

ELEMENTI DI ACUSTICA

E. ZANDEGIACOMO

INDICE GENERALE

1	GRANDEZZE ACUSTICHE FONDAMENTALI	1
1.1	INTRODUZIONE	1
1.2	PRESSIONE ACUSTICA	2
1.3	POTENZA ACUSTICA	3
1.4	DENSITÀ DI ENERGIA ACUSTICA	3
1.5	INTENSITÀ ACUSTICA	4
1.6	LA VELOCITÀ DEL SUONO	5
1.7	SUONI COMPOSTI	7
1.8	IL DECIBEL	7
2	CAMPI ACUSTICI	10
2.1	INTRODUZIONE	10
2.2	CAMPO LIBERO	10
2.3	CAMPO RIVERBERANTE	12
2.3.1	COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO	12
2.3.2	ANDAMENTO NEL TEMPO DELLA DENSITÀ DI ENERGIA	14
2.3.3	CAMMINO LIBERO MEDIO	15
2.3.4	DENSITÀ DI ENERGIA IN CONDIZIONI DI REGIME	15
2.3.5	IL TEMPO DI RIVERBERAZIONE	17
2.3.6	IL TEMPO DI RIVERBERAZIONE OTTIMALE	19
3	ELEMENTI DI PSICOACUSTICA	21
3.1	INTRODUZIONE	21
3.2	L'ORECCHIO UMANO	21
3.2.1	ORECCHIO ESTERNO	21
3.2.2	L'ORECCHIO MEDIO	22
3.2.3	ORECCHIO INTERNO	23
3.3	SENSAZIONE Uditiva	24
3.4	IMPATTO DEL RUMORE SULL'UOMO	29
4	MATERIALI ACUSTICI	31
4.1	INTRODUZIONE	31
4.2	SISTEMI FONOASSORBENTI	31
4.2.1	MATERIALI POROSI	31
4.2.2	PANNELLI VIBRANTI	33
4.2.3	RISUONATORI ACUSTICI	35
4.3	MATERIALI FONOISOLANTI	36
4.3.1	INTRODUZIONE	36
4.3.2	IL POTERE FONOISOLANTE	38
4.3.3	PARETI COMPOSTE	40
4.3.4	PARETI DOPPIE	40

5 STRUMENTAZIONE ACUSTICA **42**

5.1	INTRODUZIONE	42
5.1.1	ANALISI IN FREQUENZA	42
5.1.2	COSTANTI DI TEMPO	44
5.1.3	ANALISI STATISTICA	45
5.2	STRUMENTI ACUSTICI	47
5.2.1	FONOMETRO	47
5.2.2	DOSIMETRI	48
5.2.3	ANALIZZATORE DI SPETTRO	48
5.2.4	CALBRATORI	49
5.2.5	REGISTRATORI	49
5.2.6	CAMERE ACUSTICHE	49
5.2.7	INTENSIMETRI	50
5.3	MICROFONI	51
5.3.1	INTRODUZIONE	51
5.3.2	MICROFONI A CONDENSATORE	52
5.3.3	MICROFONI AD ELETTRITE	52
5.3.4	RISPOSTA IN FREQUENZA	53
5.3.5	SENSIBILITÀ	53
5.3.6	DIREZIONALITÀ	53

6 MISURE E NORMATIVA ACUSTICA **54**

6.1	INTRODUZIONE	54
6.2	IL TEMPO DI RIVERBERAZIONE	54
6.3	MISURE D'ISOLAMENTO ACUSTICO	55
6.4	MISURE DI ASSORBIMENTO ACUSTICO	57
6.5	MISURE DI POTENZA ACUSTICA	58
6.5.1	MISURE IN CAMERA RIVERBERANTE	58
6.5.2	MISURE IN CAMPO LIBERO	59
6.5.3	MISURE IN SITU	60
6.5.4	MISURE INTENSIMETRICHE	60
6.6	LEGGE 277/91	61
6.7	LEGGE QUADRO 26 OTTOBRE 1995 N° 447.	64

APPENDICE A EQUAZIONI DI BILANCIO E DI PROPAGAZIONE D'ONDA. **67**

A.1	INTRODUZIONE	67
A.2	EQUAZIONE DI CONTINUITÀ	67
A.3	EQUAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO.	68
A.4	EQUAZIONE DI PROPAGAZIONE DELL'ONDA IN COORDINATE CARTESIANE	70

APPENDICE B DECRETI ATTUATIVI DELLA LEGGE 447/95. **72**

APPENDICE C ONDE STAZIONARIE **73**

C.1	INTRODUZIONE	73
------------	---------------------	-----------

C.2	ONDA PROGRESSIVA E ONDA RETROCEDENTE	73
C.3	RISONANZA DI UN SISTEMA	75
<u>BIBLIOGRAFIA</u>		80

1 GRANDEZZE ACUSTICHE FONDAMENTALI

1.1 Introduzione

Il suono è una perturbazione di carattere oscillatorio che si propaga in un mezzo elastico, con una frequenza convenzionalmente variabile tra i 20 Hz e i 20000 Hz. Tale campo di variabilità corrisponde statisticamente alla gamma di frequenze udibili dall'uomo.

Per comprendere fisicamente il problema consideriamo il comportamento di un diapason messo in vibrazione.

I rebbi del diapason, una volta spostati dalla posizione di equilibrio e lasciati liberi, vibreranno alla loro frequenza propria. Oscillando comprimeranno e decomprimeranno l'aria circostante, la quale a sua volta trasmetterà la perturbazione agli strati via, via, più lontani. Si genererà, quindi, un treno d'onde **longitudinale**, con una frequenza pari a quella di vibrazione del diapason, che si propagherà con una certa velocità funzione dello stato termodinamico del mezzo.

Supponendo trascurabili le irreversibilità, questo fenomeno si può esprimere tramite un'equazione del tipo:

$$x(t) = A \operatorname{sen}(\omega t + \varphi) \quad (1.1)$$

dove

- $x(t)$ è la grandezza che caratterizza il fenomeno
- A è il valore massimo della grandezza caratteristica
- ω è la pulsazione del fenomeno
- φ è la fase dell'oscillazione

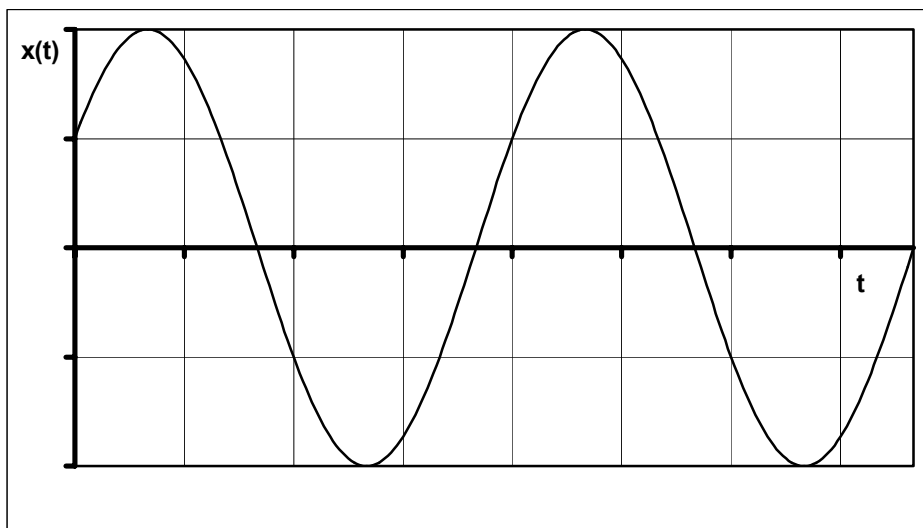


Figura 1-1: andamento sinusoidale di una funzione

Bisogna ricordare che la pulsazione, la frequenza e il periodo sono legati tra loro dalle relazioni

$$\omega = 2 \pi f \quad (1.2)$$

$$T = \frac{1}{f} \quad (1.3)$$

1.2 Pressione acustica

Nel paragrafo precedente abbiamo visto che i fenomeni acustici possono venir quantificati tramite equazioni di tipo sinusoidale.

Il problema che sorge è quello di scegliere un'opportuna grandezza fisica per caratterizzare il fenomeno. Nel campo delle vibrazioni si utilizzano di solito lo spostamento, la velocità o l'accelerazione della massa che si considera. In acustica, invece, si preferisce utilizzare la pressione acustica, definita come la differenza tra la pressione esistente in un punto del nostro mezzo elastico all'istante t e la pressione statica che esisterebbe nel medesimo punto in assenza del fenomeno acustico:

$$p(t) = p_t(t) - p_0$$

La pressione acustica assume normalmente valori molto piccoli, perciò anche la densità del mezzo differisce pochissimo da quella statica; il fenomeno si propagherà pertanto con piccole perturbazioni (vedi appendice A).

Se consideriamo il fenomeno sinusoidale, la pressione acustica varierà tra un massimo ed un minimo simmetrici rispetto allo 0, avendo, quindi, un valor medio nullo. Per tale motivo, analogamente a quanto si fa in elettrotecnica per la corrente alternata, si considera al posto del valore di picco, il valore efficace della pressione acustica, p_{eff} , definito come:

$$p_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [p(t)]^2 dt} \quad (1.4)$$

dove:

T è il tempo di integrazione

Se la funzione è sinusoidale, la pressione efficace è pari a:

$$p_{eff} = \frac{p_{max}}{\sqrt{2}} \quad (1.5)$$

Si può, inoltre, dimostrare che l'energia acustica è funzione del quadrato della pressione efficace. La pressione acustica presenta il grande vantaggio di essere facilmente misurabile, ma il suo valore è fortemente influenzato dall'ambiente che circonda la sorgente sonora (o in termini più rigorosi, come vedremo nei prossimi capitoli, dal campo acustico).

Pertanto le misure di pressione acustica che si eseguono attorno ad una causa eccitante, per esempio una macchina utensile, non sono trasferibili in modo immediato ad un'altra sistemazione della nostra macchina.

Questo problema ha indirizzato il mercato della strumentazione acustica verso la ricerca di strumenti in grado di misurare altre grandezze fisiche, che diano un riscontro più oggettivo.

1.3 Potenza acustica

Si definisce potenza acustica l'energia emessa dalla sorgente sonora nell'unità di tempo. Nel Sistema Internazionale viene espressa in W .

È una grandezza scalare.

Presenta il vantaggio di dipendere solo dalla sorgente sonora; pertanto, conoscendo le caratteristiche dell'ambiente in cui si trova la sorgente sonora e la sua potenza acustica, saremmo in grado di ricostruire il campo delle pressioni acustiche.

1.4 Densità di energia acustica

La densità acustica è il rapporto tra l'energia acustica presente in una porzione di spazio e il suo volume. La sua unità di misura è il $\frac{J}{m^3}$.

In molti casi è possibile correlare la densità di energia D con la pressione media efficace. Se il suono si propaga tramite onde piane, si dimostra che vale la relazione:

$$D = \frac{p_{eff}^2}{\rho_0 c^2} \quad (1.6)$$

dove:

ρ_0 è la massa volumica del fluido alla pressione statica
 c è la velocità del suono nel mezzo

Se invece il suono si propaga tramite onde sferiche, vale la relazione:

$$D = \frac{p_{eff}^2}{\rho_0 c^2} \left(1 + \frac{1}{2r^2 k^2} \right) \quad (1.7)$$

dove:

r è la distanza dalla sorgente
 k è il numero d'onda pari a $\frac{\omega}{c}$

Se il termine $2r^2 k^2$ è molto più grande di 1 la (1.7) si riduce alla (1.6)

In un campo riverberante, come può essere quello presente in una stanza (il significato preciso lo vedremo nel capitolo successivo), vale la relazione:

$$D = \frac{p_{med}^2}{\rho_0 c^2} \quad (1.8)$$

nella quale D e p_{med} assumono il significato di valori medi spaziali della densità di energia e della pressione acustica efficace dovuti al solo campo di riverberazione perfettamente diffuso.

Va rilevato che le relazioni (1.6) e (1.8) sono solo formalmente identiche.

1.5 Intensità acustica

Questa grandezza fisica, grazie allo sviluppo dell'elettronica che ha permesso la costruzione di strumentazione atta a misurarla, ha assunto negli ultimi anni un'importanza via, via crescente.

L'intensità acustica, o flusso di potenza, è una grandezza vettoriale (al contrario della pressione acustica, della potenza o della densità di energia che sono grandezze scalari), che esprime il valore e la direzione del flusso netto di potenza acustica in una certa posizione dello spazio. La

sua unità di misura è pertanto il $\frac{W}{m^2}$.

Dalla definizione ricaviamo che il modulo dell'intensità sonora $I_{r,ist}$, valutato nel punto generico r lungo la direzione \vec{r} e ad un certo istante, vale

$$I_{r,ist} = \frac{dE_r}{dt dA} \quad (1.9)$$

dove:

dE_r è l'energia che attraversa l'area infinitesima dA , perpendicolare alla direzione di propagazione \vec{r} , in un intervallo di tempo dt (vedi figura 1-2)

Sappiamo, però, che dE_r è uguale a:

$$dE_r = dF_r dr = p_t dA dr \quad (1.10)$$

dove:

dF_r è la forza totale infinitesima agente nella direzione \vec{r}

p_t è la pressione totale agente sull'area infinitesima dA uguale alla somma della pressione statica p_0 e di quella sonora p

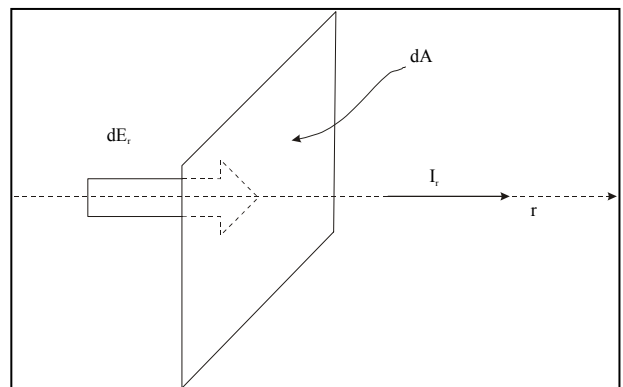


Figura 1-2: Energia incidente sull'area infinitesima dA nella direzione r

Sostituendo la (1.10) nella (1.9) si ricava:

$$I_{r,ist} = p_t \frac{dr}{dt} = p_0 u_r + p u_r \quad (1.11)$$

dove:

u_r è la velocità della particella nella direzione \vec{r}

Se si calcola il valor medio della $I_{r,ist}$, valutato in un tempo d'integrazione opportuno, si ottiene che $p_0 u_r = 0$ (se e solo se u_r oscilla attorno allo 0, vincolo che in acustica è quasi sempre rispettato).

Il valor medio dell'intensità acustica nella direzione \vec{r} vale:

$$I_r = \overline{p u_r} \quad (1.12)$$

In termini vettoriali si può invece scrivere:

$$\vec{I} = \overline{p \vec{u}} \quad (1.13)$$

Se $p(t)$ e $u_r(t)$ sono grandezze variabili con funzione sinusoidale, le potremmo considerare come vettori rotanti alla frequenza del suono (v. fig. 1-3).

In tal caso si potrà parlare di un'intensità istantanea attiva, definita come il prodotto della pressione acustica per la componente della velocità nella direzione della pressione stessa, u_a , e di un'intensità reattiva istantanea, definita come il prodotto della pressione acustica per la componente della velocità u_r nella direzione perpendicolare alla pressione.

Dalla figura 1-4 si vede immediatamente che se mediamo la potenza reattiva su un periodo opportuno il suo valor medio è nullo. Ciò significa che misurando l'intensità acustica con un intensimetro otterremo solo la potenza attiva.

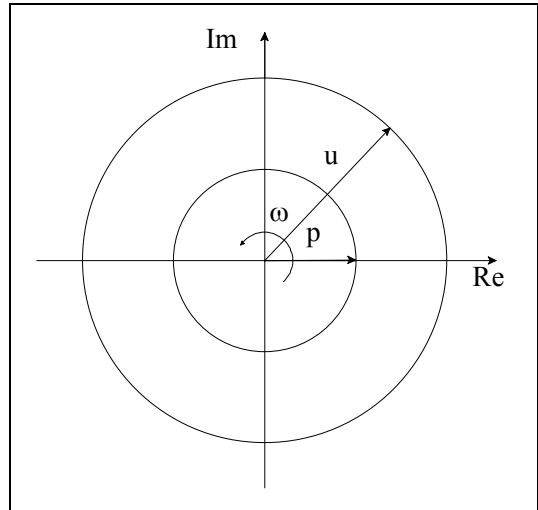


Figura 1-3 : rappresentazione della pressione e della velocità come vettori rotanti nel piano immaginario

1.6 La velocità del suono

Nel paragrafo 1.2 si è visto che il suono si propaga nel mezzo che circonda la sorgente sonora con una velocità finita c .

Si può dimostrare che tale velocità vale in generale:

$$c = \sqrt{\frac{E_v}{\rho}} \quad (1.14)$$

dove:

E_v è il modulo d'elasticità volumetrica del mezzo espresso in $\left[\frac{N}{m^2} \right]$

ρ è la massa volumica del mezzo espressa in $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Per i gas ideali si ottiene:

$$c = \sqrt{\frac{k \bar{R} T}{\mu}} \quad (1.15)$$

dove:

$k = c_p / c_v$ è il rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costante

\bar{R} è la costante universale dei gas pari a $8314.34 \frac{J}{kg_{moli} K}$

μ è la massa molecolare espressa in [kg_{moli}]
 T è la temperatura assoluta espressa in [K]

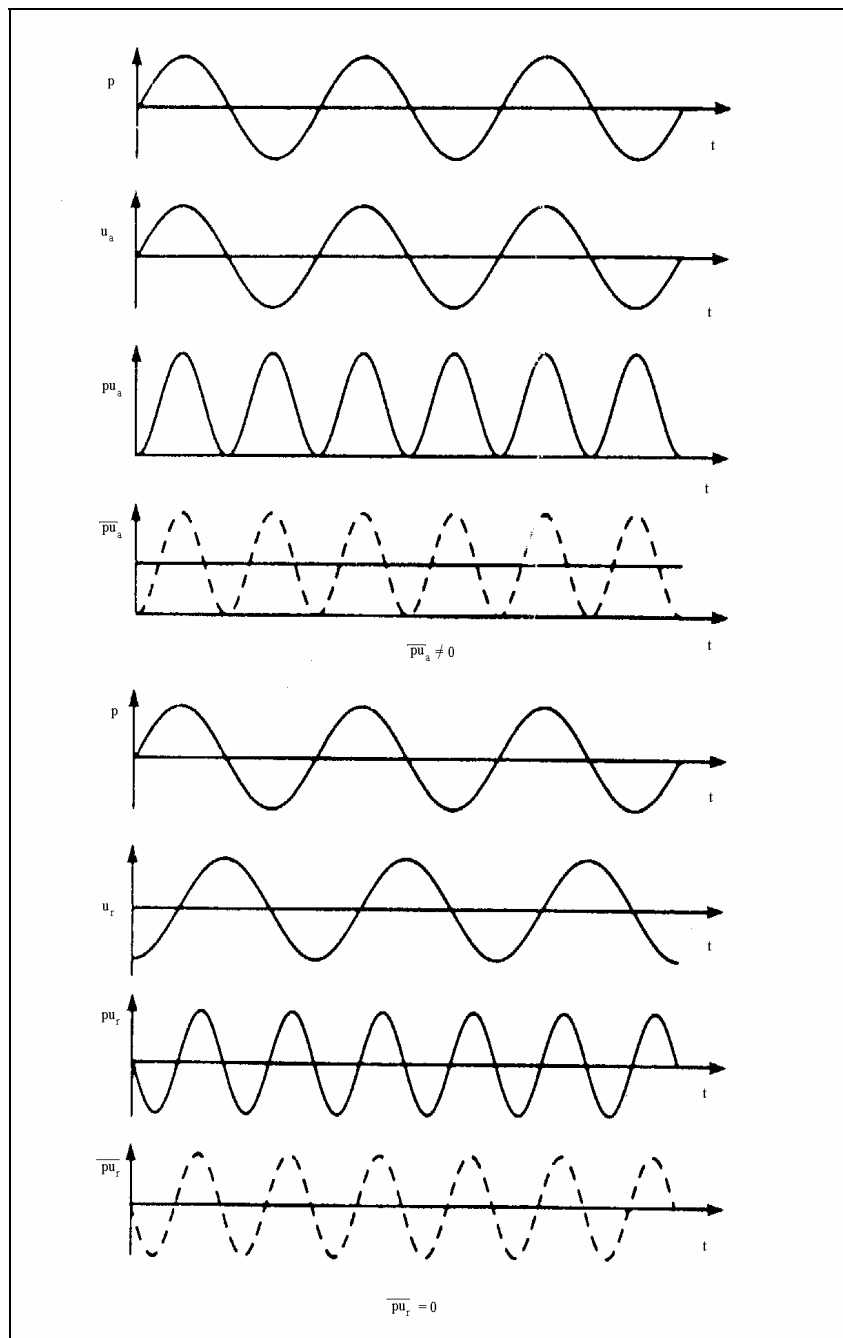


Figura 1-4 : Potenza acustica attiva e reattiva

Per l'aria esistono, inoltre, delle formule approssimate

$$c = 20.05\sqrt{T} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (1.16)$$

dove:

T è la temperatura assoluta in Kelvin

$$c = 331.4 + 0.6t \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (1.17)$$

dove:

t è la temperatura in gradi centigradi

1.7 Suoni composti

Fin ora abbiamo sempre considerato il suono come una funzione sinusoidale; in acustica tale fenomeno è definito tono puro.

Un tono puro viene percepito come un fischio più o meno acuto in funzione della frequenza. Dall'esperienza sappiamo che la gran parte dei suoni non ha questo comportamento, anzi, se noi registrassimo su carta l'andamento della pressione acustica, ci accorgeremmo che normalmente non ha neppure un andamento periodico.

In questo caso si può sempre definire un valore efficace della pressione, ma non ha più senso parlare di frequenza.

Ci viene, allora, in aiuto il teorema di Fourier che permette di considerare qualsiasi segnale come il risultato della sovrapposizione di un numero infinito di componenti sinusoidali con diversa frequenza, ampiezza e fase.

Applicando un algoritmo matematico, noto come "Trasformata di Fourier", è possibile trasformare un segnale definito nel dominio del tempo in uno definito nel dominio della frequenza, chiamato spettro. In termini sicuramente non matematici si potrebbe affermare che, applicando la trasformata di Fourier, fotografiamo in un intervallo di tempo il contenuto in frequenza del segnale.

In figura 1-5 sono riportati alcuni casi caratteristici di segnali acustici e i loro relativi spettri.

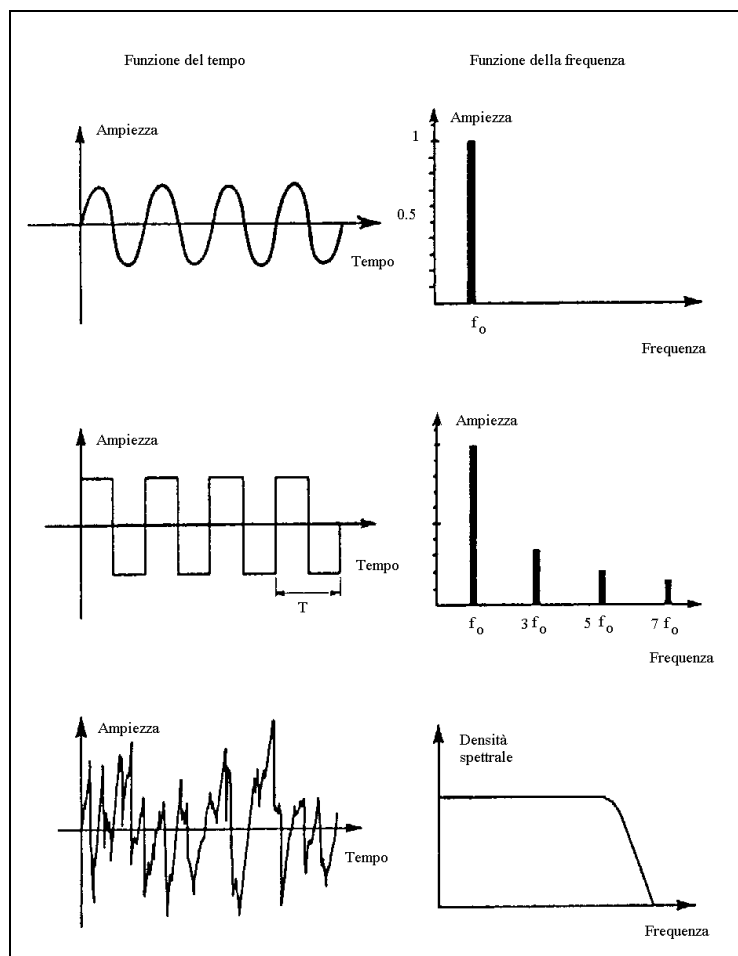


Figura 1-5 : Esempi di segnali acustici e loro spettri in frequenza

1.8 Il decibel

La misura del suono, o meglio del rumore, definito come un suono di natura generalmente casuale, il cui spettro non presenta componenti di frequenza chiaramente definite, viene ad essere complicata dal fatto che, nella maggior parte dei casi, il nostro interesse è rivolto a stabilire qual è il suo impatto sull'uomo.

Si può quindi parlare, come vedremo in uno dei prossimi capitoli, di psicoacustica.

Fin dai primi studi ci si accorse che la risposta dell'uomo al rumore non è lineare nel campo della frequenza. Si tentò di ricavare una legge che correlasse una grandezza oggettiva (per esempio l'intensità sonora) ad una grandezza soggettiva legata ai meccanismi fisiologici dell'uomo (loudness per gli anglosassoni).

Fletcher, sulla base degli studi di Weber e Fecher giunse ad una legge di tipo logaritmico:

$$S = 10 \log_{10} \frac{I}{I_s} \quad (1.18)$$

dove:

S è la loudness

I_s è l'intensità minima udibile, variabile con la frequenza

La loudness viene espressa, quindi, in decibel. È bene precisare che il decibel non è un unità di misura, essendo un numero puro

Studi successivi dimostrarono che questa relazione è valida solo nel campo centrale delle frequenze udibili.

Ma il decibel non venne abbandonato in quanto, come si può notare dalla tabella 1-1, il rapporto tra il valore della pressione acustica della soglia dolore (punto in cui mediamente un individuo prova una sensazione di vero e proprio dolore) e quello della soglia di udibilità è molto grande, dell'ordine di 1×10^7 . Pertanto l'utilizzo di una scala logaritmica comporta la compressione dei valori.

Livello di pressione [dB]	Pressione [μ Pa]	Esempi
140	200000000	Soglia del dolore
110	6324555	Discoteca
100	2000000	Tipografia
90	632455	Cartiera
80	200000	Betoniera a 15 m
70	63245	Traffico urbano
60	20000	Uffici
50	6324	Residenza urbana
40	2000	Biblioteca
30	632	Abitazione di notte
20	200	
10	63	
0	20	Soglia dell'udibile

Tabella 1-1 : Corrispondenza tra decibel e pressione acustica

Vengono utilizzati diversi livelli acustici espressi in decibel.

Il più utilizzato è il livello di pressione acustica, L_p (Sound Pressure Level, SPL, per gli anglosassoni), definito come:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (1.19)$$

dove:

p_0 corrisponde alla soglia di normale udibilità a 1000 Hz ed è uguale a 20 μPa

Si utilizzano, inoltre, il livello di intensità sonora, L_i

$$L_i = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (1.20)$$

dove $I_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$

il livello di potenza sonora, L_w

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (1.21)$$

dove $W_0 = 10^{-12} W$

e il livello di densità di energia sonora, L_D

$$L_D = 10 \log \frac{D}{D_0} \quad (1.22)$$

dove $D_0 = 3 \cdot 10^{-15} \frac{J}{m^3}$

Infine va fatto rilevare che, anche se formalmente simili, le espressioni (1.18) e (1.20) sono concettualmente diverse, poiché nella (1.18) consideriamo una grandezza di riferimento variabile con la frequenza, mentre nella (1.20) consideriamo un valore costante.

2 Campi acustici

2.1 Introduzione

Come vedremo in questo capitolo, il concetto di campo è molto importante.

Per campo si intende uno stato fisico dello spazio o della materia che è in esso contenuta.

In acustica l'ambiente che circonda la sorgente influenza notevolmente la distribuzione di pressione e di intensità acustica nello spazio stesso.

Quando in una certa regione dello spazio sono presenti solo le onde direttamente irradiate dalla sorgente sonora (cioè onde progressive piane, sferiche o cilindriche), il campo si definisce libero. In un ambiente confinato, per esempio una stanza, avremo oltre alle onde dirette, anche quelle rimandate nell'ambiente dalle pareti; otterremo quello che si definisce un campo sonoro riverberato.

Se la densità di energia è costante all'interno della stanza, parleremo di campo diffuso. Si riesce ad avvicinarsi a questa situazione limite all'interno di speciali camere acustiche, dette camere riverberanti, che vengono utilizzate per prove di laboratorio.

2.2 Campo libero

Definiremo campo libero un campo sonoro generato in un mezzo omogeneo ed isotropo.

Sotto queste ipotesi si genereranno delle onde progressive e la pressione e la velocità di vibrazione saranno in fase.

È evidente che questa è un'astrazione poiché la stessa presenza del terreno, di nuvole, di vegetazione, di vento, di variazioni locali di massa volumica fanno cadere questa ipotesi.

D'altro canto questa ipotesi permette di giungere a dei risultati accettabili, almeno in prima approssimazione.

Vediamo allora come varia la distribuzione di pressione in un campo libero.

Supponiamo una sorgente puntiforme che potremmo schematizzare con una sfera pulsante.

Nella realtà non avremo mai delle sorgenti puntiformi, ma qualunque oggetto, per grande che sia, visto da una certa distanza si può considerare con buona approssimazione puntiforme.

L'onda che si genera sarà sferica, se la sorgente è sospesa nello spazio (per esempio un aereo) o emisferica se la sorgente è posata su una superficie piana perfettamente riflettente (una fabbrica vista da una certa distanza e posizionata su un terreno pianeggiante).

Sotto queste ipotesi il modulo dell'intensità acustica, per una distribuzione sferica, è legato alla potenza acustica tramite la relazione:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (2.1)$$

dove r è la distanza dalla sorgente

Se consideriamo una distribuzione emisferica, avremo:

$$I = \frac{W}{2\pi r^2} \quad (2.2)$$

Se consideriamo 2 punti posti a distanza r_1 e r_2 dalla sorgente (v. fig. 2.1), possiamo scrivere:

$$I_1 = \frac{W}{4\pi r_1^2}$$

$$I_2 = \frac{W}{4\pi r_2^2}$$

Essendo la potenza acustica la stessa si ottiene:

$$I_2 = I_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}$$

Dividendo entrambi i membri per I_0 e passando ai decibel si ottiene l'espressione

$$L_2 = L_1 + 20 \log \frac{r_1}{r_2} \quad (2.3)$$

In campo libero è possibile correlare il livello di intensità acustica o quello di pressione al livello di potenza acustica. Infatti, se trasformiamo la (2.1) in decibel, si ottiene:

$$L_I = L_W - 20 \log r - 10 \log 4\pi = L_W - 20 \log r - 11 \quad (2.4)$$

Si può dimostrare che per un treno d'onde progressivo vale sempre la relazione:

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (2.5)$$

Sostituendo la (2.5) nella (2.4) si ottiene:

$$L_p = L_W - 20 \log r - 11 \quad (2.6)$$

Una sorgente rettilinea di lunghezza infinita, per esempio una strada a grande traffico o una ferrovia, si può considerare come formata da infinite sorgenti puntiformi. Seguendo questo ragionamento si dimostra che l'abbattimento acustico è proporzionale alla distanza d dalla sorgente rettilinea. Vale, pertanto, la seguente espressione:

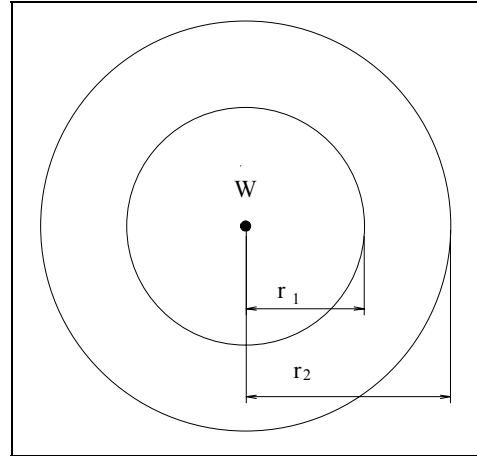


Figura 2-1: distribuzione dell'intensità acustica in campo libero.

$$L_2 = L_1 + 10 \log \frac{d_1}{d_2} \quad (2.7)$$

Le formule, che abbiamo appena analizzato, sono valide in casi puramente teorici. Nella realtà vi sono diversi motivi che ci allontanano dal modello di campo libero. I più importanti sono:

- Direttività della sorgente.
- Attenuazione dovuta all'assorbimento del mezzo.
- Effetto del vento e dei gradienti di temperatura.
- Attenuazione dovuta alla presenza di precipitazioni atmosferiche.
- Attenuazione dovuta al suolo.
- Attenuazione dovuta alla vegetazione.
- Attenuazione dovuta alla presenza di barriere artificiali.

Per tener conto di questi fattori si introducono nelle formule precedenti un indice di direttività della sorgente e un coefficiente, sommatoria di tutti gli effetti meteorologici od ambientali presenti. La (2.4) si modifica in:

$$L_{I\theta} = L_w - 20 \log r + D I_\theta + \sum A_i - 11 \quad (2.8)$$

dove θ indica che valutiamo l'intensità lungo una certa direzione.

I valori degli A_i si trovano in letteratura.

Soffermiamoci sul termine DI_θ , l'indice di direttività è definito come

$$DI_\theta = 10 \log Q_\theta \quad (2.9)$$

dove Q_θ è il fattore di direttività

Q_θ è definito come il rapporto tra il modulo dell'intensità acustica, valutato nella direzione θ ad una certa distanza dalla sorgente e il modulo dell'intensità acustica, che produrrebbe una sorgente omnidirezionale di uguale potenza di quella reale alla stessa distanza. A titolo di esempio si fa rilevare che per una sorgente posta su un piano riflettente il fattore di direttività vale 2 e quindi, $DI_\theta = 3$.

2.3 Campo riverberante

2.3.1 Coefficiente di assorbimento

L'energia acustica incidente su una parete di un ambiente chiuso verrà in parte rimandata nella stanza, in parte verrà assorbita e in parte verrà trasmessa all'esterno dell'ambiente (fig. 2.2).

L'energia rimandata nella stanza è composta dalla parte riflessa specularmente, da quella eventualmente diffusa e da quella che, dopo essere stata assorbita dalla parete ritorna nella stanza in virtù delle proprietà elastiche della parete che viene messa in vibrazione dal suono incidente.

Si può scrivere che:

$$E_i = E_r + E_a + E_t \quad (2.10)$$

dove:

E_i è l'energia acustica incidente
 E_r è l'energia acustica rimandata nella stanza
 E_a è l'energia acustica assorbita
 E_t è l'energia acustica trasmessa

dividendo la (2.10) per E_i si ottiene:

$$r + a + t = 1 \quad (2.11)$$

dove:

$r = \frac{E_r}{E_i}$ è il coefficiente di riflessione
 $a = \frac{E_a}{E_i}$ è il coefficiente di assorbimento
 $t = \frac{E_t}{E_i}$ è il coefficiente di trasmissione

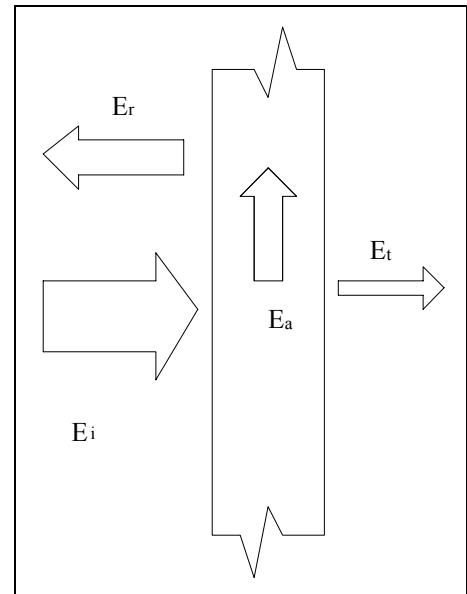


Figura 2-2: ripartizione dell'energia incidente su una parete

Nell'acustica degli ambienti confinati si suole considerare un coefficiente di assorbimento apparente α definito come:

$$\alpha = a + t \quad (2.12)$$

Dato che i coefficienti di assorbimento delle superfici di una sala normalmente non sono uguali tra loro, si definisce un coefficiente medio tramite la relazione:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{\sum S_i} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{S} \quad (2.13)$$

dove:

α_i sono i coefficienti di assorbimento apparente delle singole superfici S_i che compongono la stanza
 S è la superficie totale della stanza

Va infine osservato che i coefficienti di assorbimento sono funzione della frequenza.

2.3.2 Andamento nel tempo della densità di energia

Consideriamo una stanza in cui sia presente una sorgente sonora che emetta una potenza sonora costante e monotona e un osservatore posto ad una distanza L dalla sorgente (vedi figura 2-3).

All'accensione della sorgente l'osservatore non rileverà nulla fin tanto che passa il tempo $\tau_0 = \frac{L}{c}$, dove c è la

velocità del suono. A questo punto l'osservatore rileverà una certa densità sonora D_0 , funzione della potenza W della sorgente (vedi figura 2-4). La densità rimarrà costante fino a quando giungerà, dopo un tempo τ_1 , l'onda riflessa dalla parete più vicina. In questo istante la densità di energia si incrementerà di un valore minore di D_0 a causa dell'assorbimento della parete.

In istanti successivi $\tau_2, \tau_3, \dots, \tau_n$ giungeranno le altre prime riflessioni e poi le onde che hanno subito 2, 3 ...n riflessioni. Ad ogni arrivo di onde riflesse la densità di energia acustica si incrementerà di valori via, via più piccoli a causa dell'assorbimento delle pareti. Tale fenomeno avverrà fino a quando si raggiungerà il valore di regime D_R ; da questo istante in poi la densità di energia acustica rimarrà costante giacché l'energia assorbita eguaglia quella emessa dalla sorgente.

Se, una volta raggiunta la condizione di regime, spegniamo la sorgente, la densità di energia acustica diminuirà asintoticamente a 0 a

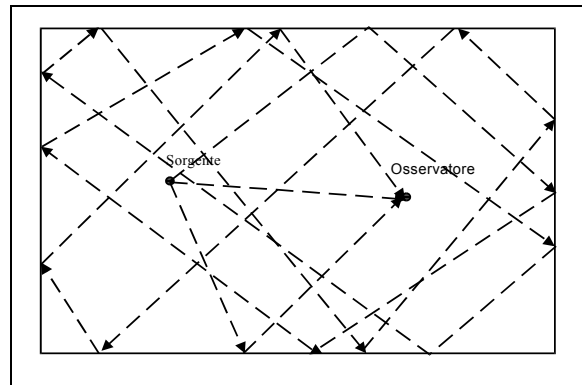


Figura 2-3: andamento delle riflessioni in una stanza

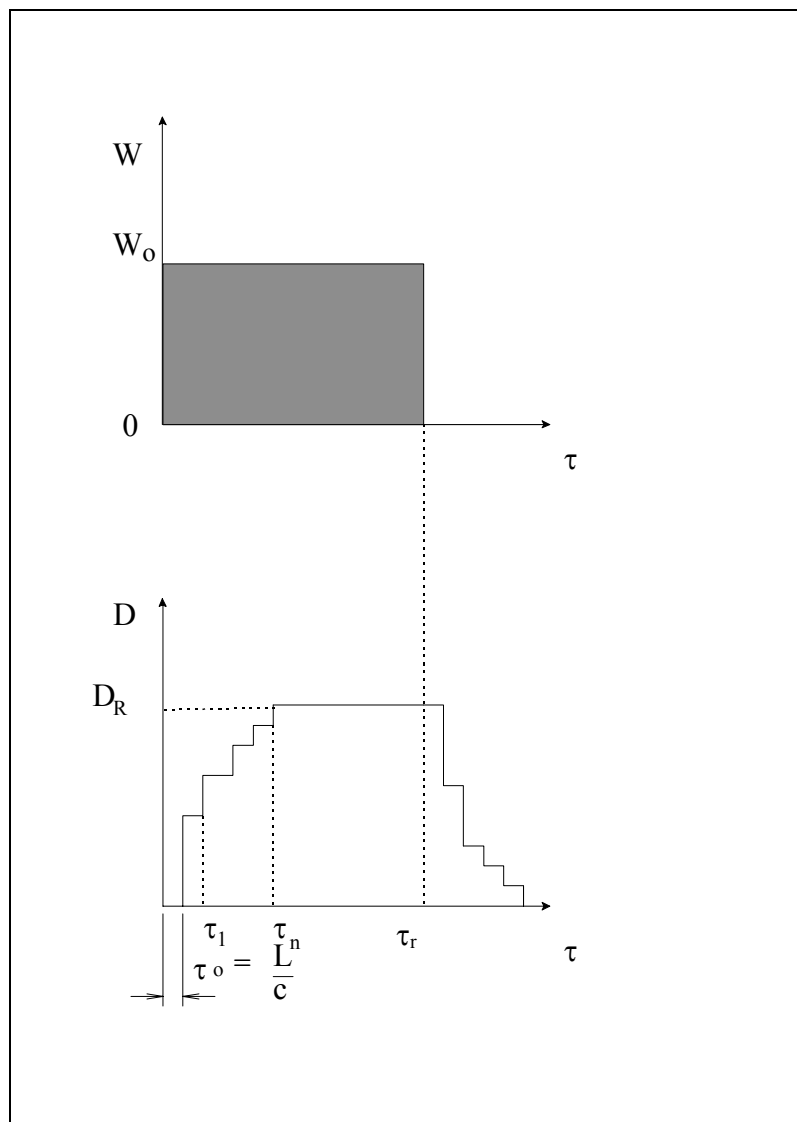


Figura 2- 4: andamento della densità acustica nel tempo all'interno di un ambiente chiuso

causa delle riflessioni successive.

In realtà il fenomeno non è così semplice in quanto le pareti non sono dei riflettori perfetti (avremo anche fenomeni diffusivi) ed inoltre vi sono fenomeni di risonanza con i modi propri di vibrazione della stanza, funzione delle dimensioni della sala (vedi l'Appendice C).

Per caratterizzare una sala è stato introdotto il tempo di riverberazione, definito come **il tempo necessario affinché in un punto la densità di energia acustica cali di 10^6 volte (60 dB)**.

2.3.3 Cammino libero medio

Da quanto visto nel paragrafo precedente, la variazione di densità di energia acustica avviene in modo discontinuo. Per quantificare il problema bisognerebbe conoscere i tempi di ritorno delle riflessioni.

Un'analisi di questo tipo si può fare per via statistica.

Se supponiamo il campo diffuso, si può ricavare per via analitica il cammino libero medio di un'onda, che vale:

$$d = \frac{4V}{S} \quad (2.14)$$

dove:

V è il volume della stanza
 S è l'area totale della stanza

Knudsen ed altri dimostrarono che in stanze reali, dove non vi siano forti disuniformità di densità di energia acustica, il valore del cammino libero medio è di poco minore a quello calcolato.

2.3.4 Densità di energia in condizioni di regime

All'interno di una sala bisogna tener conto sia dell'apporto del suono diretto, sia di quello riverberato, salvo che il campo non sia diffuso. In tal caso si trascura l'apporto dell'onda diretta.

Se supponiamo che la sorgente sonora emetta una potenza W , è corretto ritenere che a regime tutta la potenza colpisca il nostro osservatore direttamente, mentre solo la parte riflessa, pari a $W(1 - \bar{\alpha})$, contribuisca al campo riverberante.

Pertanto, si può scrivere per un punto posto alla distanza r dalla sorgente, che la densità totale di energia acustica, $D(r)$, in condizioni di regime vale:

$$D(r) = D_d(r) + D_r \quad (2.15)$$

dove:

$D_d(r)$ è la densità di energia in un certo punto dovuta al campo diretto
 D_r è la densità di energia dovuta al campo riverberante

Per il campo diretto vale la relazione:

$$D_d(r) = \frac{W}{4c\pi r^2} Q_\theta \quad (2.16)$$

Per il campo riverberante si può affermare che a regime l'energia assorbita eguaglierà quella prodotta dalla sorgente che partecipa alla formazione del campo riverberato. Per cui vale la relazione:

$$D_r V \bar{\alpha} = W(1 - \bar{\alpha})t_m \quad (2.17)$$

dove:

- V è il volume della stanza
- $\bar{\alpha}$ è il coefficiente medio di assorbimento, funzione della frequenza
- t_m è il tempo medio tra due riflessioni

Ricordando che $t_m = \frac{d}{c} = \frac{4V}{Sc}$ otteniamo:

$$D_r = \frac{4W}{Sc} \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha}} = \frac{4W}{cR} \quad (2.18)$$

dove R , definita costante della sala, vale:

$$R = \frac{\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} S \quad (2.19)$$

Sostituendo la (2.18) e la (2.16) nella (2.15) si ottiene:

$$D(r) = \frac{W}{c} \left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (2.20)$$

Per ottenere il livello di densità acustica, dividiamo i 2 membri della (2.20) per $D_{rif} = 3 \cdot 10^{-15} J/m^3$ e passiamo ai decibel. Si ottiene:

$$L_D = 10 \log \frac{D(r)}{D_{rif}} = 10 \log \frac{W}{cD_{rif}} \left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \frac{W_{rif}}{W_{rif}}$$

$$L_D = 10 \log \frac{W}{W_{rif}} + 10 \log \frac{W_{rif}}{cD_{rif}} + 10 \log \left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Il termine $10 \log \frac{W_{rif}}{cD_{rif}}$ è normalmente inferiore ai 0.5 dB, perciò si può affermare che il livello di densità sonora è uguale, a meno di 0.5 dB, a:

$$L_D = L_W + 10 \log \left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (2.21)$$

2.3.5 Il tempo di riverberazione

In questo paragrafo ricaveremo il tempo di riverberazione supponendo il campo diffuso.

Accendiamo la nostra sorgente; dopo un certo tempo raggiungeremo le condizioni di regime con una densità di energia acustica all'interno della sala pari a D_R . Essendo il campo diffuso, D_R non è funzione della distanza dalla sorgente.

Spegniamo, ora, la sorgente; D_R rimarrà costante per un intervallo di tempo $t_m = d/c$, dove d è il cammino libero medio della stanza e c la velocità del suono.

Al tempo t_m avremo statisticamente la prima riflessione. In quest'istante una frazione dell'energia, pari a $D_R \bar{\alpha}$, viene assorbita, mentre la parte $(1 - \bar{\alpha})D_R$ è rinviata nella stanza.

Dopo un altro intervallo di tempo t_m la parte assorbita diviene $\bar{\alpha}(1 - \bar{\alpha})D_R$, mentre la parte rinviata nella stanza è uguale a $(1 - \bar{\alpha})^2 D_R$. Dopo n riflessioni, nell'intervallo di tempo compreso tra $t_n = n t_m$ e $t_{n+1} = (n+1) t_m$, la densità di energia acustica presente nella sala sarà pari a

$$D = (1 - \bar{\alpha})^n D_R$$

Il decadimento avviene per quantità discrete di densità di energia acustica, ma se il tempo trascorso è grande rispetto al tempo medio tra due riflessioni, si può approssimare la curva di decadimento ad una funzione continua di equazione

$$D = (1 - \bar{\alpha})^{\frac{t}{t_m}} D_R$$

Ricordando la definizione di tempo di riverberazione, si può scrivere:

$$\frac{D}{D_R} = 10^{-6} = (1 - \bar{\alpha})^{\frac{T_{60}}{t_m}}$$

dove;

T_{60} è il tempo di riverberazione

L'espressione si può riscrivere come:

$$10^{-6} = \left[e^{\ln(1-\bar{\alpha})} \right]^{\frac{T_{60}}{t_m}}$$

Facendo il logaritmo in base 10 dei due membri si ottiene:

$$-6 = \frac{T_{60}}{t_m} \ln(1 - \bar{\alpha}) \log e$$

Per cui, sostituendo il valore di t_m e moltiplicando fra loro le costanti, si ottiene:

$$T_{60} = -\frac{55.3}{c} \frac{V}{S \ln(1 - \bar{\alpha})}$$

Dato che il logaritmo è negativo si giunge alla:

$$T_{60} = \frac{55.3}{c} \frac{V}{S |\ln(1 - \bar{\alpha})|} \quad (2.22)$$

Per le condizioni atmosferiche normali la formula diviene:

$$T_{60} = 0.16 \frac{V}{S |\ln(1 - \bar{\alpha})|} \quad (2.23)$$

Questa formula è nota con il nome di formula di Eyring.

Se, invece, supponiamo, come fece Sabine, che l'assorbimento avvenga in modo continuo, approssimazione tanto più vera, tanto più compatta è la sala, possiamo scrivere l'equazione dell'energia in termini infinitesimi.

$$Wdt = \bar{\alpha} D V \frac{dt}{t_m} + V \frac{dD}{dt} dt$$

Sostituendo l'espressione di t_m , si ottiene:

$$Wdt = \frac{\bar{\alpha}Sc}{4} D dt + V \frac{dD}{dt} dt \quad (2.24)$$

Al momento dello spegnimento della sorgente la potenza acustica si annulla; pertanto la (2.24) si riduce a:

$$\frac{\bar{\alpha}Sc}{4} D = -V \frac{dD}{dt}$$

Risolvendo l'equazione differenziale e tenendo conto delle condizioni al contorno $D = D_R$ per $t = 0$, si ottiene:

$$\ln \frac{D}{D_R} = -\frac{cS\bar{\alpha}}{4V} t$$

$$\frac{D}{D_R} = e^{-\frac{cS\bar{\alpha}}{4V} t}$$

Dalla definizione di tempo di riverberazione si ricava:

$$\ln 10^{-6} = -\frac{cS\bar{\alpha}}{4V} T_{60}$$

da cui

$$T_{60} = \frac{55.3}{c} \frac{V}{S\bar{\alpha}} \quad (2.25)$$

o per temperature ambiente ordinarie:

$$T_{60} = 0.16 \frac{V}{S\bar{\alpha}} \quad (2.26)$$

La (2.26) è nota come relazione di Sabine, il quale la ricavò per via sperimentale.

Questa relazione approssima molto bene il tempo di riverberazione in ambienti di forma regolare con un coefficiente di assorbimento medio inferiore a 0.2.

La formula di Sabine, nonostante le sue limitazioni, è quella più usata in campo tecnico per la sua semplicità.

Bisogna, inoltre, enfatizzare il fatto che il tempo di riverberazione va misurato o calcolato per ogni frequenza, in quanto α è funzione della frequenza stessa.

Prima di concludere il paragrafo va rilevato che, sia con l'ipotesi di discontinuità dell'incremento di densità di energia, sia con quella di continuità, si giunge al risultato che, **per il campo diffuso**, la densità di energia acustica a regime è pari a:

$$D_R = \frac{4W}{cS\bar{\alpha}} \quad (2.27)$$

2.3.6 Il tempo di riverberazione ottimale

La conoscenza del tempo di riverberazione per banda di frequenza è fondamentale per la progettazione o la correzione acustica di una sala.

La presenza di fenomeni di riverberazione è importante per un buon ascolto, poiché rende il suono più intelligibile ed aumenta la densità di energia nell'ambiente.

D'altro canto l'esperienza ci insegna che all'interno di una stanza vuota, dove normalmente i tempi di riverberazione sono particolarmente lunghi, i suoni ci appaiono fastidiosi e il parlato poco intelligibile.

Si intuisce, quindi, che esisteranno, per ogni banda di frequenza, dei tempi di riverberazione ottimali, funzione dell'utilizzo che vogliamo fare della sala.

Sulla base di un gran numero di dati sperimentali, ottenuti tramite giudizi soggettivi, si sono ricavate delle correlazioni o dei grafici che legano, in funzione del tipo di sala, il tempo di riverbero ottimale al volume.

Di solito tali grafici (o correlazioni) sono riferiti alla frequenza di 500 Hz.

In Figura 2-5 sono riportati i valori medi ottimali del tempo di riverberazione in funzione dell'utilizzo e del volume della sala. Dal diagramma si può osservare che per il parlato sono necessari dei tempi ottimali di riverberazione più brevi che per la musica.

Il tempo di riverberazione non è l'unico indice che bisogna considerare per ottenere una buona progettazione acustica.

Non ci soffermeremo sugli altri parametri in quanto il problema esula dalle intenzioni del corso; ma, sinteticamente, possiamo affermare che per ottenere una buona sala bisognerà rispettare i seguenti criteri:

- Tempo di riverberazione ottimale

- Tempo di ritardo delle prime riflessioni ottimale
- Geometria e dimensioni della sala opportune
- Distribuzione omogenea della densità di energia acustica
- Livello sonoro sufficiente
- Rumore di fondo basso

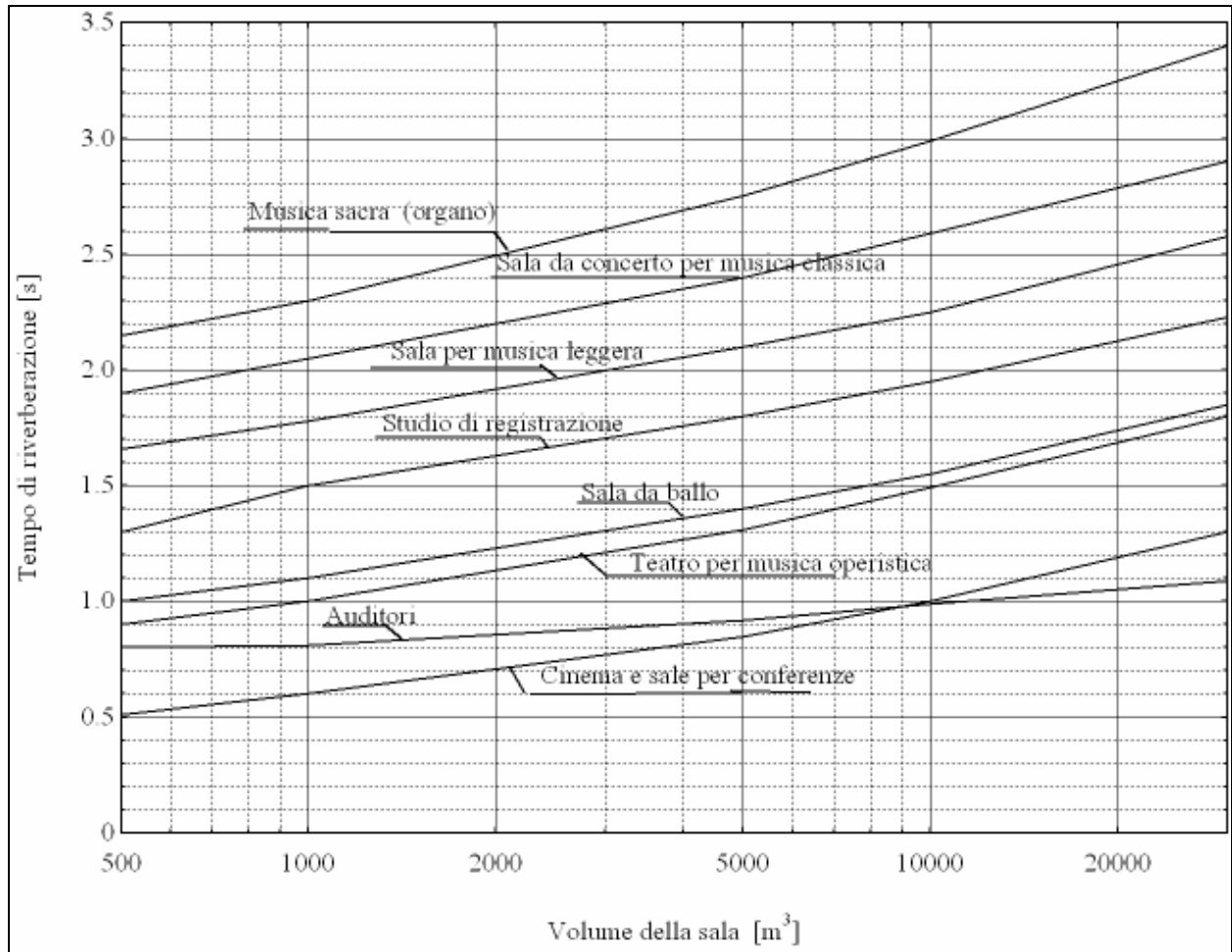


Figura 2-5: tempi di riverberazione ottimali per vari utilizzi in funzione del volume della sala

3 ELEMENTI DI PSICOACUSTICA

3.1 Introduzione

Molti campi della tecnica, tra cui l'acustica, assumono una notevole importanza pratica nel momento in cui si cerca di valutare l'impatto che certi fenomeni fisici hanno sull'uomo.

Siamo in grado di misurare in modo oggettivo una temperatura, una pressione, una concentrazione salina, una massa, ma altra cosa è valutare oggettivamente la percezione neuronale che ci porta a definire i concetti di più caldo, più rumoroso, più salato, più pesante.

La psicoacustica studia, quindi, le relazioni che legano una grandezza oggettiva come la pressione acustica o la potenza sonora ad una grandezza soggettiva che esprima la sensazione che un individuo prova.

Per far ciò bisogna operare in modo statistico su dei campioni di popolazione, al fine di definire un "soggetto medio".

Il campione, però, non può essere scelto su tutta la popolazione in quanto è noto che, anche prescindendo da fattori patologici, la capacità uditiva cala con l'età; a causa di ciò si deve scegliere il campione sulla popolazione sana di età inferiore ai 25 anni.

3.2 L'orecchio umano

La forma dell'orecchio modifica il segnale acustico in ingresso, influenzando, così, la sensazione sonora.

Per comprendere meglio il fenomeno è necessario dare una sommaria descrizione di quest'organo di percezione.

In figura 3-1 è riportata una sezione dell'orecchio.

3.2.1 Orecchio esterno

È composto essenzialmente dal padiglione auricolare (o pinna) e dal canale uditivo, chiuso nella parte interna dalla membrana del timpano, che lo separa dall'orecchio medio.

La forma del padiglione auricolare modifica il segnale in ingresso amplificando od attenuando certe frequenze. Il fatto che la geometria del padiglione auricolare, o meglio di tutto l'organo uditivo, è individuale, spiega perché la sensazione uditiva è diversa da individuo ad individuo.

La forma e la lunghezza del condotto uditivo portano, invece, ad un'amplificazione delle frequenze centrate attorno ai 3000 Hz.

L'effetto combinato delle due parti dell'orecchio esterno e della posizione del capo determina l'amplificazione del segnale in ingresso di circa 10 - 15 dB nella banda di frequenza compresa tra i 2000 e i 4000 Hz.

Questo fenomeno spiegherebbe perché i primi sintomi dell'ipoacusia (innalzamento della soglia uditiva) avvengono, mediamente, nella banda di terzi d'ottava centrata sui 3000 Hz.

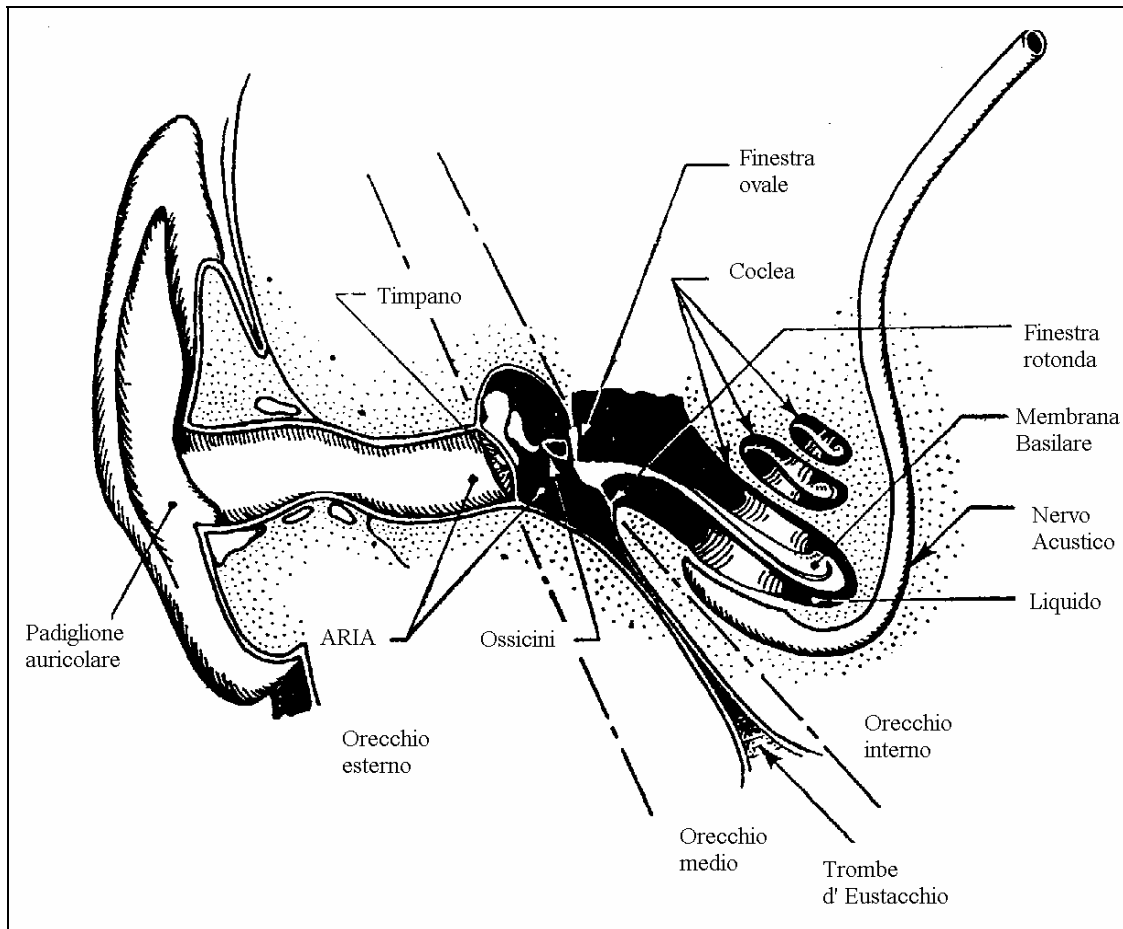


Figura 3-1: Sezione dell'orecchio umano

3.2.2 L'orecchio medio

L'orecchio medio è una cavità di circa 1.5 cm^3 . La cavità è in comunicazione con l'esterno tramite un canale, detto tuba d'Eustacchio, che lo collega con la faringe. Tramite la deglutizione o lo sbadiglio si apre una valvola che permette di riequilibrare la pressione all'interno della cavità.

Le onde sonore percepite dall'orecchio esterno mettono in vibrazione il timpano. La vibrazione viene trasmessa, tramite tre ossicini (chiamati martello, incudine e staffa), ad un'altra membrana, detta finestra ovale, che separa l'orecchio medio da quello interno.

La forma degli ossicini è tale da moltiplicare la forza trasmessa dal timpano da 1.3 a 3 volte. Inoltre misure eseguite hanno verificato che il rapporto tra l'area del timpano e quella della finestra ovale varia da 15 a 30. In definitiva la pressione acustica che agisce sul timpano può venir amplificata fino a 90 volte.

Sono presenti anche due muscoli: il muscolo tensore del timpano, attaccato al martello, e il muscolo stapedio, attaccato alla staffa.

Il primo interviene per aumentare eventualmente l'acuità uditiva, mentre il secondo protegge il sistema da rumori troppo intensi. Purtroppo il tempo di intervento del muscolo stapedio si aggira sul secondo; a causa di ciò l'uomo non possiede una protezione efficace contro i rumori impulsivi.

3.2.3 Orecchio interno

L'orecchio interno è formato da due parti principali: i canali semicircolari, ai quali è preposto il compito dell'equilibrio, e la coclea, in cui è presente l'organo di Corti, che trasforma il segnale di pressione in segnale elettrico da inviare al cervello.

Tralascieremo la descrizione dei canali semicircolari, in quanto non intervengono nel fenomeno uditivo.

La coclea è un canale a forma di chiocciola riempito di liquidi. È lunga dai 35 ai 37 mm, con un diametro massimo di 2 mm. La coclea è divisa longitudinalmente dal canale cocleare, delimitato dalla membrana di Reissner e dalla membrana basilare, al cui interno vi è un liquido chiamato endolinfa.

La presenza del canale cocleare divide la coclea in due sezioni dette rampe: la rampa vestibolare e la rampa timpanica. Questi canali, riempiti di un liquido chiamato perilinfa, sono in comunicazione tra loro all'apice della coclea tramite un passaggio detto elicotrema.

La rampa vestibolare è separata dall'orecchio medio tramite la finestra ovale, mentre quella timpanica è chiusa dalla finestra rotonda.

Sulla membrana basilare, all'interno del canale cocleare, sono appoggiate le cellule cigliate da cui fuoriescono delle fini ciglie delimitate da una terza membrana, detta membrana tettoria.

In figura 3-2 è riportata la coclea srotolata mentre in figura 3-3 si vede una sezione della coclea.

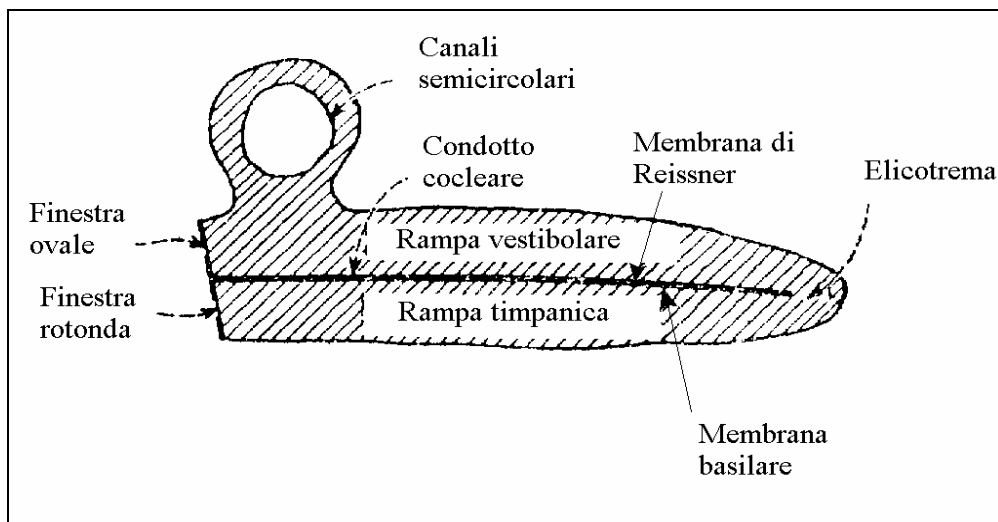


Figura 3-2: Sezione longitudinale della coclea srotolata.

Quando la staffa sollecita la finestra ovale, questa mette in moto la perilinfa. Essendo la perilinfa incomprimibile, essa può mettersi in movimento grazie al fatto che la finestra rotonda è elastica. D'altro canto l'onda di pressione, poiché impiega un tempo finito per propagarsi fino alla finestra rotonda, tenderà anche a deformare il condotto, facendo oscillare la membrana basilare.

L'oscillazione della membrana sollecita a taglio le cellule cigliate, le quali generano un potenziale elettrico variabile che viene inviato al cervello.

A causa della sua forma la membrana basilare si presenta più rigida verso la finestra ovale e più cedevole verso l'elicotrema. Per tale motivo le alte frequenze eccitano la membrana nelle zone vicino alla finestra ovale, mentre le basse frequenze la eccitano nelle zone più vicine all'elicotrema.

Grazie a questo fenomeno il cervello è in grado di discriminare le varie frequenze.

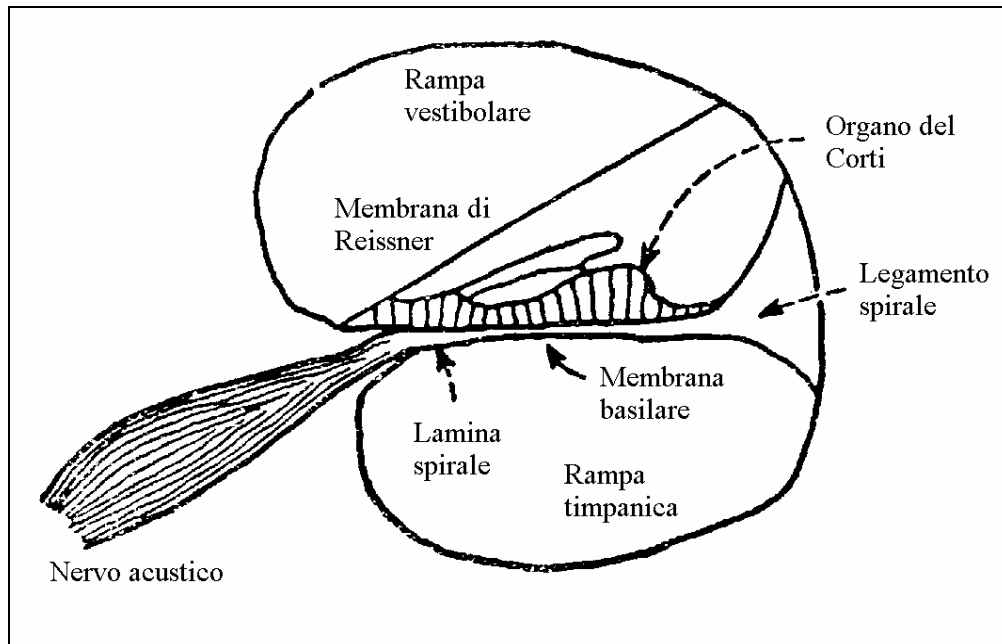


Figura 3-3: sezione trasversale della Coclea.

Tale discriminazione avviene in bande di frequenza di larghezza proporzionale alla frequenza stessa, entro le quali la nostra sensazione è costante.

3.3 Sensazione uditiva

Dalla descrizione fatta dell'orecchio, risulta che indubbiamente esisterà un'intensità sonora sotto la quale la variazione di pressione generata nell'orecchio interno non riuscirà a deformare la membrana basilare e quindi a sollecitare le cellule cigliate.

Esperimenti effettuati su campioni di popolazione hanno determinato la soglia dell'udibilità in funzione della frequenza per un tono puro.

Dall'analisi di questa curva si rileva che la soglia di udibilità ha un minimo attorno ai 3500 Hz, come si poteva dedurre dallo studio dell'orecchio esterno, e che la sensibilità varia notevolmente con la frequenza.

Se aumentiamo il livello sonoro si arriva ad un valore tale che l'osservatore (o meglio il campione considerato) prova una sensazione di dolore. Tale livello è stato definito soglia del dolore. Anche i valori della soglia del dolore dipendono dalla frequenza, sebbene in modo meno marcato di quelli della soglia di udibilità.

In figura 3-4 è riportato il campo dell'udibile in funzione della frequenza.

Il problema è quello di determinare la legge che regola la sensazione uditiva.

Fu Fletcher che studiò per primo il problema. Basandosi sulla legge di Weber - Fechner, che afferma che la variazione minima di sensazione rilevabile è proporzionale alla minima variazione relativa dello stimolo, scrisse la relazione:

$$\Delta s = k \frac{\Delta J}{J} \quad (3.1)$$

dove J è l'intensità acustica

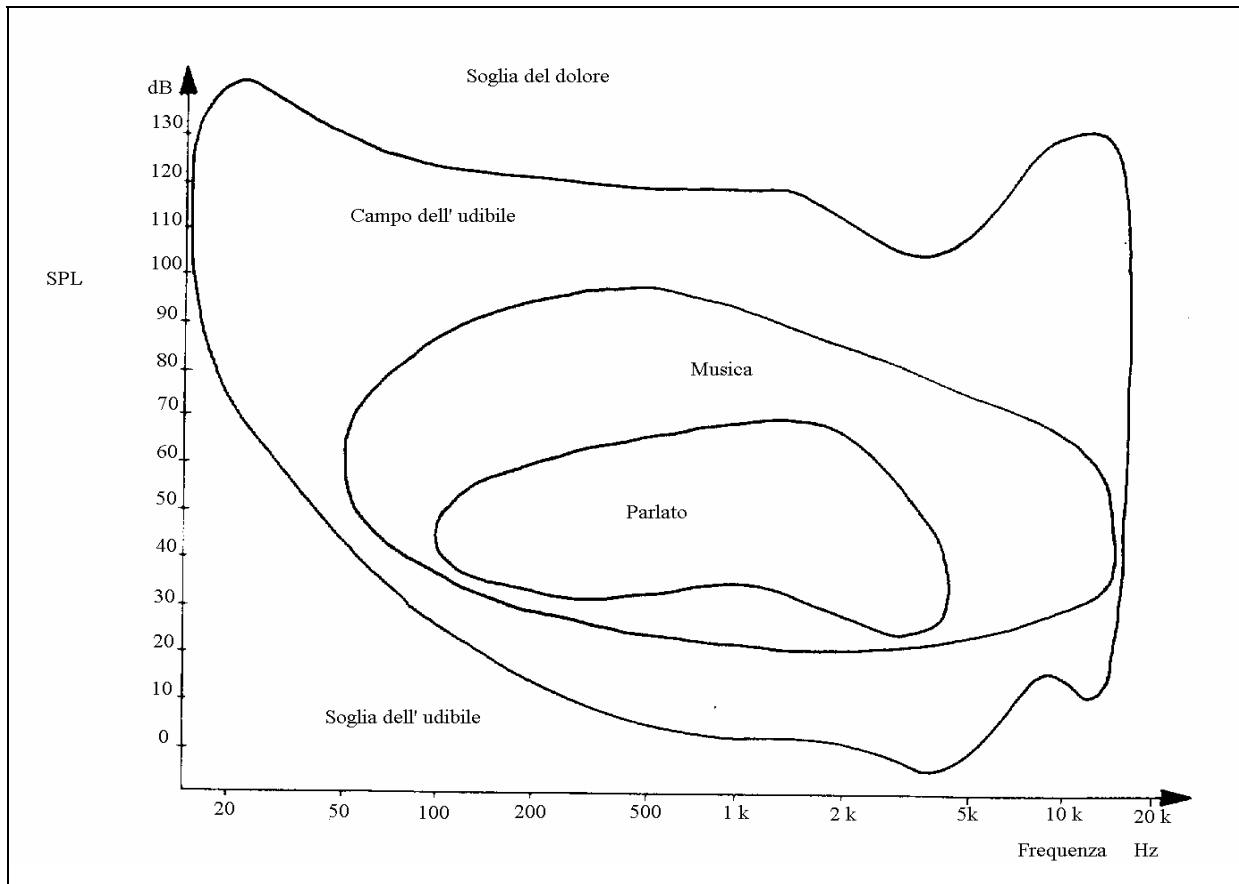


Figura 3-4: Campo dell'udibile in funzione della frequenza.

Se supponiamo che sia possibile riscrivere la (3.1) in forma differenziale ed integriamo, si ottiene l'espressione:

$$s = k \ln J + C$$

La sensazione sonora (loudness) ad una certa frequenza sarà ovviamente nulla al valore della soglia dell'udibile J_s . Considerando questa come condizione al contorno si può ricavare la costante C che varrà:

$$C = -k \ln J_s$$

Si perviene così alla relazione:

$$s = k \ln \frac{J}{J_s} \quad (3.2)$$

Fletcher assunse $k = 10 \log_{10} e$ per cui la (3.2) diviene la nota relazione:

$$s = 10 \log \frac{J}{J_s} \quad (3.3)$$

Studi successivi dimostrarono che la (3.3) è valida solo in un ristretto campo di frequenze che vanno dai 500 ai 2000 Hz.

Fletcher, fallito il tentativo di esprimere in forma analitica le curve isofoniche, le tracciò per via sperimentale.

Le prove vennero eseguite con toni puri (funzione perfettamente sinusoidale), con gli osservatori posti frontalmente alla sorgente. Come riferimento prese la frequenza di 1000 Hz.

Le prove si svolgevano facendo ascoltare ad ogni individuo di un campione di popolazione un segnale sinusoidale di una data intensità con frequenza di 1000 Hz e successivamente segnali di intensità crescente ad un'altra frequenza. I soggetti che ascoltavano dovevano determinare per ogni frequenza quale era il segnale che dava la stessa sensazione uditiva di quello a 1000 Hz.

Fletcher tracciò così delle curve isofoniche. Ad ogni curva diede il valore del tono puro a 1000 Hz, determinando una nuova unità di misura, chiamata Phon.

In figura 3-5 vengono riportate le curve isofoniche proposte dalla Raccomandazione ISO/R 226. Sono diverse da quelle tracciate originariamente da Fletcher e Munson, in quanto risultato di una campagna di misure più vasta, eseguita, però, con gli stessi criteri.

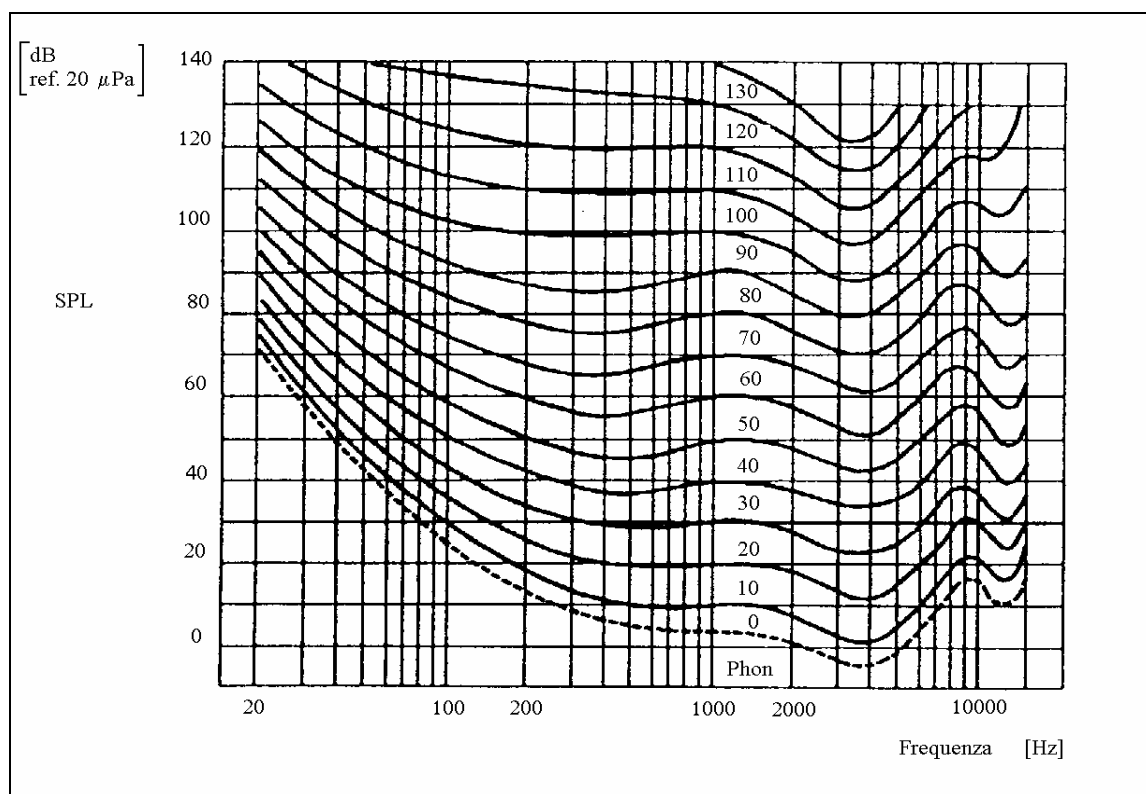


Figura 3-5: Curve isofoniche proposte dalla Raccomandazione ISO/R 226 per toni puri in campo libero con sorgente di rumore frontale

È bene ribadire una volta di più che queste curve sono valide per toni puri, ascoltati in campo libero, con la sorgente posta frontalmente.

Tali curve perdono significato per i suoni composti; si è cercato, nota la composizione in frequenza di un rumore, di sommare gli effetti per ogni banda di frequenza utilizzando i risultati del diagramma di Fletcher, ma questa strada si è rivelata impraticabile, dimostrando, quindi, che in questo caso non è applicabile il principio della sovrapposizione degli effetti.

Altri ricercatori studiarono il problema. Si giunse alla definizione di una nuova unità di misura: il Son.

Il Son è correlato direttamente al Phon tramite la relazione:

$$S = 2^{\frac{(Phon-40)}{10}} \quad (3.4)$$

Il problema operativo rimane, in quanto il Son è correlato direttamente al Phon.

Le Raccomandazioni ISO consigliano 2 metodi per passare dalle misure eseguite in decibel per ogni banda di terza d'ottava al Son: il metodo di Zwicker e quello di Stevens.

Sono metodi sufficientemente complessi, che non avendo trovato ancora applicazione nella normativa Nazionale, esulano dall'interesse di questa dispensa.

Il problema di eseguire delle misure in modo facile e significativo portò a determinare 3 curve, chiamate curve di ponderazione A, B, C, le quali approssimano il diagramma di Fletcher e Munson; queste curve vengono riprodotte direttamente negli strumenti di misura tramite 3 filtri normalizzati.

La curva A approssima il diagramma per toni puri inferiori a 55 dB, la B per toni puri compresi tra 55 dB e 85dB e la C per suoni di livello superiore agli 85 dB.

Le curve sono riportate in figura 3-6 e in tabella 3-1.

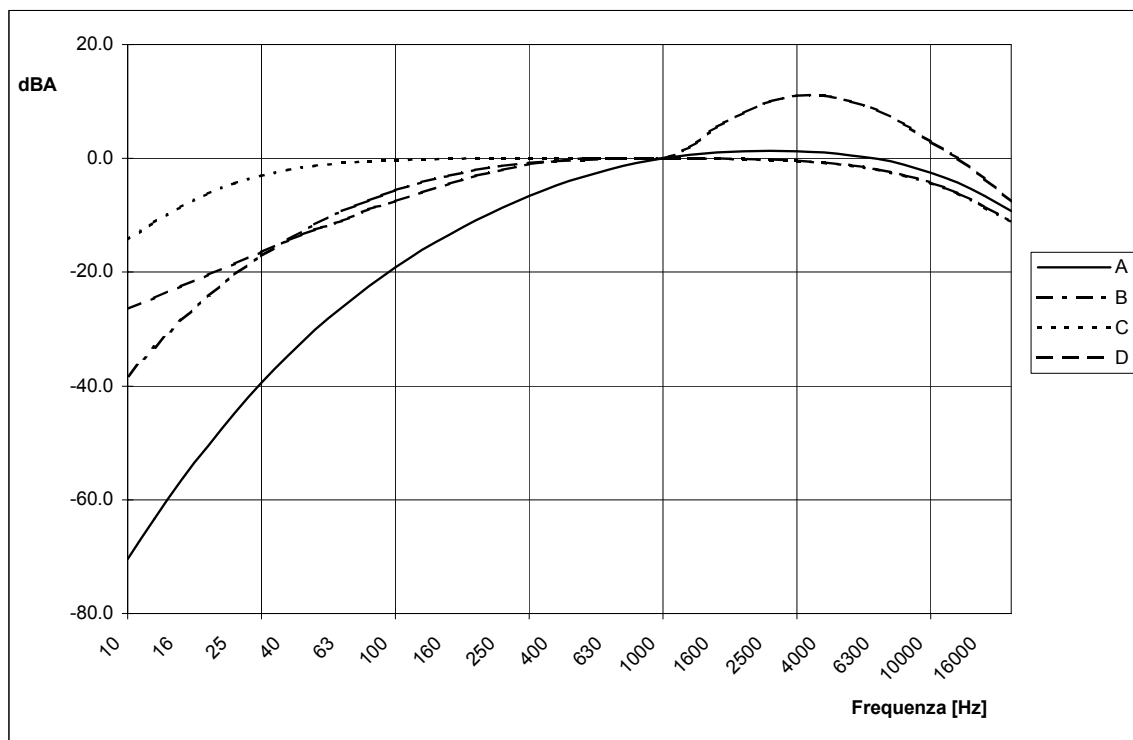


Figura 3-6: Curve di ponderazione.

Per ottenere il valore di un rumore secondo una certa pesatura, nota l'analisi in terzi d'ottava, si correggono i valori misurati ad ogni frequenza con i valori della curva di ponderazione e poi si sommano i livelli ottenuti.

Frequenza [Hz]	Curva A [dB]	Curva B [dB]	Curva C [dB]	Curva D [dB]
10	-70.4	-38.2	-14.3	-26.5
13	-63.4	-33.2	-11.2	-24.5
16	-56.7	-28.5	-8.5	-22.5
20	-50.5	-24.2	-6.2	-20.5
25	-44.7	-20.4	-4.4	-18.5
32	-39.4	-17.1	-3.0	-16.5
40	-34.6	-14.2	-2.0	-14.5
50	-30.2	-11.6	-1.3	-12.5
63	-26.2	-9.3	-0.8	-11.0
80	-22.5	-7.4	-0.5	-9.0
100	-19.1	-5.6	-0.3	-7.5
125	-16.1	-4.2	-0.2	-6.0
160	-13.4	-3.0	-0.1	-4.5
200	-10.9	-2.0	0.0	-3.0
250	-8.6	-1.3	0.0	-2.0
315	-6.6	-0.8	0.0	-1.0
400	-4.8	-0.5	0.0	-0.5
500	-3.2	-0.3	0.0	0.0
630	-1.9	-0.1	0.0	0.0
800	-0.8	0.0	0.0	0.0
1000	0.0	0.0	0.0	0.0
1250	0.6	0.0	0.0	2.0
1600	1.0	0.0	-0.1	5.5
2000	1.2	-0.1	-0.2	8.0
2500	1.3	-0.2	-0.3	10.0
3150	1.2	-0.4	-0.5	11.0
4000	1.0	-0.7	-0.8	11.0
5000	0.5	-1.2	-1.3	10.0
6300	-0.1	-1.9	-2.0	8.5
8000	-1.1	-2.9	-3.0	6.0
10000	-2.5	-4.3	-4.4	3.0
12500	-4.3	-6.1	-6.2	0.0
16000	-6.6	-8.4	-8.5	-4.0
20000	-9.3	-11.1	-11.2	-7.5

Tabella 3-1: Curve di ponderazione

È bene ricordare che non è possibile sommare algebricamente i valori in dB in quanto il decibel non è una scala lineare. Bisogna sommare le intensità acustiche o i quadrati delle pressioni e poi passare al dB.

Naturalmente, essendo queste curve una semplificazione delle curve di Fletcher, non riescono neppure esse ad esprimere la sensazione sonora per rumori composti.

Si vide, però, che la curva A si prestava bene a valutare gli effetti di disturbo o di probabilità di danno che un rumore a banda larga produce sull'uomo.

Per tale motivo la curva A è stata recepita nelle normative nazionali ed internazionali, mentre la curva B è ormai completamente in disuso e la C viene utilizzata ancora in qualche normativa estera.

Successivamente venne normalizzata un'altra curva, la D, utilizzata nelle misure di rumore da traffico aereo.

3.4 Impatto del rumore sull'uomo

Di questo argomento si daranno solo alcune nozioni in quanto, pur essendo importante per la comprensione dei limiti imposti dalle normative vigenti, esula dalle finalità ingegneristiche di questa dispensa.

Gli effetti fisiologici possono variare in funzione, sia delle caratteristiche fisiche del rumore, quali intensità, composizione spettrale, tempo di esposizione, sia dalla risposta dei soggetti esposti.

Gli effetti sono suddivisibili in 3 classi:

- effetto di danno
- effetto di disturbo
- effetto di fastidio (per gli anglosassoni annoyance)

Per danno si deve intendere ogni alterazione anche parzialmente non reversibile dell'apparato uditivo.

Il disturbo è invece un'alterazione reversibile delle condizioni psicofisiche dei soggetti esposti al rumore.

L'annoyance è invece un effetto di fastidio che il rumore provoca sugli individui; questo effetto non è dovuto esclusivamente al rumore, ma anche alla combinazione di fattori di natura psicologica e sociologica.

Cosa e Nicoli proposero una scala di lesività del rumore riportata in tabella 3-2.

Gamma di rumore	Livello di pressione acustica [dBA]	Caratteristica del danno uditivo
α	0 - 35	Rumore che non arreca né fastidio né danno
β	36 - 65	Rumore fastidioso e molesto, che può disturbare il sonno e il riposo
γ	66 - 85	Rumore che disturba e affatica, capace di provocare danno psichico e neurovegetativo e in alcuni casi danno uditivo
δ	86 - 115	Rumore che produce danno psichico e neurovegetativo, che determina effetti specifici a livello auricolare e che può indurre malattia psicosomatica
ϵ	116 - 130	Rumore pericoloso: prevalgono gli effetti specifici su quelli psichici e neurovegetativi
ξ	131 - 150 e oltre	Rumore molto pericoloso: impossibile da sopportare senza adeguata protezione; insorgenza immediata o comunque molto rapida del danno

Tabella 3 - 2: Scala di lesività di Cosa e Nicoli.

Attualmente come indice rappresentativo del rumore non si utilizza più il livello di pressione (SPL: Sound Pressure Level) ponderato A, ma piuttosto il livello equivalente A espresso come:

$$L_{eq}(A) = 10 \log \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{p_A(t)}{p_0} \right)^2 dt \quad (3.5)$$

dove:

T è il periodo di misura.

$p_A(t)$ è la pressione acustica efficace istantanea ponderata A.

Analizzando la (3-5) è immediato vedere che il livello equivalente rappresenta l'energia acustica presente nel punto di misura nel periodo considerato.

Ora, essendo gli effetti del rumore proporzionali all'energia assorbita, è evidente che il livello equivalente si presta meglio del SPL a caratterizzare i fenomeni patologici.

Va fatto osservare che i limiti imposti dalle normative esistenti per la tutela della salute dei lavoratori hanno un valore probabilistico. In altri termini, quando si afferma che il datore di lavoro non è obbligato ad alcun tipo di intervento al di sotto degli 80 dB di esposizione giornaliera al rumore (per il significato preciso di questo termine si rimanda il lettore al capitolo 6), non significa che sotto questo limite non si abbia danno uditivo col passare degli anni, ma che la probabilità che questo accada è molto bassa.

Inoltre, nell'analisi di un rumore bisogna porre attenzione anche alla presenza di componenti impulsive di una certa importanza, in quanto l'orecchio non riesce a difendersi da queste repentine variazioni di pressione, essendo il tempo d'intervento del muscolo stapedio dell'ordine del secondo.

Forti livelli di rumorosità non agiscono solo sull'apparato uditivo, ma anche sul sistema cardiovascolare, sul sistema nervoso centrale, sul sistema neurocrinologo, sull'apparato respiratorio, sull'apparato digerente, su quello genitale e sulla funzione visiva, generando, così, problemi non quantificabili con misure audiometriche, ma pur sempre di notevole importanza sociale.

4 MATERIALI ACUSTICI

4.1 Introduzione

Nei capitoli precedenti sono state gettate le basi teoriche per la comprensione dei fenomeni acustici; ora, invece, vedremo come applicare questi concetti a casi pratici.

In questo capitolo affronteremo il problema della scelta dei materiali da utilizzare per migliorare la situazione acustica di un determinato ambiente, mentre nei capitoli successivi analizzeremo la strumentazione acustica esistente e studieremo le modalità di esecuzione delle varie misure acustiche.

Come precisato nel capitolo 2, quando un'onda sonora incide su una parete, in parte viene rimandata nell'ambiente, in parte viene assorbita e in parte viene trasmessa. La somma dei coefficienti di riflessione, r , di assorbimento, a , e di trasmissione, t , è pari ad 1. Abbiamo poi visto che, di solito, si considera un coefficiente di assorbimento apparente α , uguale alla somma dei coefficienti di assorbimento e di trasmissione.

Questi coefficienti dipendono, oltre che dalla frequenza, anche e principalmente dal materiale utilizzato. Come si vedrà nei paragrafi successivi, si devono scegliere tipologie di materiali diversi in funzione del tipo di intervento necessario. Qualora si voglia diminuire il volume sonoro, o il tempo di riverberazione, si utilizzeranno materiali fonoassorbenti; se si vuole diminuire il rumore trasmesso all'esterno si utilizzeranno materiali fonoisolanti.

Da un punto di vista fisico il comportamento di queste due classi di materiali è completamente diverso, per cui in genere non sono intercambiabili.

Per ovviare a questo problema esistono in commercio dei pannelli composti di materiali fonoisolanti e fonoassorbenti di facile montaggio.

4.2 Sistemi fonoassorbenti

La caratteristica principale di questi sistemi dovrebbe essere quella di avere un coefficiente di assorbimento apparente alto in tutta la banda di frequenza.

In realtà non è così, per cui si utilizzano nella tecnica tre tipi di sistemi assorbenti, che presentano diverse caratteristiche acustiche:

- Materiali porosi
- Pannelli vibranti
- Risuonatori acustici

4.2.1 Materiali porosi

I materiali di tipo poroso sono quelli che più comunemente vengono utilizzati nei trattamenti acustici di sale in quanto sono di basso costo e facile montaggio.

Rientrano in questa categoria le fibre di vetro, le lane minerali, il poliuretano a cella aperta, il polistirolo espanso.

Il fenomeno dell'assorbimento è dovuto alle perdite per irreversibilità legate al fatto che l'onda sonora mette in vibrazione l'aria contenuta nelle porosità o negli interstizi del materiale.

Condizione necessaria affinché l'assorbimento, almeno nel campo delle frequenze medio alte, sia significativo è che i canali siano aperti. Per tale motivo i pannelli commerciali non vanno dipinti.

L'assorbimento acustico è funzione di diversi fattori:

- Aumenta con la frequenza del suono incidente.
- Diminuisce, entro certi limiti, con il rapporto tra la densità apparente (densità del prodotto finito) e quella reale del materiale (densità delle fibre).
- Dipende dalle dimensioni e dall'orientamento delle fibre. In genere aumenta al diminuire delle dimensioni della fibra
- Aumenta fino ad un valore massimo, rimanendo poi sensibilmente costante, all'aumentare dello spessore di materiale.

Analizziamo, ora, quest'ultimo punto.

Quando un'onda sonora incontra un ostacolo rigido, in quel punto la velocità di vibrazione sarà nulla e di conseguenza la pressione acustica sarà massima. Ad una distanza da questo punto pari a $d = \frac{\lambda}{4}$ la velocità sarà massima, per poi diminuire fino a raggiungere il valore nullo per una

distanza d uguale a $\frac{\lambda}{2}$. Giacché le perdite di energia per irreversibilità sono sensibilmente legate all'energia cinetica dell'onda, si intuisce che l'assorbimento avrà un massimo per uno spessore di materiale posto in un intorno di $\frac{\lambda}{4}$. Si è visto sperimentalmente che α raggiunge un massimo

per uno spessore compreso tra $\frac{\lambda}{8}$ e $\frac{\lambda}{4}$ rimanendo poi sensibilmente costante.

In figura 4.1 si può vedere questo fenomeno per pannelli di fibra di vetro di differenti spessori.

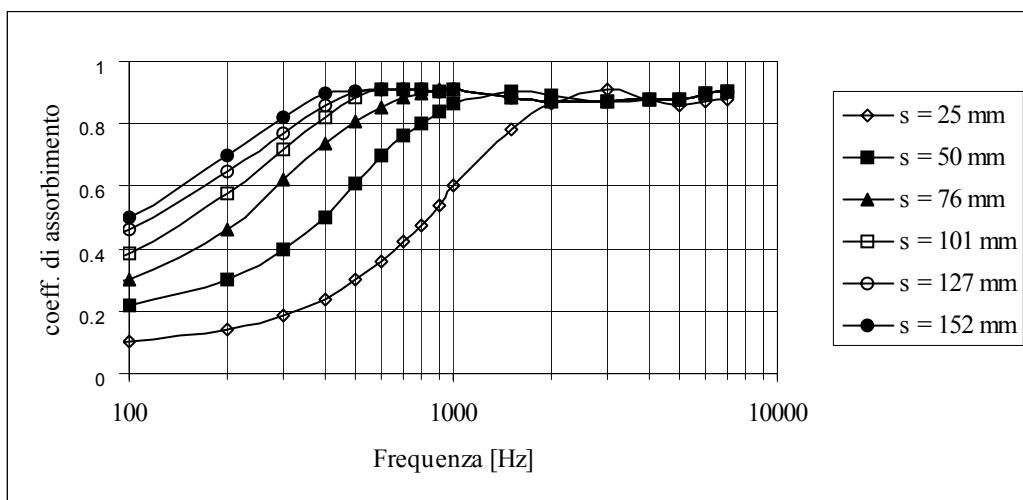


Figura 4-1: Coefficiente di assorbimento apparente per pannelli di fibra di vetro di diverso spessore in funzione della frequenza

Si comprende, quindi, che i materiali porosi in pratica funzionano bene solo alle frequenze medio-alte. Infatti, per una frequenza di 100 Hz (corrispondente a $\lambda = 3.4$ m) lo spessore di isolante dovrebbe essere compreso almeno tra 425 e 850 mm per avere un buon coefficiente di assorbimento; il che non è tecnicamente accettabile.

Per ovviare a questo inconveniente si può fissare il pannello ad una distanza di $\frac{\lambda}{4}$ dalla parete.

In tal modo la velocità di vibrazione sarà massima e il pannello si comporterà pressoché come uno strato dello stesso materiale di spessore pari a quello del pannello più l'intercapedine.

In figura 4-2 è riportato il grafico del coefficiente di assorbimento apparente in funzione della frequenza per dei pannelli commerciali provati nelle camere acustiche riverberanti della Sezione di Fisica Tecnica del Dipartimento di Ingegneria Navale, del Mare e per l'Ambiente (DINMA) dell'Università di Trieste.

Va osservato, che il coefficiente d'assorbimento apparente, misurato in laboratorio può assumere anche valori leggermente maggiori di 1, a causa di fenomeni diffrattivi generati dal bordo del pannello, senza che questo significhi che la misura sia errata.

In Tabella 4-1 sono riportati in funzione della frequenza i coefficienti di assorbimento tipici di alcuni materiali fonoassorbenti.

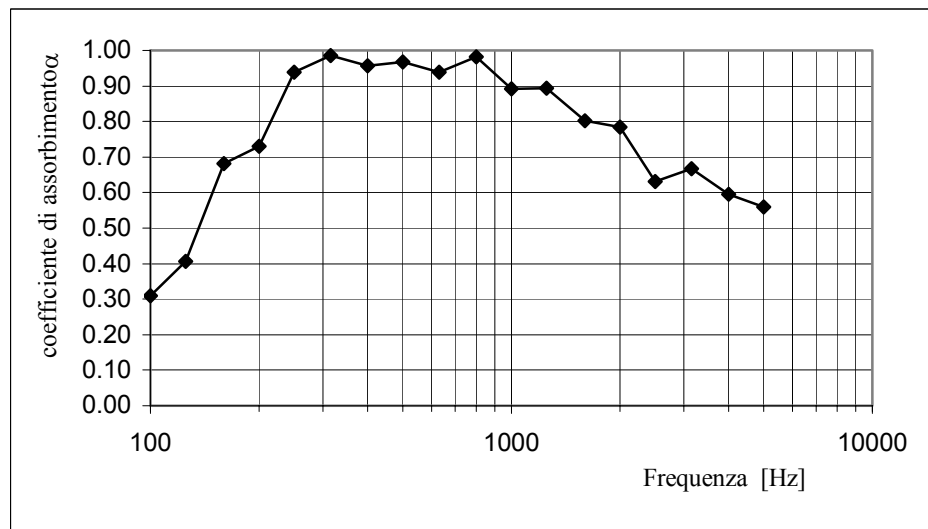


Figura 4-2: Coefficiente di assorbimento apparente in funzione della frequenza di un pannello commerciale

4.2.2 Pannelli vibranti

Se un pannello è posizionato ad una certa distanza dalla parete l'onda sonora lo metterà in vibrazione. I vari modi di vibrazione dipenderanno dal tipo di vincolo e dalle caratteristiche elastiche della piastra.

Se lo spessore dell'intercapedine è piccolo in relazione alle dimensioni del pannello e i vincoli di fissaggio sono sufficientemente cedevoli, si può approssimare questa geometria ad un sistema massa molla, dove l'aria contenuta nell'intercapedine viene simulata da una molla e la parete con una massa.

Materiali	Coefficiente di assorbimento apparente in funzione della frequenza [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
Lana di vetro media densità s= 25 mm	0.10	0.35	0.60	0.70	0.75	0.80
Lana di vetro media densità s= 50 mm	0.20	0.45	0.65	0.75	0.80	0.80
Lana di vetro media densità s= 100 mm	0.45	0.75	0.80	0.85	0.95	0.90
Lana di vetro media densità s= 150 mm	0.55	0.90	0.90	0.85	0.90	0.95
Schiuma di poliuretano espanso a cellule aperte s=25 mm	0.15	0.30	0.60	0.75	0.85	0.90
Schiuma di poliuretano espanso a cellule aperte s=50 mm	0.25	0.50	0.85	0.95	0.90	0.90
Schiuma di poliuretano espanso a cellule aperte s=100 mm	0.50	0.70	0.95	1.00	1.00	1.00
Polistirolo espanso posato sospeso	0.40	0.40	0.45	0.45	0.50	0.50
Moquette a pelo raso s=6 mm	0.05	0.05	0.10	0.20	0.45	0.65
Moquette a pelo medio s=10 mm	0.05	0.10	0.30	0.50	0.65	0.70
Moquette a pelo alto s=15 mm	0.15	0.25	0.50	0.60	0.70	0.70
Velluto pesante da 610 g/m ²	0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65

Tabella 4-1: Coefficienti di assorbimento apparente per alcuni materiali fonoassorbenti in funzione della frequenza.

La frequenza di risonanza f_r del pannello è pari a:

$$f_r = \frac{60}{\sqrt{M_s d}} \quad (4.1)$$

dove:

M_s è la massa superficiale del pannello espressa in $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$

d è lo spessore dell'intercapedine espresso in $[m]$

Un sistema massa molla ideale, senza cioè alcun tipo di smorzamento, non assorbe nulla. Infatti la sua ampiezza di vibrazione nelle condizioni di risonanza è infinita. Il sistema reale, invece, avrà un certo smorzamento; al fine di aumentarlo si aggiunge al pannello del materiale poroso. La quantità di materiale non deve essere eccessiva per non smorzare la vibrazione della piastra, al punto da non innescare il fenomeno della risonanza.

L'assorbimento determinato da questi pannelli è particolarmente selettivo. Pertanto vengono abbinati a materiali porosi per aumentarne il campo di utilizzo.

I pannelli sono normalmente di forma regolare, perlopiù quadrata o rettangolare, con spessori dell'ordine di qualche millimetro e lati con misure dell'ordine del mezzo metro.

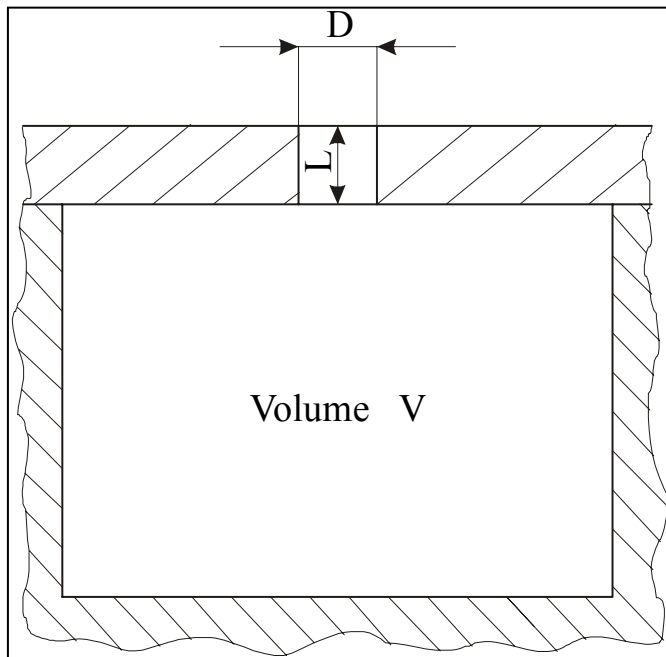
I materiali più utilizzati sono il legno compensato e le strutture di fibra di legno.

Talvolta si utilizzano anche membrane elastiche costituite da materiali plastici tesi.

Date le caratteristiche elastiche dei materiali utilizzati la frequenza di risonanza tende a cadere in un campo compreso tra i 50 e i 300 Hz.

4.2.3 Risuonatori acustici

I risuonatori acustici sono formati da una cavità messa in comunicazione con l'ambiente tramite un foro di dimensioni trascurabili rispetto a quello della cavità. In figura 4-3 è rappresentato lo schema di un risuonatore acustico.



Se la lunghezza d'onda del suono incidente sul risuonatore è molto più grande delle dimensioni della cavità, allora l'aria contenuta nel collo del risuonatore tende a mettersi in vibrazione, comportandosi come un pistone oscillante, mentre l'aria presente nella cavità funge da molla.

Il risuonatore acustico ha, in analogia con un sistema massa molla, una frequenza di risonanza.

Quando la frequenza del suono incidente coincide con la frequenza di risonanza della cavità, allora la velocità di oscillazione dell'aria presente nel collo assume valori molto alti, con l'effetto di aumentare notevolmente l'assorbimento acustico.

Figura 4-3: Schema di risuonatore acustico

La frequenza di risonanza f_r del risuonatore acustico, espressa in [Hz] vale:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(L + 0.8D)}} \quad (4.2)$$

dove:

- c è la velocità del suono espressa in $\left[\frac{m}{s}\right]$
- S è la sezione del collo del risuonatore espressa in $[m^2]$
- V è il volume della cavità risonante espresso in $[m^3]$
- L è la profondità del collo del risuonatore espressa in $[m]$
- D è il diametro del foro del collo del risuonatore espresso in $[m]$

L'assorbimento di questo sistema è particolarmente selettivo. Per ampliare la banda in frequenza è possibile utilizzare del materiale assorbente poroso con cui riempire in parte o tutta la cavità. In tal modo, però, si diminuisce il valore massimo dell'assorbimento.

Attualmente vengono utilizzati dei pannelli forati rigidi, fissati ad una certa distanza dalla parete. Il comportamento acustico di questi pannelli è analogo a quello di un risuonatore classico, anche se sono meno efficienti.

La frequenza di risonanza f_r di questi pannelli forati, espressa in [Hz] può venir valutata con la formula:

$$f_r = 5.4 \sqrt{\frac{p}{H(L + 0.8D)}} \quad (4.3)$$

dove:

- p è la percentuale dei fori espressa in [%]
 H è lo spessore dell'intercapedine espresso in [m]
 L è lo spessore del foro espresso in [m]
 D è il diametro del foro espresso in [m]

In questo caso il riempimento dell'intercapedine con materiali porosi migliora effettivamente il comportamento in frequenza della struttura. Il campo di assorbimento ottimale è centrato sulle medie frequenze.

Questi pannelli possono essere metallici, di gesso, di legno o in materiali plastici.

Certe volte si utilizzano fenditure al posto dei fori. È il caso di quelle strutture fatte con doghe di vari materiali.

Come si è visto, per trattare efficacemente una sala è necessario ricorrere a più sistemi di assorbimento al fine di coprire il più largo campo di frequenza possibile.

4.3 Materiali fonoisolanti

4.3.1 Introduzione

I materiali fonoisolanti sono molto utilizzati nella tecnica, in quanto il problema dell'isolamento acustico riveste un'importanza notevole nella progettazione attuale, anche grazie alle numerose norme e raccomandazioni uscite negli ultimi anni sia in campo internazionale che nazionale.

Quando una sorgente sonora è attiva, trasmette il rumore agli ambienti circostanti o per via aerea o per via strutturale.

Nel primo caso le onde sonore generate dalla sorgente incideranno sulle pareti che delimitano l'ambiente, le metteranno in vibrazione e queste a loro volta reirradieranno il rumore all'esterno. All'interno della parete vi sarà un assorbimento di energia acustica che seguirà una legge di tipo esponenziale.

Nel secondo caso la vibrazione acustica si trasmetterà direttamente dalla sorgente alla struttura dell'edificio, arrivando con livelli sonori alti anche in ambienti non adiacenti a quello contenente la sorgente. Questo tipo di propagazione è quello più difficile da abbattere. Di solito si interviene sulla sorgente cercando di isolarla dalla struttura dell'edificio tramite dei materiali smorzanti.

Un caso particolare e molto fastidioso di propagazione per via strutturale è il rumore da calpestio. Per poterlo ridurre è necessario intervenire sui solai, ponendo materiali smorzanti tra il solaio e il pavimento dell'abitazione.

In questa dispensa ci occuperemo solo del primo caso poiché il secondo è più consono ad un corso di meccanica delle vibrazioni.

Abbiamo visto nel capitolo 2 che la trasmissione acustica viene espressa tramite coefficiente di trasmissione acustica, t , uguale a:

$$t = \frac{E_{trasmessa}}{E_{incidente}} \quad (4.4)$$

Di solito in acustica si preferisce utilizzare il potere fonoisolante R definito come:

$$R = 10 \log \frac{1}{t} \quad (4.5)$$

Se si considera il campo sonoro nei due ambienti perfettamente diffuso e si trascurano i fenomeni di trasmissione indiretta (si suppone, cioè, che tutto il rumore si trasmetta attraverso la parete che divide i due ambienti) si giunge all'equazione:

$$R = L_{p1} - L_{p2} + 10 \log \frac{S}{A_2} \quad (4.6)$$

dove:

L_{p1} è il livello sonoro nel primo ambiente

L_{p2} è il livello sonoro nel secondo ambiente

S è la superficie del divisorio

A_2 è il numero d'unità assorbenti del secondo ambiente, definito come $\bar{\alpha}S_2$, dove S_2 è l'area dell'ambiente ricevente

Il termine $L_{p1} - L_{p2}$ prende il nome di isolamento acustico, D , ed è quello che viene effettivamente misurato sul campo.

Poiché l'isolamento acustico dipende dalle caratteristiche degli ambienti in cui si effettua la misura (per esempio l'isolamento cambia a seconda che sia presente o meno l'arredamento) si utilizza un isolamento acustico normalizzato D_n definito come:

$$D_n = D + 10 \log \frac{A_0}{A_2} \quad (4.7)$$

dove:

D è l'isolamento acustico

A_0 è la superficie di riferimento. Secondo la norma ISO 140 vale 10 m^2

A_2 è il numero di unità assorbenti dell'ambiente ricevente

Oppure si usa il coefficiente di isolamento standardizzato D_{nt} definito come:

$$D_{nt} = D + 10 \log \frac{T_{60}}{T_0} \quad (4.8)$$

dove:

D è l'isolamento acustico

T_{60} è il tempo di riverberazione dell'ambiente ricevente espresso in [s]

T_0 è il tempo di riverberazione di riferimento pari a 0.5 s

È bene ribadire che ognuno di questi indici vale per una ben determinata frequenza!

4.3.2 Il potere fonoisolante

Se si suppone una parete elastica, omogenea, isotropa e che l'onda incidente sia normale alla parete, si può ricavare teoricamente la seguente legge, detta legge di massa:

$$R = 20 \log(M_s f) - 42.5 \quad (4.9)$$

dove:

M_s è la massa superficiale espressa in $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$

f è la frequenza del suono incidente espressa in [Hz]

La costante che compare nella (4.9) è in verità pari a $10 \log \frac{\pi}{\rho c}$ e quindi dipende dalla temperatura.

Di solito una parete è colpita da un rumore con incidenza casuale. Sono state ricavate in laboratorio diverse formule, delle quali una molto utilizzata nella pratica è la seguente:

$$R = 18 \log(M_s f) - 44 \quad (4.10)$$

Come si può notare dalla (4.9) o dalla (4.10) ad ogni raddoppio di massa superficiale, o di frequenza, il potere fonoisolante dovrebbe aumentare di un valore compreso tra i 5 e i 6 dB.

In laboratorio si è visto che il potere fonoisolante segue un andamento in funzione della frequenza come quello descritto nella figura 4-4.

Da questa figura si può notare che il grafico è divisibile in 3 regioni, delle quali una sola, quella centrale, segue la legge di massa.

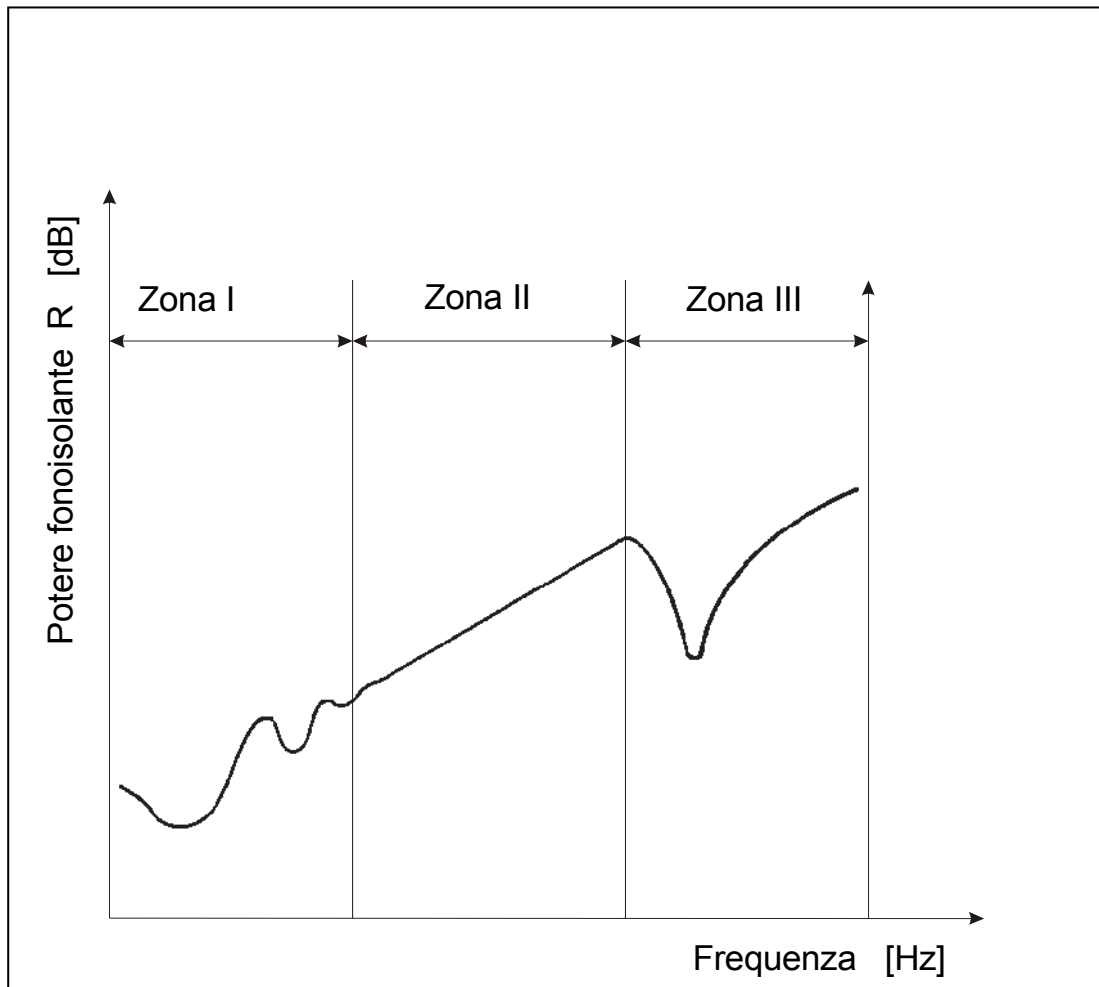


Figura 4-4: Grafico del potere fonoisolante in funzione della frequenza

Nella prima zona, caratterizzata da basse frequenze, la parete entra in risonanza, aumentando, così, la sua oscillazione e quindi la trasmissione sonora. Nella figura si vede che oltre alla prima armonica sono rilevabili anche armoniche superiori. La frequenza di risonanza dipende dalle caratteristiche elastiche del materiale e dal tipo di vincolo.

Per i divisori normalmente utilizzati in edilizia la frequenza di risonanza si aggira sull'ordine delle decine di Hz; pertanto, il peggioramento del valore del potere fonoisolante non è particolarmente significativo in quanto ci troviamo al limite del campo d'udibilità.

Nella terza zona avviene un fenomeno detto di coincidenza:

In una qualunque piastra sollecitata si generano delle onde flessionali. Se un suono che si propaga parallelamente alla piastra ha una frequenza pari a quella dell'onda flessionale, allora la piastra, messa in vibrazione, trasmette nell'altro ambiente un'onda sonora di ampiezza quasi uguale a quella dell'onda incidente.

La perdita di potere fonoisolante rispetto alla legge di massa può essere dell'ordine dei 15-20 dB. Inoltre, poiché in un campo diffuso le onde arrivano con un'incidenza casuale, ce ne sarà sempre una con lunghezza d'onda tale da generare il fenomeno della coincidenza.

Per tal motivo, il potere fonoisolante tornerà ad aumentare all'aumentare della frequenza, mantenendosi, però, ad un livello sempre inferiore rispetto a quello teorico ricavato dalla legge di massa di 5-10 dB.

La frequenza di coincidenza f_c vale:

$$f_c = \frac{c^2}{\pi s} \sqrt{\frac{3\rho(1-\sigma^2)}{E}} \quad (4.11)$$

dove:

- c è la velocità del suono
- s è lo spessore della parete
- ρ è la massa volumica del materiale
- σ è il modulo di Poisson del materiale
- E è il modulo di Young del materiale

Per le pareti usualmente utilizzate in edilizia la frequenza di coincidenza è dell'ordine del centinaio di Hz, perciò la legge di massa normalmente non è rispettata.

Per i vetri la questione è differente in quanto la frequenza di coincidenza ha, di solito, valori elevati; per questo motivo la legge di massa è rispettata fino alle alte frequenze.

4.3.3 Pareti composte

Se consideriamo una parete di superficie S composta di n elementi diversi di superficie S_i (un esempio potrebbe essere una parete in muratura con finestre e porte), allora il potere fonoisolante complessivo è pari a:

$$R = -10 \log \left(\frac{1}{S} \sum_{i=1}^n S_i 10^{-\left(\frac{R_i}{10}\right)} \right) \quad (4.12)$$

Dalla formula si vede che anche piccole fessure possono condizionare negativamente il potere fonoisolante.

Inoltre, prove di laboratorio hanno dimostrato che aperture di dimensioni molto piccole in confronto alla lunghezza d'onda del suono incidente possono avere poteri fonoisolanti negativi a causa di fenomeni diffrattivi.

4.3.4 Pareti doppie

Si può dimostrare teoricamente che per frequenze inferiori a quella di risonanza un sistema formato da due pareti infinite, omogenee, affiancate con un'intercapedine e senza punti di contatto si comporta come un sistema avente massa superficiale pari alla somma delle due; in queste condizioni non si ottiene, quindi, alcun vantaggio montando una parete doppia al posto di una singola di pari massa. Alla frequenza di risonanza il potere fonoisolante cala, mentre per frequenze superiori a circa 1.5 volte quella di risonanza si può raggiungere teoricamente una pendenza di 18 dB per ogni raddoppio di frequenza (o come si suol dire per ottava), ottenendo così un grande beneficio a parità di massa superficiale rispetto ad una parete singola.

Nella realtà a causa delle dimensioni finite e degli inevitabili ponti acustici il miglioramento è minore.

Bisogna, quindi, scegliere i materiali e lo spessore dell'intercapedine in modo da abbassare la frequenza di risonanza. Inoltre, poiché anche la cavità, rappresentata dall'intercapedine, avrà una

serie di frequenze proprie che tendono ad abbassare il potere fonoisolante, è bene riempirla con materiali fonoassorbenti, al fine di assorbire in parte le onde stazionarie. Questo materiale fonoassorbente tende ad irrigidire la struttura aumentando, così, la frequenza di risonanza, ma migliora, altresì, il comportamento della struttura in condizioni di risonanza, essendo aumentato lo smorzamento del sistema.

5 STRUMENTAZIONE ACUSTICA

5.1 Introduzione

In questo capitolo analizzeremo la principale strumentazione acustica attualmente esistente, al fine di comprendere quali siano le possibilità di verifica di una determinata situazione acustica che sono in possesso ad un tecnico.

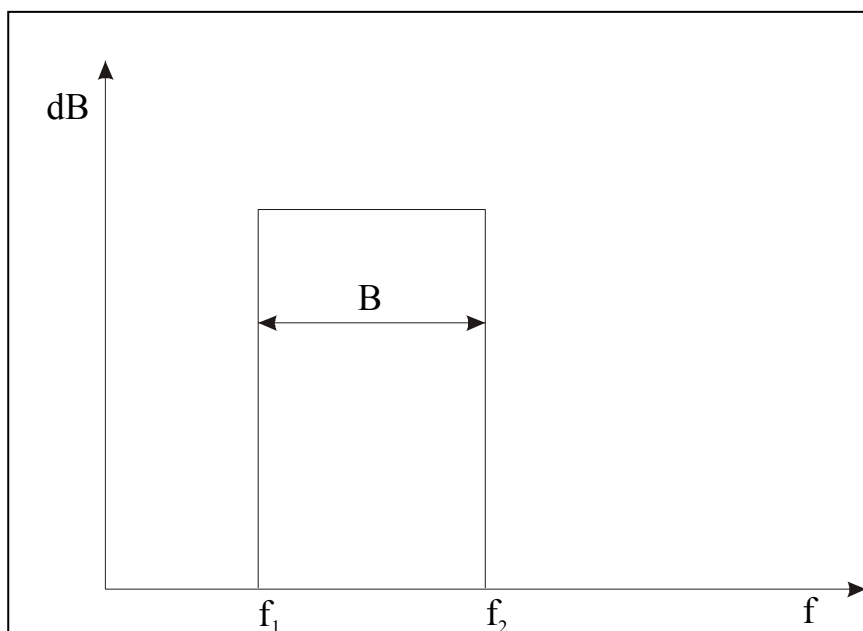
Prima di descrivere i vari strumenti è bene, però, soffermarci più diffusamente su alcuni termini strettamente legati al problema della misura di una grandezza acustica

5.1.1 Analisi in frequenza

Vista l'importanza fondamentale che la frequenza assume nei problemi acustici risulta fondamentale utilizzare degli strumenti in grado di analizzare il rumore in funzione della stessa. Nel paragrafo 1.7 abbiamo già affrontato questo problema, anche se in maniera non rigorosa. In realtà non è possibile ottenere uno spettro continuo, ma per analizzare il segnale si utilizza una serie di filtri analogici o digitali, la cui funzione è quella di far passare solo una determinata banda del segnale entrante.

I filtri si possono dividere in 4 categorie a seconda di che parte del segnale lasciano passare:

- Filtro passa basso : lascia passare solo le frequenze inferiori alla frequenza di taglio.
- Filtro passa alto : lascia passare solo le frequenze superiori alla frequenza di taglio.
- Filtro passa banda: lascia passare solo le frequenze comprese in un determinato intervallo.
- Filtro a soppressione: elimina le frequenze comprese in un determinato intervallo



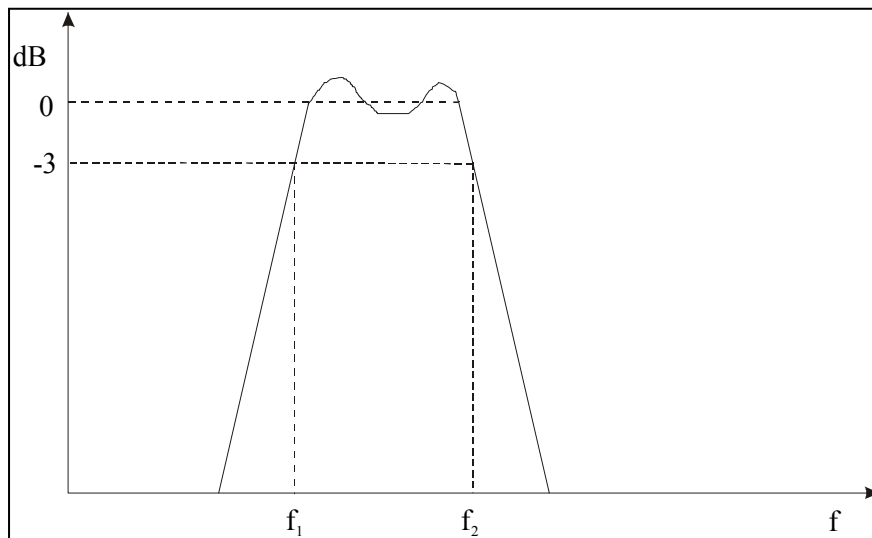
Per l'analisi in frequenza vengono utilizzati i filtri passa banda.

Un filtro ideale dovrebbe avere il comportamento che si vede in figura 5-1:

se entra un segnale costante la risposta dovrebbe essere nulla fino alla frequenza di taglio inferiore f_1 , lasciar passare il segnale senza deformato nella banda di funzionamento, sopprimere tutto il segnale con frequenza superiore alla frequenza di taglio superiore f_2 .

Figura 5-1: Filtro ideale

Con $B = f_2 - f_1$ si indica la larghezza di banda del filtro.



La risposta di un filtro reale è quella rappresentata nella figura 5-2

La larghezza di banda viene misurata 3 dB sotto il valore del segnale. Ovviamente tanto più ripide sono le rampe di salita e discesa del filtro e tanto più piatta è la parte passante tanto migliore risulta il filtro.

Figura 5-2: Grafico della

risposta di un filtro reale

I filtri a banda passante sono di 2 tipi:

- Filtri a banda costante, in cui la larghezza di banda B rimane la stessa al variare della frequenza di centro banda.
- Filtri a banda percentuale, in cui la larghezza di banda B aumenta all'aumentare della frequenza di centro banda.

I primi vengono utilizzati comunemente negli analizzatori veloci di Fourier (Fast Fourier Transform, FFT). Di solito questi analizzatori permettono di dividere il campo di misura della frequenza in 400, 800, 1600 intervalli (detti righe). Se supponiamo di analizzare un campo di frequenza che varia da 0 a 20 kHz con una risoluzione di 400 righe avremo un filtro con una larghezza di banda B=50 Hz; restringendo l'analisi a 0 - 2 kHz la larghezza di banda, B, è uguale a 5 Hz.

I filtri a larghezza di banda costante sono perlopiù utilizzati per l'analisi vibrazionale.

In acustica, a parte qualche rara applicazione, si usano i filtri a banda percentuale, in quanto approssimano meglio la risposta dell'orecchio.

I filtri più utilizzati sono quelli a banda d'ottava e quelli a 1/3 d'ottava. In tabella 5-1 sono riportate le caratteristiche principali di questi filtri.

	Ottava	Terzi d'ottava
Rapporto tra le frequenze di taglio f_2/f_1	2	$2^{1/3} = 1.259$
Frequenza centrale $f_c = \sqrt{f_1 f_2}$	$f_c = \sqrt{2} f_1$	$f_c = 1.122 f_1$
Larghezza di banda percentuale $\frac{f_2 - f_1}{f_c} 100$	70.7 %	23.1 %

Tabella 5-1: Caratteristiche principali dei filtri d'ottava e 1/3 d'ottava.

Nelle normative più moderne si prevede ormai l'utilizzo quasi esclusivo dei filtri di terza d'ottava.

Le frequenze centrali per i filtri sono normalizzate nella UNI-ISO 266.

L'analisi del segnale ad una certa frequenza non è istantanea, poiché il filtro ha un certo tempo di risposta funzione della larghezza di banda del filtro.

Si può dimostrare che il tempo di risposta T_r deve essere almeno uguale a:

$$T_r \approx \frac{1}{B} \quad (5.1)$$

Da questa equazione si rileva che un'analisi in banda stretta richiede più tempo di quella in banda larga.

Se si utilizzano filtri a banda percentuale è preferibile utilizzare l'equazione:

$$b n_r \approx 1 \quad (5.2)$$

dove:

b è la larghezza di banda relativa

n_r è il numero di periodi necessario per raggiungere un valore stabile della risposta del filtro

Per un filtro in terzi d'ottava basterebbero 4.3 periodi, anche se in pratica è meglio aspettare dai 5 ai 6 periodi a seconda della precisione desiderata.

L'analisi in frequenza può essere o sequenziale o in parallelo.

L'analisi sequenziale viene fatta misurando una banda dopo l'altra. Il tempo necessario per coprire tutto il campo delle frequenze è relativamente lungo; pertanto ha senso eseguire tale analisi solo se il rumore è di tipo stazionario. I filtri possono venir selezionati manualmente, oppure automaticamente, dopo aver fissato il campo di misura.

Nell'analisi in parallelo il segnale viene passato contemporaneamente in un set di filtri (che possono essere analogici o digitali). Il tempo necessario per l'analisi è funzione della frequenza più bassa ed è, quindi, notevolmente più breve di quello necessario per l'analisi sequenziale, permettendo in tal modo anche l'analisi di segnali non stazionari.

5.1.2 Costanti di tempo

Il circuito elettrico di uno strumento di misura acustico può venir approssimato ad un circuito RC.

Quindi, se togliamo il segnale in ingresso in modo tale da avere una risposta a gradino, il segnale in uscita diminuirà con una velocità funzione della costante di tempo dell'apparecchiatura. Maggiore è la costante di tempo minore sarà la pendenza della curva.

Se il segnale in ingresso è sinusoidale, la risposta dello strumento sarà un segnale costante cui va sommato un segnale variabile. La variabilità del segnale in uscita sarà tanto più piccola, tanto più grande è la costante di tempo. Questo fenomeno è visibile nella figura 5-3.

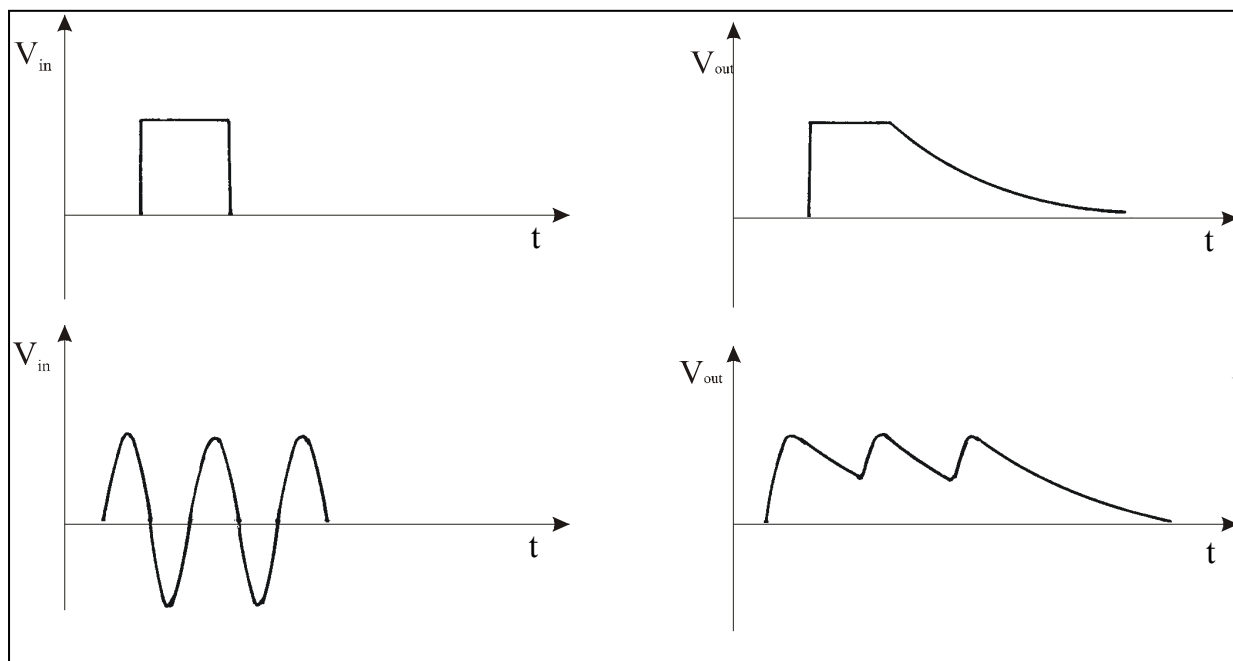


Figura 5-3: Risposta ad un segnale a gradino ed ad uno sinusoidale di uno strumento acustico

La normativa esistente definisce 3 diverse costanti di tempo:

- SLOW pari a 1 s.
- FAST pari a 0.125 s.
- IMPULSE pari a 0.035 s in salita e a 3 dB/s in discesa.

La costante FAST si presta bene per misurare l'andamento nel tempo di un segnale variabile.

La costante SLOW si usa, invece, quando si vuole smorzare l'oscillazione di un segnale. Veniva usata con i vecchi fonometri con uscita analogica per smorzare l'oscillazione dell'ago dell'indicatore al fine di permettere la lettura.

L'IMPULSE si utilizza per l'analisi ed il riconoscimento di rumori impulsivi (rumori che presentano uno sviluppo temporale minore di 1 s).

È bene, però, chiarire che, se il segnale in ingresso è costante, il valore d'uscita è lo stesso, indipendentemente dalla costante di tempo utilizzata.

La scelta della costante di tempo appropriata non è di solito un problema, in quanto viene normalmente imposta dalle normative vigenti.

Negli strumenti più moderni esiste anche la costante PEAK, che viene utilizzata per misurare il valore di cresta del segnale. Il suo valore è minore ai 100 μ s.

5.1.3 Analisi statistica

L'analisi statistica del segnale è uno strumento estremamente potente, soprattutto quando si trattano segnali casuali, come potrebbe essere il rumore da traffico veicolare. In questo caso il semplice livello equivalente può risultare insufficiente a valutare la situazione acustica, poiché, essendo la scala dei decibel logaritmica, la misura viene fortemente condizionata anche da pochi eventi particolarmente rumorosi.

Per l'analisi statistica si usano i livelli percentili, L_n , la distribuzione cumulativa e la distribuzione statistica.

Il livello percentile L_n è il livello che viene superato per un tempo pari al n% del tempo di misura.

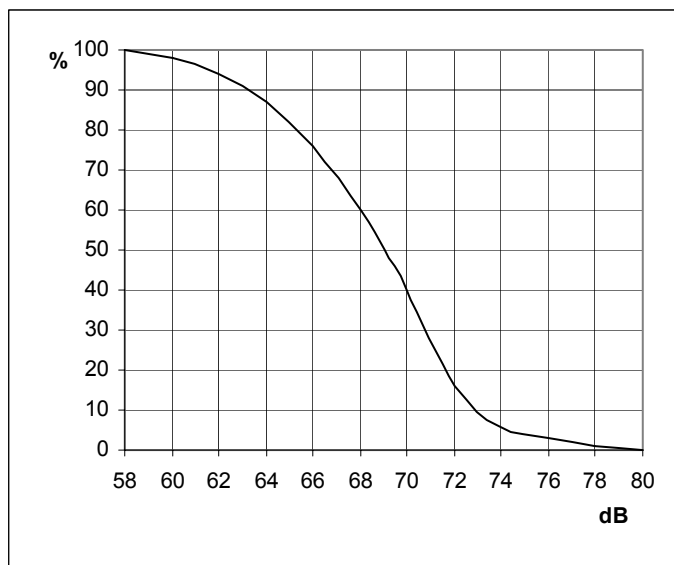
Il livello massimo coincide con L_0 e il livello minimo con L_{100} .

In genere si attribuisce al rumore di fondo il valore di L_{90} e al livello di picco L_{10} .

Si definisce invece “clima”:

$$\text{clima} = L_{10} - L_{90}$$

Il clima da un indicazione della variabilità del rumore.



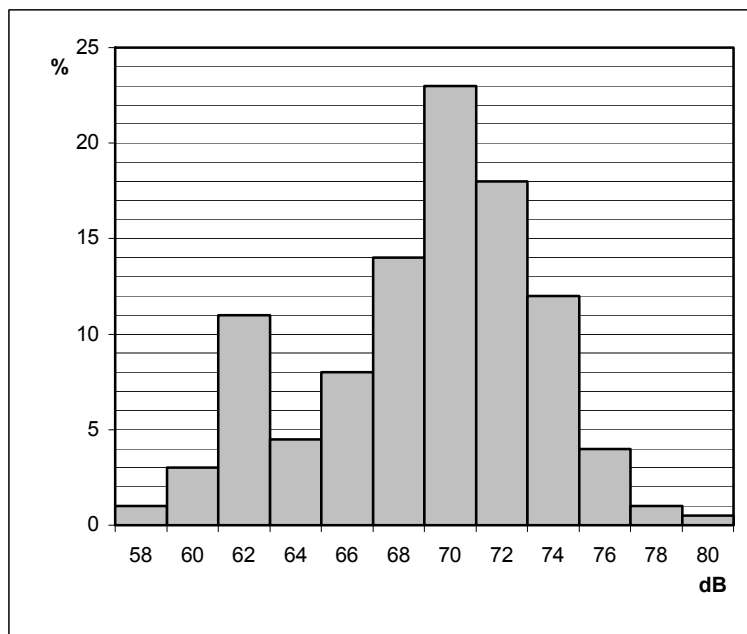
La distribuzione cumulativa è una curva monotona decrescente che descrive come si distribuiscono i livelli percentili. Da questa curva è ovviamente possibile ricavare il livello percentile per qualunque percentile n. In figura 5-4 è possibile vedere una distribuzione cumulativa.

La distribuzione percentuale, invece, permette di valutare la probabilità che un livello sonoro sia compreso all'interno di un certo intervallo.

Di solito viene rappresentato in forma di istogramma dividendo l'ascissa in classi. Per classe si intende un intervallo di n dB (ad esempio 1 dB, 2 dB, 5 dB, ecc.)

Figura 5-4: Esempio di distribuzione

cumulativa



La distribuzione percentuale può essere molto utile per verificare la moda di una distribuzione statistica.

Ad esempio in Figura 5-5 si può notare una classica distribuzione bimodale.

Distribuzioni bimodali si trovano spesso rilevando il rumore veicolare notturno, oppure rilevando il rumore da traffico diurno in presenza di qualche sorgente di rumore specifica, come potrebbe essere quella prodotta da una zona industriale presente nella zona.

Figura 5-5: Grafico di una distribuzione percentuale bimodale

5.2 Strumenti acustici

5.2.1 Fonometro

È lo strumento base per la misura dei livelli sonori. La configurazione base di un fonometro di generazione moderna è visibile nello schema a blocchi di Figura 5-6.

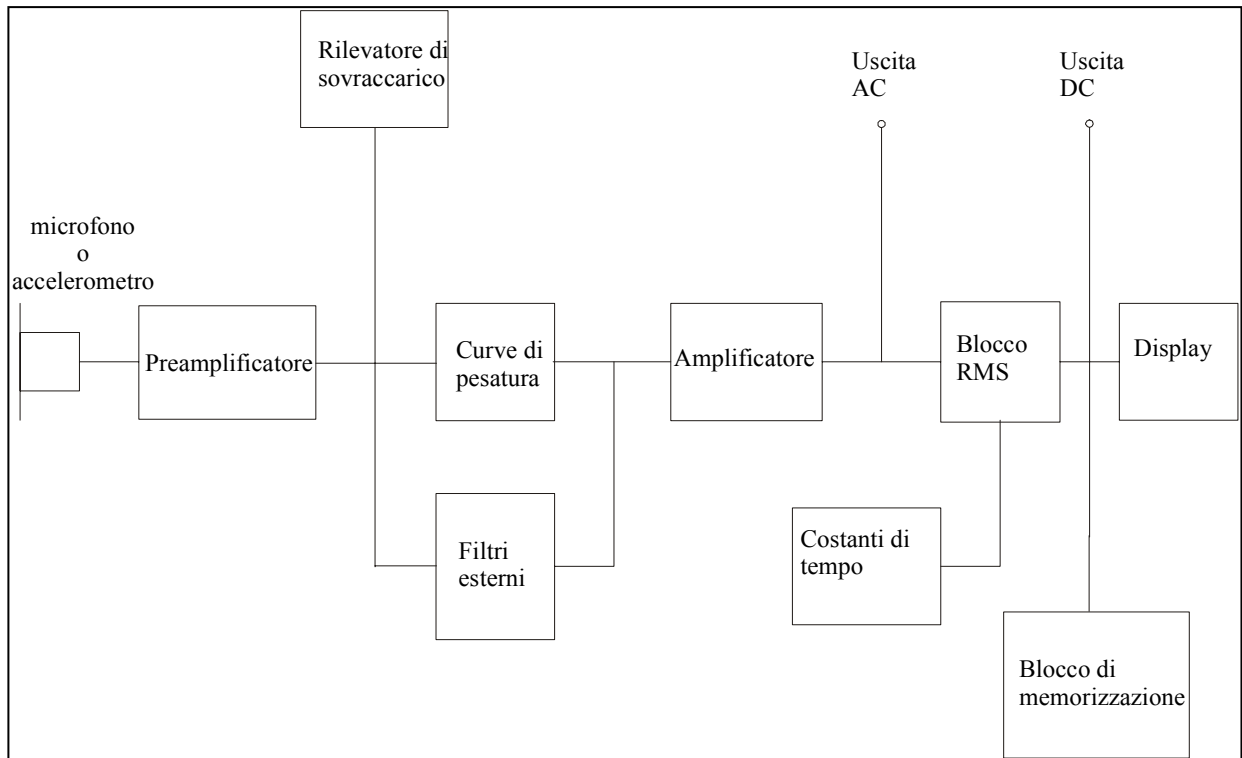


Figura 5-6: Schema a blocchi di un fonometro.

Il microfono, del cui funzionamento parleremo in un paragrafo a parte, trasforma il segnale acustico in un segnale elettrico di tensione molto bassa. Il segnale entra nel preamplificatore che è normalmente collegato direttamente al microfono; la sua funzione principale è quella di ridurre l'impedenza del microfono per permettere la trasmissione a distanza del segnale. Successivamente il segnale preamplificato entra nello strumento vero e proprio, che è composto da diversi moduli. Il rilevatore di sovraccarico rileva se si è superato il valore di fondo scala e trasmette l'informazione al display. In tal modo l'operatore può modificare il fondo scala dello strumento. Dato che la dinamica dello strumento è costante, per esempio 70 dB, aumentando il valore di fondo scala aumenta anche il valore minimo misurabile.

Il segnale passa poi attraverso dei filtri che lo ponderano. Negli strumenti più moderni si trovano di solito solo le curve di ponderazione A e C.

Una volta ponderato il segnale viene amplificato. Subito dopo l'amplificatore vi è un'uscita che permette di trasferire il segnale ad un registratore. Il segnale viene ora rettificato in modo da ottenere all'uscita di questo blocco il suo valore RMS. È a questo punto che vengono applicate le costanti di tempo. Attualmente è necessario poter eseguire la misura con le tre costanti di tempo contemporaneamente al fine di ottemperare al decreto del 16/03/98, attuativo della legge 447/95, sulla misura del rumore ambientale.

Il valore rettificato viene visualizzato sul display.

Molti fonometri permettono, poi, l'utilizzo di filtri esterni sequenziali.

Quasi tutti i fonometri attualmente in commercio sono anche integratori, permettono, cioè, di misurare il livello equivalente di un segnale.

Le classi di precisione sono normate dalla EN60651/1994, recepimento europeo della IEC 651, per i fonometri e dalla EN60804/1994, recepimento della IEC 804, per i fonometri integratori.

Vi sono 4 classi di precisione con una tolleranza che aumenta all'aumentare del numero di classe.

5.2.2 Dosimetri

Servono per misurare la dose di rumore assorbita da un lavoratore nell'arco di una giornata di lavoro. Come abbiamo già visto nel paragrafo 3-4, il danno uditivo è funzione dell'energia assorbita nell'arco della vita. Le normative internazionali, come l'ISO 1999, e quelle nazionali (legge 277/91) prevedono di riportare il livello equivalente, misurato in una giornata lavorativa, alle 8 ore di lavoro al fine di avere un parametro confrontabile. È noto, infatti, che non tutti i lavoratori hanno una giornata lavorativa di 8 ore; esistono lavoratori a part time, i turnisti, che lavorano 7³⁰ ore, e molto spesso vengono svolte anche ore straordinarie.

Il dosimetro è un fonometro integratore con in più un modulo di calcolo per valutare il livello di esposizione.

Deve essere uno strumento robusto, di dimensioni tascabili, leggero, per non infastidire il lavoratore, programmabile.

Di solito viene portato dal lavoratore nel taschino della tuta e il microfono è posto in prossimità dell'orecchio.

Alcuni dosimetri in commercio non hanno neppure il display e vengono letti e programmati con un PC collegato allo strumento tramite un'interfaccia RS232.

Questa è probabilmente la configurazione migliore, in quanto il lavoratore non ha possibilità, né d'intervento, né di controllo.

5.2.3 Analizzatore di spettro

Questi strumenti vengono progettati per eseguire in tempo reale l'analisi spettrale; ciò significa che il segnale in ingresso viene analizzato in parallelo in un set di filtri analogici o digitali.

Uno strumento per poter essere utilizzato in relazione alle vigenti norme italiane sul rumore ambientale deve essere in grado di eseguire l'analisi in terzi d'ottava e in FFT, oppure avere la possibilità di modificare le frequenze di centro banda.

Gli analizzatori di spettro possono essere pluricanali. Lo strumento pluricanale presenta più ingressi microfoniche tramite i quali è possibile misurare diversi segnali contemporaneamente. In altri termini uno strumento pluricanale è composto da n strumenti monocanale. In commercio si trovano solitamente strumenti bicanale.

Se invece ho la necessità di eseguire misure su più microfoni, ma non nello stesso istante, posso utilizzare uno strumento monocanale collegato ad un multiplexer che mi permette un'analisi sequenziale, manuale o automatica.

5.2.4 Calibratori

Il calibratore è uno strumento che genera un segnale di riferimento stabile e preciso ad una determinata frequenza ed è utilizzato per verificare **puntualmente** la taratura di uno strumento acustico. Viene infilato sul microfono e si esegue la misura, che dovrebbe essere fatta con la scala lineare, salvo che la frequenza di riferimento non sia di 1000 Hz. In tal caso il valore misurato dovrebbe essere lo stesso indipendentemente dalla ponderazione usata.

Il calibratore deve essere ovviamente di classe almeno uguale a quella dello strumento.

Se il valore della misura differisce di poco dal valore del segnale di riferimento, è possibile variare il guadagno dell'amplificatore dello strumento per ottenere una misura corretta.

È bene precisare che la calibrazione di uno strumento, che di norma va effettuata prima e dopo una misura, non ha nulla a che vedere con la taratura, che va fatta ogni due anni in laboratori specializzati e riconosciuti. La taratura consiste nel verificare la precisione e la linearità della risposta dello strumento e di ogni sua parte.

5.2.5 Registratori

I registratori possono essere grafici, magnetici, digitali.

Sono molto utili in quanto permettono di registrare la storia temporale del fenomeno. Vengono, pertanto, utilizzati nelle misure del tempo di riverberazione. Dovrebbero essere sempre usati nelle misure di rumore ambientale nel caso si utilizzino semplici fonometri che non permettono la visualizzazione del segnale in funzione del tempo; questo perché è necessario conoscere la presenza d'eventuali fenomeni anomali (abbaiare di cani, sorvolo di aerei, rumori accidentali ecc.). Tra l'altro il decreto sulla modalità delle misurazioni acustiche in ottemperanza alla legge 447/95, impone di dimostrare la presenza di componenti impulsive ripetitive.

I registratori magnetici e digitali sono molto utili quando si vuole registrare un segnale ed elaborarlo con calma in laboratorio, utilizzando qualche software dedicato. I registratori digitali sono indubbiamente i più indicati per questa operazione, in quanto presentano un rapporto segnale – rumore decisamente più alto di quelli magnetici (sull'ordine dei 90 dB contro i 40-50 dB di un buon registratore magnetico).

5.2.6 Camere acustiche

Sono degli ambienti in cui si generano dei campi acustici ben determinati.

Le camere si dividono in:

- Camere anecoiche
- Camere riverberanti
- Camere semiriverberanti

Nelle camere anecoiche si cerca di generare un campo libero. Le pareti vengono ricoperte con coni di diverse dimensioni, la cui funzione è quella di intrappolare il suono ed assorbirlo, al fine di non avere riflessioni nella stanza. La dimensione dei coni è funzione delle frequenze da abbattere.

In questo modo, almeno in una certa zona della stanza, si riesce ad avere un campo sonoro molto prossimo a quello libero.

Sfruttando questa caratteristica è possibile eseguire misure di potenza sonora e valutare le caratteristiche acustiche dei microfoni e delle sorgenti sonore, quali la risposta in frequenza, la direzionalità, la distorsione armonica e la risposta in transitorio.

Nelle camere riverberanti si cerca di generare un campo il più diffuso possibile. Applicando le formule valide per il campo diffuso è possibile valutare la potenza sonora di una sorgente, il coefficiente di assorbimento di un materiale e, possedendo due camere riverberanti strutturalmente indipendenti, ma con una parete in comune, il potere fonoisolante di un divisorio. Le camere semiriverberanti sono simili alle riverberanti, solo con caratteristiche acustiche meno spinte e vengono utilizzate per misure di tipo industriale.

5.2.7 Intensimetri

Sono strumenti atti a misurare l'intensità acustica di una sorgente sonora.

Nel paragrafo 1.5 si è visto che l'intensità acustica è una grandezza vettoriale, scomponibile in una componente attiva ed in una reattiva. Il valor medio dell'intensità acustica nella direzione \vec{r} è pari alla componente attiva media in quella direzione e si ottiene come valor medio del prodotto della pressione acustica per la componente nella direzione \vec{r} della velocità di vibrazione dell'onda.

Ricordando l'equazione di Eulero (vedi Appendice A, equazione A-11) si ricava che la velocità nella direzione \vec{r} vale:

$$u_r = -\int_0^t \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (5.3)$$

o in termini finiti:

$$u_r = -\int_0^t \frac{1}{\rho} \frac{\Delta p}{\Delta r} dt \quad (5.4)$$

Se usiamo come sonda intensimetrica due microfoni molto simili affacciati ad una distanza Δr , come rappresentato in Figura 5-7 (questa comunque non è l'unica geometria possibile), si giunge all'espressione:

$$\bar{u}_r \cong -\frac{1}{\rho \Delta r} \int_0^t (p_B - p_A) dt \quad (5.5)$$

Quindi, l'intensità media nella direzione \vec{r} vale:

$$\bar{I}_r = -\frac{1}{2\rho \Delta r} \overline{(p_B + p_A) \int_0^t (p_B - p_A) dt} \quad (5.6)$$

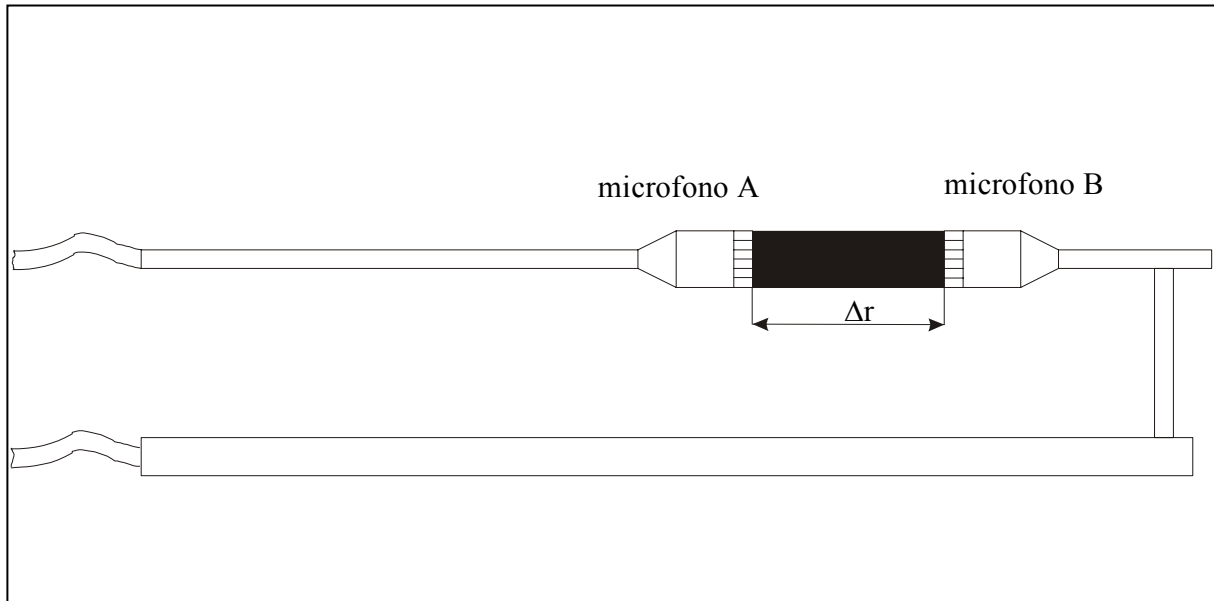


Figura 5-7: Schema di una sonda intensimetrica.

La sonda deve essere collegata ad un analizzatore bicanale, in quanto, affinché la misura abbia senso, i valori della pressione devono venir rilevati dai due microfoni contemporaneamente.

Bisogna, poi, porre molta attenzione alla scelta dei microfoni, i quali devono avere la stessa differenza di fase. Lo sfasamento fra i due microfoni ingenera un errore nella misura. Gli strumenti calcolano automaticamente una serie di parametri normati i quali danno degli indici di valutazione della bontà della misura fatta.

Fra i microfoni è posto uno spaziatore che, oltre a fissare la distanza esatta, evita il formarsi di onde stazionarie. Le distanze fra i microfoni sono normalizzate; all'aumentare della distanza tende a diminuire la frequenza massima misurabile.

5.3 Microfoni

5.3.1 Introduzione

I microfoni meritano per la loro importanza un paragrafo a parte, in quanto la loro scelta condiziona, sia la precisione, sia la modalità di esecuzione della misura.

Esistono molti tipi di microfono, ma nel campo delle misure acustiche si utilizzano fondamentalmente microfoni a condensatore o ad elettrete.

La scelta del microfono più adatto per una certa misura è condizionata da alcuni parametri caratteristici e cioè:

- la sensibilità, definita come il rapporto tra la tensione di uscita del microfono e la pressione sonora incidente
- la risposta in frequenza, che indica la variazione della sensibilità in funzione della frequenza
- la direzionalità, che indica come varia la sensibilità in funzione della direzione di incidenza del suono

5.3.2 Microfoni a condensatore

I microfoni a condensatore sono costituiti da una griglia protettiva, da una carcassa, da una membrana sottilissima, da un elettrodo posteriore, da un isolante e da un foro di equalizzazione. Lo schema è visibile in figura 5-8

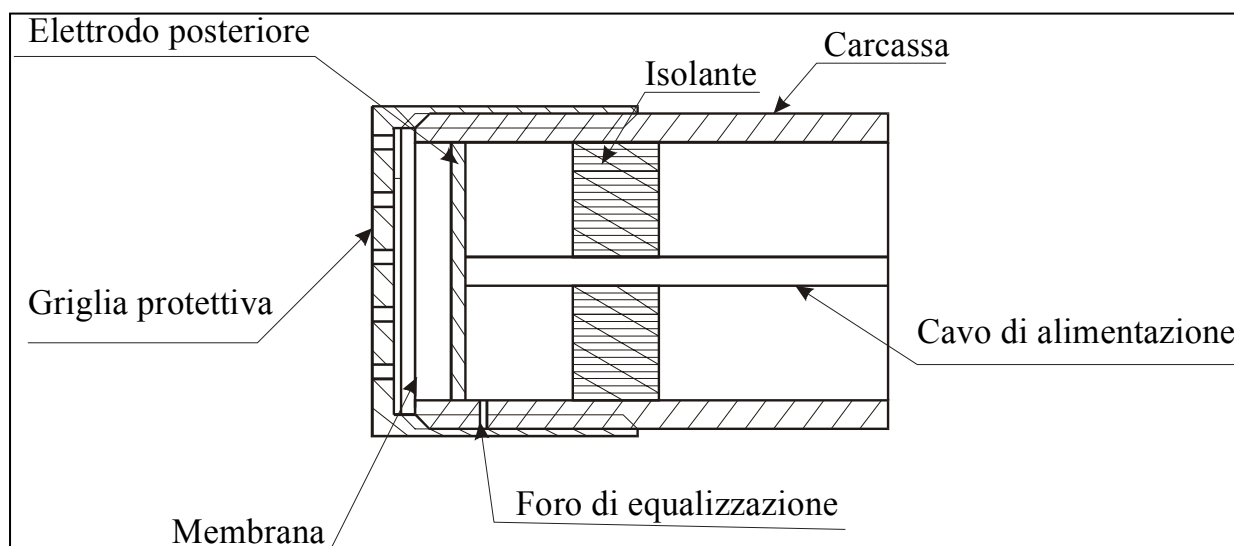


Figura 5-8: Schema di un microfono a condensatore.

La membrana metallica e la placca posteriore formano un condensatore che deve venir caricato con una tensione di polarizzazione costante. Normalmente nei microfoni commerciali si usa una tensione di polarizzazione di 28 V o di 200 V, che è la più utilizzata.

Quando la membrana viene investita da un'onda sonora caratterizzata da una pressione acustica variabile nel tempo, $p(t)$, si metterà in vibrazione, modificando, così, la distanza tra le armature del condensatore; si otterrà in uscita dal condensatore una tensione variabile, $V(t)$.

La funzione del foro di equalizzazione è quella di mantenere la pressione statica uguale tra le due facce della membrana al fine di misurare effettivamente la pressione acustica. Essendo il foro molto piccolo presenta un'impedenza acustica molto alta, rendendolo sensibile solo a variazioni molto lente della pressione, tipiche della variazione della pressione atmosferica.

La membrana deve essere sottilissima per rispondere alle variazioni di pressione ad alta frequenza; per tal motivo è bene evitare di toccarla con le mani o con altri oggetti.

I microfoni a condensatore possono essere molto precisi, risentono relativamente poco delle condizioni atmosferiche, ma presentano il problema di dover venir polarizzati, riducendo, così, l'autonomia degli strumenti, che normalmente sono alimentati da batterie.

5.3.3 Microfoni ad elettrete

Sono microfoni a condensatore prepolarizzati.

La membrana è fatta da un polimero ricoperto da una pellicola metallica. Il polimero viene precaricato in fabbrica e per tanto non è necessario utilizzare alcuna tensione di polarizzazione, consentendo, così, un'autonomia di misura maggiore.

Questi microfoni sono leggermente meno precisi di quelli a condensatore, ma trovano un grande utilizzo negli strumenti di precisione per misure in campagna.

5.3.4 Risposta in frequenza

Le dimensioni dei microfoni sono normalizzate. Si trovano in commercio microfoni da 1", ½", ¼" e 1/8".

La scelta del diametro del microfono viene fatta in funzione della frequenza massima da misurare; al diminuire delle dimensioni aumenta la frequenza massima misurabile senza apprezzabili distorsioni.

Il fenomeno della distorsione è dovuto al fatto che, se le dimensioni del microfono diventano confrontabili con la lunghezza d'onda del suono incidente, si innescano fenomeni di diffrazione che aumentano localmente la pressione. Questa distorsione in campo libero tende a diminuire all'aumentare dell'angolo tra l'asse del microfono e la direzione del suono incidente.

In campo diffuso, dove l'angolo di incidenza è casuale, la distorsione è meno marcata.

Per correggere questo problema nei microfoni utilizzati in campo libero si modifica meccanicamente in fabbrica lo smorzamento della membrana per ottenere una risposta più piatta possibile.

Ciò comporta che, mentre è possibile eseguire delle misure in campo libero con un microfono per campo diffuso, orientando l'asse del microfono con un angolo di circa 80 – 90 gradi rispetto alla direzione del suono, è impossibile utilizzare microfoni per campo libero in ambienti riverberanti, poiché la misura verrebbe sottostimata.

5.3.5 Sensibilità

La sensibilità di un microfono per misure acustiche si aggira sull'ordine delle decine di $\frac{mV}{Pa}$.

Tende a diminuire al diminuire delle dimensioni del microfono e condiziona il valor minimo di pressione sonora misurabile; quando la tensione d'uscita del microfono è dello stesso ordine del rumore elettrico dello strumento la misura perde ovviamente di significato.

5.3.6 Direzionalità

Anche la direzionalità della risposta di un microfono è un fattore molto importante.

Il microfono ottimale dovrebbe essere omnidirezionale; dovrebbe, cioè, avere la stessa sensibilità in tutte le direzioni e a tutte le frequenze. In realtà si nota un decadimento dell'omnidirezionalità all'aumentare della frequenza a causa dei fenomeni di diffrazione già citati.

Il fatto di utilizzare un microfono omnidirezionale è molto importante soprattutto nelle misure in campo riverberante, dove l'incidenza del suono è casuale.

Per ovviare a questo problema si può, compatibilmente con il livello minimo misurabile, diminuire le dimensioni del microfono.

6 MISURE E NORMATIVA ACUSTICA

6.1 Introduzione

Dopo molti decenni di immobilismo, negli ultimi anni sono state approvate in campo acustico numerose norme UNI e leggi, sia nazionali sia regionali. Questo fatto è dovuto all'obbligo di recepire le direttive europee e pertanto il settore è ancora in piena evoluzione; per tale motivo ci si limiterà a descrivere in modo generale i vari metodi di misura, rimandando il lettore alle relative norme vigenti.

Inoltre saranno descritte le due principali leggi nazionali esistenti in campo acustico: il DL 277/91 nella parte riguardante l'esposizione al rumore dei lavoratori e la legge 447/95 per il rumore ambientale.

6.2 Il tempo di riverberazione

Esistono due tecniche per la misura del tempo di riverberazione: la tecnica basata sul decadimento di un rumore stazionario interrotto e le tecniche impulsive.

In questa dispensa considereremo, per non appesantire eccessivamente la trattazione, solo il primo metodo.

Per eseguire la misura è necessario possedere una sorgente sonora a larga banda, un fonometro corredato da un set di filtri in terze d'ottava ed un registratore grafico.

Accesa la sorgente bisogna attendere un certo tempo, affinché il rumore raggiunga la densità d'energia di regime. A questo punto si deve spegnere istantaneamente la sorgente; sul registratore sarà disegnata sull'apposita carta, divisa in bande di 10 dB, la curva di decadimento. Nota la velocità del nastro, è possibile valutare il tempo di riverberazione per quella specifica banda d'ottava o di terza d'ottava. La misura deve essere ripetuta per ogni banda proporzionale. Se la legge di decadimento fosse quella teorica prevista da Sabine (cioè un decadimento che segua una legge esponenziale), sul grafico semilogaritmico comparirebbe una retta. In realtà, a causa delle frequenze stazionarie che si generano in qualunque ambiente confinato (vedi Appendice C), l'andamento è quello irregolare visibile in figura 6-1.

Si deve, pertanto, tracciare la retta che meglio approssima l'andamento reale. Letti sul grafico il decadimento e lo spazio percorso dalla carta e nota la velocità di registrazione, si valuta il tempo di riverberazione T_{60} .

Se da un punto di vista teorico la misura appare semplice, anche se lunga, in pratica intervengono alcuni problemi pratici:

- La presenza del rumore di fondo che non permette di valutare un decadimento di 60 dB.
- L'inizio del decadimento non è ben definito
- La possibile presenza di doppie pendenze o curvature non trascurabili.

Per risolvere i primi due problemi si valuta, di solito, il tempo di decadimento di 30 dB da -5 a -35 dB rispetto le condizioni di regime e poi si moltiplica per 2.

Le doppie pendenze indicano la presenza di stanze accoppiate aventi differente tempo di riverberazione, mentre le curvature non trascurabili dipendono dal comportamento non sabiniano dell'ambiente.

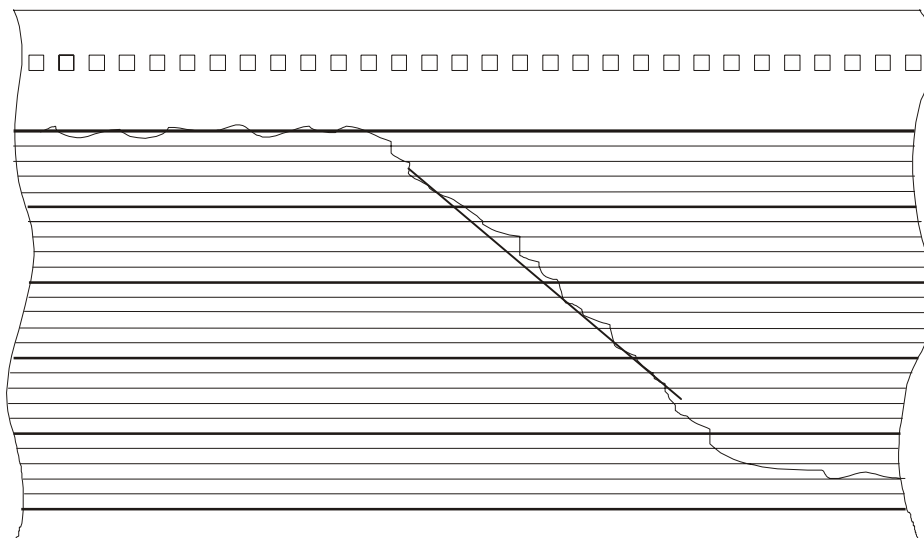


Figura 6-1: Grafico di un tempo di decadimento

Per ridurre gli errori si ripetono le misure più volte nella stessa posizione e si cambia, poi, sia la posizione di misura, sia quella della sorgente.

Sono le stesse normative a fornire il numero dei punti di misura e delle posizioni della sorgente. La misura del tempo di riverberazione è, quindi, molto lunga a causa del gran numero di prove da eseguire.

Attualmente conviene eseguire le misure con un analizzatore di spettro. Le misure sono memorizzate in un multispettro (file in cui è memorizzata una serie di spettri acquisiti ad intervalli di tempo uguali). In tal modo con un'unica misura (elaborata di solito direttamente dallo strumento o postelaborata in computer) è possibile avere l'andamento del segnale nel tempo e, quindi, il relativo T_{60} per ogni banda di frequenza. In questo modo il numero di misure da eseguire è pari solo al numero di misure per punto moltiplicato per il numero dei punti e per il numero di posizioni della sorgente.

6.3 Misure d'isolamento acustico

Le misure d'isolamento acustico si dividono in:

- misure da laboratorio
- misure in opera

La sostanziale differenza tra le due consiste in ciò che si misura: In laboratorio si determina il potere fonoisolante, R , del materiale in prova (vedi l'equazione 4.5), mentre le misure in opera forniscono solamente il valore dell'isolamento acustico, D , di quello normalizzato, D_n , e di quello standardizzato, D_{nt} (vedi paragrafo 4.3.1).

Per eseguire le misure di laboratorio è necessario utilizzare due camere riverberanti con una superficie in comune di almeno 10 m^2 . Il volume minimo di ognuna delle due stanze deve essere di almeno 50 m^3 e i due volumi devono differire di almeno il 10%. Le due stanze devono essere strutturalmente indipendenti per evitare la trasmissione laterale del rumore.

In figura 6-2 è possibile vedere la pianta delle camere acustiche del Laboratorio di Acustica del DINMA dell'Università degli Studi di Trieste.

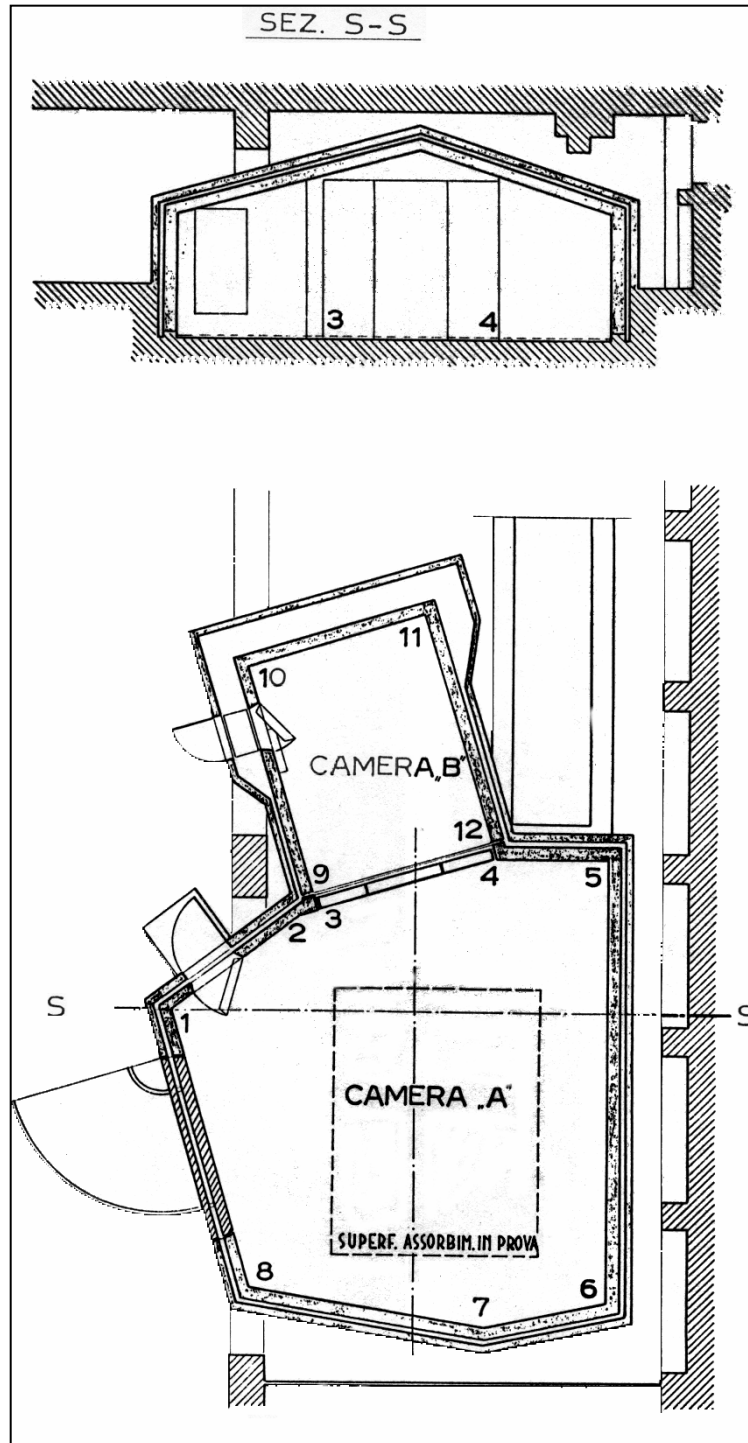


Figura 6-2: Camere acustiche del DINMA dell'Università degli Studi di Trieste

Supponendo che la camera dove è posizionata la sorgente sonora abbia un campo diffuso al suo interno, si ricava che il potere fonoisolante, R , è uguale a:

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A} \quad (6.1)$$

dove:

- L_1 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente di emissione.
- L_2 è il livello medio di pressione sonora nell'ambiente di ricezione.
- S è l'area dell'elemento in prova.
- A è l'area di assorbimento acustico equivalente. Si calcola con la formula di Sabine (eq. 2.6).

La normativa impone, poi, il numero (o le posizioni) dei microfoni e delle sorgenti sonore necessari per la prova.

Le procedure per le misure in opera sono le stesse.

Una particolare misura di isolamento acustico è quella del livello di calpestio dei solai.

È una misura di rumore impattivo. Il generatore di rumore è una macchina unificata in cui vi sono dei pesi che cadono sul pavimento con una frequenza di 10 colpi al secondo.

L'isolamento acustico è pari al livello di pressione acustica medio misurato nell'ambiente di prova.

Anche in questo caso le misure si dividono in misure di laboratorio ed in misure in opera.

6.4 Misure di assorbimento acustico

Le misure devono essere effettuate in camere riverberanti. Le norme forniscono le caratteristiche delle camere di prova, tra le quali molto importanti sono i valori massimi dell'area equivalente di assorbimento acustico per ogni banda di frequenza (il che equivale a fornire i valori minimi dei tempi di riverberazione).

Il campione in prova deve avere almeno 10 m². La norma fornisce per ogni banda di frequenza di prova il numero delle posizioni della sorgente sonora, dei microfoni e delle prove ripetute da eseguire.

Per ognuna di queste condizioni e per ogni banda di frequenza bisogna misurare il tempo di riverberazione.

Il calcolo dell'area equivalente, A , del pannello in prova viene fatto eseguendo la differenza delle aree equivalenti con e senza il campione in prova, calcolate con la formula di Sabine:

$$A = \frac{55.3}{c} V \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad (6.2)$$

dove:

c è la velocità del suono in $\left[\frac{m}{s} \right]$

V è il volume della camera in $[m^3]$

T_1 è il tempo di riverberazione senza il campione in prova, espresso in $[s]$

T_2 è il tempo di riverberazione con il campione in prova, espresso in $[s]$

Calcolato A è possibile risalire al coefficiente di assorbimento apparente, α , tramite la relazione:

$$\alpha = \frac{A}{S} \quad (6.3)$$

dove:

S è l'area del pannello in prova

6.5 Misure di potenza acustica

Sono le misure più delicate e difficili da eseguire, ma stanno assumendo una grande importanza, poiché la Direttiva Macchine le impone per la certificazione di prodotti che superano livelli di pressione di 80 dB.

Vi sono numerose normative ISO a riguardo, già, peraltro, recepite dalle normative UNI.

Le misure si dividono in quattro grandi famiglie:

- Misure in camera riverberante.
- Misure in campo libero.
- Misure in situ.
- Misure intensimetriche.

6.5.1 Misure in camera riverberante

Le misure in camera riverberante vengono eseguite in ambienti normalizzati. Possono dividersi in misure di laboratorio e in misure ingegneristiche.

Per le misure di laboratorio le norme forniscono delle prescrizioni molto severe sulle caratteristiche della camera di prova. I microfoni possono essere posizionati in punti fissi oppure si può utilizzare la tecnica del microfono mobile a velocità costante lungo il perimetro di una qualunque figura geometrica che contenga la sorgente in prova.

I metodi di calcolo sono due:

- Metodo diretto.
- Metodo per comparazione

Nel metodo diretto si misurano per ogni banda di frequenza i livelli medi di pressione, L_p definiti come:

$$L_p = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_i}{10}} \right] \quad (6.4)$$

dove:

N è il numero totale di misure eseguite in quella banda

L_i è il livello sonoro della i -esima misura espresso in dB

Il livello di potenza sonora, L_w , emesso dalla sorgente per ogni banda di frequenza vale:

$$L_w = L_p - 10 \log_{10} \frac{T}{T_0} + 10 \log_{10} \frac{V}{V_0} + 10 \log_{10} \left[1 + \frac{S\lambda}{8V} \right] - 10 \log_{10} \frac{B}{1000} - 14 \quad (6.5)$$

dove:

T	è il tempo di riverberazione espresso in [s]
T_0	è il tempo di riverberazione di riferimento pari ad 1 s
V	è il volume della camera di prova espresso in [m^3]
V_0	è il volume di riferimento pari a 1 m^3
λ	è la lunghezza d'onda della frequenza centrale di banda espressa in [m]
S	è la superficie totale della camera espressa in [m^2]
B	è la pressione barometrica espressa in [hPa]

Nel metodo per comparazione è richiesto l'uso di una sorgente di riferimento; rispetto al metodo diretto ha il vantaggio di non necessitare della misura del tempo di riverberazione.

Il livello di potenza sonora, L_w , per ogni banda di frequenza si ottiene dalla relazione:

$$L_w = L_p + (L_{wr} - L_{pr}) \quad (6.6)$$

dove:

L_p è il livello di pressione sonora espresso in dB re 20 μPa .

L_{wr} è il livello di potenza sonora della sorgente di riferimento espresso in dB re 1 pW.

L_{pr} è il livello di pressione sonora della sorgente di riferimento espresso in dB re 20 μPa .

Nei metodi ingegneristici la metodologia di prova è la stessa; cambiano, invece, le prescrizioni per la camera di prova ed il numero dei microfoni.

La formula da applicare per il metodo diretto è la seguente:

$$L_w = L_{pm} - 10 \log_{10} \frac{T_N}{T_0} + 10 \log_{10} \frac{V}{V_0} - 13 \quad (6.7)$$

dove:

L_{pm} è il valor medio del livello di pressione acustica pesato A per ogni banda di frequenza.

T_N è il tempo di riverberazione nominale della stanza il cui procedimento di calcolo viene definito dalla normativa.

T_0 è il tempo di riverberazione di riferimento pari ad 1 s.

V è il volume della stanza espresso in [m^3].

V_0 è il volume di riferimento pari ad 1 m^3 .

Nel metodo indiretto la procedura è analoga a quella del metodo di laboratorio.

6.5.2 Misure in campo libero

Le misure si dividono in misure di laboratorio ed ingegneristiche.

In tutti i due casi il metodo si basa sull'equazione (2.5) che lega l'intensità acustica al quadrato della pressione acustica.

Le prove di laboratorio vengono eseguite in camera anecoica. Le normative forniscono le caratteristiche acustiche minime della camera. I microfoni sono montati su una superficie sferica o emisferica (nel qual caso la sorgente è posata su una superficie riflettente).

Per ogni banda di frequenza si calcola il valor medio, L_p , dei livelli di pressione acustica misurati da ogni microfono.

Il livello di potenza, L_w , sarà:

$$L_w = L_p + 10 \log \frac{S}{S_0} + C \quad (6.9)$$

dove:

L_p è il livello medio di pressione sonora.

S è la superficie della sfera o dell'emisfera espressa in $[m^2]$.

S_0 è la superficie di riferimento pari ad $1 m^2$

C è il termine di correzione per le condizioni atmosferiche

Le prove di tipo ingegneristico possono venir eseguite in ambienti normati o all'aperto su un piano riflettente.

I microfoni sono posizionati su una superficie ideale emisferica o su un parallelepipedo ideale che racchiuda la sorgente.

La procedura di calcolo è analoga a quella utilizzata per le prove di laboratorio, a parte il fatto che il livello medio di pressione sonora viene ridotto tramite un coefficiente che tiene conto delle condizioni non ideali del campo acustico generato nell'ambiente di prova.

6.5.3 Misure in situ

Queste misure devono essere eseguite nei casi in cui non è possibile spostare la macchina all'interno di una camera di prova. Naturalmente la precisione di queste misure non è molto alta e dipenderà dalle condizioni dell'ambiente circostante.

Le prove vengono eseguite a diversi carichi della macchina. I microfoni sono posizionati su un'ideale superficie emisferica o parallelepipeda che racchiuda la sorgente. Il numero dei microfoni è funzione delle dimensioni della sorgente.

Si valuta, quindi, il livello di pressione media pesato A, L_{pA} . Il livello di potenza pesato A, L_{wA} , sarà pari a:

$$L_{wA} = (L_{pA} - K) + 10 \log \frac{S}{S_0} \quad (6.10)$$

dove:

K è un coefficiente di correzione che dipende dal campo acustico esistente.

S è l'area complessiva della superficie di misura espressa in $[m^2]$.

S_0 è l'area di riferimento pari a $1 m^2$.

6.5.4 Misure intensimetriche

Si basano sulla misura diretta dell'intensità acustica e pertanto rappresentano un notevole salto di qualità rispetto agli altri metodi.

La complessità del problema (vedi paragrafo 5.2.7) impedì per lungo tempo la costruzione di strumenti metrologicamente affidabili. Attualmente, grazie agli sviluppi dell'elettronica, è possibile ottenere strumenti bicanali a prezzi relativamente accessibili. Il fatto, poi, di non richiedere ambienti di prova particolari, quali camere acustiche riverberanti o anecoiche, abbatte ancor più l'effettivo costo delle misure intensimetriche e permette di ottenere, anche per le misure in situ, precisioni molto spinte. Inoltre le misure intensimetriche, data la natura vettoriale della grandezza, sono insensibili al rumore di fondo provocato da altre sorgenti purché stazionarie.

La metodologia di misura è riportata in due norme UNI:

- UNI EN ISO 9614-1 – 30/11/97 – Acustica. Determinazione dei livelli di potenza sonora di rumore mediante il metodo intensimetrico. Misurazione per punti discreti.
- UNI EN ISO 9614-2 – 30/06/98 – Acustica. Determinazione dei livelli di potenza sonora di rumore mediante il metodo intensimetrico. Misurazione per scansione.

Le due norme si basano sull'applicazione del teorema di Gauss. La potenza acustica emessa dalla sorgente è pari all'integrale del prodotto scalare tra l'intensità sonora e una superficie qualunque che racchiuda la sorgente.

Come superficie può risultare comodo scegliere un parallelepipedo.

Eseguendo le misure secondo la UNI EN ISO 9614-1, si divide la superficie in un insieme di superfici più piccole e si effettua la misura dell'intensità acustica posizionando la sonda al centro di ognuna di tali superfici in direzione perpendicolare alla superficie stessa. La sommatoria dei prodotti dell'intensità acustica per le relative aree è uguale alla potenza acustica della sorgente in prova.

Seguendo, invece, la UNI EN ISO 9614-2 si esegue una scansione lungo una qualunque superficie che racchiuda la sorgente. Il problema che si incontra in questo metodo è che la velocità di scansione deve essere costante.

Le misure, pur essendo operativamente semplici, sono delicate dal punto di vista della precisione ed implicano una certa esperienza nell'eseguirle.

Le due norme definiscono diversi indicatori della bontà della misura. Il non rispetto dei limiti massimi imposti a questi indicatori implica la ripetizione della misura.

Con un intensimetro si possono eseguire diversi altri tipi di misure:

- La misura del potere fonoisolante.
- La misura del coefficiente di assorbimento apparente.
- La localizzazione delle sorgenti acustiche
- La misura dell'indice di direttività.
- La misura del flusso di energia acustica in condotti.

6.6 Legge 277/91

La legge 277/91 rappresenta, da un punto di vista culturale, una pietra miliare per il problema della sicurezza sul posto di lavoro in Italia.

Per la prima volta viene affermato il principio che alla base della sicurezza deve stare la conoscenza, e quindi l'informazione, dei rischi che un lavoratore può incontrare nello svolgimento del suo lavoro; la conoscenza dei rischi, quindi, rende il lavoratore autoresponsabile della sua incolumità.

Inoltre, la 277/91 afferma l'impossibilità di monetizzare il rischio di danno, pratica molto in voga nelle relazioni industriali precedenti alla promulgazione della legge.

La legge 277/91 si occupa del problema del rischio derivante dall'esposizione dei lavoratori all'inquinamento da agenti nocivi di natura chimica, fisica o biologica (piombo, amianto, rumore).

Ci occuperemo solo della parte riguardante il rumore.

Il parametro fondamentale di valutazione è il livello di esposizione di un lavoratore, definito come il livello equivalente di rumore assorbito da un lavoratore nell'arco di una giornata lavorativa, riportato alle otto ore di lavoro.

In termini matematici viene espresso come:

$$L_{EP,d} = L_{Aeq,Te} + 10 \log_{10} \frac{T_e}{T_0} \quad (6.11)$$

dove:

$L_{EP,d}$ è il livello di esposizione giornaliero al rumore.

$L_{Aeq,Te}$ è il livello equivalente di rumore pesato A, assorbito da un singolo lavoratore durante il periodo di lavoro.

T_e è il tempo di esposizione al rumore.

T_0 è il tempo di riferimento pari a 8 ore.

La legge ammette anche di usare il livello di esposizione al rumore settimanale nei casi, in realtà i più frequenti, in cui sia impossibile valutare un livello di esposizione giornaliero che abbia un senso statistico.

In tal caso il livello di esposizione al rumore settimanale, $L_{EP,w}$, viene espresso come:

$$L_{EP,w} = 10 \log \frac{1}{5} \sum_{i=1}^m 10^{\frac{(L_{EP,d})_i}{10}} \quad (6.12)$$

dove:

$(L_{EP,d})_i$ sono i livelli di esposizione giornaliera al rumore riferiti agli m giorni di lavoro della settimana considerata.

Il datore di lavoro è obbligato a valutare se nessun lavoratore è esposto ad un livello di esposizione superiore agli 80 dBA.

In caso contrario è obbligato ad eseguire una campagna di misure per valutare gli effettivi livelli di esposizione individuali.

Il legislatore ha previsto tre fasce di livelli di esposizione:

- 80 ÷ 85 dBA
- 85 ÷ 90 dBA
- superiore a 90 dBA

Per ognuna di queste fasce sono previsti alcuni interventi.

Per la prima fascia è prevista:

- L'informazione dei lavoratori sui rischi connessi all'esposizione al rumore
- L'eventuale controllo sanitario su richiesta del lavoratore, se il medico competente (figura professionale divenuta obbligatoria all'interno di ogni azienda produttiva) ne conferma l'opportunità.

Per i lavoratori la cui esposizione al rumore cade nella seconda fascia è prevista:

- La messa a disposizione di mezzi personali di protezione (cuffie, tappi) il cui uso rimane, però, facoltativo.
- Il controllo sanitario preventivo e periodico almeno ogni due anni.
- La formazione dei lavoratori. Oltre alle informazioni generali previste per la fascia precedente il datore di lavoro deve prevedere dei corsi in cui venga spiegato l'uso corretto dei mezzi individuali di protezione e degli utensili, macchine, apparecchiature, che producono un'esposizione quotidiana personale di un lavoratore al rumore uguale o superiore agli 85 dBA.

Se il livello personale di esposizione al rumore supera per un lavoratore il livello dei 90 dBA l'azienda deve intervenire con tutte le azioni tecnologiche o organizzative possibili, al fine di abbattere sotto la soglia dei 90 dBA il livello di esposizione.

Da un punto di vista pratico questo significa, per esempio:

- Acquistare macchine meno rumorose.
- Manutenzionare le macchine.
- Ridurre i tempi di esposizione.
- Isolare gli impianti o gli addetti
- Ridurre la propagazione del rumore.
- Aumentare il coefficiente medio di assorbimento del locale.

Qualora, nonostante tutti gli interventi eseguiti, il livello di esposizione fosse ancora superiore ai 90 dBA il datore di lavoro deve:

- Rendere obbligatorio l'uso dei mezzi di protezione personale.
- Eseguire almeno una volta all'anno il controllo sanitario periodico sul lavoratore esposto.
- Prevedere la formazione dei lavoratori.
- Registrare su un apposito registro i nominativi dei lavoratori esposti.
- Segnalare adeguatamente le zone in cui un lavoratore che vi svolga la propria mansione per l'intera giornata lavorativa sia esposto ad un livello personale di rumore superiore ai 90 dBA.
- Comunicare all'ASL entro 30 gg. le misure adottate.

Oltre al livello di esposizione personale al rumore bisogna misurare anche il livello di pressione di picco non ponderato per valutare la pericolosità dei rumori impulsivi. Il limite non superabile è uguale a 140 dB.

Infine gli ultimi articoli della legge espongono le sanzioni previste in caso di inadempienza, sia per il datore di lavoro, sia per i lavoratori.

6.7 Legge quadro 26 ottobre 1995 n° 447.

Il campo di applicabilità di questa legge è quello dell'inquinamento acustico ambientale e sostituisce il DPCM 1 marzo 1991.

L'importanza di questa legge è grandissima in quanto, finalmente, fornisce ai magistrati, agli amministratori ed ai progettisti uno strumento oggettivo per la valutazione dell'inquinamento acustico esistente, per la redazione dei piani regolatori e del traffico e, soprattutto, per la redazione dei piani di risanamento acustico.

Essendo una legge quadro in essa sono contenuti solo gli indirizzi generali, mentre i problemi particolari sono affrontati da vari decreti attuativi di cui i più importanti sono: il DPCM 14 novembre 1997, pubblicato sulla GU del 01/12/97, n° 280, in cui sono specificati i valori limite delle sorgenti sonore e il DM del 16 marzo 1998, pubblicato sulla GU del 01/04/1998, n° 76, in cui sono specificate le tecniche di rilevamento e di misurazione dell'inquinamento acustico. In Allegato B sono riportati tutti i decreti finora usciti.

La descrizione e il commento di questa legge meriterebbe un libro a parte; pertanto queste note si limiteranno ad un'esposizione sommaria della legge, rimandando il lettore interessato alla consultazione di tutti i relativi decreti attuativi.

Nell'articolo 1 la legge fornisce le definizioni fondamentali per la sua comprensione; fra queste le più importanti ed innovative dal punto di vista tecnico sono quelle riguardanti i vari valori limite. Si definisce:

- Valore limite di emissione: il valore massimo di rumore che può essere emesso da una sorgente sonora misurato in prossimità della sorgente.
- Valore limite di immissione: il valore massimo di rumore che può immesso da una o più sorgenti nell'ambiente abitativo o nell'ambiente esterno, misurato in prossimità dei ricettori. Per ambiente abitativo la legge intende qualunque ambiente interno ad un edificio usato da persone, ad esclusione di quelli utilizzati per attività produttive.
- Valore di attenzione: il valore di livello di rumore che segnala la presenza di un potenziale rischio per la salute umana o per l'ambiente.
- Valore di qualità: i valori di rumore da conseguire nel breve, nel medio e nel lungo periodo con le tecnologie e le metodiche di risanamento disponibili per realizzare gli obiettivi di tutela previsti dalla legge.

Numericamente questi valori sono definiti nel DPCM 14 novembre 1997 in funzione della destinazione d'uso della zona da proteggere.

I Comuni dovranno zonizzare i loro territori in 6 zone acustiche definite in tabella 1.

Per ognuna di queste zone vengono definiti i vari valori di livello sonoro dividendoli tra diurni o notturni.

Il periodo diurno è compreso tra le 06⁰⁰ e le 22⁰⁰, mentre quello notturno tra le 22⁰⁰ e le 06⁰⁰.

CLASSE	DESCRIZIONE
I	Aree particolarmente protette
II	Aree destinate ad uso prevalentemente residenziale
III	Aree di tipo misto
IV	Aree di intensa attività umana
V	Aree prevalentemente industriali
VI	Aree esclusivamente industriali

Tabella 1: Classificazione del territorio comunale

La zonizzazione acustica è un intervento amministrativo, che dovrebbe essere fatto prescindendo dalla situazione acustica esistente, ma utilizzando le concentrazioni abitative e i dati rilevabili dal piano regolatore e da quello urbano del traffico, come in effetti si evince dalle definizioni delle 6 classi, date nel decreto attuativo.

Nel considerare i valori limite di immissione bisogna misurare, oltre al valore assoluto, anche quello differenziale, definito come la differenza tra il livello equivalente di rumore ambientale e quello residuo.

Le definizioni di questi livelli sonori sono riportate nel decreto attuativo 16 marzo 1998.

Per livello di rumore ambientale si intende “ il livello continuo equivalente di pressione sonora ponderato A, prodotto da tutte le sorgenti di rumore esistenti in un dato luogo e durante un determinato tempo. Il rumore ambientale è costituito dall’insieme del rumore residuo e da quello prodotto dalle specifiche sorgenti disturbanti, con l’esclusione degli eventi sonori singolarmente identificabili di natura eccezionale rispetto al valore ambientale della zona”.

Il decreto definisce il livello di rumore residuo come “ il livello continuo equivalente di pressione sonora ponderato A, che si rileva quando si esclude la specifica sorgente disturbante. Deve essere misurato con le identiche modalità impiegate per la misura del rumore ambientale e non deve contenere eventi sonori atipici”.

In questo modo il legislatore riconosce al cittadino il diritto di vivere in un ambiente che mantenga il più possibile le caratteristiche acustiche invariate.

Ad esempio un cittadino che abita in una zona residenziale rurale (rientra nella classe I) può essere abituato a dormire con livelli di rumorosità notturna dell’ordine dei 30 dBA. Modificando la situazione urbanistica il livello di rumorosità potrebbe salire fino a 40 dBA, senza superare i limiti di zona. Questo cittadino si troverebbe a vivere improvvisamente in un ambiente in cui la potenza sonora potrebbe essere fino a dieci volte superiore a quella precedente, con evidente disagio.

Negli articoli successivi la legge determina le competenze dello Stato, delle regioni, delle provincie e dei comuni.

A grandi linee si può affermare che allo Stato competono quegli interventi di carattere generale che devono essere rispettati da tutti.

Compete, quindi, allo Stato:

- La determinazione di tutti i livelli sonori ammissibili.
- La determinazione delle tecniche di misura.
- La promulgazione della normativa tecnica generale, riguardante il collaudo, la certificazione, la verifica periodica e i requisiti acustici di qualunque prodotto (dal piccolo elettrodomestico alle infrastrutture dei trasporti).
- Il coordinamento di tutta l’attività di ricerca del settore.

Altrettanto complessi ed importanti sono i compiti che spettano alle regioni. Senza fare un elenco di competenze, si può affermare che alle regioni spetti il compito di legiferare, producendo una legge regionale la quale, mantenendo inalterati i limiti massimi previsti dalle leggi nazionali, fornisca a provincie e comuni gli indirizzi entro i quali operare. Spetta, inoltre alle regioni, in base alle proposte pervenute e alle disponibilità finanziarie assegnate dallo Stato, predisporre il piano regionale triennale d’intervento per la bonifica dall’inquinamento acustico.

Alle provincie spettano i compiti più limitati; devono:

- Espletare le funzioni che saranno loro assegnate dalle singole leggi regionali.
- Esercitare le funzioni di controllo per l’attuazione della presente legge nei casi in cui gli ambiti territoriali ricadano nel territorio di più comuni.

Ai comuni spettano gli interventi operativi.

Essi dovranno:

- Classificare il territorio comunale (la cosiddetta zonizzazione). Questa azione amministrativa dovrà coordinarsi con gli strumenti urbanistici già adottati (piano regolatore e piano del traffico).
- Redigere ed attuare i piani di risanamento acustico. Mentre la zonizzazione è un'operazione che si deve eseguire basandosi esclusivamente sul tipo di utilizzo dell'area considerata, i piani di risanamento richiedono a monte l'esecuzione di una complessa campagna di misure.
- Redigere un regolamento attuativo delle leggi statali e regionali per la tutela dall'inquinamento acustico.
- Eseguire i controlli del rispetto delle normative esistenti.
- Rilasciare le licenze o le autorizzazioni all'esercizio di attività produttive.

La legge prevede, poi, degli articoli riguardanti i piani di risanamento acustico, le disposizioni in materia di impatto acustico, le ordinanze urgenti, le sanzioni amministrative, il regolamento di esecuzione, i messaggi pubblicitari, i contributi agli enti locali, i controlli, il regime transitorio, l'abrogazione di norme preesistenti ed infine l'entrata in vigore della legge.

Una grande innovazione dal punto di vista operativo è l'istituzione del tecnico competente, che sarà l'unica figura professionale abilitata all'esecuzione dei controlli, delle misure, alla redazione dei piani di risanamento e del V.I.A.. L'elenco dei tecnici abilitati dovrà essere depositato presso l'assessorato regionale competente.

APPENDICE A EQUAZIONI DI BILANCIO E DI PROPAGAZIONE D'ONDA.

A.1 Introduzione

Il suono è generato da una perturbazione della pressione, e quindi della massa volumica che si propaga nello spazio.

In realtà questa variazione di densità è, rispetto alla densità media, estremamente piccola, tipicamente dell'ordine di $10^{-7} \div 10^{-5}$.

Ad esempio, per un livello di pressione sonora di 100 dB il termine $\frac{\rho - \rho_0}{\rho}$, detto anche

condensazione s , dove ρ_0 è la massa volumica in assenza della perturbazione e ρ è la massa volumica in presenza della perturbazione acustica, è dell'ordine di 2×10^{-5} .

Va infine osservato che la trasformazione termodinamica che più si avvicina alla trasformazione reale è un'adiabatica, contrariamente a quanto affermarono Newton e Eulero che ritennero il processo isoterma.

Vediamo di ricavare, nel seguito, le equazioni che consentono di derivare il fenomeno della propagazione acustica.

A.2 Equazione di continuità

Consideriamo un volume di controllo infinitesimo (Fig. A-1) di dimensioni dx , dy , dz e valutiamo le masse entranti e quelle uscenti nell'unità di tempo.

La differenza delle due dà il valore della portata di massa uscente netta.

La portata di massa uscente netta deve eguagliare la diminuzione di massa nell'unità di tempo del volumetto di controllo.

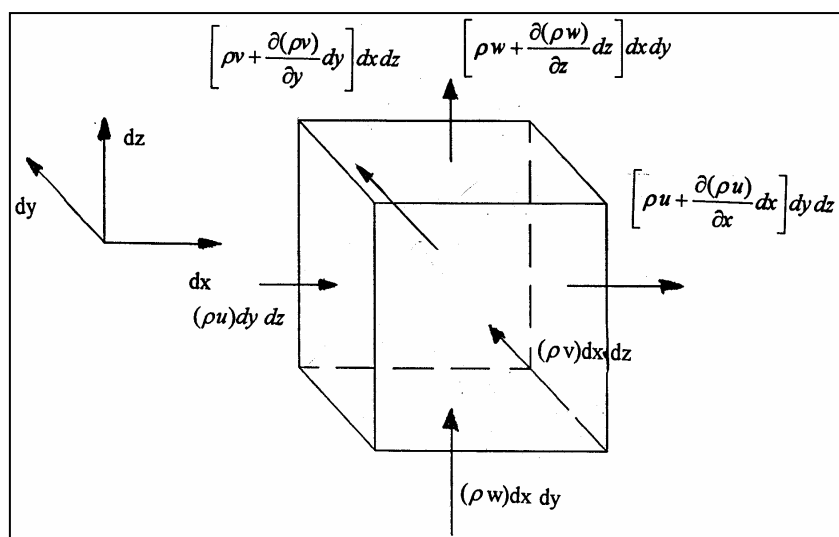


Figura A-1 – Flusso di massa attraverso il volume di controllo.

La massa entrante nell'unità di tempo è pari a:

$$\dot{M}_e = (\rho u)dy dz + (\rho v)dx dz + (\rho w)dx dy \quad (A.1)$$

La massa uscente nell'unità di tempo è pari a:

$$\dot{M}_u = \left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy dz + \left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dx dz + \left[\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz \right] dx dy \quad (\text{A.2})$$

Vale pertanto la seguente relazione:

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz = -\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (\text{A.3})$$

Se consideriamo che il termine della condensazione s è estremamente piccolo, trascurando gli infinitesimi di ordine superiore, si giunge alla equazione di continuità linearizzata:

$$\rho_0 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (\text{A.4})$$

A.3 Equazione della quantità di moto.

Applichiamo al nostro volumetto di controllo l'equazione di Newton:

$$\frac{D \vec{q}}{Dt} = \sum \vec{F}_e \quad (\text{A.5})$$

dove:

$\frac{D}{Dt}$ rappresenta la derivata sostanziale

\vec{q} è il vettore quantità di moto

$\sum \vec{F}_e$ è la sommatoria delle forze esterne

Se trascuriamo gli effetti delle forze viscosse e di quelle di massa, le forze esterne sono rappresentate dalle forze di pressione.

Consideriamo solo quanto accade lungo l'asse x , in quanto per gli altri 2 assi valgono considerazioni perfettamente analoghe.

Avremo che sulla faccia posta all'ascissa x agirà la forza:

$$F_x = p_x dy dz$$

all'ascissa $x + dx$ agirà la forza:

$$F_{x+dx} = -p_{x+dx} dy dz$$

Sviluppando in serie di Taylor e trascurando gli infinitesimi di ordine superiore otteniamo:

$$F_{x+dx} = -\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz$$

pertanto:

$$\sum F_x = -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz \quad (\text{A.6})$$

Se consideriamo anche le altre componenti si può scrivere:

$$\sum \vec{F}_e = -\text{grad } p \quad dV \quad (\text{A.7})$$

Per quanto riguarda la derivata della quantità di moto se consideriamo il termine di condensazione molto piccolo possiamo assumere la densità pressoché costante e portarla fuori dal segno di derivata; pertanto:

$$\frac{D\vec{q}}{Dt} = \rho_0 \frac{D\vec{u}}{Dt} \quad (\text{A.8})$$

e sviluppando si ottiene:

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{u}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{u}}{\partial z} \quad (\text{A.9})$$

dove u, v, w sono le componenti cartesiane del vettore velocità \vec{u} .

Il termine $\frac{\partial \vec{u}}{\partial t}$ rappresenta l'accelerazione delle particelle rispetto al tempo in un punto fissato dello spazio ed è legato alla non stazionarietà del fenomeno, mentre il termine $u \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{u}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{u}}{\partial z}$, chiamato anche termine convettivo, esprime l'accelerazione dovuta al

passaggio da un punto dello spazio ad un altro nel quale il vettore velocità è differente.

Quest'ultimo termine è normalmente diverso da 0. In acustica, però, a meno di casi particolari come i condotti di scarico dei motori, può essere trascurato il quanto si può dimostrare che il rapporto tra il termine convettivo e quello non stazionario è dello stesso ordine della condensazione s .

Sotto queste ipotesi l'equazione della quantità di moto diviene:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial p}{\partial y} = -\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} \\ \frac{\partial p}{\partial z} = -\rho_0 \frac{\partial w}{\partial t} \end{cases} \quad (\text{A.10})$$

Oppure in termini vettoriali:

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = -\text{grad } p \quad (\text{A.11})$$

A.4 Equazione di propagazione dell'onda in coordinate cartesiane

Supponendo di considerare la propagazione dell'onda sonora in un gas ideale tramite una trasformazione isoentropica, si può scrivere che:

$$\frac{p_t}{\rho^k} = \text{costante} \quad (\text{A.12})$$

dove:

p_t è la pressione totale, intesa come somma della pressione media p_0 e della pressione acustica p

k è il coefficiente isoentropico, pari al rapporto tra i calori specifici a pressione e volume

$$\text{costante } \frac{c_p}{c_v}$$

differenziando si ottiene:

$$\frac{dp_t}{p_0} = k \frac{d\rho_t}{\rho_0} \quad (\text{A.13})$$

Se supponiamo che la condensazione sia dell'ordine di $10^{-5} \div 10^{-7}$ allora valgono le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} dp_t &\cong p \\ d\rho_t &\cong \rho \end{aligned}$$

pertanto la (A-13) diviene:

$$\frac{p}{p_0} = k \frac{\rho}{\rho_0} \quad (\text{A.14})$$

L'equazione (A-14) può essere riscritta nel seguente modo:

$$p = c^2 \rho$$

essendo c la velocità del suono nel mezzo definita come $c = \sqrt{k \frac{p_0}{\rho_0}}$.

Derivando rispetto al tempo si ottiene:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (\text{A.15})$$

Dall'equazione di continuità (A-4) si ricava :

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = -\rho_0 \operatorname{div} \vec{u} \quad (\text{A.16})$$

Derivando rispetto al tempo si ottiene:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\rho_0 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} + \frac{\partial^2 v}{\partial t \partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial z} \right) \quad (\text{A.17})$$

Consideriamo ora l'equazione della quantità di moto. Per comodità consideriamo solo la componente lungo l'asse x .

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} \quad (\text{A.18})$$

Derivando rispetto a x si ottiene:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = -\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x \partial t} \quad (\text{A.19})$$

Equazioni analoghe si ottengono per le altre componenti. Sostituendo nella (A.17) si giunge all'equazione di propagazione dell'onda:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \quad (\text{A.20})$$

o in forma compatta:

$$\boxed{\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}} \quad (\text{A.21})$$

analogamente si ricavano le:

$$\boxed{\nabla^2 \rho = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}} \quad (\text{A.22})$$

$$\boxed{\nabla^2 \vec{u} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2}} \quad (\text{A.23})$$

Tali relazioni, che descrivono l'andamento istantaneo delle perturbazioni acustiche della pressione, massa volumica e velocità, possono venir utilizzate nell'analisi e previsione della propagazione acustica.

APPENDICE B DECRETI ATTUATIVI DELLA LEGGE 447/95.

DECRETO	TITOLO	PUBBLICAZIONE
DM 11 dicembre 1996	Applicazione del criterio differenziale per gli impianti a ciclo continuo	G.U. serie generale n ⁰ 52 del 04/03/97
DM 31 ottobre 1997	Metodologia di misura del rumore aeroportuale	G.U. serie generale n ⁰ 267 del 15/11/97
DPCM 14 novembre 1997	Determinazione dei valori limite delle sorgenti sonore	G.U. serie generale n ⁰ 280 del 01/12/97
DPR 5 dicembre 1997	Determinazione dei requisiti acustici passivi degli edifici	G.U. serie generale n ⁰ 297 del 22/12/97
DPR 11 dicembre 1997, n. 496	Regolamento recante norme per la riduzione dell'inquinamento acustico prodotto dagli aeromobili civili	G.U. serie generale n ⁰ 20 del 26/01/98
DM 16 marzo 1998	Tecniche di rilevamento e di misurazione dell'inquinamento acustico	G.U. serie generale n ⁰ 76 del 01/04/98
DPCM 31 marzo 1998	Atto di indirizzo e coordinamento recante criteri generali per l'esercizio dell'attività del tecnico competente in acustica.	G.U. serie generale n ⁰ 120 del 26/05/98
DM 18 novembre 1998, n. 459	Regolamento recante norme di esecuzione dell'articolo 11 della legge 26/10/95, n. 447, in materia di inquinamento acustico derivante da traffico ferroviario.	G.U. serie generale n ⁰ 2 del 04/01/99
DPCM 16 aprile 1999, n. 215	Regolamento recante norme per la determinazione dei requisiti acustici delle sorgenti sonore nei luoghi di intrattenimento danzante e di pubblico spettacolo e nei pubblici esercizi	G.U. serie generale del 02/07/99
DM 20 maggio 1999	Criteri per la progettazione dei sistemi di monitoraggio per il controllo dei livelli di inquinamento acustico in prossimità degli aeroporti, nonché i criteri per la classificazione degli aeroporti in relazione al livello di inquinamento acustico	G.U. del 24/09/99
DM 3 dicembre 1999	Procedure antirumore e zone di rispetto negli aeroporti.	G.U. n ⁰ 289 del 10/12/99
DPR 9 novembre 1999, n ⁰ 476	Regolamento recante modificazioni al DPR n ⁰ 496, concernente il divieto di voli notturni.	G.U. n ⁰ 295 del 17/12/99

APPENDICE C ONDE STAZIONARIE

C.1 Introduzione

Fin ora abbiamo affrontato il problema acustico studiando la propagazione dell'energia, ottenendo, di solito, dei risultati sufficientemente attendibili. Analizzando, però, il problema della misura del tempo di riverberazione, si è osservato (paragrafo 6-2) che il fenomeno non segue, come ci aspettavamo, una legge esponenziale (lineare in un diagramma semilogaritmico), ma presenta delle irregolarità dovute a fenomeni d'interferenza e di battimento, che insorgono per la presenza delle frequenze di risonanza della stanza (dette anche frequenze proprie). In questa appendice si cercherà di spiegare, almeno qualitativamente; il fenomeno.

C.2 Onda progressiva e onda retrocedente

Quando nel capitolo 1 abbiamo analizzato cosa accade nello spazio a causa della vibrazione dei rebbi del diapason e siamo giunti a scrivere l'equazione (1.1), ci eravamo posti come osservatori in un punto ben preciso del campo, valutando, quindi, cosa succedeva esclusivamente in quel punto. Successivamente avevamo visto che il fenomeno presentava una sua velocità di propagazione, intesa come la velocità con cui si propaga nello spazio l'informazione che il campo è stato perturbato.

Se un osservatore esterno volesse valutare la risposta del nostro campo, supposto libero, alla sollecitazione indotta da un treno d'onde piane, giungerebbe, con semplici valutazioni relativistiche, all'equazione:

$$p(x, t) = P_{MAX} \cos\left(\omega t - \frac{\omega x}{c}\right) \quad (C.1)$$

Definito il numero d'onda, k , come:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (C.2)$$

si può riscrivere la (C.1):

$$p(x, t) = P_{MAX} \cos(\omega t - kx)$$

Affrontando il problema in modo più generale si potrebbe risolvere l'equazione di propagazione (A.21). Supponendo, per comodità di ragionamento, che il problema sia monodimensionale (questo equivale a supporre che l'onda sia piana) si giungerebbe ad una soluzione generale del tipo:

$$p(x, t) = \Psi_1\left(t - \frac{x}{c}\right) + \Psi_2\left(t + \frac{x}{c}\right) \quad (C.3)$$

dove Ψ_1 e Ψ_2 sono due funzioni complesse che rappresentano l'onda avanzante e l'onda retrocedente. In campo libero Ψ_2 è nulla, mentre, all'interno di un tubo chiuso alle estremità, le funzioni sono ambedue diverse da 0.

Se all'interno del nostro sistema, supposto monodimensionale, vi sono due onde di uguale frequenza ed ampiezza, costituite solo dalla prima armonica, ma che si propagano in senso inverso, l'equazione (C.3) ha come soluzione:

$$p(x, t) = P_{MAX} [\sin(\omega t - kx) + \sin(\omega t + kx)]$$

Ricordando che:

$$\sin\alpha + \sin\beta = 2 \sin\frac{\alpha + \beta}{2} \cos\frac{\alpha - \beta}{2}$$

si giunge all'equazione:

$$p(x, t) = 2 P_{MAX} \cos kx \sin\omega t \quad (C.4)$$

Esprimiamo la legge con cui varia la velocità di vibrazione delle particelle. Supponiamo che l'onda retrocedente sia causata da una riflessione contro una parete perfettamente rigida.

Dall'equazione (A.10) si ottiene:

$$u = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt \quad (C.5)$$

Sostituendo nella (C.5) l'equazione (C.1), valida per l'onda progressiva, e ponendo come condizioni al contorno che per $x = 0$, u sia uguale alla velocità del piano della sorgente eccitante (che supponiamo posta in quel punto), si ottiene che la velocità dell'onda avanzante verso destra, $u_+(x, t)$, è uguale a:

$$u_+(x, t) = U_{MAX} \sin(\omega t - kx)$$

Si noti che la velocità dell'onda progressiva è in fase con la pressione.

Quando l'onda è riflessa, la velocità di vibrazione dell'onda retrocedente sarà ancora uguale in modulo ed in direzione a quella dell'onda avanzante, ma avrà il verso opposto; sarà, cioè, sfasata di 180° . Varrà, quindi:

$$u_-(x, t) = U_{MAX} \sin(\omega t + kx + \pi)$$

Per cui:

$$u(x, t) = U_{MAX} [\sin(\omega t - kx) + \sin(\omega t + kx + \pi)]$$

e pertanto:

$$u(x,t) = 2 U_{MAX} \cos\left(kx + \frac{\pi}{2}\right) \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (C.6)$$

Analizzando le (C.4) e (C.6) si giunge alle seguenti conclusioni:

- 1) La (C.4) la possiamo dividere in 2 termini $P_{MAX} \cos\frac{2\pi}{\lambda}x$ e $\sin \omega t$. Il secondo termine indica che la pressione varia con legge sinusoidale in funzione del tempo; il primo, invece, lo possiamo considerare come l'ampiezza dell'oscillazione. Tale ampiezza è funzione della posizione e varia con legge sinusoidale. L'ampiezza è sempre nulla in quei punti, detti nodi, in cui il termine $\cos\frac{2\pi}{\lambda}x$ è nullo; ciò avviene quando $x = \frac{\lambda}{4}$, $x = \frac{3}{4}\lambda, \dots$ $x = (2n-1)\frac{\lambda}{4}$.
L'ampiezza è massima o minima in quei punti, detti ventri, in cui $\cos\frac{2\pi}{\lambda}x = \pm 1$; ciò avviene quando $x = 0$, $x = \frac{\lambda}{2}, \dots$ $x = n\frac{\lambda}{2}$. Il valore efficace della pressione acustica varierà, quindi, nel tempo tra 0 e un valore massimo, diverso da punto a punto, fermo restando che nei nodi il suo valore sarà sempre nullo.
- 2) La pressione e la velocità si trovano in quadratura.
- 3) Il ragionamento fatto nel punto 1 per la pressione vale anche per la velocità, solo in punti sfasati di 90° ; pertanto ai ventri di pressione corrispondono nodi di velocità e viceversa.
- 4) Considerando la pressione un vettore rotante (vedi paragrafo 1-5) ed essendo l'intensità acustica istantanea attiva pari al prodotto scalare della pressione per la velocità, si vede che il suo valore è sempre nullo, essendo i due termini in quadratura. **Un'onda stazionaria, quindi, non trasmette energia.**

Il fenomeno delle onde stazionarie si potrà instaurare nel nostro tubo soltanto se la sua lunghezza è tale che il sistema di ventri e nodi che si formano in due riflessioni consecutive coincidano, altrimenti le riflessioni multiple che si genererebbero all'interno del tubo tenderebbero a smorzare il fenomeno. Affinché questo avvenga, l'onda avanzante deve avere sulla superficie riflettente velocità delle particelle nulla. La lunghezza minima del tubo affinché questo avvenga deve essere $l = \frac{\lambda}{2}$. Il fenomeno si ripete anche per $l = \lambda$, $l = \frac{3}{2}\lambda$, ... $l = n\frac{\lambda}{2}$. Queste condizioni individuano le frequenze naturali, o armoniche, del tubo.
In modo matematicamente più corretto le frequenze naturali si ricavano trovando gli autovalori dell'equazione di propagazione dell'onda.

C.3 Risonanza di un sistema

Nel paragrafo precedente, anche se con ragionamenti qualitativi e sotto ipotesi restrittive (monodimensionalità, presenza di un'unica armonica ..ecc.), siamo giunti alla conclusione che il sistema presenta un numero infinito di frequenze proprie.

Considerando l'equazione (A.21) semplificata per il caso monodimensionale e supponendo che la soluzione sia rappresentata dall'equazione (C.4), si giunge all'equazione:

$$\frac{\partial^2 P(x)}{\partial x^2} + \frac{\omega^2}{c^2} P(x) = 0 \quad (C.7)$$

dove:

$$P(x) = 2P_{MAX} \cos kx$$

Supponiamo che nel nostro tubo sia presente una causa eccitante e che le pareti non siano perfettamente rigide, ma abbiano un piccolo assorbimento acustico, rappresentato da un coefficiente di assorbimento, k_m . La causa eccitante potrebbe essere un altoparlante posto a $x=0$, caratterizzato dalla portata d'aria, Q , che la membrana sposta avanti ed indietro:

$$Q = \sqrt{2} Q_0 \sin \omega t$$

dove

Q_0 è il valore rms di Q espresso in $\left[\frac{m^3}{s} \right]$

Riscrivendo l'equazione della quantità di moto e tenendo conto di quella di continuità, dopo non facili passaggi matematici, si giunge alla soluzione:

$$P_m(x) = \frac{c^2 Q_0 \rho_0 \omega \left[\cos \left(m\pi \frac{x}{l_x} \right) \right]}{V \sqrt{4\omega_m^2 k_m^2 + (\omega^2 - \omega_m^2)^2}} \quad (C.8)$$

dove:

$P_m(x)$ è il valore rms della pressione in un punto x e per un certo valore di m espresso in $[Pa]$

m è un numero intero positivo

c è la velocità del suono espressa in $\left[\frac{m}{s} \right]$

ω è la pulsazione della sorgente espressa in $\left[\frac{rad}{s} \right]$

k_m è lo smorzamento delle pareti finali del tubo espresso in $\left[\frac{rad}{s} \right]$

ω_m è la pulsazione naturale del tubo espressa in $\left[\frac{rad}{s} \right]$

La pressione raggiungerà il suo valore massimo per:

$$\omega = \sqrt{\omega_m^2 + k_m^2} \quad (C.9)$$

Se $k_m^2 \ll \omega_m$, evento che accade quando il materiale con cui sono fatti i fondi del tubo non è un buon assorbente acustico, la pressione raggiunge il suo massimo per $\omega \cong \omega_m$.

Analizziamo cosa accade in una cavità tridimensionale.

La considereremo di forma parallelepipedica con lati di dimensione l_x, l_y, l_z e avente pareti poco assorbenti. Il sistema di riferimento lo prenderemo in coordinate cartesiane con l'origine coincidente con un vertice della stanza.

Eccitando la cavità si genera un sistema di modi propri di vibrazione. Questi modi sono divisibili in tre famiglie:

- 1) modi assiali :le onde si muovono parallele ad un asse della stanza; sono quindi generati dalle riflessioni che avvengono tra due pareti poste una di fronte all'altra. Il sistema d'onde generato è monodimensionale
- 2) modi tangenziali : le onde stazionarie sono tangenziali a due pareti, ma oblique alle altre quattro. Il sistema d'onde generato è bidimensionale.
- 3) modi obliqui: Il sistema d'onde non è parallelo a nessuna faccia; è, pertanto, tridimensionale.

La soluzione matematica, anche per una geometria semplice come quella ipotizzata, è molto complessa.

Tralasciando i passaggi matematici, per una stanza che accenti le ipotesi iniziali, si ricava che le frequenze proprie, f_n , valgono:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (C.10)$$

dove:

c è la velocità del suono espressa in $\left[\frac{m}{s}\right]$

$n_x, n_y, n_z,$ sono numeri interi maggiori od uguali a 0

$l_x, l_y, l_z,$ sono le dimensioni della stanza espresse in $[m]$

Il modulo della pressione, $P_n(x,y,z)$, in un intorno d'ogni frequenza propria vale:

$$P_n(x, y, z) = \frac{c^2 Q_0 \rho_0 \omega \psi_n(x, y, z)}{V \sqrt{4\omega_n^2 k_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2}} \quad (C.11)$$

dove:

c è la velocità del suono espressa in $\left[\frac{m}{s}\right]$

Q_0 è il valore rms della velocità di volume della sorgente espresso in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

ρ_0 è la densità del fluido espressa in $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

ω è la pulsazione della sorgente espressa in $\left[\frac{rad}{s}\right]$

V è il volume della stanza espresso in $[m^3]$

k_n è lo smorzamento delle pareti ad una certa frequenza espresso in $\left[\frac{rad}{s}\right]$

ω_n è una pulsazione naturale della cavità, espressa in $\left[\frac{rad}{s}\right]$

Il fattore $\psi_n(x,y,z)$ descrive la distribuzione della pressione nella stanza. Il suo valore è dato dall'equazione:

$$\psi_n(x, y, z) = \cos \frac{n_x \pi x}{l_x} \cos \frac{n_y \pi y}{l_y} \cos \frac{n_z \pi z}{l_z} \quad (C.12)$$

Dalle (C.11) e (C.12) si vede che negli angoli della stanza la pressione è massima.

Soffermandoci un attimo sulla (C.10), possiamo osservare che la frequenza propria minima presente nella stanza è uguale alla frequenza assiale che si instaura tra le pareti più distanti e corrisponde ad una terna di numeri n_x, n_y, n_z , in cui è uguale ad 1 l'intero corrispondente alla dimensione massima della stanza e nulli gli altri due.

Si vede anche che:

- ◆ Più grande è la stanza, minore è il valore della frequenza propria minima.
- ◆ Aumentando i valori degli interi, aumenta anche il valore della frequenza propria
- ◆ Aumentando i valori degli interi, aumenta anche il numero di frequenze proprie all'interno di una banda di frequenza.

Barducci fornisce un'espressione approssimata per difetto con cui valutare il numero di modi propri, ΔN , all'interno di una banda di frequenza, Δf .

$$\Delta N = \frac{4V}{c^3} f^2 \Delta f \quad (C.13)$$

dove:

V è il volume della stanza espresso in $[m^3]$

c è la velocità del suono espressa in $\left[\frac{m}{s}\right]$

f è la frequenza di centro banda espressa in [Hz]

Se l'ambiente è grande, si riesce ad ottenere un valore di $\frac{\Delta N}{\Delta f}$ molto più grande di 1 anche a frequenze vicine alla soglia d'udibilità.

Inoltre, tanto maggiore è il numero di frequenze proprie all'interno di una banda di frequenza, tanto più ci si avvicina alla distribuzione statistica analizzata nel capitolo 2.

Questo spiega perché misurando tempo di riverberazione si notano deviazioni sensibili dalla previsione statistica, soprattutto a bassa frequenza. Queste deviazioni sono dovute all'insorgere di fenomeni di interferenza e di battimento tra i vari modi propri presenti in quella banda d'ottava.

Sempre esaminando la (C.10) si ricava che in un ambiente di forma parallelepipedica sono da evitare dimensioni della stanza che stiano in rapporti interi tra loro, poiché si otterrebbero

frequenze proprie coincidenti, diminuendo, quindi, il rapporto $\frac{\Delta N}{\Delta f}$. La situazione peggiore si ottiene per un ambiente di forma cubica.

Se le pareti sono molto assorbenti non vale più la (C.12) e non tutti i modi sono eccitati alla massima ampiezza, generando, così, una risposta più regolare.

In ambienti d'altra forma il numero di modi propri è maggiore e, quindi, la situazione acustica che si genera nella cavità si avvicina maggiormente a quella prevista in modo statistico.

Bibliografia

- 1) Alton Everet F.: *Manuale di acustica*, Hoepli, Milano, 1996.
- 2) Barducci I. : *Elementi di acustica applicata*, ESA, Roma. 1975.
- 3) Beranek L. : *Acoustics*, McGraw-Hill, N. Y. 1954.
- 4) Beranek L : *Noise Reduction*, McGraw-Hill, N. Y.,1960.
- 5) Beranek L : *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill, N. Y., 1971.
- 6) Brüel & Kjær : *Acoustic Noise Measurements*, 1979.
- 7) Brüel & Kjær : *Frequency Analysis*, 1977.
- 8) Brüel & Kjær : *Architectural Acoustics*, 1978.
- 9) Brüel & Kjær : *Sound Intensity (Theory)*, Technical Review n° 3, 1982.
- 10) Brüel & Kjær : *Sound Intensity (Instrumentation & Application)*, Technical Review n° 4, 1982.
- 11) Cocchi A. : *Inquinamento da rumore*, Maggioli Editore, Rimini, 1994.
- 12) Fahy F. J. : *Sound Intensity*, E&FN Spon, London, 1995.
- 13) Giulianini A., Cocchi A. : *Elementi di acustica tecnica*, Libreria Editrice Petroni, Bologna, 1981.
- 14) Halliday B. Resnick R. : *Fondamenti di Fisica*, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, 1984.
- 15) Harris C. M. : *Manuale di controllo del rumore*, Tecniche Nuove, Milano, 1989.
- 16) Moncada Lo Giudice G., Santiboni S. : *Acustica*, Masson, Milano, 1995.
- 17) Morse P. M., Ingard K. U. : *Theoretical Acoustic*, McGraw-Hill, N. Y., 1968.
- 18) Richardson B. A. : *Technical Aspect of Sound Volume 1*, Elsevier Publishing Company, N. Y., 1953.
- 19) Rostagni A. : *Meccanica, Termodinamica*, Libreria Universitaria G. Randi, Padova, 1957.
- 20) Seto W. W. : *Teoria ed applicazioni di Acustica*, Collana Schaum n° 36, ETAS Libri, Milano, 1978.