

LA RUMOROSITA'



LA RUMORISITA' NEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

Negli ultimi anni particolare attenzione è stata rivolta alle problematiche legate all'inquinamento acustico al fine di tutelare l'ambiente esterno ed abitativo da qualsiasi forma di disturbo atta a provocare fastidio o alterazione dello stato psicofisico di benessere (L. 26/10/95, D.P.C.M. 14/11/97, D.P.C.M. 05/12/97).

Molti sono stati gli sforzi fatti e le soluzioni tecniche adottate, basterebbero tuttavia opportuni accorgimenti in sede di progettazione per controllare la rumorosità prodotta dal funzionamento dei macchinari e dal passaggio dell'aria attraverso le condotte di distribuzione.

Lo scopo di questa breve trattazione è quello di descrivere le modalità con cui il rumore si genera, si propaga e raggiunge l'ascoltatore onde consentire a chi si occupa di progettazione o realizzazione di impianti di condizionamento il raggiungimento di buoni risultati anche dal punto di vista acustico.

SORGENTE, RICETTORE E MEZZO ELASTICO DI PROPAGAZIONE

Per spiegare in modo semplice cos'è il rumore occorre innanzitutto aver chiaro alcuni concetti che sono alla base dell'acustica elementare:

- 1) **sorgente**;
- 2) **ricevitore**;
- 3) **mezzo di propagazione delle onde sonore**;

La **sorgente** rappresenta l'origine, il punto da cui viene irradiata l'energia sonora in ogni direzione attraverso onde che si propagano nello spazio circostante mettendo in compressione e decompressione strati d'aria adiacenti.

Il **ricevitore** è colui che, dotato di adeguato apparato uditivo, è in grado di percepire le variazioni di pressione degli strati d'aria trasformandole in sensazioni sonore.

La velocità con cui tali onde si propagano nello spazio dipende ovviamente dalle caratteristiche **mezzo elastico** attraversato: è nulla nel vuoto ed aumenta progressivamente dai fluidi gassosi ai liquidi ai metalli. Il grafico di figura 1 mostra come varia la velocità del suono in relazione al tipo di materiale considerato.

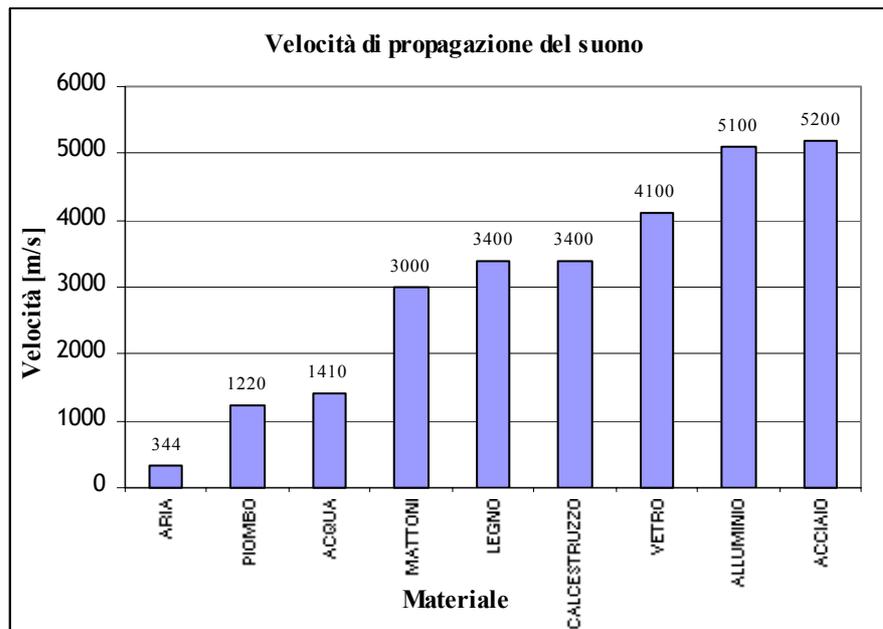


Fig.1 – Velocità del suono nei materiali.

Parlando di onde sonore non si può però trascurare un parametro fondamentale: la **frequenza** (numero di compressioni e decompressioni al secondo). Le onde sonore percepibili dall'orecchio umano hanno frequenze comprese tra **20 Hz** e **20 kHz**; frequenze inferiori a 20 Hz sono tipiche degli infrasuoni mentre frequenze superiori a 20 kHz caratterizzano gli ultrasuoni. I suoni di bassa frequenza sono detti *gravi* o *bassi* quelli di alta sono detti *alti* o *acuti*; l'ampiezza interviene poi nella differenziazione dei suoni in *forti* o *deboli*.

All'interno del campo di frequenze udibili dall'orecchio umano occorrono però incrementi sostanziali di pressione per produrre variazioni apprezzabili della sensazione uditiva e ciò implica la necessità di adottare un sistema di misura adeguato in grado di relazionare in maniera ottimale il rapporto causa-effetto.

IL DECIBEL

L'unità di misura in oggetto è il **DECIBEL** o dieci volte il logaritmo in base dieci del rapporto tra due grandezze omogenee, quella in esame e quella di riferimento. Il vantaggio derivante dall'introduzione di tale unità di misura sta nella riduzione della scala di valutazione del rumore, in base alla pressione, ad un intervallo **0 + 120 dB**

relativo a pressioni assolute che vanno da **0** a **10⁶ [N/m²]** nel range di frequenze **20 Hz ÷ 20 kHz**.

POTENZA, PRESSIONE ED INTENSITA' SONORA

Ricorrendo alla definizione classica di potenza, essa rappresenta l'energia riferita all'unità di tempo. Presa, quindi, una sorgente di rumore si introduce il concetto di livello di potenza sonora definito come:

$$L_w = 10 * \text{Log} \left(\frac{W}{W_o} \right)$$

dove **W_o** è la potenza di riferimento assunta pari a **10⁻¹² W**.

Se **W** rappresenta la potenza sonora trasportata da un onda con fronte di superficie **S**, la quantità di energia che fluisce nell'unità di tempo attraverso l'unità di area del fronte d'onda rappresenta l'intensità **I**. Anche per essa, come per la potenza, è possibile introdurre il concetto di livello definito come:

$$L_i = 10 * \text{Log} \left(\frac{I}{I_o} \right)$$

dove **I_o** è l'intensità corrispondente alla potenza di riferimento **W_o**.

L'ultimo e l'unico parametro rilevabile nella pratica in grado di caratterizzare adeguatamente il suono è la pressione sonora o meglio il livello di pressione sonora definito come:

$$L_p = 10 * \text{Log} \left(\frac{P^2}{P_o^2} \right) = 20 * \text{Log} \left(\frac{P}{P_o} \right)$$

dove **P_o** è il più basso valore di pressione percepibile dall'orecchio umano pari a **20 * 10⁻⁶ [N/m²]**.

Dalle relazioni succitate si deduce che un raddoppio della pressione sonora genera un aumento di **6 dB** del livello di pressione rispetto a quello originario mentre un raddoppio di potenza sonora causa un aumento di **3 dB** del livello di potenza sonora rispetto al livello di partenza. Occorre pertanto precisare, quando si parla di raddoppio del suono, se si intende raddoppio di pressione sonora o di potenza sonora.

Nella pratica comune, volendo sommare due o più livelli di pressione o di potenza sonora è possibile far uso del grafico di figura 2:

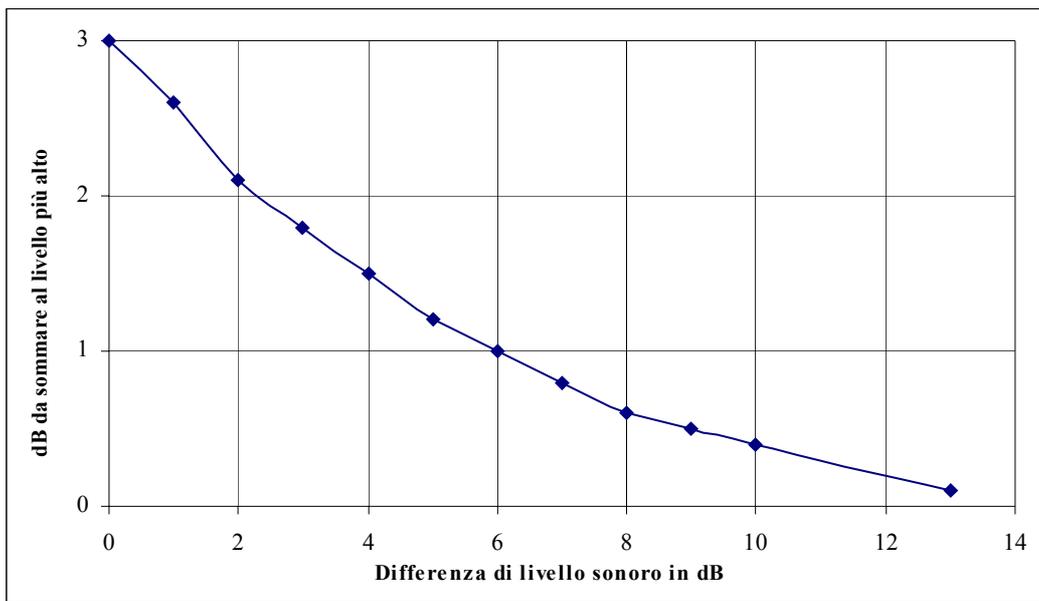


Fig. 2

Supponiamo ad esempio di dover sommare i seguenti 4 livelli di pressione sonora: **67, 69, 74, 77 dB.**

67	69	74	77
Tot.	71,2	74	77
	Tot.	75,8	77
		Tot.	79,5

La procedura di calcolo da seguire consiste nel prendere i primi due livelli di pressione, fare la differenza ed entrare nel grafico in ascissa con il valore calcolato. In ordinata si legge l'incremento di livello da sommare al più grande dei due per avere il livello finale; il risultato trovato verrà poi confrontato con il terzo livello e così via, pervenendo alla fine ad un livello di pressione sonora complessivo di **79,5 dB.**

Ma cosa ci dice tale valore, preso a se, circa il contenuto in frequenza del suono? E soprattutto quali sono le bande di frequenza cui in genere ci si riferisce per l'analisi dei suoni? Riservandoci di rispondere alla prima domanda in un secondo tempo, la banda di frequenza più larga utilizzata per l'analisi spettrale dei suoni è l'*ottava*; ogni banda di ottava è rappresentata dalla sua frequenza nominale che è doppia di quella precedente, e le bande di ottava preferenziali, quelle cioè relative alle frequenze verso cui l'orecchio umano è più sensibile, sono di seguito riportate:

frequenze Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
---------------------	-----------	------------	------------	------------	-------------	-------------	-------------	-------------

Sebbene l'orecchio umano sia in grado di percepire tutte le frequenze nel campo **20 Hz ÷ 20 kHz**, esso non attribuisce la stessa importanza a suoni di diversa frequenza. Quanto detto è facilmente riscontrabile nel grafico di figura 3 dove sono raffigurate le curve isofoniche o di sensazione sonora in funzione della frequenza e del livello di pressione sonora.

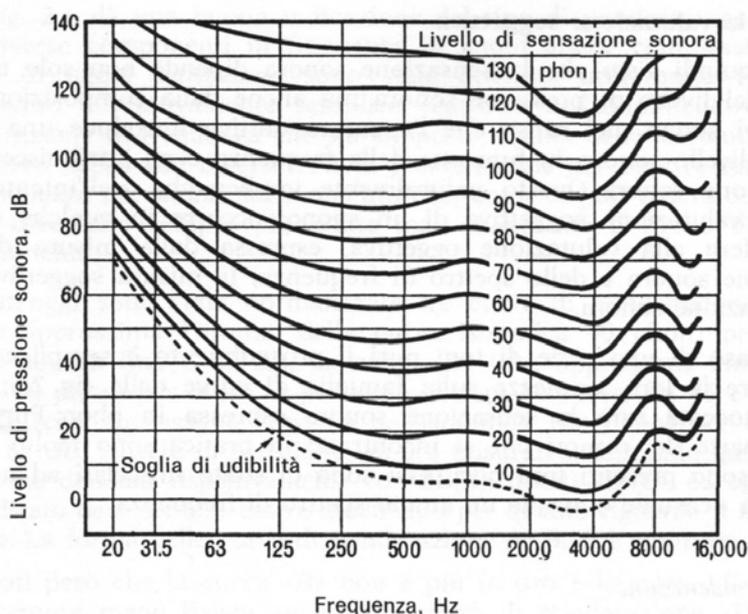


Fig. 3 - Curve isofone

Da tali curve si nota che, a bassi livelli (ad es. 10 phon), la sensazione sonora è strettamente legata alla frequenza: confrontando un suono a 30 Hz con uno a 1000 Hz, il primo deve essere caratterizzato da livelli di pressione sonora più elevati (anche 50 dB) per dare luogo alla stessa sensazione prodotta a frequenza maggiore con soli 10 dB.

In maniera analoga se il livello di pressione sonora di un suono a 1000 Hz è superiore a 80 dB, un suono a 30 Hz dovrà possedere un livello più alto di soli 15 dB per produrre la stessa sensazione sonora. Inoltre, un aumento di 3 decibel del livello di pressione sonora, corrispondente alla situazione di due sorgenti di pari livello poste vicino, non si traduce di fatto in un raddoppio della sensazione sonora corrispondente come si potrebbe pensare, ma occorrerà almeno un aumento di 10 dB perché ciò si verifichi.

E' ovvio che una valutazione qualitativa dei suoni basata esclusivamente su dati oggettivi (livelli di pressione sonora alle diverse frequenze) non può considerarsi valida ai fini di un riscontro in termini di sensazione sonora. Per simulare la risposta in frequenza dell'orecchio occorre, infatti, computare la ponderazione introdotta dall'apparato uditivo in funzione della frequenza (figura 3) attraverso la scala di

ponderazione “A” cui competono le correzioni riportate in figura 4: per frequenze minore a 1 kHz i livelli vengono diminuiti, da 1 kHz a 5 kHz le correzioni sono minime, sopra i 5 kHz continuano le diminuzioni.

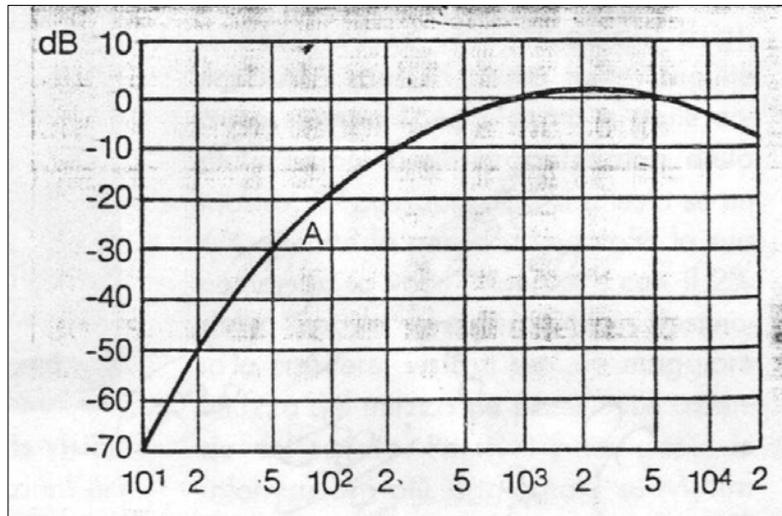


Fig. 4 – Ponderazione introdotta dall’orecchio umano

Tali correzioni consentono di abbandonare il **dB** come unità di misura del suono e parlare di **dB(A)** o **decibel A** per la valutazione del rumore. La filtrazione dei valori alle diverse frequenze la ritroviamo nei filtri “A” contenuti all’interno dei **fonometri** correntemente in uso nelle applicazioni impiantistiche.

INDICI DI VALUTAZIONE DEL RUMORE

Il **dB(A)** come indice di valutazione degli effetti del rumore sull’individuo, ha il pregio di essere semplice se utilizzato come criterio di accettabilità rivolto all’individuazione di un solo valore numerico, ma, considerando la sua natura strettamente legata all’intensità del suono, avrebbe scarso pregio se rivolto alla valutazione di rumori di basso livello dove la composizione spettrale è la principale causa di disturbo.

Nella tabella I sono riportati i valori di riferimento per il livello sonoro all’interno di ambienti confinati, secondo quanto previsto da un progetto di norma **UNI** per il collaudo acustico degli impianti di condizionamento dell’aria. In tale tabella, oltre al livello di rumore accettabile espresso in **dB(A)** è presente un’altra colonna dove sono riportati i valori di riferimento delle curve di valutazione del rumore, dette **RC** (Room

Tabella I - Accettabilità dei livelli di rumore prodotti dal funzionamento dell'impianto di condizionamento dell'aria

Destinazione	dBA	Curva di riferimento
Residenze singole	30÷40	RC 25-30 (N)
Appartamenti	30÷40	RC 30-35 (N)
Alberghi: camere o suites	30	RC 30-35 (N)
o riunione o ricevimento	35	RC 30-35 (N)
hall, corridoi, atri	-	RC 35-40 (N)
servizi	40	RC 40-45 (N)
Uffici: di prestigio	35	RC 25-30 (N)
sale per conferenze singoli	-	RC 25-30 (N)
open-space	40	RC 30-35 (N)
centri di calcolo	45	RC 35-40 (N)
zone aperte al pubblico	50	RC 40-45 (N)
Ospedali e cliniche: camere di degenza	30	RC 25-30 (N)
corsie	40	RC 30-35 (N)
sale operatorie	35	RC 25-30 (N)
laboratori	-	RC 35-40 (N)
corridoi	40	RC 30-35 (N)
zone aperte al pubblico	40	RC 35-40 (N)
Chiese	30	RC 30-35 (N)
Scuole: aule	30	RC 25-30 (N)
aule di tipo open-space	-	RC 35-40 (N)
Biblioteche	40	RC 35-40 (N)
Aule di tribunale	-	RC 35-40 (N)
Teatri	30	RC 20-25 (N)
Cinematografi	35	RC 30-35 (N)
Sale da concerto	25	RC 15-20 (N)
Studi di registrazione	25	RC 15-20 (N)
Studi televisivi	-	RC 20-25 (N)

Criteria), proposte da W.E. Blazier nell'1981. Tali curve sono state ricavate sulla base di indagini condotte in 68 uffici, dove la comunicazione vocale è molto importante.

In tali ambienti una misura dell'idoneità alla conversazione è data dal livello di interferenza col parlato (SIL), definito come valore medio del livello di pressione sonora alle frequenze di centro banda (500, 1000, 2000 Hz) ritenute più critiche per la conversazione. Il digramma di figura 5 mostra l'andamento delle curve RC in funzione della frequenza e del livello di pressione sonora in dB.

Il numero che contraddistingue ogni curva è quello corrispondente al livello di pressione sonora nella banda di ottava con frequenza centrale 1000 Hz; ogni curva ha

una pendenza di **- 5 dB/ottava** e sono inoltre visibili delle zone indicanti il diverso grado di probabilità e/o di percezione di vibrazioni indotte dal rumore nelle strutture:

- zona **A**: elevata probabilità;
- zona **B**: moderata probabilità;
- zona **C**: al di sotto della soglia di udibilità.

Volendo utilizzare tali curve per stimare l'accettabilità della rumore in ambiente, oltre al SIL occorre fare riferimento ad un altro parametro, una lettera, che caratterizza la

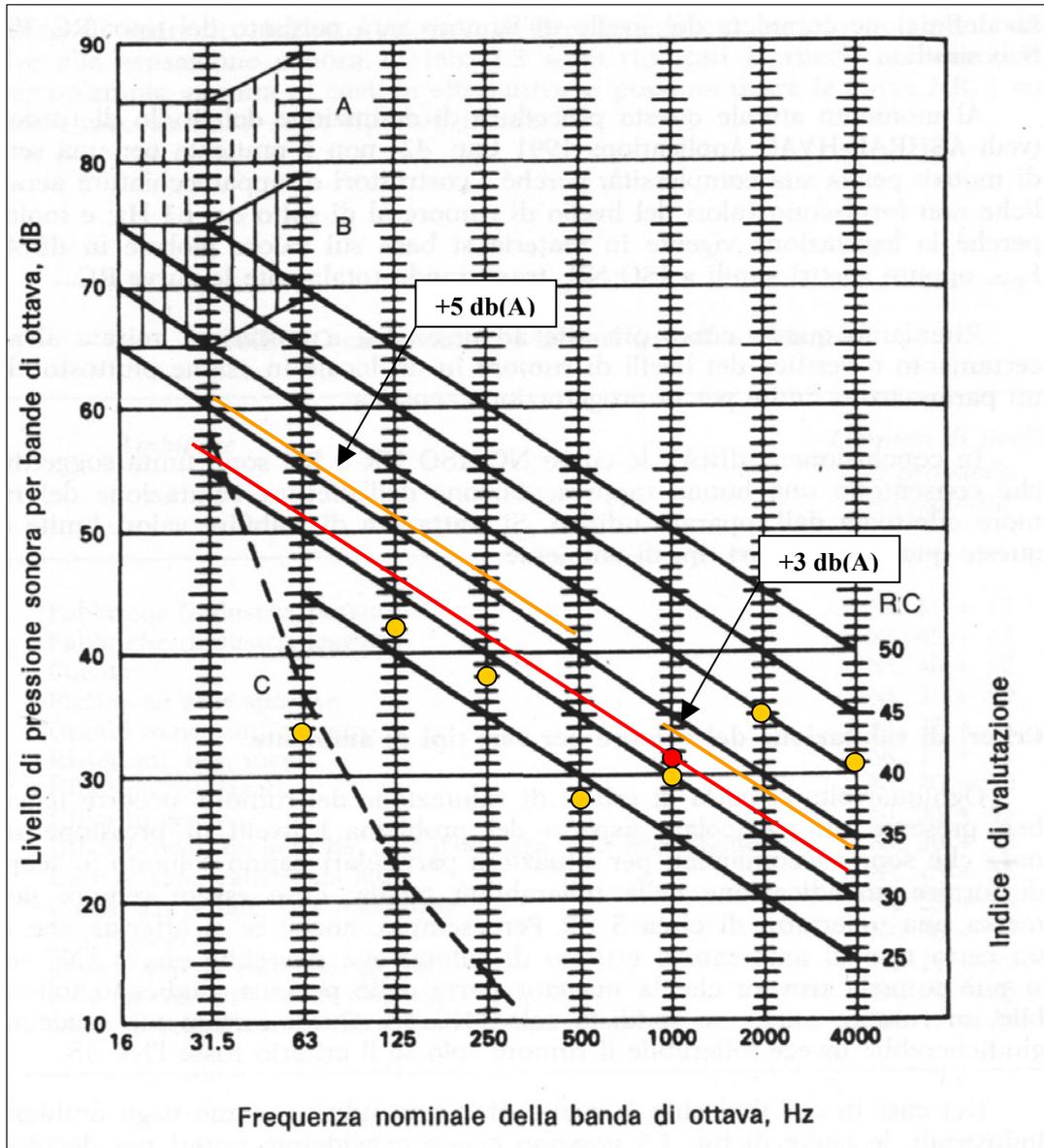


Fig. 5 – Curve RC

qualità del suono sulla base di quanto di seguito riportato:

- N** se il rumore è neutro, non fastidioso e senza una particolare identità in frequenza. In tale situazione lo scostamento massimo tra i valori dei livelli misurati in bande di ottava e quelli di riferimento, forniti dalle curve **RC**, vale **+ 5 dB** per frequenze centrali ≤ 500 Hz e **+3 dB** per frequenze centrali ≥ 1000 Hz.
- R** se il rumore è rombante, con un eccesso di energia alle basse frequenze (zona **B**);
- RV** se il rumore è rombante con vibrazioni percettibili, eccesso di energia alle basse frequenze e negli infrasuoni;
- H** se il rumore è sibilante, con eccesso di energia alle alte frequenze;

T se il rumore è fastidioso con precise caratteristiche tonali.

Con riferimento ad un esempio pratico, supponiamo siano noti i valori del livello di rumore alle diverse frequenze e si calcoli il “SIL” con riferimento alle frequenze **500, 1000 e 2000 Hz**.

Frequenze Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000
Lp dB	34	42	38	28	30	35	31

$$SIL = \frac{(28 + 30 + 35)}{3} = 31 \quad dB$$

Tale valore dovrà essere uguale o inferiore a quello della curva RC relativa alla destinazione di uso dell’ambiente (ad es. per uffici “*open space*” **RC 35+40 N**). Si individui sul grafico il punto avente come coordinata $X_p=1000$ Hz e coordinata $Y_p=31$ dB e si tracci successivamente una retta con pendenza $- 5$ dB/ottava passante per il punto e rappresentante il riferimento per valutare la qualità del suono dal punto di vista spettrale. Si riportino alle varie frequenze i valori di tabella e si traccino due rette parallele a quella trovata in modo tale che la prima superi di **5 dB** quella di riferimento nel campo $31,5 \div 500$ Hz, mentre la seconda di soli **3 dB** nel campo $1000 \div 4000$ Hz. In tale modo si delimita lo spazio entro cui devono trovarsi i valori di tabella perché il rumore oltre ad essere ben bilanciato o neutro si anche accettabile come livello.

Dall’analisi dei dati riportati sul grafico è possibile notare uno scostamento, nel campo 2 kHz \div 4 kHz, eccedente i **3 dB**; l’ eccesso di energia nelle condizioni specificate comporterà come conseguenza la percezione del rumore con le caratteristiche di un sibilo.

In alternativa alla curve RC, un altro indice di valutazione spesso impiegato per la stima del livello di rumorosità generato è quello relativo alle curve “**NR**” (Noise ratings) rappresentate in figura 6. Tali curve, adottate dall’Organizzazione Internazionale di Standardizzazione (ISO), tendono ad essere sempre più utilizzate in tutta Europa e sono molto semplici da consultare.

Riportando alle varie frequenze i valori dei livelli di pressione sonora misurati, il valore di **NR** o **NC (Noise Criteria)** si assegna basandosi sulla curva tangente al punto più elevato nello spettro sonoro d’interesse. Tale valore dovrà essere inferiore al valore prestabilito dalla normativa in relazione alla destinazione d’uso dei locali.

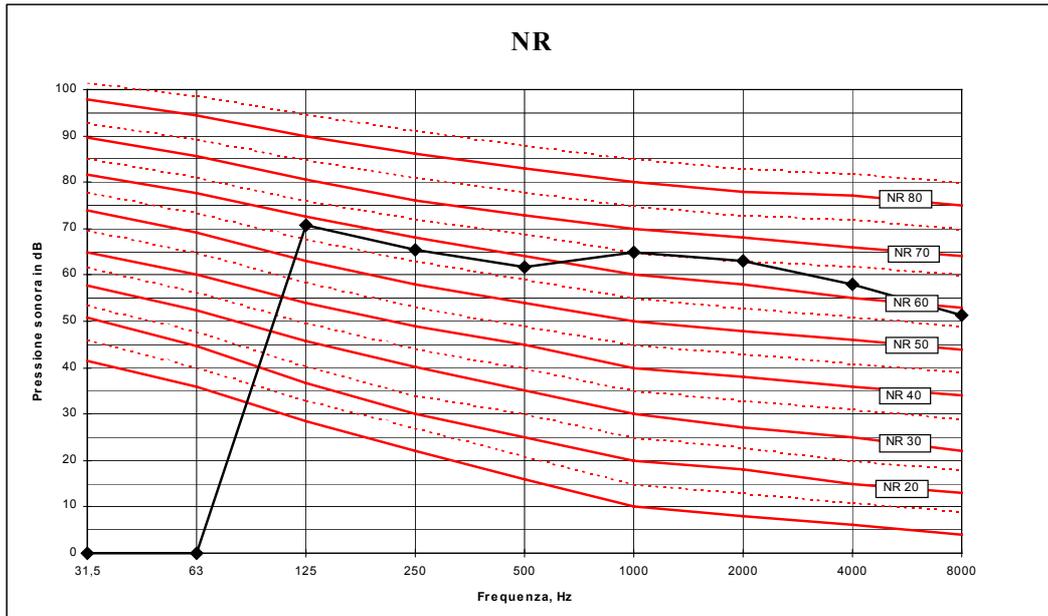


Fig. 6 - Curve NR

Nel caso in esame: **NR = 65.**

LEGGI DI PROPAGAZIONE DEL RUMORE

Le relazioni utilizzate per calcolare il livello di pressione sonora generato da una sorgente nel suo intorno sono funzione del luogo d'installazione della sorgente stessa:

- Nel caso di propagazione all'aperto:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q) - 20 \cdot \log r - 11; \quad (1)$$

- Nel caso di propagazione in ambienti chiusi riverberanti:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log [(Q/4\pi r^2) + (4/C)];$$

dove

L_p è il livello di pressione sonora;

L_w è il livello di potenza sonora;

Q è il fattore di direzionalità della sorgente;

r è la distanza del punto di ricezione dal centro della sorgente;

C è la costante acustica del locale funzione del coefficiente di assorbimento medio ponderato delle pareti su cui vanno ad impattare le onde sonore.

La prima relazione permette di stimare il livello di pressione sonora generato da una sorgente in un punto, nell'ipotesi di :

- propagazione sferica delle onde sonore;
- energia sonora emessa in modo uniforme e con la stessa intensità in tutte le direzioni (sorgente isotropa).

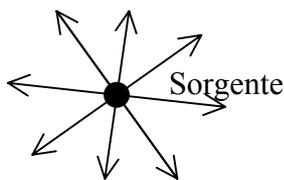
Si tratta ovviamente di una condizione ideale che presuppone inoltre l'assunzione di una sorgente puntiforme irradiante in campo libero, cioè uno spazio omogeneo privo di ostacoli tra la sorgente ed il ricevente.

Il fattore **Q** riportato nella relazione serve a computare gli effetti legati all'esistenza di superfici riflettenti, responsabili di incrementi del livello di pressione sonora generati da una propagazione "preferenziale" dell'energia nell'intorno della sorgente considerata.

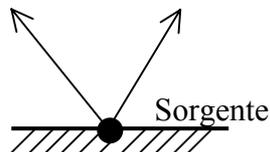
A tale proposito riportiamo i valori assunti dal parametro **Q** in relazione alla posizione assunta dalla sorgente:

POSIZIONE SORGENTE

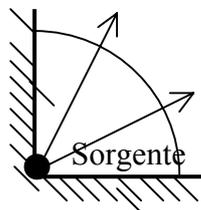
FATT. DIREZIONALITA'



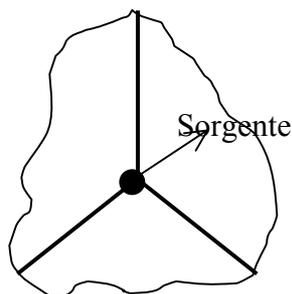
Q = 1



Q = 2



Q = 4



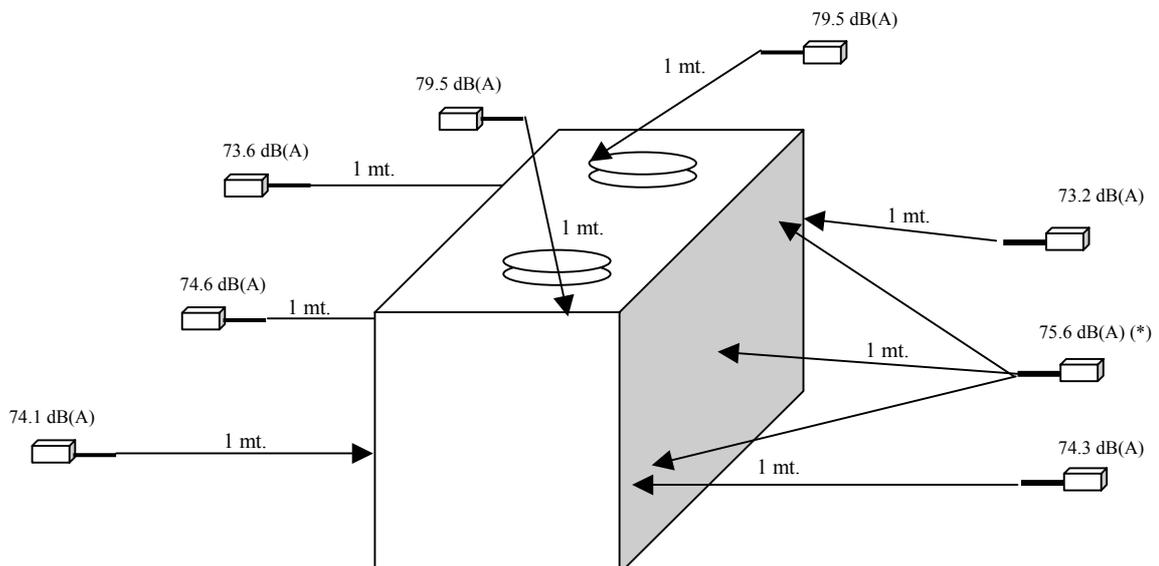
Q = 8

Nel primo caso – **sorgente in campo libero** - la sorgente è sospesa in aria (caso ideale) e l'energia totale è distribuita su di una superficie sferica avente come centro la sorgente stessa. Nel secondo caso – **sorgente su piano** - l'energia irradiata si propaga all'esterno in un uno spazio di conformazione emisferica: a parità di livello di potenza sonora, un osservatore posto in tale spazio riceverà una quantità di energia che è doppia rispetto a quella che gli perverrebbe in campo libero.

Nel terzo caso – **sorgente tra due pareti** – l'energia, costretta ad irradiarsi in un quarto di sfera, giungerà doppia all'osservatore. Nel quarto ed ultimo caso – **sorgente in un triedro** – la superficie di distribuzione si riduce ad un ottavo di sfera e l'energia giungerà quadrupla all'osservatore.

Quindi, in relazioni al posizionamento della sorgente il livello complessivo di pressione sonora può incrementare di **3, 6, 9 dB(A)** a secondo che **Q** assuma valori **2, 4, 8**.

Nella pratica comune occorre fare molta attenzione alle condizioni di prova cui fanno riferimento i dati di rumorosità delle macchine. E' frequente il caso di livelli di pressione sonora forniti in campo libero (si pensi paradossalmente ad un chiller che funzioni sospeso nell'aria a 20-30 mt dal terreno) con ovvi vantaggi in termini di riduzione del livello globale di pressione effettivo (-3 dB(A) rispetto ad un'installazione a pavimento) o, come spesso accade, livelli di pressione sonora rilevati ad un metro di distanza dalla macchina. In particolare, in quest'ultimo caso, la domanda da porsi è: a che lato della macchina si riferisce il dato dichiarato? Al lato compressore, al lato scambiatore, a quello evaporatore o al lato di miglior favore? Infatti, come mostra il disegno che segue, i valori di pressione sonora rilevati nell'intorno di un gruppo frigorifero possono variare anche sensibilmente da punto a punto:



Da ciò si deduce che l'unico parametro in grado di caratterizzare adeguatamente ed indiscutibilmente una qualsiasi sorgente di rumore non è il livello di pressione ma quello di potenza sonora che non risulta per nulla influenzato dalle condizioni al contorno e rappresenta un indice attendibile di rumorosità della sorgente.

In accordo con quanto detto, **EUROVENT**, che garantisce la correttezza dei dati dichiarati, certifica solo ed esclusivamente il livello di potenza sonora.

Ritornando per un attimo al dato di pressione sonora riferito ad un metro, è possibile vedere come partendo da tale dato ed estrapolando a dieci metri si commettono errori rilevanti dovuti ad una non corretta applicazione della relazione di calcolo (1).

Per poter applicare con successo i risultati di tale relazione occorre innanzitutto che la sorgente sia puntiforme o che i punti di misura della pressione siano sufficientemente lontani specie se le dimensioni della macchina sono superiori alla più grande lunghezza d'onda del suono emesso (quella per intenderci relativa alla frequenza più bassa).

Nello specifico l'esperienza pratica insegna che la misura, per essere significativa, dovrebbe essere fatta ad almeno una volta e mezzo la diagonale maggiore della macchina. Ciò comporta, in una macchina di taglia media 5 x 2.5 mt., fare i rilievi ad una distanza pari ad almeno 8.40 metri dal centro acustico della sorgente (fig.7).

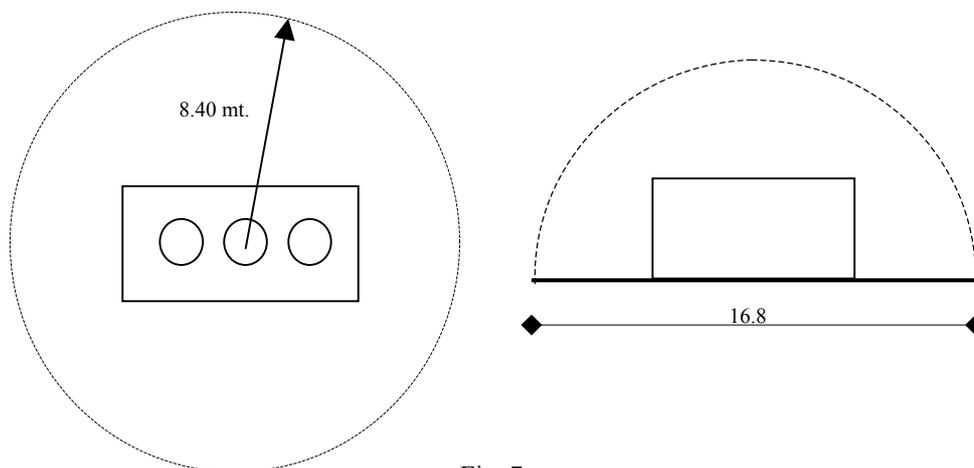
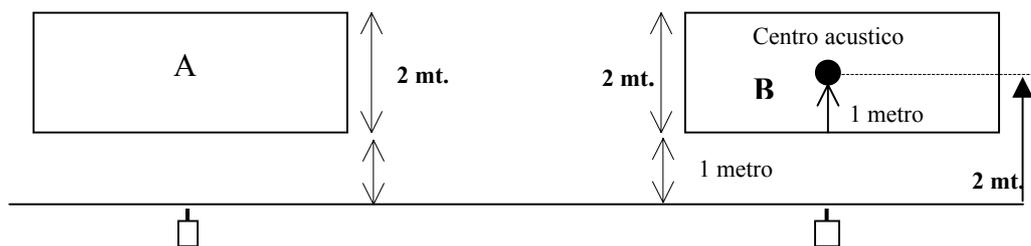


Fig. 7

Partendo dal dato ad un metro vediamo, a questo punto, quali errori si commettono nella stima del livello di pressione sonora.

Si considerino due macchine e due progettisti **A** e **B**. Sia **70 dB(A)** il livello di pressione sonora rilevato ad 1 mt.



dB(A)	Distanza dalla parete
70 dB(A)	1 mt.
64 dB(A)	2 mt.
58 dB(A)	4 mt.
52 dB(A)	8 mt.
46 dB(A)	16 mt.

Distanza dalla parete (considerando il centro acustico)	dB(A)
1 mt.	70 dB(A)
3 mt.	64 dB(A)
7 mt.	58 dB(A)
15 mt.	52 dB(A)

Il primo progettista “A”, sulla base della conoscenza della regola secondo cui ad ogni raddoppio della distanza si riduce di **6 dB(A)** il livello di pressione sonora, arriva, partendo dal dato ad 1 metro, a stimare alla distanza di 16 metri dalla macchina una riduzione di **24 dB(A)** del livello sonoro rispetto al valore di partenza.

Il progettista di tipo “B”, conoscendo le condizioni di applicabilità della regola utilizzata dal primo progettista, fa osservare che il centro acustico della macchina in questione non può essere posizionato sulla parete della macchina ma, qualora potesse immaginarlo, lo penserebbe collocato al centro della macchina in esame, alla distanza cioè di un metro dalla parete interna (ammesso sempre per assurdo di accettare l’idea della macchina ad un metro vista come una sorgente puntiforme). Partendo dal dato ad un metro dalla parete della macchina (a 2 mt. dal centro acustico) e raddoppiando la distanza dal centro acustico, per come prescrivono le relazioni prima viste, ci si porta ad una distanza di 3 mt. dalla parete (4 mt. dal centro acustico). Proseguendo nel raddoppio della distanza e nella riduzione di 6 dB(A) del livello di pressione sonora ad ogni raddoppio si perviene alla fine ad un paradosso.

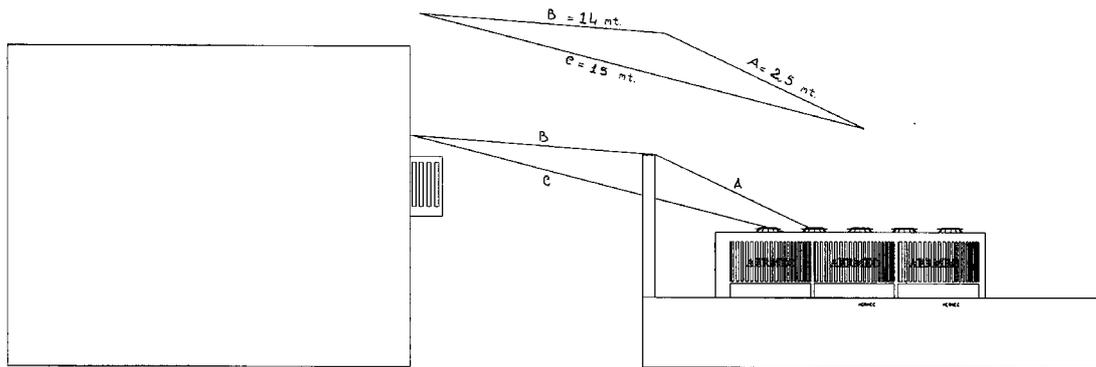
Il progettista “A” è convinto di avere a 16 metri un livello di pressione sonora pari a 46 dB(A), in realtà ha quasi **6 dB(A)** in più, non previsti, ma computati a ragione dal progettista “B”.

Questo piccolo esempio deve fare riflettere sull'importanza di alcuni aspetti che, se male interpretati, possono portare a commettere errori non trascurabili.

Un'altra osservazione da fare è che non bisogna mai utilizzare la relazione di calcolo precedentemente vista per stimare il livello di pressione sonora ad 1 mt di distanza dalla macchina partendo dal dato di potenza sonora. Oltre ai motivi accennati, si commetterebbe già in partenza un errore di 6 dB (A) legato ad una non corretta valutazione della posizione del centro acustico rispetto al punto di osservazione. Estrapolando successivamente il dato a dieci metri si rischierebbe di sottostimare il rumore effettivo anche di **dieci/dodici** decibel.

In maniera analoga non bisogna risalire al dato di pressione ad un metro estrapolando dal dato fornito a dieci metri; anche in questo caso si commetterebbero gravi errori nella stima effettiva del rumore.

Un aspetto molto importante, oggetto d'interesse del **DPCM 14 Novembre 1997**, è quello legato alla definizione dei "valori limite assoluti d'immissione" di rumore da parte di sorgenti fisse e mobili negli ambienti in cui sono installate. La ristrettezza delle prescrizioni sui tali valori limite, nel caso di disaccordo con i valori di rumorosità generati dalle sorgenti, può essere rispettata, ove possibile, attraverso interventi specifici atti a ridurre la trasmissione di rumore all'esterno. Alla base di tutto c'è il discorso che quando un'onda sonora incontra un ostacolo come un muro di cinta o un edificio parte di essa viene riflessa e parte si propaga al di là del bordo che delimita l'ostacolo stesso. L'introduzione di ostacoli creati artificialmente può, dunque, aiutare ad attenuare efficacemente il rumore soprattutto nel campo diretto ed alle alte frequenze. Tali "barriere", la cui massa non supera generalmente i 40 kg/m^2 , presentano spesso la superficie rivolta verso la sorgente (dove incide l'onda sonora) rivestita di materiale fonoassorbente al fine di ridurre l'aliquota di energia sonora riflessa. Dal punto di vista costruttivo (massa, dimensioni e spessore) esse dovrebbero essere perfettamente rigide senza frequenze critiche di coincidenza; nella pratica invece possono presentare dei buchi frequenziali nel fonoisolante (nel caso di strutture monomateriale) eliminabili con l'utilizzo di strutture composite a sandwich. Per calcolare l'attenuazione ottenibile con l'utilizzo di tali barriere si procede nel seguente modo. Si consideri come sorgente un gruppo frigorifero RV4203 posto ad una distanza C da una finestra (ricevitore).



Si inserisca tra di essi una barriera di altezza **h** (2,70 mt) superiore a quella del gruppo e si calcoli il numero di **Fresnel** alle lunghezze d'onda del suono in esame attraverso la relazione:

$$N = \frac{2 * (A + B - C)}{\lambda}$$

Il diagramma di figura 8 permette di risalire, noto N, all'attenuazione prodotta dalla barriera alla frequenza desiderata. Nel caso in oggetto abbiamo:

A = 2,5 mt; B = 14 mt; C = 15 mt;

Frequenze Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000	L _{pTOT}
L_p dB(A)	54,81	56,31	58,71	64,81	64,11	59,11	50,41	69
Attenuazione Barriera dB	11	13	16	19	22	25	25	
L_p al ricevitore dB(A)	43,81	43,31	42,71	45,81	42,11	34,11	25,41	51

Dallo stesso diagramma si nota che le attenuazioni maggiori si hanno alle frequenze più elevate dove cioè **N** è più grande. Le attenuazioni massime raggiungibili non superano comunque i 25 dB (**N=14**); per **N = 0** è sempre possibile avere un'attenuazione di 5 dB e valori più bassi di attenuazione sono realizzabili fino ad **N = -0,3**.

Il diagramma di figura 8 è attendibile per barriere di altezza fino a 5 metri se si rispettano i seguenti presupposti:

- 1) **sorgente sonora sufficientemente compatta;**
- 2) **altezza della sorgente dal suolo maggiore della radice quadrata della sua distanza dalla barriera;**

- 3) altezza del punto di ricezione dal suolo maggiore della radice quadrata della sua distanza dalla barriera.

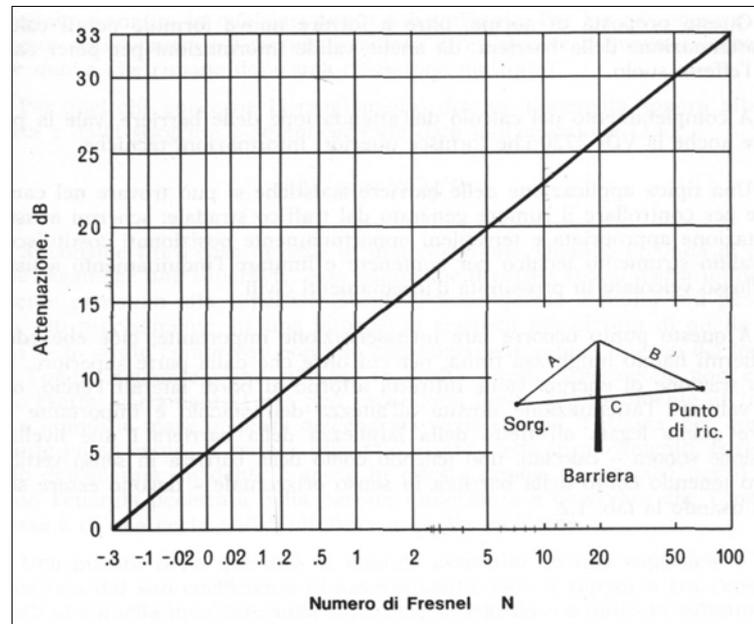


Fig. 8 – Riduzione del rumore per effetto di una barriera (secondo il numero di **Fresnel**)

Si precisa che una trattazione rigorosa del problema richiederebbe il calcolo della quota di energia diffratta attorno ai bordi laterali oltre a quella relativa alla parte superiore; bisognerebbe cioè computare l'attenuazione dovuta alla larghezza della barriera oltre a quella legata all'altezza. I due livelli di pressione sonora, calcolati l'uno tenendo conto della barriera in senso verticale e l'altro tenendo conto della barriera in senso orizzontale, andrebbero successivamente sommati usando il diagramma di figura 2.

LA PROPAGAZIONE DEL RUMORE NEI CANALI D'ARIA

Nella propagazione attraverso la rete di distribuzione dell'aria il rumore si attenua in modo naturale per effetto della dissipazione energetica dovuta alla vibrazione delle pareti dei condotti non perfettamente rigide.

L'azione della pressione sonora fluttuante nei canali mette in vibrazione le pareti trasformando l'energia acustica in energia meccanica che viene in parte irradiata all'esterno del condotto come rumore ed in parte assorbita dallo smorzamento interno. In figura 9 è possibile osservare il bilancio energetico di una parete di condotto con riferimento all'energia sonora immessa nel canale dal ventilatore.

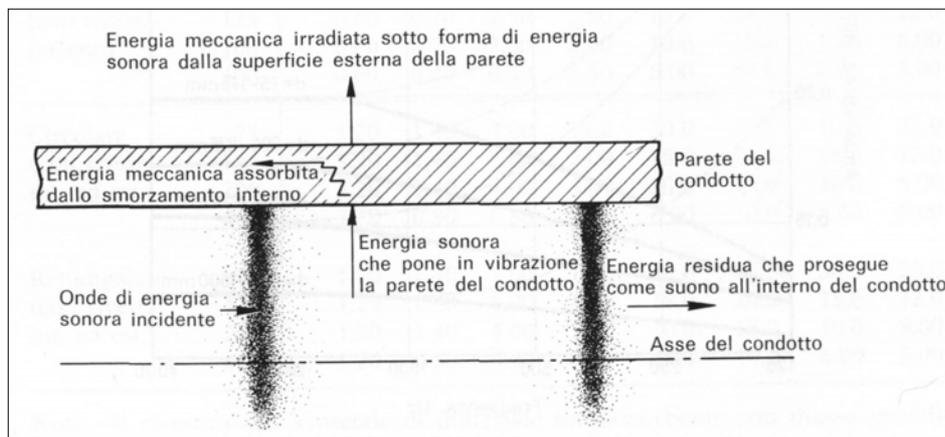


Fig. 9 – Bilancio energetico in un elemento di parete di condotto

Un'analisi accurata del problema richiede la suddivisione dello stesso in tre fasi:

- stima della potenza sonora totale immessa dal ventilatore nel sistema (dato in genere reperibile dal costruttore);
- calcolo dell'attenuazione totale dell'energia immessa per effetto delle varie parti che compongono l'impianto aeraulico (tratti rettilinei, curve, derivazioni ecc);
- stima della quantità di energia irradiata dal terminale nell'ambiente ventilato (con riferimento alla bocchetta più prossima al ventilatore a fini cautelativi).

E' comunque chiaro che dovunque vada l'energia assistiamo ad una riduzione del livello di potenza sonora originario lungo il condotto di distribuzione dell'aria. Essendo, inoltre, il processo dissipativo continuo è preferibile esprimere l'entità della perdita energetica per metro di condotto attraversato pervenendo così alle tabelle di seguito riportate dove in relazione alla forma del condotto, alla presenza di tratti curvi,

derivazioni e terminali sono illustrati i valori di attenuazione dell'energia sonora alle differenti frequenze.

Condotti rettilinei rigidi.

TABELLA 5.2
Attenuazione (in dB/m) dei condotti rettilinei rigidi

Sezione	Lato minore o diametro (mm)	Attenuazione (dB/m) secondo la banda d'ottava (Hz)							
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Circolare (senza rivestimento)	75 - 199	0.07	0.10	0.16	0.16	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	0.07	0.10	0.10	0.16	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	0.07	0.07	0.07	0.10	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	0.03	0.03	0.03	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
Rettangolare (senza rivestimento)	75 - 199	0.16	0.66	0.49	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	0.48	0.66	0.49	0.33	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	0.50	0.66	0.33	0.23	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	0.60	0.33	0.16	0.10	0.07	0.07	0.07	0.07
Circolare (con rivest. esterno)	75 - 199	0.14	0.20	0.35	0.16	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	0.14	0.20	0.20	0.16	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	0.14	0.14	0.14	0.10	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
Rettangolare (con rivest. esterno)	75 - 199	0.35	1.30	1.00	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	1.00	1.30	1.00	0.33	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	1.00	1.30	0.70	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	1.00	0.70	0.35	0.10	0.07	0.07	0.07	0.07
Circolare (con rivest. interno)	75	0.60	0.70	3.50	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	0.60	0.70	2.50	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	0.60	0.70	2.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	0.60	0.40	0.40	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00
Rettangolare (con rivest. interno)	75	0.60	0.70	3.50	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	0.60	0.70	2.50	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	0.60	0.70	2.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	0.60	0.40	0.40	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00
Circolare (con rivest. int. ed est.)	75	1.20	1.40	7.00	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	1.20	1.40	5.00	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	1.20	1.40	4.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	1.20	0.80	0.80	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00
Rettangolare (con rivest. int. ed est.)	75	1.20	1.40	7.00	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	1.20	1.40	5.00	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	1.20	1.40	4.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	1.20	0.80	0.80	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00

Nota - Il rivestimento s'intende di materiale fonoassorbente con massa specifica di 35 - 40 kg/m³ e spessore di 50 mm.

E' importante sottolineare che alle basse frequenze i condotti a sezione rettangolare attenuano maggiormente di quelli a sezione circolare; ciò è legato al fatto che a tali frequenze l'attenuazione è inversamente proporzionale alla rigidezza che è relativamente maggiore nel caso di condotti a sezione circolare. Alle alte frequenze i valori di attenuazione sono comparabili in quanto la trasmissione del rumore attraverso i divisori dipende invece dalla massa per unità di superficie del divisorio: a parità di materiale, la dispersione del rumore è la stessa.

Condotti curvi.

TABELLA 5.3
Attenuazione (dB) dei raccordi a gomito rigidi

Gomiti a sezione rettangolare	Lato minore della sezione (mm)	Attenuazione (dB) secondo la banda d'ottava (Hz)							
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Con alette deflettrici (senza rivestimento)	75 - 140	0	0	0	0	0	1	2	3
	150 - 275	0	0	0	0	1	2	3	3
	300 - 575	0	0	0	1	2	3	3	3
	600 - 950	0	0	1	2	3	3	3	3
	975 - 1100	0	1	2	3	3	3	3	3
	1105 - 1350	1	2	3	3	3	3	3	3
1375 - 1500	1	2	3	3	3	3	3	3	
Senza alette deflettrici (senza rivestimento)	75 - 100	0	0	0	0	1	7	7	3
	115 - 140	0	0	0	0	5	8	4	3
	150 - 200	0	0	0	1	7	7	4	3
	225 - 275	0	0	0	5	8	4	3	3
	300 - 400	0	0	1	8	6	3	3	3
	425 - 575	0	0	6	8	4	3	3	3
	600 - 825	0	3	8	5	3	3	3	3
	850 - 950	0	5	8	4	3	3	3	3
	975 - 1100	0	6	8	4	3	3	3	3
	1125 - 1350	0	8	6	3	3	3	3	3
1375 - 1500	0	8	5	3	3	3	3	3	
Senza alette deflettrici (con rivest. interno)	75 - 100	0	0	0	0	2	13	18	18
	115 - 140	0	0	0	1	7	16	18	16
	150 - 200	0	0	0	2	13	18	18	16
	225 - 275	0	0	1	7	16	18	16	17
	300 - 400	0	0	4	14	18	18	16	18
	425 - 575	0	1	8	17	18	16	17	18
	600 - 825	0	4	15	18	17	17	18	18
	850 - 950	0	5	16	18	17	17	18	18
	975 - 1100	1	8	17	18	16	17	18	18
	1125 - 1350	2	12	18	18	16	18	18	18
1375 - 1500	3	14	18	18	17	18	18	18	
Derivazione a T (rivestimento solo nella derivazione)	75 - 100	0	0	0	0	2	11	14	13
	115 - 140	0	0	0	1	8	14	14	13
	150 - 200	0	0	0	2	11	13	13	12
	225 - 275	0	0	1	6	14	13	13	11
	300 - 400	0	0	3	12	13	12	12	10
	425 - 575	0	2	9	14	12	10	11	10
	600 - 825	0	4	13	13	11	10	10	10
	850 - 950	0	5	14	13	11	10	10	10
	975 - 1100	0	7	14	13	11	10	10	10
	1125 - 1350	0	11	14	12	10	10	10	10
1375 - 1500	0	12	14	11	10	10	10	10	

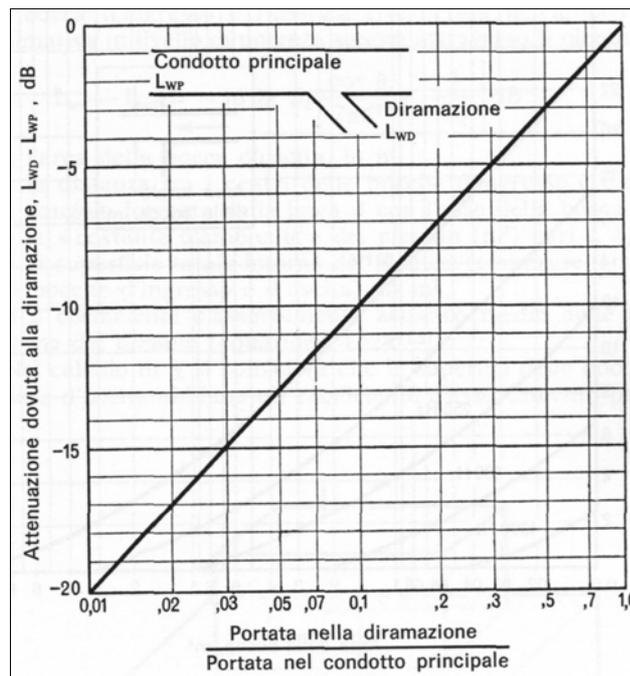
Nota - Il rivestimento s'intende di materiale fonoassorbente con massa specifica di 35-40 kg/m³ e spessore di 50 mm.

In tale tipologia di condotti, più che dallo smorzamento o assorbimento interno, l'attenuazione del rumore è prevalentemente legata alla riflessione in direzione della sorgente. In funzione di ciò è logico pensare che l'attenuazione maggiore la si ha con una curva a 90°. Vi sono poi dei picchi di attenuazione alle frequenze cui la lunghezza d'onda è il doppio della larghezza del condotto.

In generale è possibile affermare che l'attenuazione prodotta da una curva è direttamente proporzionale alla resistenza aerodinamica offerta.

Diramazioni

In corrispondenza delle derivazioni l'attenuazione acustica è legata essenzialmente alla ripartizione della potenza sonora complessiva nei condotti secondari. A tale proposito è possibile, senza commettere grossi errori, assumere che l'energia proveniente dal condotto principale si distribuisca nei condotti secondari nella stessa misura in cui lo fa la portata.



Terminali di condotto

In figura 10 sono riportati i valori di attenuazione dell'energia, per riflessione, alla bocca terminale di un condotto, con riferimento alla superficie "lorda" delle bocchette o dei diffusori trascurando feritoie e deflettori che in genere non danno un contributo

sensibile in termini di riflessioni (salvo a frequenze molto elevate con lunghezze paragonabili alle loro dimensioni).

Per terminali differenti da quelli convenzionali (bocchette e diffusori) occorre richiedere ai costruttori i valori di perdita per inserzione in sostituzione di quelli riportati nel grafico di figura 10.

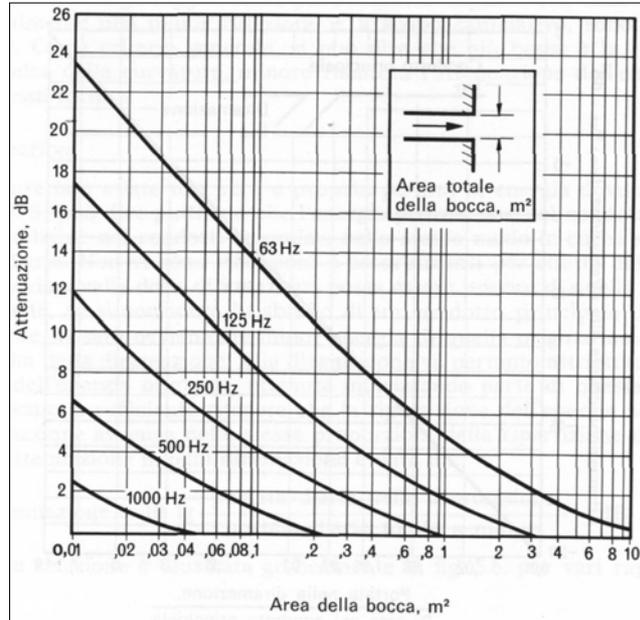


Fig. 10

Plenum

Come è possibile osservare dalla figura 11, un plenum consiste in una grande cavità rivestita di materiali fonoassorbenti dotata almeno di un ingresso ed una uscita.

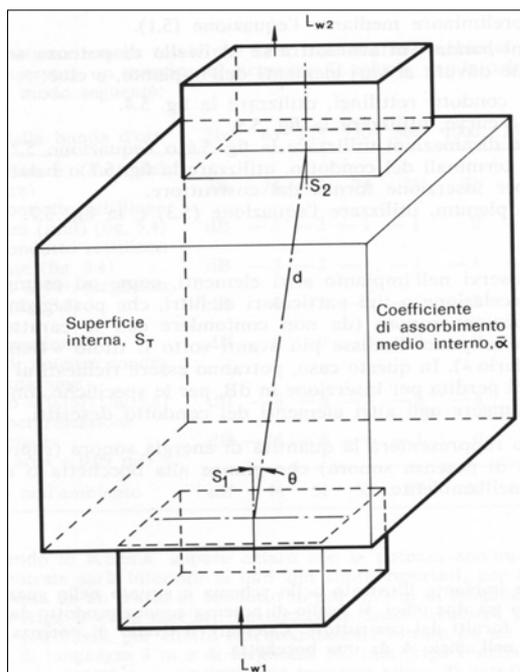


Fig.11 – Geometria di un plenum

L'energia acustica che entra in tale cavità viene in parte assorbita dalle pareti, in parte riflessa ed in parte inviata verso l'uscita in misura proporzionale all'area della sezione di scarico ed inversamente proporzionale alla distanza fra i centri delle due bocche.

L'attenuazione prodotta dal plenum, posto in genere all'uscita del ventilatore, è valutabile attraverso la relazione:

$$\Delta L_w = -10 * \text{Log}_{10} [S_2 * (\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{(1 - \bar{\alpha})}{\bar{\alpha} S_T})]$$

dove

S_2 è l'area della sezione di uscita del plenum;

S_T è l'area della sezione totale interna del plenum, comprese le sezioni di ingresso e di uscita);

$\bar{\alpha}$ è il coefficiente medio di assorbimento all'interno del plenum.

Si tratta ovviamente di relazioni teoriche che hanno i loro limiti visto che a rigore occorrerebbe computare l'ulteriore riduzione dovuta alle riflessioni alla sezione d'ingresso al plenum. L'approssimazione introdotta dalla relazione è buona alle alte frequenze mentre alle basse frequenze, quando la lunghezza d'onda è più vicina o supera le dimensioni della camera, l'attenuazione calcolata sottostima di **5 + 10 dB** il valore reale ottenibile.

E' ovvio che potendo esserci nell'impianto altri elementi (filtri, cassette di miscelazione, ecc..) in grado di attenuare ulteriormente il livello di rumore trasmesso attraverso le condotte occorrerà rivolgersi ai vari costruttori per stimare i valori di attenuazione previsti alle specifiche condizioni operative.

ESEMPIO

Si consideri l'impianto di figura 12 posto a servizio di due uffici (A e B). Siano i canali posizionati in controsoffitto e provvisti di rivestimento esterno. Supponendo noto il livello di potenza sonora prodotto dal ventilatore (fornito dal costruttore) si calcoli il livello di potenza sonora indotto nell'ufficio "A" dalla rete di distribuzione aeraulica.

Nel caso di più bocchette sfocianti nello stesso ambiente è consuetudine considerare solo la bocchetta più vicina al ventilatore assumendo che le altre forniscano un

contributo di pari livello. Ciò porta ovviamente a sovrastimare la potenza sonora totale irradiata nell'ambiente ma ci consente di mantenere un certo margine di sicurezza.

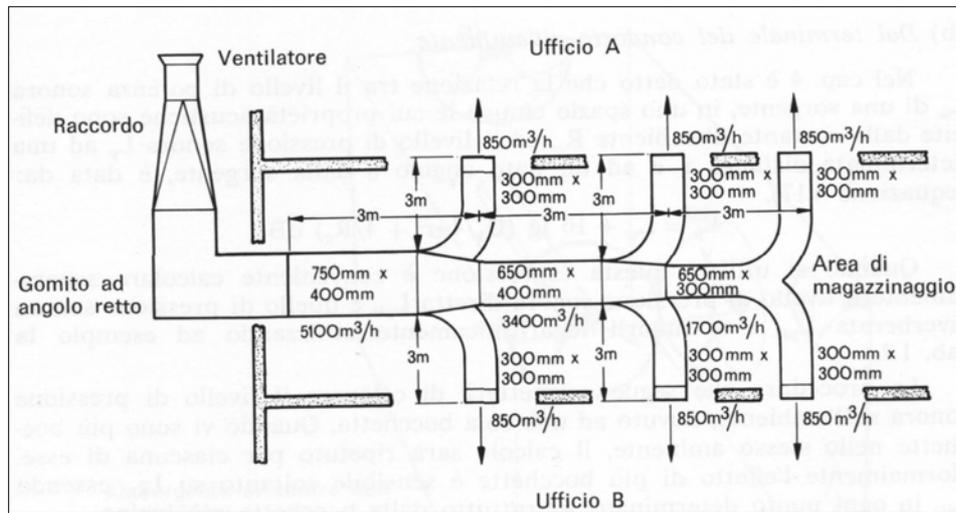


Fig.12 – Schema d'impianto

Il calcolo per la prima bocchetta è il seguente:

Frequenza nominale della Banda di Ottava	Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w ventilatore	dB	74	73	74	73	72	69	64	58
3 m di condotto rettilineo da 400 mm (min)	dB	-3	-3,9	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
3 m di condotto rettilineo da 300 mm (min)	dB	-3	-3,9	-3	-1	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7
Raccordo a 90°, lato minore da 400 mm	dB	0	0	-1	-8	-6	-3	-3	-3
Curvatura alla diramazione	dB	0	0	0	0	0	0	0	0
Perdita alla diramazione (rapporto = 0,167)	dB	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8
Perdita per riflessione alla bocchetta (area 0,09)	dB	-14	-8	-4	-1	0	0	0	0
L_w irradiato	dB	46	49	58	55	57	57	52	46

IL RUMORE IN AMBIENTE

Una volta noto il livello di potenza sonora irradiata in ambiente dalla bocchetta di riferimento, il passaggio successivo consiste nel calcolare il livello di pressione sonora generato ad una certa distanza r ed a un dato angolo θ dalla sorgente (bocchetta stessa).

La relazione da impiegare è la seguente:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log [(Q/4\pi r^2) + (4/C)];$$

Nella pratica comune si preferisce tuttavia calcolare separatamente il livello di pressione sonora diretta L_{pd} e quello di pressione sonora riverberata L_{pr} , sommandoli successivamente attraverso il grafico di figura 2.

LIVELLO DI PRESSIONE SONORA DIRETTA

Il livello di pressione sonora diretta è quello relativo al primo dei termini tra parentesi:

$$L_{pd} = L_w - 20 \cdot \text{Log } r + \text{ID}(\theta) - 11 \text{ dB}$$

dove

L_w è il livello di potenza sonora al terminale;

r è la distanza tra il centro del condotto ed il punto di ascolto;

$\text{ID}(\theta)$ è l'indice di direttività legato all'angolo θ tra l'asse del condotto e r .

La stima dell'indice di direttività merita particolare attenzione in quanto oltre che dalla posizione della bocchetta rispetto alle superfici riflettenti dipende dalla frequenza e quindi dalla lunghezza d'onda considerata in rapporto alla dimensione della bocchetta stessa.

Alle basse frequenze (grandi lunghezze d'onda), nel caso di bocchette di piccole dimensioni, l'energia sonora è irradiata ugualmente in tutte le direzioni (compatibilmente con il tipo d'installazione) con conseguente ininfluenza dell'angolo θ sul livello di pressione sonora generato in un punto a distanza r dalla sorgente. Alle alte frequenze invece l'energia tende a concentrarsi lungo la direzione dell'asse, come riportato in figura 13.

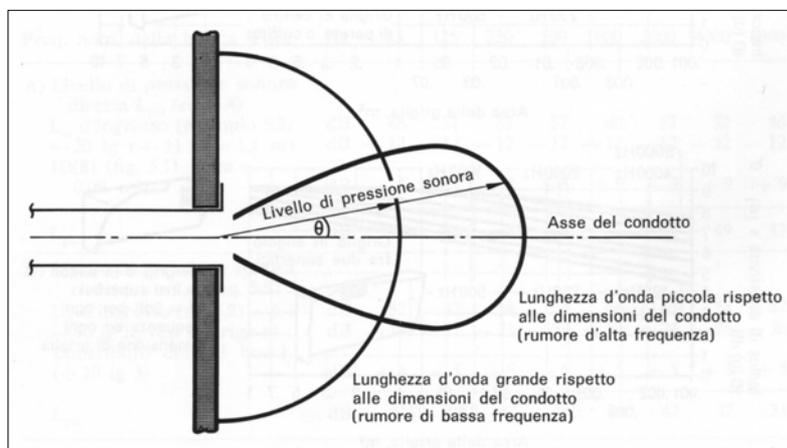


Fig.13 – Effetto della frequenza sulla caratteristica di irraggiamento

Essendo, dunque, il livello di pressione sonora alle alte frequenze più elevato in prossimità dell'asse della bocchetta si preferisce, in fase di calcolo, mettersi nella situazione più sfavorita per l'ascoltatore: in linea con il terminale del condotto ($\theta = 0$). In figura 14 sono riportati i grafici che ci consentono di risalire al valore di $ID(\theta)$ in relazione al tipo di installazione della bocchetta o diffusore.

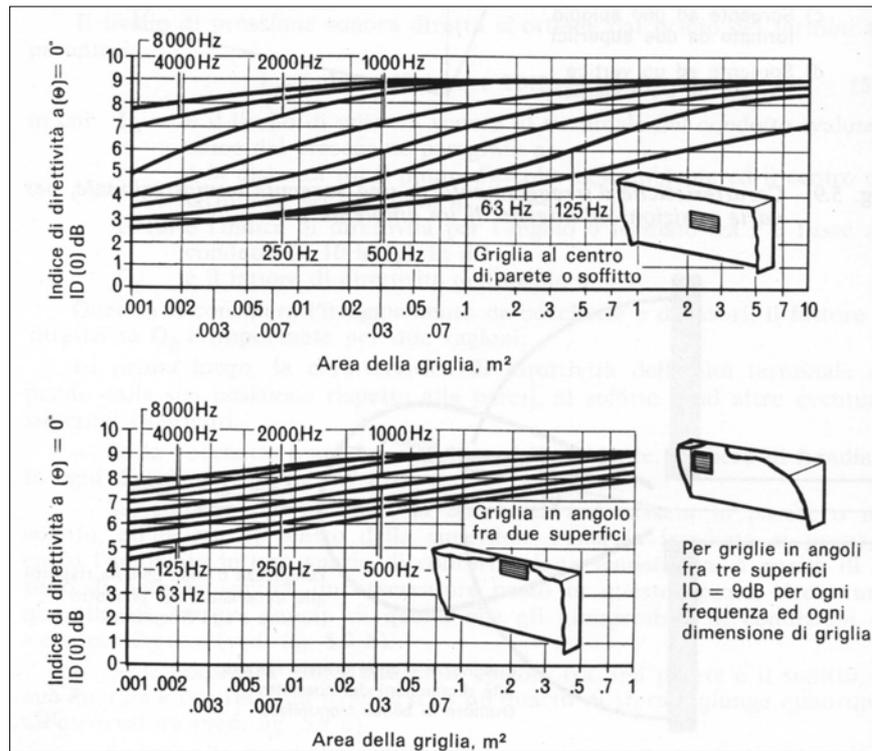


Fig.14 – *Indice di direttività sull'asse delle bocchette*

LIVELLO DI PRESSIONE SONORA RIVERBERATA

Il livello di pressione sonora riverberata è data dal secondo dei termini in parentesi e può essere calcolata tramite la relazione:

$$L_{pr} = L_w - 10 * \text{Log} [S\alpha / (1 - \alpha)] + 6 \text{ dB}$$

dove

S è la superficie interna del locale;

α è il coefficiente di assorbimento medio ponderato delle pareti.

Occorre in ultimo specificare che mentre nella definizione del livello di pressione sonora diretta ci si riferisce alla bocchetta più vicina all'ascoltatore, il livello di pressione sonora riverberata è il risultato del contributo dovuto a tutte le bocchette

presenti ne locale. Occorrerà quindi aumentare il livello di pressione riverberata dovuto ad una sola bocchetta di una quantità pari a $10 \cdot \text{Log}(n)$ dove n è il numero di bocchette presenti (nell'ipotesi che tutte contribuiscano nella stessa misura alla potenza sonora totale).

BIBLIOGRAFIA

Ian Sharland / *Manuale di acustica applicata-L'attenuazione del rumore* / Ed. Woods Italiana;

ASHRAE GUIDE / *Foundamentals* / 1997;

ASHRAE GUIDE / *Application* / 1999;



Via Roma 44 - 37040 Bevilacqua (Verona) Italy
Tel. +390442633111 - Fax +39044293577
www.aermec.com