodotte dalle macchine durante il loro funzionamento. Esse si trasmettono, attraverso le strutture di supporto, agli edifici e si propagano all'interno di questi anche come **rumori**. Vanno opportunamente controllate in quanto influiscono sulle condizioni acustiche degli ambienti confinati e, a lungo tempo, anche sulla stabilità degli edifici.

Le principali cause di vibrazioni sono il cattivo bilanciamento e/o allineamento delle macchine, l'eccentricità delle masse rotanti, degli ingranaggi difettosi. Se sono montate rigidamente, le macchine trasmettono al supporto tutte le forze vibranti; tali forze possono invece essere ridotte interponendo, tra l'apparecchiatura ed il basamento, opportuni **isolatori** costituiti da **materiali resilienti**.

Per la maggior parte delle applicazioni pratiche, nello studio delle vibrazioni è sufficiente adottare uno schema del tipo seguente:



Si tratta di uno schema ad 1 solo grado di libertà: il sistema è costituito da un corpo rigido (di massa M) costretto a muoversi solo verticalmente (da qui l'unico grado di libertà, quando invece il caso più generale sarebbe di 3 gradi libertà, corrispondente al movimento in tutte e tre le direzioni), collegato alla struttura di fondazione (fissa) mediante una molla di costante k ed uno *smorzamento viscoso*.

Facciamo dapprima l'ipotesi che si possa trascurare lo smorzamento viscoso C : sotto questa ipotesi, se alla massa è applicata una forza sinusoidale $F(t) = F_0 \cos(2\pi ft)$, con riferimento all'unica coordinata x l'equazione di Newton (o equazione del moto) è

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = F_0 \cos(2\pi ft) - kx$$

dove M è la massa del sistema montato sull'isolatore (caratterizzato dalla rigidità elastica k), F_0 il valore massimo della forza vibrante (disturbante), f è la frequenza della forza vibrante, d^2x/dt^2 l'accelerazione e lo spostamento del sistema.

La soluzione a regime² di quella equazione è del tipo

$$x = \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2} \cos(2\pi ft)$$

dove abbiamo indicato con f_n la cosiddetta **frequenza naturale** o **frequenza di risonanza** del sistema³, la cui espressione è

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Si definisce adesso **trasmissibilità** del sistema (simbolo: T) il rapporto (adimensionale e in valore assoluto) tra la forza trasmessa dal sistema al basamento e la forza applicata al sistema: dato

² Noi consideriamo sempre, in questo campo, condizioni di regime, mentre non ci interessano le condizioni transitorie

³ Si tratta della frequenza che il sistema assumerebbe se non fosse sollecitato dalla forza $F(t)$

che il sistema trasmette al basamento una forza kx e subisce una forza $F(t) = F_0 \cos(2\pi ft)$, deduciamo che la trasmissibilità è in questo caso data da

$$T = \left| \frac{kx}{F_0 \cos(2\pi ft)} \right|$$

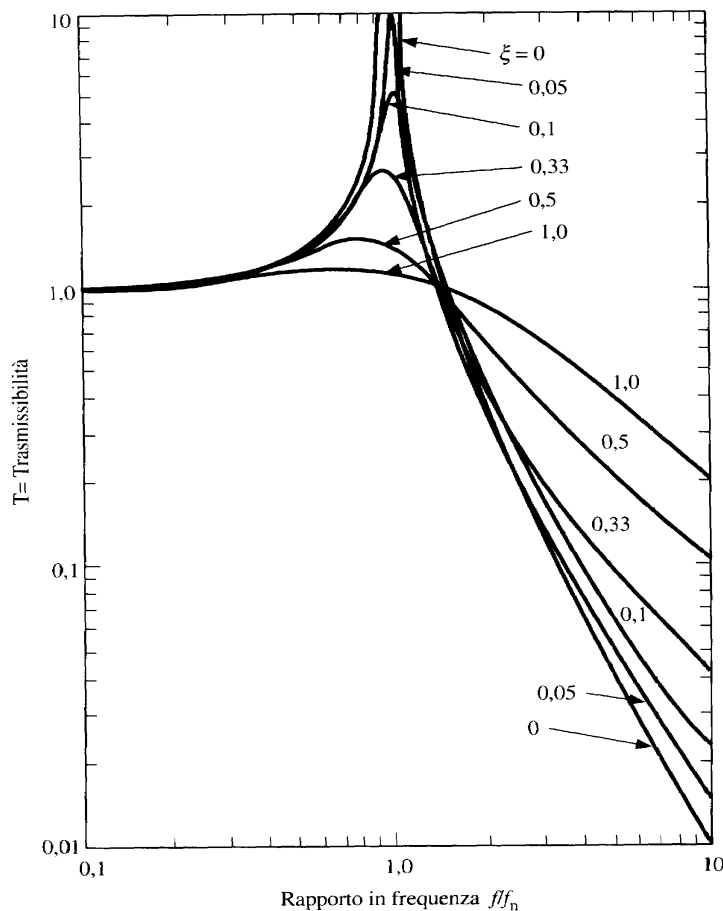
Sostituendo l'espressione di x trovata prima, otteniamo dunque che

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

In questa relazione si osserva che la funzione sotto il segno di valore assoluto è positiva quando $f < f_n$ e negativa quando $f > f_n$; questo cambiamento di segno corrisponde semplicemente ad un cambiamento di fase tra la direzione della forza applicata ed il movimento della massa: in fase quando $f < f_n$ e in opposizione di fase quando $f > f_n$.

Naturalmente, l'isolamento del basamento rigido dalle vibrazioni della macchina sarà tanto migliore quanto minore è la trasmissibilità, per cui, una volta nota la frequenza f di oscillazione della macchina, noi dobbiamo scegliere f_n in modo da avere T più basso possibile.

L'andamento della trasmissibilità in funzione del rapporto f/f_n (detto **rapporto di frequenza**) può essere riportato in un grafico come quello seguente:



Osserviamo che non stiamo ancora considerando la presenza dello smorzamento viscoso, per cui l'unica curva che ci interessa, in questo grafico, è per il momento quella corrispondente a $\xi = 0$.

Analizzando questa curva, notiamo alcune cose interessanti:

- intanto, si può notare che, per frequenze molto basse ($f/f_n \approx 0$) della forza eccitante $F(t)$, alla struttura viene trasmessa quasi la stessa forza che agisce sulla macchina: risulta infatti $T \approx 1$;
- all'aumentare delle frequenze, invece, aumenta la forza trasmessa al basamento, che diventa addirittura infinitamente grande in condizioni di risonanza, ossia quando $f = f_n$: in realtà, anche in condizioni di risonanza, la forza trasmessa, per quanto grande, è limitata dalle caratteristiche di smorzamento degli isolatori e dalle strutture;
- per frequenze superiori alla frequenza di risonanza, infine, la forza trasmessa decresce rapidamente, raggiungendo il valore della forza impressa in corrispondenza della frequenza $f = \sqrt{2}f_n$ per decrescere ancora alle frequenze più alte: *questo è quindi, ovviamente, il campo in cui risulta utile il funzionamento dell'isolatore.*

Il caso appena trattato rappresenta bene il comportamento di un sistema meccanico isolato mediante **isolatori a molle metalliche**, caratterizzati cioè da un basso valore dello smorzamento. La scelta di un isolatore di questo tipo può dunque essere fatta, una volta fissato il valore di T richiesto, conoscendo il peso Mg della macchina e la minima frequenza di eccitazione f . Il criterio di scelta descritto può essere inoltre rapidamente applicato mediante diagrammi come quello illustrato poco fa, i quali diagrammi forniscono direttamente la relazione tra la frequenza della forza eccitante, la trasmissibilità T e la deflessione statica nel caso di sistema vibrante senza smorzamento.

Esempio numerico

Supponiamo di avere una macchina costituita da due motori, rispettivamente di massa $M_1 = 500\text{Kg}$ e $M_2 = 100\text{Kg}$, che ruotano con velocità angolari rispettivamente $\omega_1 = 2400$ (giri/minuto) e $\omega_2 = 3000$ (giri/minuto). Vogliamo ottenere, per questa macchina, un coefficiente di trasmissibilità del 5%.

In primo luogo, si è visto poco fa che i maggiori problemi, nell'isolamento dalle vibrazioni, si hanno per le basse frequenze, per cui, in questo caso, se riusciamo ad ottenere un buon isolamento del motore che lavora a frequenza minore, sicuramente avremo lo stesso isolamento anche per il motore a frequenza maggiore. In altre parole, dobbiamo fare riferimento ad una macchina di massa $M = 600\text{Kg}$ (pari alla somma delle masse) che ruota con velocità angolare $\omega = 2400$ (giri/min), corrispondente ad una frequenza $f = 40\text{Hz}$.

Per questa macchina, è richiesto un coefficiente di trasmissibilità $T = 0.05$: dal grafico riportato poco fa, si trova, in corrispondenza di tale valore di T , il valore $f/f_n = 5$; ponendo allora $f = 40\text{Hz}$, deduciamo che ci interessa un isolatore che abbia frequenza di risonanza $f_n = 8\text{Hz}$.

L'espressione analitica di tale frequenza di risonanza è $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}}$, per cui possiamo ricavare il valore necessario per k :

$$k = 4\pi^2 f_n^2 M = 1.516 * 10^6 [\dots]$$

Leggermente più complicata è la situazione in cui bisogna tener conto dello **smorzamento viscoso**: in questo caso, infatti, bisogna includere una forza, proporzionale alla velocità secondo un coefficiente C , diretta in verso opposto alla forza eccitante. Tenendo conto di questa forza, l'equazione del moto diventa

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = F_0 \cos(2\pi ft) - kx - C \frac{dx}{dt}$$

ed è una classica equazione differenziale (completa) lineare, del 2° ordine, a coefficienti costanti.

(lettura) La soluzione generale di quella equazione è del tipo

$$x = e^{-\left(\frac{C}{2M}\right)t} \left(A \cos(2\pi f_d t) + B \sin(2\pi f_d t) \right) + X$$

dove abbiamo indicato con f_d la cosiddetta **frequenza naturale smorzata** del sistema, la cui espressione è

$f_d = \sqrt{f_n^2 - \left(\frac{C}{4\pi M}\right)^2}$, e dove X è una soluzione particolare corrispondente al regime permanente. Questa soluzione X rappresenta in pratica lo spostamento della massa una volta esaurito il movimento transitorio iniziale: essa ha espressione

$$X = \frac{\frac{F_0}{k}}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 + \left(2 \frac{C}{C_c} \frac{f}{f_n}\right)^2}} \cos(2\pi ft - \varphi)$$

dove $C_c = 4\pi M f_n$ è il cosiddetto **smorzamento viscoso in condizioni critiche** e dove l'angolo di fase φ è definito dalla relazione

$$\tan \varphi = \frac{2 \frac{C}{C_c} \frac{f}{f_n}}{1 - \frac{f^2}{f_n^2}}$$

L'espressione della trasmissibilità T deve ora tener conto che la forza trasmessa al basamento non è più kx , bensì $kx + C(dx/dt)$, per cui risulta che

$$T = \frac{\left| kx + C \frac{dx}{dt} \right|}{F_0 \cos(2\pi ft)} = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \frac{C}{C_c} \frac{f}{f_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 + \left(2 \frac{C}{C_c} \frac{f}{f_n}\right)^2}}$$

Si osserva dunque che T è ancora funzione del rapporto f/f_n tra la frequenza impressa e quella di risonanza del sistema nonché dei valori del cosiddetto **rapporto di smorzamento** $\xi = C/C_c$. Tornando allora nel grafico precedentemente illustrato, osserviamo quanto segue:

- intanto, si osserva che T risulta amplificata per $\frac{f}{f_n} < \sqrt{2}$, qualunque sia il valore del rapporto di smorzamento;
- quando invece risulta $\frac{f}{f_n} = \sqrt{2}$, risulta anche $T=1$, il che significa che la forza trasmessa risulta uguale a quella applicata;
- infine, quando $\frac{f}{f_n} > \sqrt{2}$, la trasmissibilità diminuisce con un effetto positivo sull'isolamento, data la riduzione della forza trasmessa. Tuttavia, si osserva anche che questo effetto è tanto minore quanto maggiore è il rapporto di smorzamento.

L'ISOLAMENTO DALLE VIBRAZIONI

Le vibrazioni trasmesse dalle macchine alle struttura di fondazione, in condizione di regime stabilizzato, possono essere ridotte utilizzando opportuni supporti resilienti, che, oltre ad essere sufficientemente cedevoli per realizzare l'isolamento richiesto, devono essere in grado di sopportare il carico e devono anche resistere alle condizioni ambientali. Le principali caratteristiche di questi componenti sono la durata, la stabilità chimica, il costo e lo smorzamento (anche se abbiamo visto che quest'ultimo riduce l'isolamento).

Dalle considerazioni del paragrafo precedente risulta evidente che *l'impiego degli isolatori, con o senza smorzamento viscoso, consente di ottenere un certo isolamento dalle vibrazioni solo per frequenze di eccitazione superiori alla frequenza di risonanza f_n* : infatti, abbiamo visto che, per frequenze di eccitazioni inferiori a $\sqrt{2}f_n$, gli isolatori non forniscono alcuna riduzione delle vibrazioni, che addirittura sono amplificate quando la frequenza di eccitazione viene a coincidere con f_n , nel qual caso è necessario prevedere accorgimenti costruttivi che limitino l'ampiezza di oscillazione affinché non si verifichino fenomeni distruttivi.

In commercio esistono vari tipi di isolatori, che si possono raggruppare in alcune particolari tipologie:

- le **molle metalliche** sono molto usate come isolatori per le vibrazioni: esse, oltre ad essere resistenti alla corrosione ed alle alte temperature, permettono anche di risolvere problemi di isolamento per qualsiasi frequenza, essendo possibile ottenere un vasto campo di deflessioni statiche cambiando il tipo di materiale ed il loro dimensionamento;
- **materiali elastometrici** (come gomma, neoprene e altri) si prestano molto bene per l'isolamento di macchinari e apparecchiature meccaniche quando sia necessario un alto valore dello smorzamento viscoso. Possono essere sollecitati sia a compressione sia a tensione sia a taglio ed hanno un'alta capacità di immagazzinare energia e di sopportare i carichi. La loro durata può, però, essere fortemente compromessa dall'attacco di acidi, oli ed altri materiali corrosivi;
- gli **isolatori pneumatici** si basano sulla compressibilità di un volume di gas, racchiuso in un contenitore (di gomma o di plastica) oppure in un sistema metallico cilindro-pistone. Sono usati per frequenze di eccitazione molto basse (tra 5 e 10Hz) ed hanno un comportamento non lineare;

- il **sughero** è uno dei più vecchi materiali usati per l'isolamento delle vibrazioni e viene prevalentemente usato sottoponendolo a compressione o a taglio. Purtroppo, è un materiale vegetale che non ha caratteristiche né costanti né omogenee, per cui è difficile fornire precisi criteri di impiego. La sua frequenza naturale non può raggiungere valori inferiori a 10 Hz;
- infine, il **feltro** è caratterizzato dall'aver un alto smorzamento, per cui è molto utile per ridurre l'ampiezza delle vibrazioni in corrispondenza della risonanza. Per ottenere la massima efficienza, conviene usare il feltro più soffice, impiegando blocchi del massimo spessore e di superficie minima, compatibilmente con le esigenze strutturali.

Il rumore

INTRODUZIONE AL RUMORE

Il rumore, così come i suoni, è costituito, dal punto di vista fisico, da onde meccaniche che, prodotte da una sorgente, si trasmettono in un mezzo elastico sino a raggiungere il ricevitore. Al momento della percezione, il suono diventa rumore se causa nell'ascoltatore effetti indesiderati: in questo senso, sono molto importanti, nella definizione di rumore, le caratteristiche psicologiche dell'ascoltatore.

Il rumore è dunque un suono indesiderato, o meglio un suono che, nel campo delle frequenze udibili, disturba la quiete o la percezione dei segnali desiderati e provoca fastidio o danno alla salute.

Con questa ampia definizione, nell'insieme costituito dai suoni si vengono a creare due regioni distinte: quella dei **suoni piacevoli** e quella dei **suoni spiacevoli** (o appunto **rumori**), separate da una zona più vaga di **indifferenza**. Quest'ultima quasi sempre non è di silenzio, ma è costituita da un mondo sonoro estremamente vario a causa del complesso legame esistente nell'uomo tra stimolo acustico e reazione.

La **reazione al rumore** è principalmente legata all'intensità del suono ed alla sua durata, vale a dire all'esposizione dell'individuo al rumore, che produce sull'organismo umano una serie di effetti classificabili in specifici e non specifici:

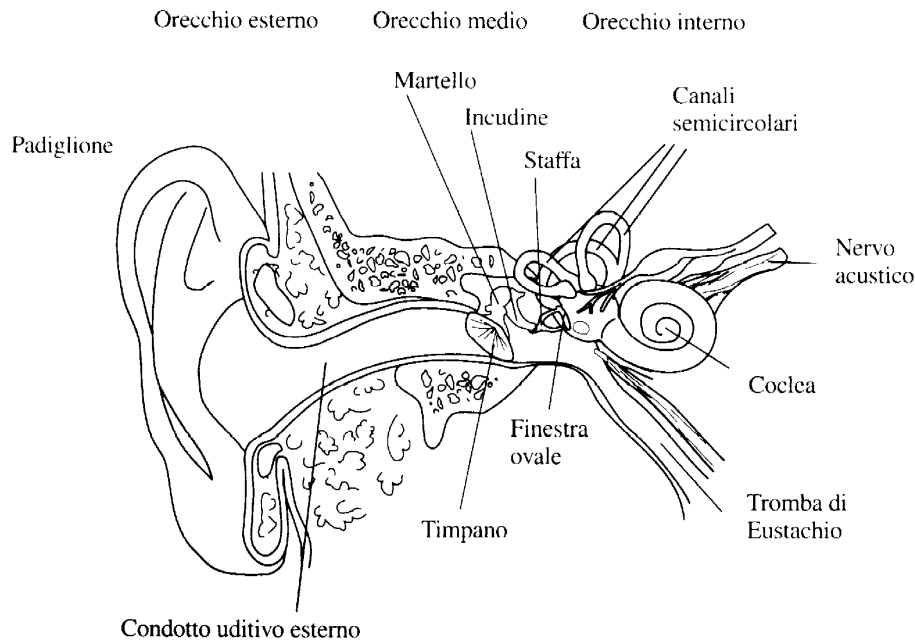
- i **danni specifici** sono quelli direttamente collegati all'organo uditivo e valutabili in termini di perdita contemporanea o permanente della facoltà uditiva o di difficoltà di percezione del parlato;
- i **danni non specifici**, con reazioni temporanee o persistenti, interessano una sfera più ampia dell'organismo umano, producendo spesso aumento della pressione sanguigna, sindrome di stress di tipo cronico, disturbi psichici, sintomi psicosomatici, disturbi comportamentali e/o attitudinali.

La consapevolezza degli effetti negativi che il rumore può avere sulla sua salute o sul suo benessere provoca nell'individuo una generica sensazione di fastidio. Questa sensazione può andare dal livello minimo, che si verifica quando lo stimolo sonoro si integra ancora con il processo psichico in corso, al livello massimo che si ha con la rottura del processo psichico e la focalizzazione dell'attenzione e dell'attività motrice dell'individuo sulla sorgente di rumore.

L'APPARATO Uditivo

La percezione dei suoni avviene per mezzo dell'**orecchio**, analizzatore acustico molto sensibile che utilizza strutture anatomiche complesse: *l'orecchio svolge la funzione di convertitore analogico-digitale e trasmette al cervello un messaggio uditivo codificato.*

Dal punto di vista anatomico, l'orecchio può essere suddiviso in tre parti: l' orecchio esterno, l' orecchio medio e l' orecchio interno.



L' **orecchio esterno** comprende il **padiglione**, la cui forma permette di concentrare l'energia acustica nel condotto uditivo esterno, ed appunto il **condotto uditivo esterno**, che trasmette le onde acustiche dal padiglione al **timpano**.

L' **orecchio medio** è costituito principalmente da una cavità dell' **osso temporale** contenente la **membrana timpanica** e i tre **ossicini** (martello, incudine e staffa), che costituiscono la **catena timpano-ossiculare** e permettono la trasmissione delle vibrazioni al timpano. Queste vibrazioni, prodotte dalle onde acustiche, vengono trasmesse all' **orecchio interno** nelle migliori condizioni possibili, grazie all'adattamento delle impedenze dell'ambiente (aria) e dello stesso orecchio interno (liquido). All'orecchio medio fa capo un condotto (detto **tromba di Eustachio**) che realizza la comunicazione con il **cavo rino-faringeo** e permette di eguagliare le pressioni dalle due parti della membrana timpanica, assicurandone un buon funzionamento.

L' **orecchio interno** è essenzialmente costituito dalla **coclea**(contenuta nella zona cranica detta **rocca petrosa**), zona sensoriale dell'udito, che è internamente rivestita dalla **membrana basilare**: su questa membrana sono situate circa 24000 **cellule sensoriali cigliate** che sono in grado di trasformare l'energia acustica in messaggi uditivi, codificati come segnali elettrici. Questi segnali sono trasmessi alla **corteccia cerebrale** dalle fibre del **nervo cocleare** e dalle vie nervose successive. In corrispondenza della coclea avviene anche l'analisi spettrale del suono, in quanto ciascuna delle fibre del nervo cocleare è specializzata nella ricezione di una ben determinata frequenza.

Le fibre del nervo cocleare terminano nel **bulbo rachidiano**: di qui, il segnale può imboccare sia la via principale, specifica dell'ascolto, che termine nella **corteccia temporale**, sia le vie secondarie, che finiscono in altre strutture nervose responsabili di altri riflessi.

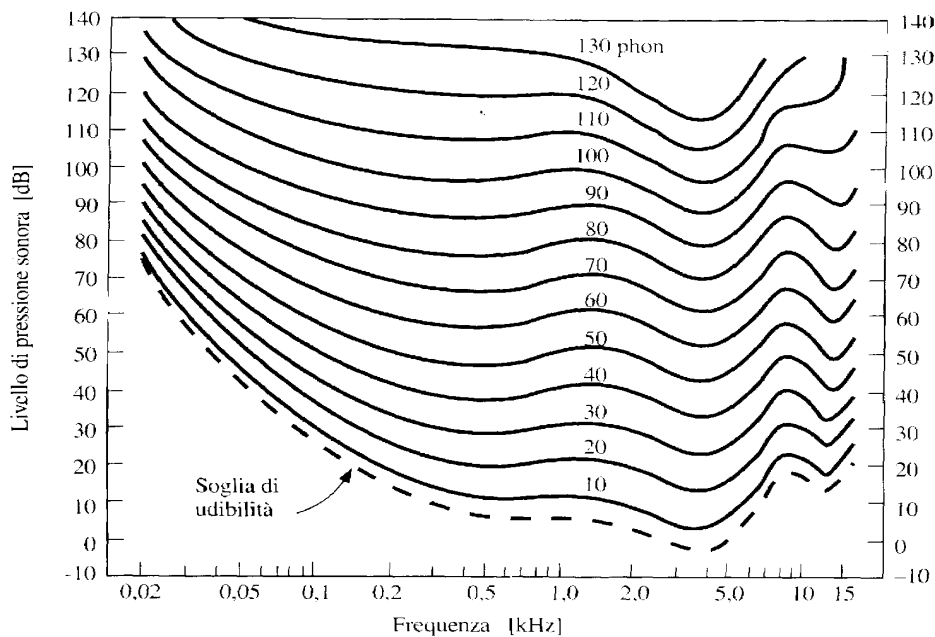
PERCEZIONE DEL SUONO E DEI RUMORI

Il suono è percepito con caratteristiche psico-sensoriali che possono riassumersi nel tono, nell'intensità della sensazione uditiva e nel timbro.

Al **tono** (o **altezza tonale**) corrisponde quella caratteristica della sensazione uditiva legata alla frequenza dei suoni. Nel caso dei rumori, che sono generalmente a banda larga, il tono ha scarso interesse.

L'**intensità della sensazione uditiva** è legata invece al livello di pressione sonora ed alla composizione spettrale del suono. Per valutare l'intensità della sensazione uditiva, si fa riferimento al cosiddetto **livello di intensità soggettiva** (simbolo: L_s), misurato in **phon**: ad un suono si attribuisce il livello di sensazione sonora di N phon quando, da un ascoltatore normale, esso è giudicato equivalente, per intensità, ad un suono puro a 1000 Hz che si propaga frontalmente per onde piane e che produce un livello di pressione sonora di N dB.

A parità di pressione sonora, l'intensità della sensazione uditiva varia con la frequenza: sono state allora messe a punto e normalizzate le curve di eguale livello di intensità soggettiva (dette **curve isofoniche**), per i suoi percepiti in campo libero. L'insieme delle curve isofoniche costituisce quello che si chiama **audiogramma normale**, riportato nella figura seguente:



Le curve isofoniche che compaiono in diagrammi come questo vengono ricavate sperimentalmente sulla base del confronto soggettivo tra due suoni puri: uno è il suono in esame, mentre l'altro è il **suono di riferimento** caratterizzato dalla frequenza di 1 kHz ed emesso da un sistema generatore, amplificatore ed altoparlante di potenza variabile. L'ascoltatore normale (nella realtà si sperimenta su più ascoltatori normal-udenti mediandone poi le risposte) è esposto, frontalmente ed in sequenza, al suono in esame ed al suono campione a 1 kHz. Egli regola il guadagno del sistema di emissione del suono campione finché i due suoni (quello campione e quello in esame) non gli sembrano equivalenti dal punto di vista dell'intensità della sensazione uditiva. Una volta stabilita l'equivalenza, si misura il livello di pressione sonora (in dB) del suono campione ed il valore numerico corrispondente diventa il valore in phon, che misura il livello di intensità soggettiva del suono in esame.

Sempre con riferimento al diagramma di prima, possiamo fare qualche importante osservazione:

- in primo luogo, osserviamo che, tra le varie isofoniche, ce ne sono due di particolare importanza: la curva corrispondente a 0 phon è la cosiddetta **soglia di udibilità binaurale in campo libero** e rappresenta, per le varie frequenze, i valori di pressione sonora minimi ai quali inizia la sensazione uditiva; invece, la curva corrispondente a 120 phon è la cosiddetta **soglia del dolore**, la quale rappresenta, per le varie frequenze, i valori di pressione sonora minimi ai quali inizia la sensazione di dolore.
- si osserva inoltre, esaminando l'andamento delle curve isofoniche, che la massima sensibilità dell'orecchio (cioè i valori più bassi del livello di pressione sonora) si ha per frequenze comprese tra 1 kHz e 6 kHz e che tale sensibilità poi decresce sia per le basse sia per le alte frequenze.

E' bene ora sottolineare che *l'intensità della sensazione uditiva prodotta da un suono puro non è correlata linearmente al livello di intensità soggettiva, ma mediante una legge esponenziale*. Per fare, allora, un comodo confronto dell'intensità della sensazione uditiva prodotta da suoni differenti, si definisce un'altra grandezza, detta **intensità soggettiva** (simbolo: **S**) e misurata in **son**, che risulta direttamente proporzionale all'intensità della sensazione uditiva.

Al fine di stabilire una correlazione tra i son ed i phon, si assegna il valore convenzionale di 1 son all'intensità della sensazione uditiva corrispondente ad un livello di intensità soggettiva di 40 phon. Effettuando poi misure su larga scala, è possibile pervenire alla conclusione per cui l'intensità di sensazione uditiva, e quindi anche l'intensità soggettiva, raddoppia ad ogni incremento di 10 phon del livello di intensità soggettiva: in termini matematici, questo corrisponde a dire che

$$S = 2^{\frac{L_s - 40}{10}}$$

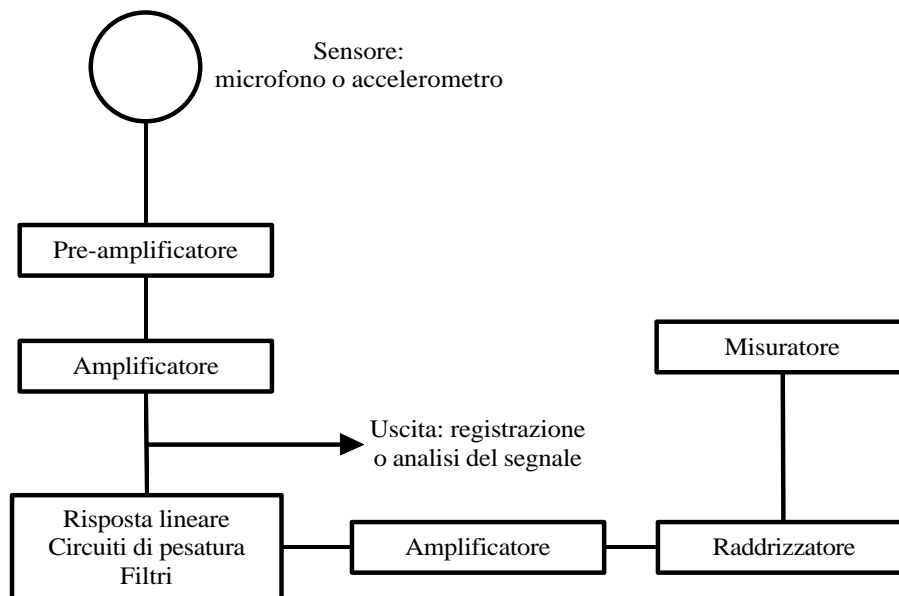
Per concludere, il **timbro** è la caratteristica della sensazione uditiva che permette di distinguere due suoni dello stesso tono e della stessa intensità soggettiva. Esso è legato alla composizione spettrale del suono ed alla sua evoluzione nel tempo.

La misurazione dei suoni e dei rumori

IL MISURATORE DI LIVELLO SONORO

Per affrontare e risolvere i problemi che si presentano in acustica, occorre disporre di adeguate **apparecchiature di rilevazione** dei suoni e dei rumori. Tra i vari strumenti oggi disponibili, il *misuratore di livello sonoro*, più comunemente detto **fonometro**, è quello più largamente impiegato e vogliamo perciò descriverne le caratteristiche fondamentali, senza peraltro scendere nei dettagli tecnici.

Il **misuratore di livello sonoro** è costituito da alcuni componenti fondamentali, indicati nella figura seguente:



Il primo componente, come in tutti gli strumenti di misura, è il **trasduttore**, che nel caso di suoni che si trasmettono negli aeriformi è costituito da un **microfono**. Il segnale elettrico proveniente dal trasduttore viene amplificato e inviato, a scelta, attraverso uno dei **circuiti di pesatura** oppure ad un **banco di filtri** (in ottava o terzi di ottava). Ulteriormente amplificato o attenuato, in modo da poter variare il campo di lettura dello strumento, il segnale raggiunge l'uscita, alla quale può essere anche collegata una apparecchiatura esterna, e, infine, opportunamente elaborato, viene quantificato sul display dello strumento.

Il misuratore di livello sonoro può funzionare anche da **analizzatore** se dotato di filtri in ottava o in terzi di ottava, che permettono di valutare il valore del livello di pressione sonora in bande di frequenza ben determinate e quindi di avere una conoscenza più approfondita del fenomeno sonoro che si misura.

Infine, lo stesso strumento impiegato per misure di livello di pressione sonora può essere utilizzato anche per misurare le vibrazioni delle strutture solide: basta scambiare il trasduttore, passando dai microfoni agli **accelerometri**. Con questi trasduttori, è possibile misurare l'accelerazione, che è la grandezza più facile da rilevarsi, e ricavare, quindi, le altre grandezze (spostamento e velocità) che interessano gli studi sulle vibrazioni.

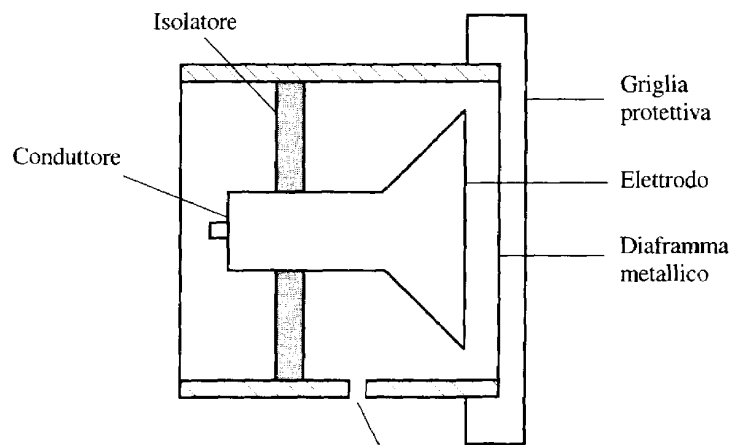
IL MICROFONO

Il microfono trasforma la pressione sonora in segnale elettrico, in modo tale che questo possa essere successivamente elaborato. Per un funzionamento ideale, le caratteristiche del microfono dovrebbero essere le seguenti:

- *sensibilità SOLO alle variazioni di pressione acustica, senza dipendere dalle variazioni di temperatura, dall'umidità, dalla pressione atmosferica, dalla velocità del vento, da campi magnetici e da vibrazioni;*
- *dimensioni trascurabili rispetto alla più piccola lunghezza d'onda rilevata, in modo da influire il meno possibile sul campo acustico;*
- *impedenza acustica elevata rispetto a quella del mezzo di trasmissione del suono, in modo da assorbire poca energia acustica;*
- *sensibilità indipendente dal livello di pressione sonora; in particolare, la sensibilità deve essere molto alta, in quando le forze, causate dalle variazioni di pressione, sono molto piccole.*
- *basso rumore;*
- *andamento piatto della curva della risposta in frequenza;*
- *sfasamento nullo tra il segnale di pressione in ingresso e quello elettrico in uscita.*

Purtroppo nessuno dei microfoni disponibili soddisfa a tutte queste caratteristiche. Vediamo allora rapidamente i principali tipi di microfoni.

Nei **microfoni a condensatore**, la pressione sonora agisce su un diaframma che costituisce una delle due armature di un condensatore:

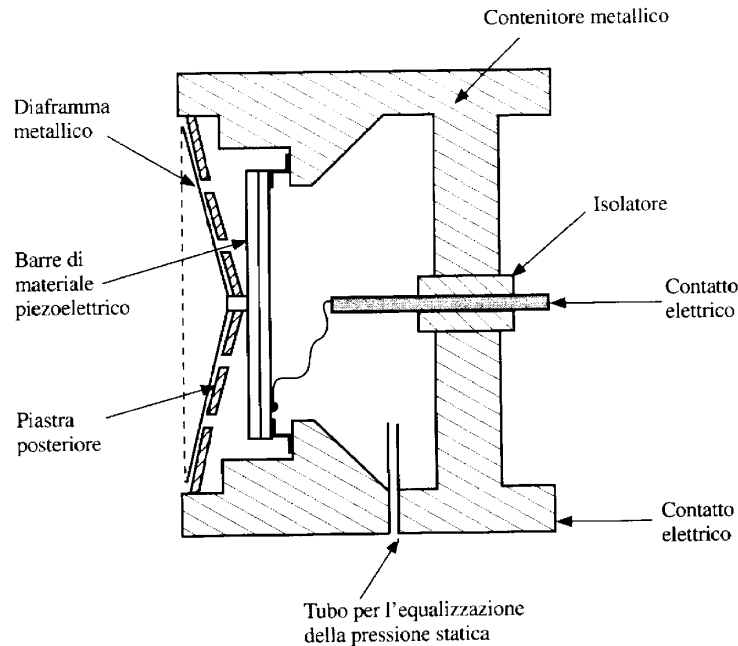


La variazione della capacità del condensatore, conseguente allo spostamento del diaframma soggetto alla pressione acustica, produce la conversione del segnale di pressione in segnale elettrico. La tecnica più usata per produrre questo segnale elettrico è quella che permette di ottenere ai capi del condensatore una tensione variabile al variare della sua capacità, mantenendo costante la carica del condensatore mediante una tensione di polarizzazione fornita da una resistenza molto alta.

I pregi di questi microfoni sono una discreta sensibilità acustica, una buona risposta in frequenza ed un basso rumore interno, mentre i difetti sono una piccola capacità microfonica, un diaframma fragile e una eccessiva sensibilità all'umidità.

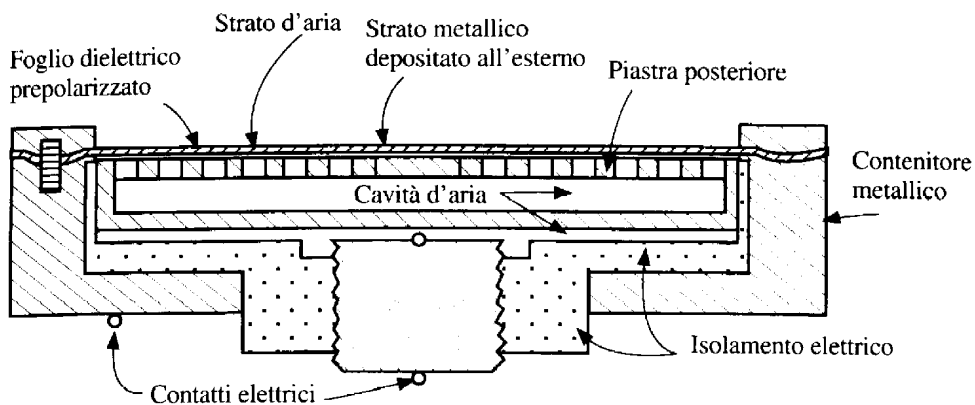
I **microfoni piezoelettrici** sfruttano invece l'omonimo **effetto piezoelettrico**: la forza esercitata dalla pressione acustica su di un diaframma, comprimendo e deformando uno strato di

materiale piezoelettrico (cristalli naturali come quarzo, solfato di litio, tormalina o materiali ceramici sintetici), produce sulle facce opposte del materiale stesso cariche elettriche uguali e di segno opposto e quindi una differenza di potenziale elettrico.



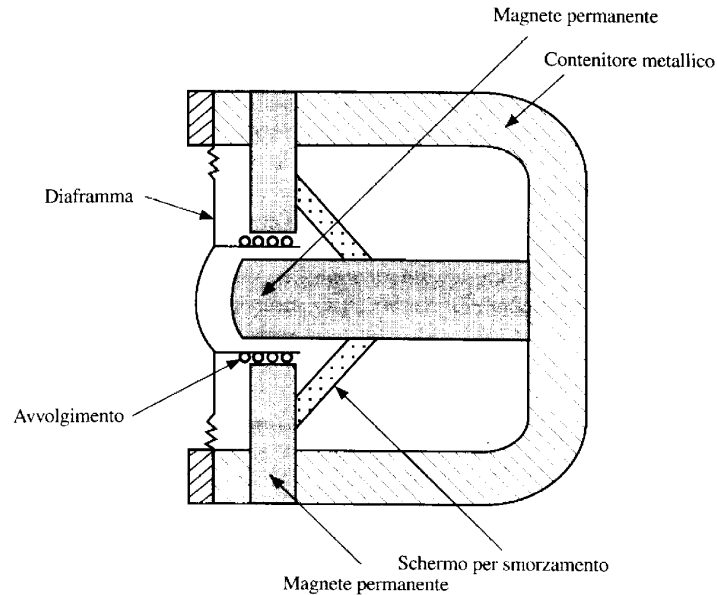
I microfoni piezoelettrici hanno il vantaggio di avere un'alta capacità microfonica e una larga banda dinamica e di non aver bisogno di alcuna tensione di polarizzazione. Sono inoltre più resistenti dei microfoni a condensatore in quanto il diaframma è poggiato direttamente sul materiale piezoelettrico e non sono nemmeno influenzati dall'umidità né dal contatto con i liquidi, tanto da poter essere usati anche come **idrofoni**.

Nel 1960 fu sviluppato il cosiddetto **microfono electret**, che può essere considerato come una semplice evoluzione del microfono a condensatore: infatti, tra le due piastre del condensatore è inserito, al posto dello strato d'aria, un foglio dielettrico polarizzato (detto appunto **electret**), con il grande vantaggio di eliminare la tensione di polarizzazione e di aumentare notevolmente la capacità del microfono.



Rispetto ai microfoni a condensatore, i microfoni electret hanno una risposta in frequenza meno piatta alle alte frequenze ed una minore sensibilità.

I **microfoni dinamici** hanno un funzionamento inverso rispetto ai comuni altoparlanti: sono infatti costituiti da una bobina che, muovendosi in un campo magnetico sotto l'effetto del diaframma soggetto alla pressione acustica, diventa sede di una corrente elettrica:



Questi microfoni hanno il vantaggio di avere bassa impedenza elettrica e basso rumore interno, mentre hanno il difetto di essere sensibili a campi elettrici esterni ed alle vibrazioni e di avere scarsa sensibilità alle basse frequenze.

Il controllo attivo del rumore

INTRODUZIONE

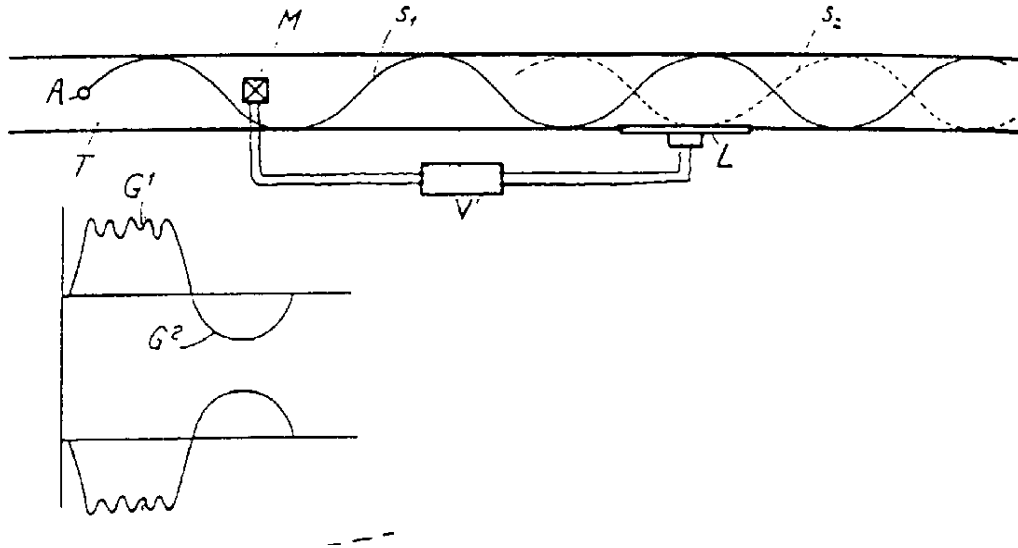
Le principali tecniche di **controllo attivo del rumore** si basano sulla possibilità di attenuare un suono sfruttando l'interferenza dei fenomeni ondulatori: infatti, si può dimostrare analiticamente che è possibile ottenere una attenuazione significativa di un dato suono mediante la sovrapposizione di uno o più suoni legati ad esso da opportune relazioni di ampiezza e di fase.

Il controllo attivo del rumore presenta dei pregi e dei difetti:

- esso è sicuramente molto vantaggioso in quanto non richiede strutture eccessivamente pesanti, come invece accade per il controllo passivo, cioè ottenuto come isolamento del rumore attraverso pannelli di spessore e massa opportuni;
- d'altra parte, il controllo attivo del rumore è efficace principalmente per le basse frequenze, anche in quei casi in cui vengono usate sofisticate apparecchiature digitali: ciò comporta che, laddove si voglia attenuare il rumore sia alle basse sia alle altre frequenze, sia opportuno utilizzare **sistemi di silenziamento ibridi**, ossia di tipo attivo per le basse frequenze e di tipo passivo per quelle alte.

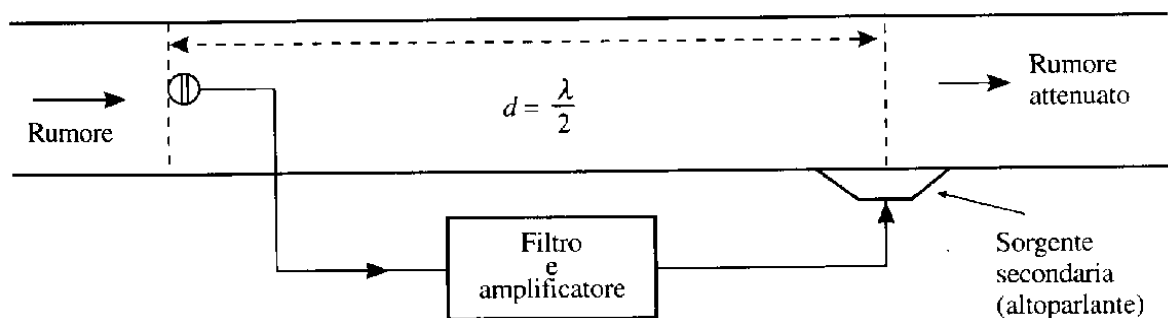
I PRIMI SISTEMI DI CONTROLLO ATTIVO DEL RUMORE

A metà degli anni Trenta, **P. Lueg** propose una prima realizzazione pratica di un sistema di controllo attivo del rumore. La figura seguente mostra tale schema nel formato originale proposto dallo scienziato:

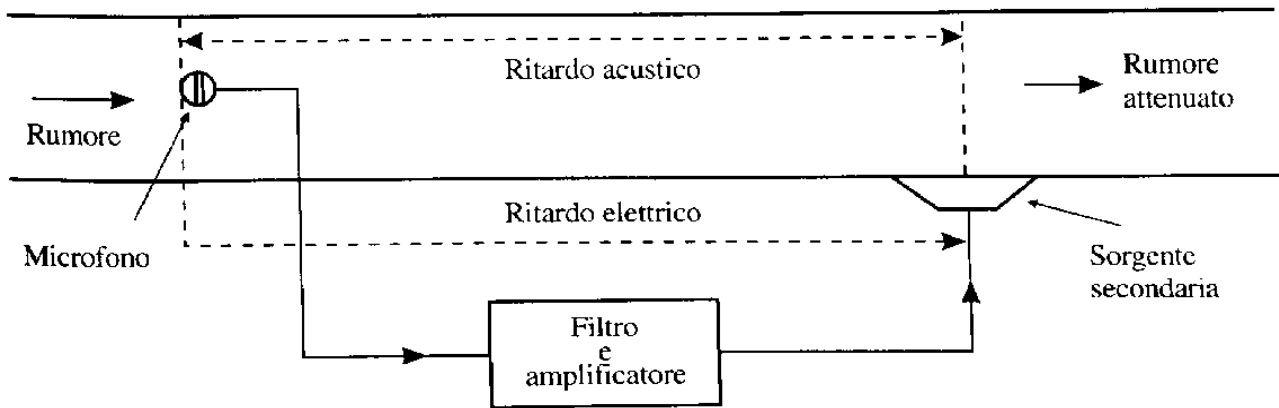


Si fa evidentemente riferimento al controllo del rumore all'interno di un condotto (ad esempio un condotto di areazione o una tubazione): il suono è emesso dalla sorgente A e si propaga, sotto forma di onda sinusoidale (quindi di onda piana) lungo il condotto; per effettuarne una attenuazione, Lueg pensò ad un apparato composto da un **microfono** M, da un **sistema di controllo** V e da una ulteriore **sorgente** L (un semplice altoparlante): il microfono rileva il suono da attenuare e lo invia, attraverso appositi *trasduttori*, al sistema di elaborazione; questo effettua semplicemente uno *sfasamento* del suono, in modo tale che il suono in uscita, quando viene inviato all'interno del condotto dalla sorgente L, risulti in opposizione di fase con il suono originario e quindi lo attenui.

Lo schema semplificato di questo procedimento è riportato nella figura seguente:

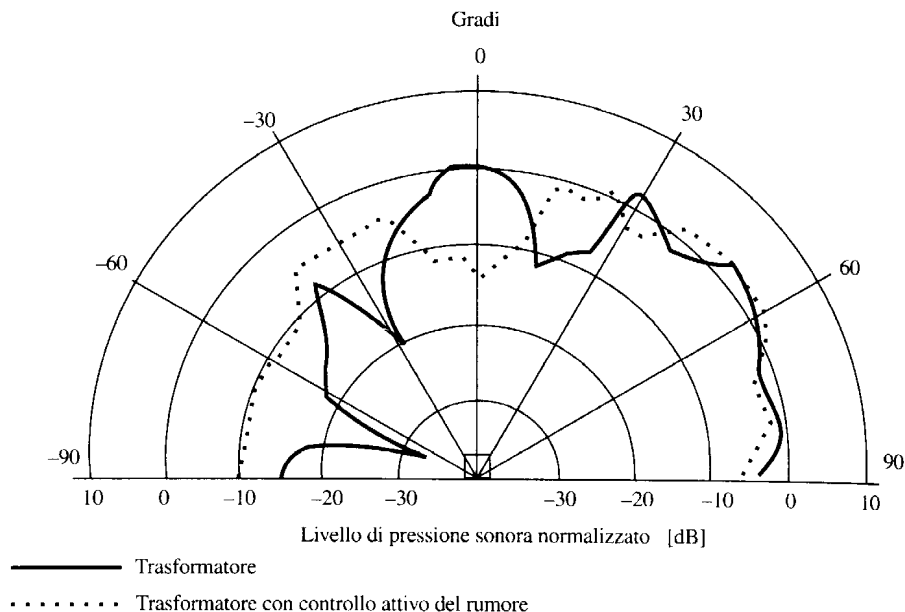


Uno schema di questo tipo, pur non presentando prestazioni particolarmente rilevanti, presenta ancora oggi una sua validità sia teorica sia pratica; esso era inoltre dotato di tutti i componenti necessari per effettuare il controllo. Tuttavia, nonostante questo, affinché i sistemi attivi di controllo del rumore si diffondessero a livello commerciale, sono stati necessari altri 50 anni: il problema fondamentale era quello di realizzare *sistemi di elaborazione dei segnali* che fossero sufficientemente veloci. Infatti, tali apparecchiature, nell'intervallo di tempo definito dalla differenza tra il ritardo nella propagazione delle onde acustiche e quello elettrico, devono essere in grado di elaborare il segnale rilevato dal microfono e di inviarlo all'altoparlante, amplificato e nelle opportune relazioni di fase rispetto al rumore:



Tutte queste difficoltà sono state superate solo in tempi recenti, grazie alla diffusione dei cosiddetti **processori di segnali digitali** (brevemente **DSP**, che sta per *Digital Signal Processor*), veloci e non troppo costosi.

Ad ogni modo, negli anni Cinquanta furono proposti altri sistemi di controllo attivo del rumore, il cui grande limite era però costituito dall'utilizzazione di apparecchiature elettroniche, di tipo analogico, con regolazione manuale per l'ottimizzazione delle prestazioni. Per esempio, **W.B. Conover** realizzò le prime sperimentazioni riguardanti il controllo attivo del rumore nello spazio aperto: egli realizzò un sistema che riusciva ad attenuare il rumore fino a 30dB in un punto distante 15 m da un trasformatore della potenza apparente di 15 MVA. Tuttavia, egli non riuscì a risolvere il problema della variazione delle prestazioni del sistema per le diverse posizioni angolari:



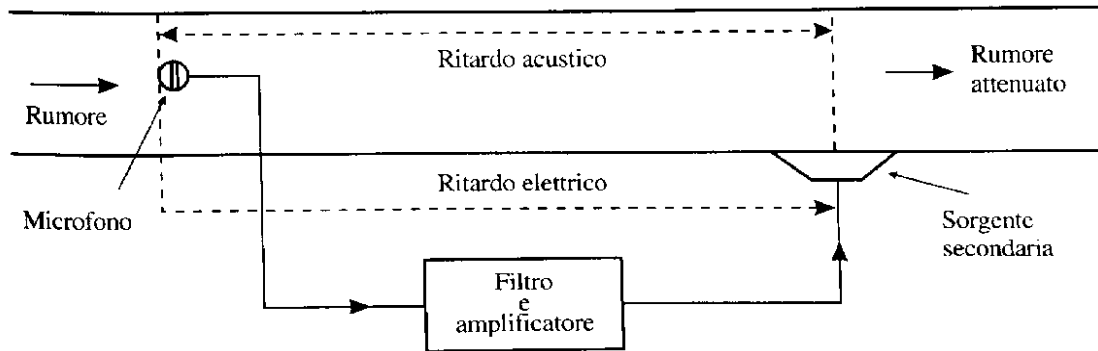
Come si osserva dal grafico, l'attenuazione prodotta dal sistema di controllo subisce variazioni anche notevoli al variare della posizione angolare rispetto alla sorgente (cioè il trasformatore). Ad ogni modo, Conover intuì che la soluzione di tale problema era nell'impiego di **sistemi autoadattativi**, che furono realizzati solo verso il 1968.

IL CONTROLLO ATTIVO DEL RUMORE NEI CONDOTTI DI AREAZIONE

Partendo dall'idea originaria di P. Lueg, il controllo attivo del rumore nelle tubazioni è stato sempre più considerato e costantemente sviluppato. Questo per due motivi essenziali: in primo luogo,

si è trovato che il fenomeno fisico è descrivibile, con ottima approssimazione, mediante il modello relativamente semplice delle onde piane, il che ha consentito una analisi approfondita del fenomeno stesso; in secondo luogo, come già detto in precedenza, il controllo attivo è l'unico metodo possibile per l'attenuazione del rumore che si propaga nei condotti, difficilmente realizzabile alle basse frequenze con sistemi passivi.

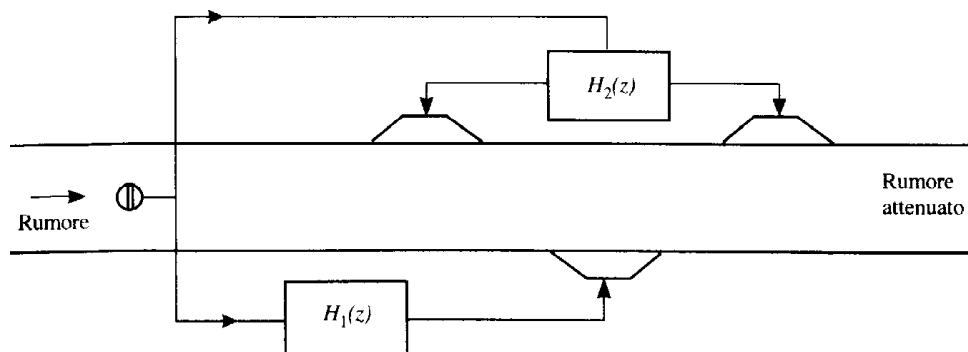
Consideriamo perciò nuovamente lo schema originario del sistema di controllo attivo del rumore in un condotto:



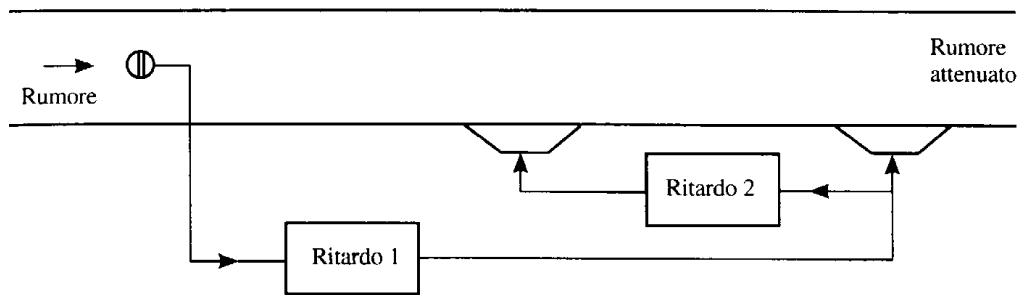
Il problema fondamentale di questo schema (oltre alla questione del ritardo elettrico che deve essere minore di quello acustico) è che la sorgente secondaria (cioè l'altoparlante) emette sia un suono diretto verso destra sia, anche, un suono diretto verso sinistra: mentre quello verso destra è tale da effettuare l'attenuazione desiderata, quello diretto verso sinistra ha l'inconveniente di dirigersi verso il microfono; se viene rilevato dal microfono, il risultato è che il suono che giunge al sistema di controllo non è più semplicemente il rumore da attenuare, ma la composizione di tale rumore con quello prodotto dalla sorgente secondaria. Si parla, in questo caso, di **retroazione acustica** ed è chiaramente un inconveniente cui va posto rimedio.

Un primo metodo, proposto da M.Jessel e K. Kido, consiste nell'utilizzare più sorgenti secondarie che, disposte opportunamente lungo la canalizzazione, finiscono per comportarsi come una sorgente secondaria direttiva, tale cioè da produrre onde monodirezionali (nel senso del flusso dell'aria) e quindi da ridurre l'effetto del fenomeno della retroazione acustica.

La prima realizzazione pratica di questo criterio fu dello stesso Jessel e di G. Mangiante e presupponeva l'impiego di tre sorgenti secondarie, secondo lo schema della figura seguente:



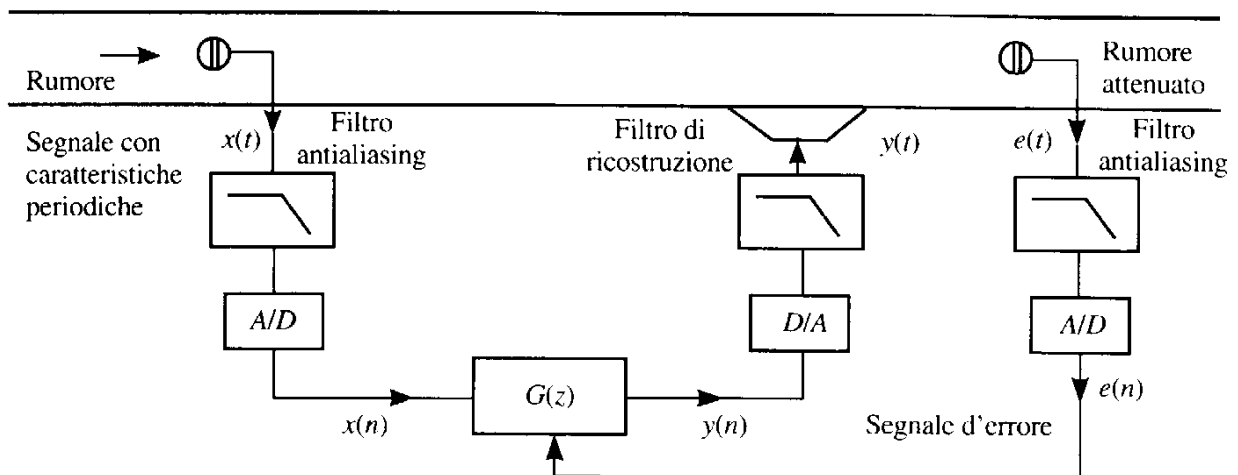
Qualche anno dopo, invece, fu proposto da M.A. Swinbanks un sistema che prevedeva l'impiego di due sole sorgenti secondarie:



Tutti i sistemi di questo tipo hanno in comune la caratteristica di fornire buone prestazioni in una banda relativamente stretta (circa 3 ottave) e questo a causa delle limitazioni di carattere geometrico alle quali il montaggio delle sorgenti deve sottostare.

Successivamente, vennero introdotti **sistemi di controllo autoadattativi**, i quali permettevano la variazioni automatica dei parametri: in pratica, al fine di tener conto delle variazioni della temperatura, del flusso dell'aria e di altri parametri (come ad esempio le caratteristiche non ideali e variabili degli altoparlanti e dei microfoni), questi sistemi potevano variare, in modo del tutto automatico e con continuità (adattare), la funzione di trasferimento del filtro elettronico (componente base del sistema di controllo) sulla base di informazioni fornite da opportuni sensori. Questo consentiva una minimizzazione del segnale errore e quindi una minimizzazione del rumore nella canalizzazione a valle del sistema di controllo.

Lo schema semplificato di un apparato di questo genere è riportato nella figura seguente:



I sistemi autoadattativi si avvalgono delle tecniche più moderne di elaborazione digitale dei segnali:

- il segnale (rumore) analogico (cioè tempo-continuo) rilevato dal microfono viene per prima cosa filtrato (mediante il cosiddetto **filtro anti-aliasing**) delle componenti a frequenza maggiore;
- successivamente, il segnale filtrato viene trasformato (mediante un **convertitore Analogico/Digitale**) in un segnale digitale: la conversione avviene attraverso una operazione di **campionamento**⁴ e una successiva operazione di **quantizzazione**;

⁴ Il filtro anti-aliasing si rende necessario per motivi legati al cosiddetto *teorema del campionamento* (noto anche come *teorema di Nyquist*); il concetto essenziale di questo teorema è quello per cui, se mandiamo in ingresso al campionatore non solo il segnale di interesse, ma anche tutto il rumore captato dal microfono, tale rumore va a rappresentare, nella fase del campionamento, un disturbo tale, sul segnale utile, che lo stesso segnale utile non potrà mai essere ricostruito con sufficiente precisione. Il filtro

- il segnale digitale giunge al sistema di controllo, il quale lo elabora in modo opportuno, sulla base anche del segnale errore (sempre digitale), e produce in uscita il segnale (ancora digitale) che andrà prima convertito in analogico (mediante un **convertitore Digitale/Analogico**) e infine immesso nel condotto attraverso la sorgente secondaria.

La trasformazione del segnale da analogico a digitale si rende necessaria perché i segnali digitali sono più facilmente manipolabili, sono maggiormente immuni dal rumore e sono più facilmente trasmissibili a distanza in condizioni critiche; inoltre, i segnali digitali possono essere direttamente impiegati come segnali di controllo di opportuni microprocessori, i quali, attraverso un software adeguato, possono eseguire algoritmi anche notevolmente complessi. Inoltre, un sistema digitale si presenta molto flessibile nel suo impiego, in quanto si adegua a variazioni anche notevoli degli algoritmi implementati attraverso una semplice riprogrammazione del microprocessore DSP.

Naturalmente, a fronte di questi pregi c'è la maggiore complessità dei sistemi di controllo, i quali devono prevedere tutti gli apparati necessari alle varie conversioni A/D e D/A.

Il sistema di controllo attivo del rumore brevettato da G.B.B. Chaplin si basa sull'impiego di un particolare sistema auto-adattativo di elaborazione dei segnali: il segnale proveniente dal primo microfono giunge in ingresso ad un **processore**; le caratteristiche di questo processore, sintetizzate dalla cosiddetta funzione di risposta all'impulso (o, in modo equivalente, dalla funzione di trasferimento) possono essere variate elettronicamente sulla base del **segnale errore** proveniente dal secondo microfono: in tal modo, il processore elabora il segnale di ingresso nel modo migliore possibile, ossia in modo che all'altoparlante venga inviato un segnale di caratteristiche tali da minimizzare il segnale errore. E' anche previsto l'impiego di un **segnale di sincronizzazione** per rendere più veloce il processo di adattamento.

Alla base di tutti i sistemi autoadattativi c'è dunque il **filtro digitale**, il quale, in termini analitici, opera la convoluzione del segnale che riceve in ingresso con la funzione di risposta all'impulso, in modo da produrre il segnale di uscita. Questa operazione è equivalente a quella che produrrebbe un filtro analogico fatto di resistenze, capacità e induttanze, ma presenta la fondamentale differenza per cui i vari coefficienti impiegati nella convoluzione vengono variati, tramite un opportuno algoritmo, in modo da minimizzare il segnale errore.

APPLICAZIONI DEL CONTROLLO ATTIVO DEL RUMORE

Il controllo attivo del rumore ha trovato particolare interesse nella riduzione della rumorosità che, emessa dai ventilatori, si propaga lungo le canalizzazioni degli impianti di condizionamento dell'aria. Esistono, però, molti altri casi in cui questa tecnica può essere vantaggiosamente impiegata: nel silenziamento del rumore di scarico delle turbine a gas, nella riduzione del rumore dei trasformatori elettrici, nell'isolamento dal rumore del motore nell'abitacolo degli autoveicoli e della cabina degli aeroplani.

Autore: **SANDRO PETRIZZELLI**

e-mail: sandry@iol.it

sito personale: <http://users.iol.it/sandry>

succursale: <http://digilander.iol.it/sandry1>

anti-aliasing interviene allora ad eliminare questo problema: esso fa in modo che l'unico rumore che viene inviato, insieme al segnale utile, al campionatore sia quello presente nello stesso intervallo di frequenza in cui si trova il segnale utile.