

AIR CONDITIONING  
**AERMEC**

Nozioni di  
aeraulica





## I VENTILATORI

Negli impianti di climatizzazione l'energia necessaria all'aria per vincere le perdite di carico del circuito aeraulico è fornita dal ventilatore.

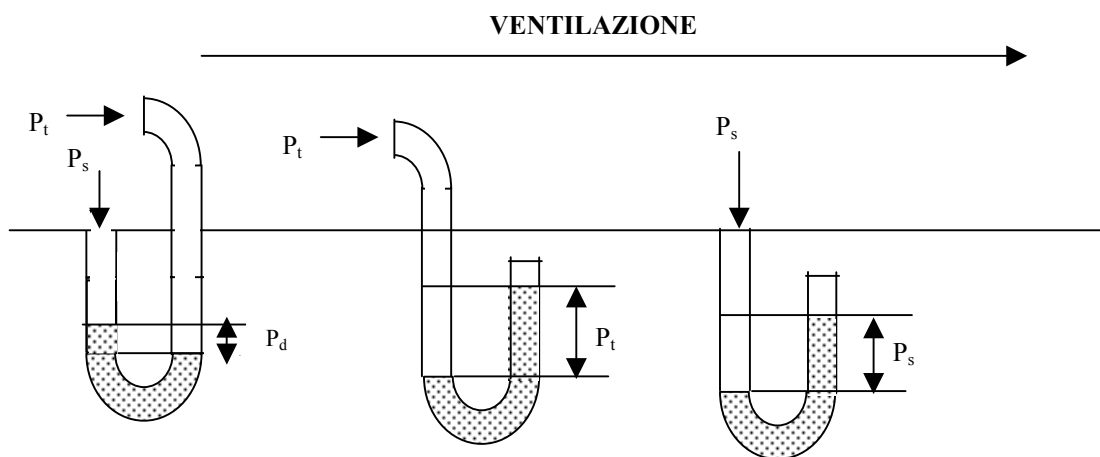
Tale energia trasferita all'aria in termini di pressione si compone di due aliquote:

- **Energia di pressione statica;**
- **Energia di pressione dinamica;**

che sommate tra di loro danno la **Pressione totale**.

Per comprendere a fondo il concetto di pressione statica, pressione dinamica e pressione totale basta fare una serie di semplici osservazioni. Preso un condotto di ventilazione, la pressione statica è la forza per unità di superficie esercitata in tutte le direzioni, indipendentemente dalla direzione della velocità; la pressione dinamica è la forza per unità di superficie equivalente alla trasformazione dell'energia cinetica in energia di pressione. Si tratta chiaramente di componenti in grado di mutare la loro natura in funzione di esigenze specifiche: nel caso in cui necessiti una maggiore quantità di pressione statica è possibile convertire in condotti di forma opportuna la pressione dinamica e viceversa se necessario.

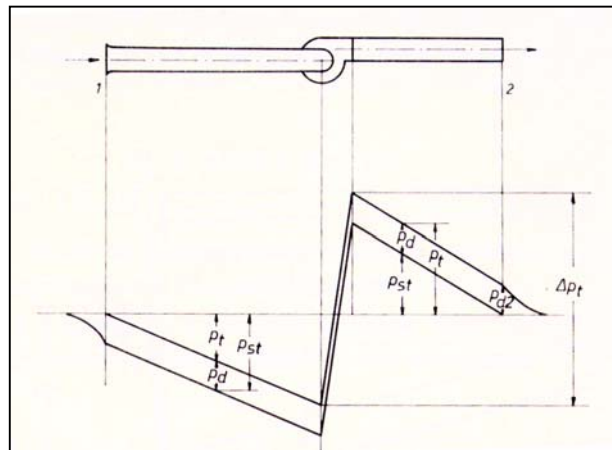
Per la loro misura si può far uso di un manometro differenziale opportunamente posizionato.



Manometri

In figura 1 è possibile osservare cosa accade alle due componenti di pressione durante la fase di aspirazione e mandata di un ventilatore.

Fig.1



**In aspirazione:** a monte del canale di aspirazione la pressione dinamica è inizialmente nulla mentre quella statica è pari alla pressione atmosferica. In corrispondenza dell'imbocco si ha un aumento della pressione dinamica (aumento della velocità) mentre quella statica è ancora pari al valore atmosferico. Man mano che si avvanza nel canale la pressione statica diminuisce mentre quella dinamica rimane sempre uguale essendo costante la sezione del canale e la densità dell'aria. Quindi riassumendo la pressione statica è negativa, la pressione dinamica è sempre positiva mentre la pressione totale, somma delle due, è negativa ed in valore assoluto minore di quella statica. Essendo tale tratto in depressione rispetto alla pressione atmosferica è possibile che si verifichino delle infiltrazioni di aria esterna.

**In mandata:** a valle del ventilatore la pressione dinamica è sempre positiva come pure quella statica. Man mano che si avvanza nel canale la pressione statica diminuisce per effetto delle perdite di carico nel condotto mentre quella dinamica rimane identica essendo costante la sezione del canale e la densità dell'aria. E' presente inoltre una perdita dinamica allo sbocco legata all'energia cinetica dell'aria immessa negli ambienti. Quindi riassumendo la pressione statica è positiva, la pressione dinamica è positiva e la pressione totale, somma delle due, è anch'essa positiva. Essendo tale tratto in sovrappressione rispetto alla pressione atmosferica è possibile che si verifichino delle perdite di aria dal canale.

La pressione totale sviluppata dal ventilatore ( $DP_{tot}$ ) è somma delle perdite totali, distribuite ed accidentali, dell'impianto inclusa la perdita dinamica allo scarico dell'aria in ambiente.

Volendo quantificare il valore di pressione dinamica abbiamo:

$$P_{\text{dinamica}} = [(\rho \cdot V^2)]/2 \quad [\text{Pa}]$$

dove:  $\rho$  è la densità dell'aria [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

$V$  è la velocità dell'aria [ $\text{m}/\text{sec}$ ]

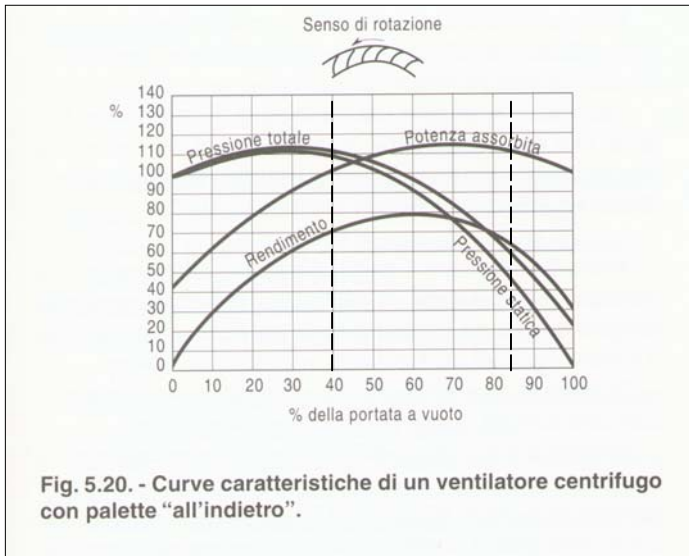
mentre per la pressione statica è data da:

$$P_s = P_t - P_d$$

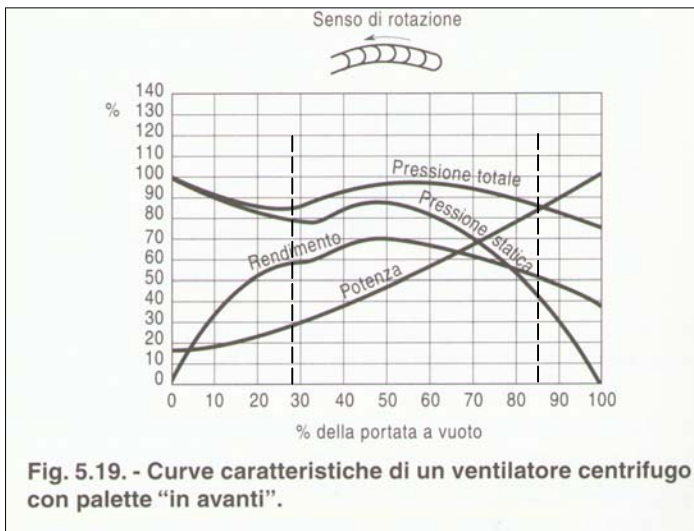
La tipologia di ventilatori comunemente utilizzata nelle applicazioni impiantistiche è:

- Ventilatori centrifughi a pale radiali;
- Ventilatori centrifughi a pale curve in avanti;
- Ventilatori centrifughi a pale curve rovesce

**I ventilatori centrifughi a pale rovesce**, come si nota dal grafico, sono caratterizzati



**Fig. 5.20. - Curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo con palette "all'indietro".**



**Fig. 5.19. - Curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo con palette "in avanti".**

da elevati valori di rendimento (80%) e ciò torna molto utile quando essi devono funzionare per parecchie ore all'anno. La curva della potenza elettrica assorbita è piuttosto piatta nel campo di buon funzionamento, ciò significa che all'aumentare della portata la potenza assorbita si mantiene circa costante a vantaggio di tutte quelle applicazioni impiantistiche complesse dove risalire all'effettivo valore delle perdite di carico è abbastanza difficile. Sono ventilatori comunque che, a seguito di

considerazioni a carattere fluidodinamico, forniscono una pressione totale che

decrese all'aumentare della portata elaborata; sono caratterizzati inoltre da velocità di rotazioni elevate ed elevati costi.

**I ventilatori a pale curve in avanti** sono invece caratterizzati da valori di rendimento meno elevati. Tale aspetto è di poco rilievo se ne è previsto l'impiego in applicazioni con funzionamento intermittente o nel caso di basse potenze impegnate. La potenza assorbita cresce più che proporzionalmente con la portata: una sovrastima dell'effettivo valore delle perdite di carico del circuito aeraulico può comportare un aumento di assorbimento all'asse del ventilatore con necessità di cambio del numero di giri dello stesso ed eventualmente del motore.

Tale tipo di ventilatori ha un regime di rotazione più basso rispetto a quello dei pale rovesce e per tale motivo sono anche più silenziosi. Hanno dimensioni più contenute con riferimento ad una data prestazione e possono essere vantaggiosi laddove si hanno esigenze di spazio.

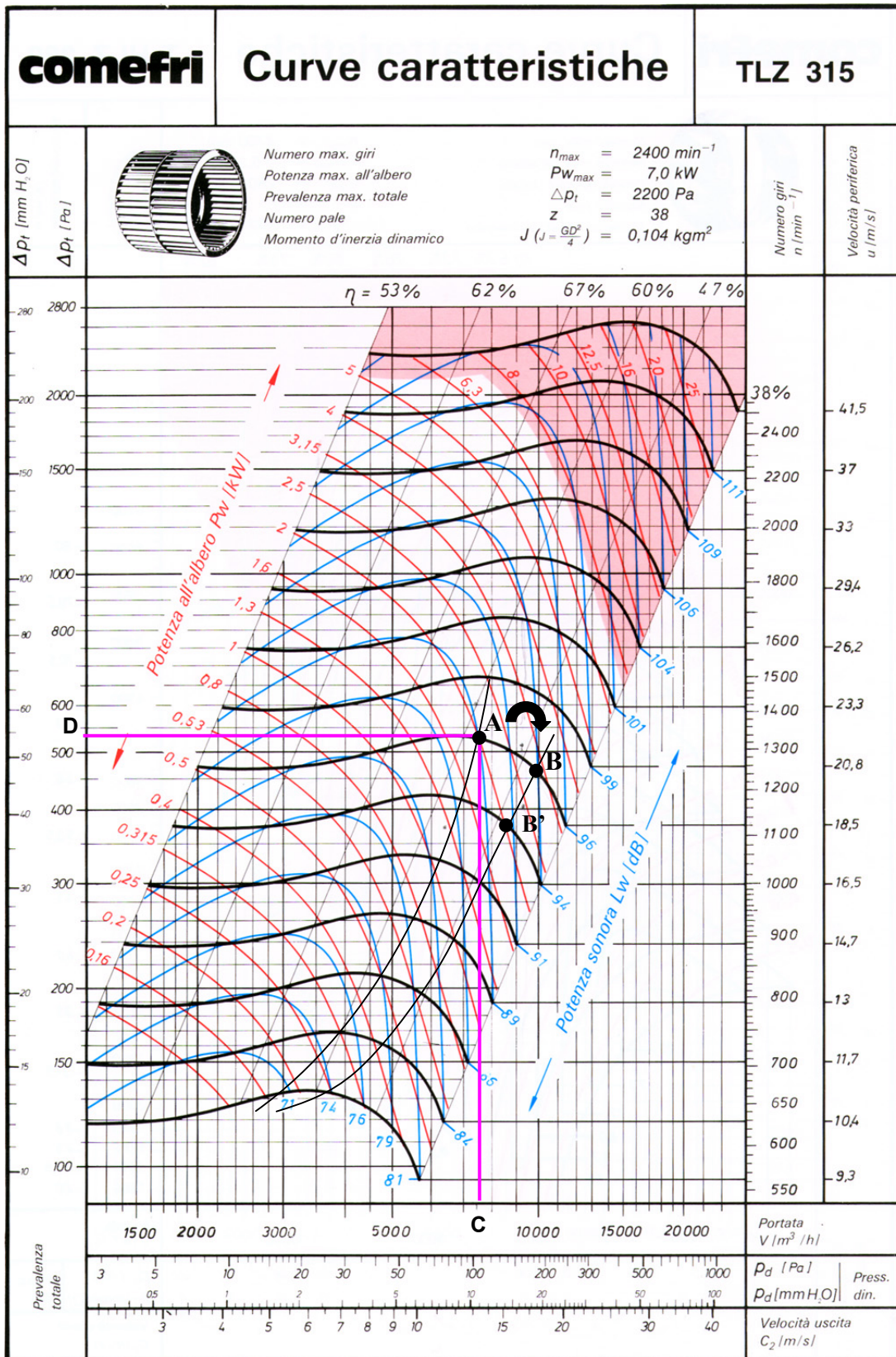
Sul grafico che segue è possibile osservare le curve caratteristiche di funzionamento di un ventilatore a pale in avanti; entrando in tale grafico con i valori di prevalenza e portata o portata e numero di giri o prevalenza e numero di giri è possibile risalire a tutti gli altri parametri operativi che definiscono il funzionamento del ventilatore in oggetto.

Supponendo di entrare in tale diagramma con il valore di portata e di prevalenza, dall'intersezione delle rette **AC** e **AD** si individua il punto **A** che ci fornisce indicazioni circa il **N<sub>g</sub>** (linea nera), **L<sub>w</sub>** (linea blu), **P<sub>w</sub>** (linea rossa), **η** (linea nera sottile).

Nel caso in oggetto abbiamo una portata di **7500 m<sup>3</sup>/h** con una prevalenza totale **540 Pa**, un numero di giri di **1100 rpm**, una pressione dinamica di **110 Pa**, una potenza sonora pari a **89 dB**, una potenza assorbita pari a **2 kW**, un rendimento del **57%**, una velocità dell'aria in uscita dalla bocca del ventilatore pari a **13 m/sec** con una velocità periferica di **18.5 m/sec**.

Un eccesso nella stima delle perdite di carico (problema molto comune) comporta uno spostamento del punto di funzionamento del sistema ventilatore/circuito (punto **A**) verso un nuovo punto di equilibrio stabile a più basse prevalenze: punto **B**. Il risultato è un aumento della portata elaborata con conseguente aumento della rumorosità all'interno dei canali ed in ambiente, un aumento del livello di potenza

sonora, una diminuzione del rendimento ed un aumento della potenza assorbita all'asse del ventilatore (3.10 kW).



Quest'ultimo aspetto è sicuramente non meno importante degli altri visto che condiziona la scelta del motore da accoppiare al ventilatore. Nella pratica comune si vuole una potenza del motore del **10 ÷ 15 %** in più rispetto al valore rilevato all'asse del ventilatore al fine di evitare un eccessivo surriscaldamento del motore, compensare le perdite di potenza legate al sistema di trasmissione motore/ventilatore e le perdite interne al motore stesso, soddisfare in misura contenuta un'eventuale sovrassorbimento elettrico a seguito di errori (non macroscopici) commessi nella stima delle perdite di carico del circuito aeraulico.

Le tecniche spesso adottate per porre rimedio ai problemi derivanti da una non corretta stima di tali perdite (eccessiva portata e conseguente rumorosità) prevedono:

- **Variazione del numero di giri del ventilatore:** diminuendo, infatti, il numero di giri del fan è possibile spostarsi verso portate elaborate più basse e correggere i problemi di rumorosità dovuti ad un'eccessiva velocità dell'aria nei canali.
- **Impiego dei silenziatori.**

Quest'ultimi sono unità specifiche di attenuazione che, opportunamente installate all'interno della rete aeraulica, consentono di raggiungere livelli accettabili di rumorosità grazie alle proprietà fonoisolanti che li caratterizzano in relazione anche alla differente geometria. Di seguito sono raffigurate due tipologie di silenziatori disponibili in commercio:



Silenziatori cilindrici



Silenziatori a setti

I silenziatori cilindrici consistono di un condotto di sezione circolare rivestito internamente, spesso provvisto di un elemento fonoassorbente aggiuntivo montato al centro per tutta la lunghezza del condotto stesso; tale tipologia di silenziatori, disponibili in commercio in differenti lunghezze pari ad almeno 1 volta il diametro,



sono molto utili nel campo delle medie frequenze mentre risultati più incisivi in quello delle basse frequenze spettano ai silenziatori a setti.

In tale tipologia di silenziatori, i setti provvedono a dividere la sezione totale di passaggio dell'aria in tante sezioni di larghezza molto piccola rispetto all'altezza; l'attenuazione è strettamente dipendente dalla larghezza e dalla lunghezza di ogni singolo passaggio dell'aria, mentre la larghezza e l'altezza del silenziatore determinano la caduta di pressione. Quindi:

**per aumentare l'attenuazione:**

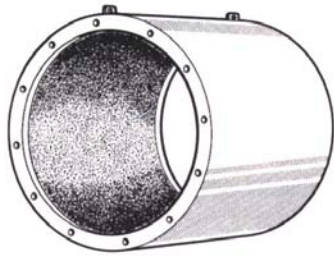
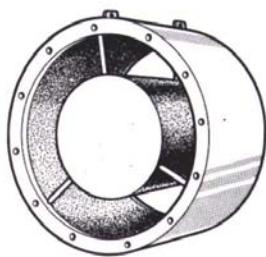
- *Aumentare la lunghezza;*
- *Ridurre il passaggio dell'aria;*

**per ridurre le perdite di carico:**

- *Aumentare la larghezza;*
- *Aumentare l'altezza;*

Nelle tabelle e nei grafici di seguito riportati si possono osservare i valori tipici di attenuazione per un silenziatore a setti ed uno cilindrico con lunghezza quest'ultimo pari a 1 diametro.

**Attenuazione fornita da silenziatori cilindrici di lunghezza pari a 1 diam.**

Diametro mm	Attenuazione in dB, per banda d'ottava (Hz)							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
315	1	2	4	9	11	10	9	7
400	2	3	5	10	13	11	9	8
500	2	3	6	13	14	10	10	5
630	2	5	7	15	13	8	9	8
710	3	5	7	15	13	9	9	8
800	3	5	8	16	12	9	9	8
900	3	5	10	17	13	11	10	8
1000	4	5	11	16	11	10	8	9
1120	4	5	11	17	11	9	8	8
1250	4	6	12	17	10	9	8	7
1400	4	6	12	16	10	8	7	6
1600	4	7	12	16	10	8	7	6

Diametro mm	Attenuazione in dB, per banda d'ottava (Hz)							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
315	2	5	5	9	18	20	18	15
400	2	6	6	10	19	24	20	17
500	2	3	8	16	21	22	21	17
630	3	5	8	15	19	16	14	12
710	3	5	8	15	19	15	14	12
800	4	5	8	16	19	15	14	13
900	4	5	9	17	19	15	14	13
1000	5	5	11	18	19	15	14	13
1120	5	7	11	19	18	14	13	12
1250	5	8	12	19	17	14	12	10
1400	5	8	12	18	16	13	11	9
1600	5	8	13	17	16	13	11	8

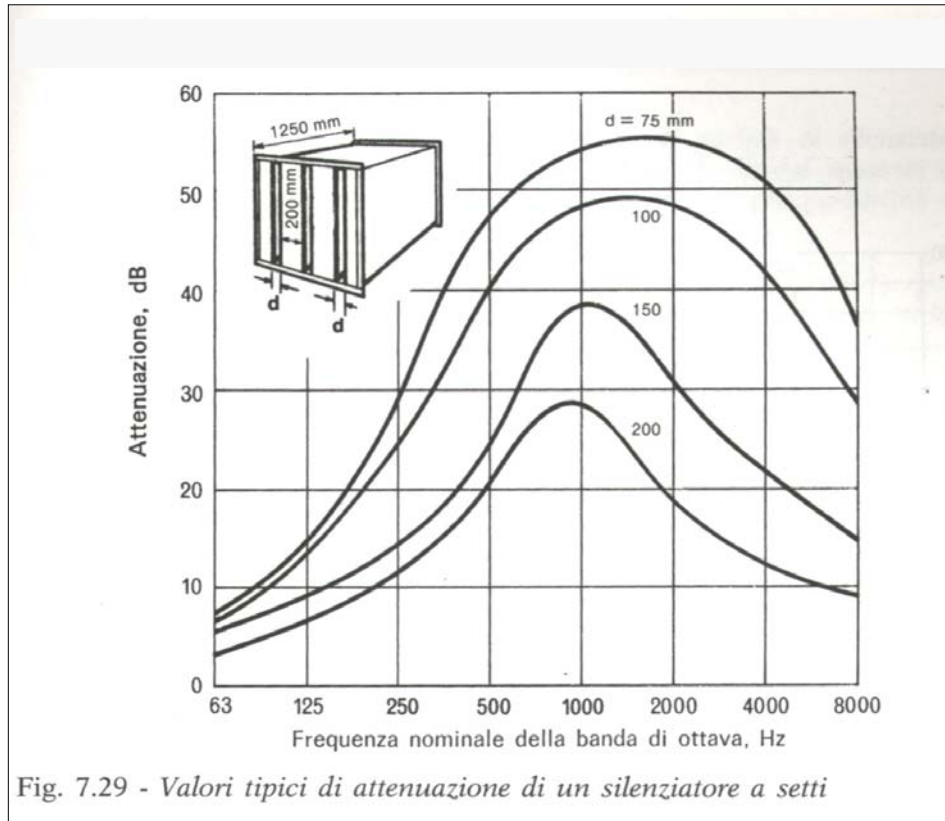


Fig. 7.29 - Valori tipici di attenuazione di un silenziatore a setti

Nel caso del silenziatore a setti, a parità di passaggio aria, aumentando lo spessore del setto aumenta l'attenuazione alle basse frequenze (**63, 125, 250 Hz**), dove cioè si presta particolare attenzione in un qualsiasi calcolo acustico relativo ad una rete aeraulica relativamente complessa.

Circa la variazione del  $N_g$ , essa è realizzabile tramite un cambio della puleggia del ventilatore (se possibile) secondo la relazione:

$$N_v = N_m * (R_{pm}/R_{pv})$$

Quindi volendo diminuire  $N_v$  occorre aumentare il raggio della puleggia del ventilatore spostandoci ad es. verso il punto **B'** o qualsiasi altro punto sulla curva caratteristica esterna che ci consenta un giusto compromesso tra esigenze di rumorosità e di portata.

Un'altra soluzione spesso adottata è quella di prevedere già in partenza un tipo di trasmissione "regolabile" che consente una variazione del numero di giri del ventilatore dell'ordine del **15 ÷ 20 %** (in meno) agendo sul diametro della puleggia del motore. A volte si preferisce montare motori a doppia polarità (più costosi e più

pesanti) in grado di consentire variazioni del numero di giri del motore con conseguente variazioni delle prestazioni del ventilatore.

In ultimo ma non per importanza è il problema legato alla rumorosità dei ventilatori; Tale rumorosità cresce con una legge di tipo logaritmico all'aumentare della velocità periferica. La velocità periferica è a sua volta legata al numero di giri del ventilatore tramite la relazione:

$$v = w * r$$

dove  $r$  è il diametro della girante e  $w$  è la velocità angolare definita come:

$$w = (2 * \pi * N_g) / 60$$

con  $N$  numero di giri.

Quindi una data velocità periferica la possiamo ottenere come combinazione del numero di giri e del diametro della girante. L'esperienza dimostra che la rumorosità cresce con l'aumentare del numero di giri e con il diminuire del rendimento; in presenza di problemi di rumorosità si potrebbe quindi privilegiare ventilatori che girano più lentamente ma con diametri maggiori in grado comunque di lavorare con rendimenti comparabili.

Va anche chiarito che la relazione che le lega la pressione totale fornita dal ventilatore e la velocità periferica è di tipo quadratico: non è possibile costruire ventilatori che forniscono un elevata prevalenza totale senza che allo stesso tempo non si elevi la velocità periferica.

Concludendo, occorre prestare molta attenzione quando si va a scegliere il ventilatore da inserire all'interno di un circuito aeraulico al fine di evitare fastidiosi problemi che potrebbero insorgere nella fase di messa in funzione degli impianti.

## I CANALI D'ARIA

Abbiamo visto come l'energia necessaria al fluido (aria) per vincere le resistenze al moto incontrate lungo il circuito aeraulico, proviene interamente dai ventilatori.

Essi, ricordiamo, svolgono un ruolo molto importante negli impianti di climatizzazione in quanto consentono all'aria, opportunamente trattata nelle centrali, di arrivare in ambiente nella misura e nei modi richiesti tramite l'ausilio di opportune canalizzazioni.

E' ovvio che per poter scegliere il ventilatore più adeguato alle nostre esigenze occorre che sia stata dimensionata a monte la rete aeraulica.

Prima, però, di passare ad esaminare le varie metodologie di calcolo disponibili è bene soffermare l'attenzione su alcuni aspetti fondamentali che riguardano la stima delle perdite di carico nei vari tratti dei canali che compongono la rete di distribuzione.

In particolare, una trattazione rigorosa del problema richiede il calcolo delle varie cadute di pressione tratto per tratto al fine di arrivare a stimare la caduta complessiva partendo da quella dei singoli tratti.

Le varie componenti di perdita, tratto per tratto, possono essere così sintetizzate:

1. *Perdite di carico distribuite* – sono le perdite di carico dovute agli attriti generati dalla viscosità del fluido ed dal movimento delle particelle nel condotto. Tali perdite sono calcolabili mediante l'equazione:

$$\Delta P_{\text{distr}} = f * (L/D) * (\rho * V^2 / 2) \quad [\text{Pa}] \text{ (equaz. di Darcy)}$$

dove:

**f** è il fattore di attrito di Moody, adimensionale;

**L** è la lunghezza del tratto di canale;

**D** è il diametro idraulico;

**$\rho$**  è la densità dell'aria (**1.2 Kg/m<sup>3</sup>**, con riferimento ad aria standard: **15 °C** e

**$p = 1 \text{ atm.}$** );

**V** è la velocità dell'aria nel tratto.

Il fattore di attrito **f**, è funzione di una serie di parametri:

$$f = F(\epsilon/D, Re)$$

dove:

$\epsilon$  è la rugosità assoluta del materiale [m]

$\epsilon/D$  è la scabrezza relativa;

$Re$  è il numero di Reynolds, adimensionale, che nel caso dell'aria in condizioni standard è pari a  $66400 * D * V$ ;

Una formula semplificata per il calcolo del fattore di attrito  $f$  è:

$$f^* = 0.11 * (\epsilon/D + 68/Re)^{0.25}$$

se  $f^* > 0.018$  allora  $f = f^*$  altrimenti  $f = 0.85 * f^* + 0.0028$ .

Di seguito sono riportati i valori di rugosità  $\epsilon$  relativi ad alcune tipologie di materiali.

Materiale	Classificazione
Canale in PVC Canale in lamiera di alluminio Canale in lamiera di ferro, liscio	Liscio ( $\epsilon = 0.03 \text{ mm}$ )
Canale in lamiera zincata , aggraffatura longitudinale e flangiatura ogni 1,2 mt. Canale circolare in lamiera zincata, spiroidale e giunti trasversali ogni 3 mt.	Mediamente Liscio ( $\epsilon = 0.09 \text{ mm}$ )
Canale in lamiera zincata con flangiatura ogni 0.8 mt.	Medio ( $\epsilon = 0.15 \text{ mm}$ )
Canale in fibra di vetro	Mediamente rugoso ( $\epsilon = 0.9 \text{ mm}$ )
Tubo flessibile metallico Tubo flessibile Calcestruzzo	Rugoso ( $\epsilon = 3 \text{ mm}$ )

2. *Perdite di carico concentrate* – sono le perdite di carico legate alle accidentalità che il fluido incontra nel suo movimento all'interno del circuito (curve, derivazioni, serrande, variazioni di sezione, biforcazioni, etc....).

La computazione di tali perdite avviene attraverso la relazione:

$$\Delta P_{\text{conc.}} = C * (\rho * V^2 / 2) = C * 0.6 * V^2 = C * P_d \quad [\text{Pa}]$$

dove

$C$  è un coefficiente caratteristico del tipo di accidentalità;

$P_d$  è la Pressione dinamica.

Si riportano di seguito alcuni dei valori del parametro  $C$  relativamente alle accidentalità più comunemente diffuse.

3. *Perdite di carico per variazione di velocità* – sono le perdite di carico legate alle variazioni di energia cinetica del fluido nel passaggio da un tronco ad un altro.

Tali perdite sono calcolabili attraverso la relazione:

$$\Delta P_{cin.} = 0.6 * (V^2_{i+1} - V^2_i) \text{ [Pa]}$$

4. *Perdite introdotte dalle serrande di equilibratura* – sono le perdite di carico legate agli organi di regolazione necessari per la taratura ed il bilanciamento dei circuiti aeraulici.

5. *Perdite dovute alle bocchette* – sono le perdite di carico legate al passaggio dell'aria attraverso le unità terminali (bocchette).

6. *Perdite dinamiche allo scarico* – rappresentano le perdite di energia cinetica alla uscita della bocchetta. La valutazione di tali perdite si effettua tramite la relazione:

$$\Delta P_{din.} = 0.6 * V^2 \text{ [Pa]}$$

I metodi di calcolo utilizzati per il dimensionamento delle reti aerauliche sono quattro:

1. **Perdita di carico costante;**
2. **Recupero di pressione statica;**
3. **Velocità costante;**
4. **Riduzione graduale della velocità.**

*Perdita di carico costante* – Tale metodo molto diffuso nelle applicazioni impiantistiche, permette di calcolare, nota la portata nel tratto iniziale ed impostato un valore max di velocità dell'aria nello stesso, la relativa perdita di carico. Come è possibile osservare in fig.2, si entra con il valore di portata previsto e dall'intersezione con la velocità selezionata si ricava la perdita di carico lineare. Il valore di perdita così ricavato viene mantenuto costante per tutti i successivi tronchi dell'impianto.

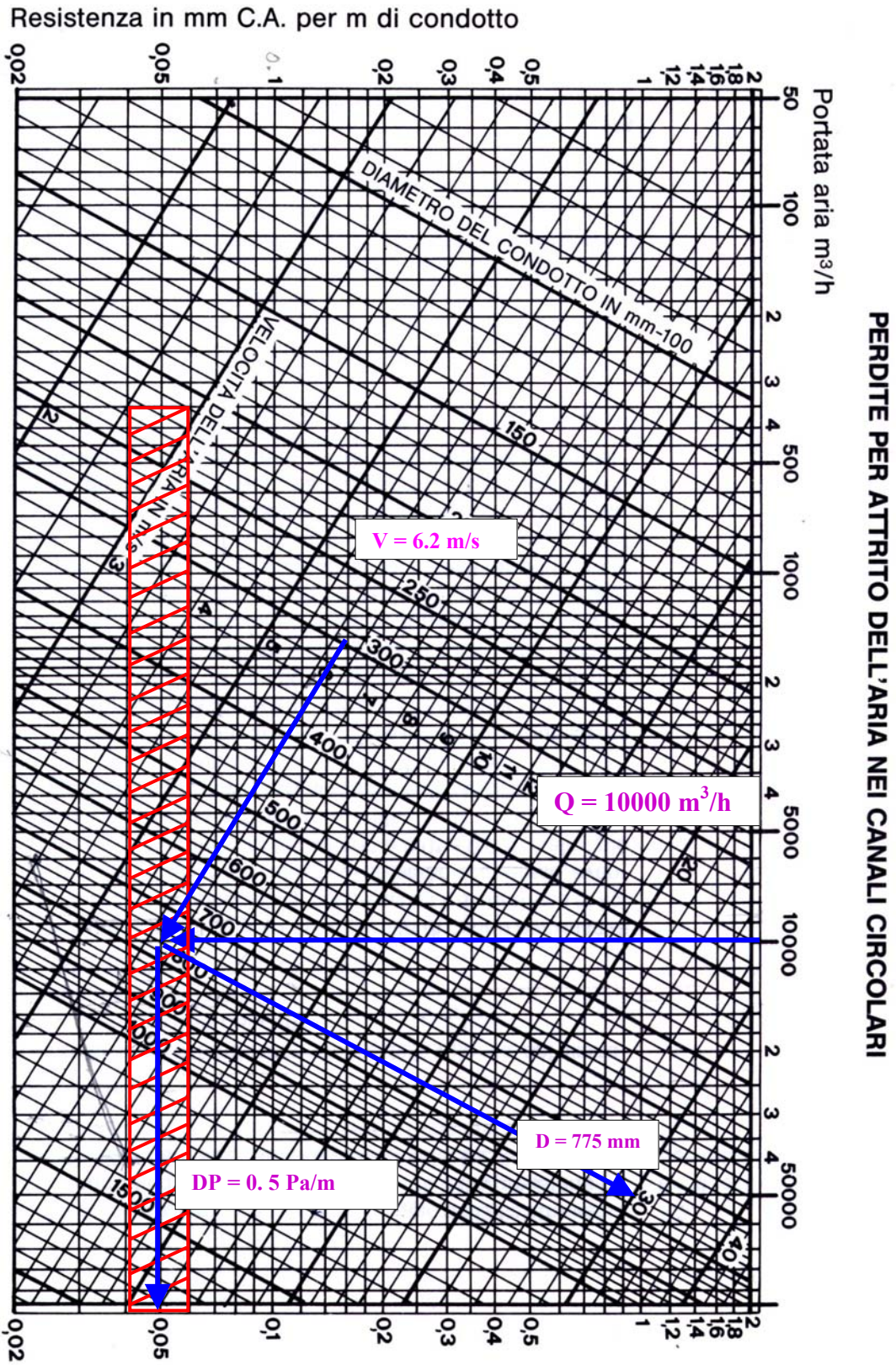


Fig.2

In genere, nel dimensionamento dei canali d'aria, il valore di perdita consigliato è compreso tra i **0.4 e 0.6 Pa/m ( 0.04 e 0.06 mmca/m)**.

Nello stesso grafico è possibile visualizzare il valore del diametro del condotto  $D_e$ .

Tabella 27

Lunghezza lato a mm	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
Lunghezza lato b mm	210	244	273	299	322	343	363	381	397	413	428	443	456	469	482	494	505	517
	228	266	299	328	354	371	393	409	426	439	457	470	480	492	504	514	524	534
	245	286	322	354	382	408	433	455	476	496	515	533	550	566	582	593	611	625
	260	304	343	371	408	437	463	488	511	533	553	573	591	610	626	643	658	674
	274	321	363	399	433	463	491	518	543	566	588	610	630	649	667	685	702	719
	287	337	381	426	455	488	518	546	573	598	622	644	666	686	706	725	744	761
	299	351	397	439	476	511	543	573	601	628	658	688	700	721	743	763	783	802
	310	365	413	457	496	533	566	598	628	660	684	708	732	753	775	797	820	842
	321	378	428	474	515	553	588	622	658	684	715	738	762	786	810	834	858	877
	331	390	443	490	533	573	610	644	688	708	738	770	796	822	847	865	886	903
	340	402	456	505	550	591	630	666	700	732	762	796	825	850	875	900	920	940
	350	413	469	520	566	610	649	686	721	753	786	822	850	880	902	923	944	966
	359	424	482	534	582	626	667	706	743	775	810	847	875	902	935	958	982	1000
	367	434	494	548	593	643	685	725	763	797	834	865	900	923	958	990	1010	1040
	375	444	505	560	611	658	702	744	783	820	858	886	920	944	982	1010	1040	1070
	383	454	517	573	625	674	719	761	802	842	877	903	940	966	1000	1040	1070	1100
	391	463	527	586	639	689	735	778	820	864	896	927	960	992	1030	1060	1090	1120
	406	481	548	609	665	717	765	811	855	896	933	975	1010	1030	1070	1110	1140	1170
	413	490	558	620	677	730	780	827	871	912	951	993	1030	1050	1090	1130	1160	1200
		498	568	631	689	743	794	842	887	930	969	1010	1050	1080	1120	1160	1180	1220
		506	577	641	701	756	808	857	904	948	987	1030	1070	1100	1140	1180	1240	1240
		514	586	652	712	769	822	872	919	966	1010	1050	1090	1120	1170	1200	1240	1260
		521	595	662	724	781	835	880	934	984	1040	1090	1140	1160	1210	1250	1280	1300
		531	604	672	734	793	848	900	955	1000	1060	1110	1140	1180	1230	1270	1300	1330
		536	612	681	745	804	860	913	963	1020	1080	1140	1170	1200	1250	1290	1320	1350
		543	620	690	755	816	872	926	979	1040	1090	1140	1170	1200	1250	1290	1320	1350
		550	628	700	765	827	884	940	991	1060	1110	1160	1190	1220	1270	1320	1350	1380
		644	717	785	848	908	964	1020	1080	1130	1190	1210	1240	1260	1290	1350	1380	1420
		659	734	804	869	936	988	1040	1100	1150	1210	1240	1260	1290	1330	1370	1410	1460
		674	751	822	889	949	1010	1070	1120	1180	1240	1260	1290	1330	1370	1410	1440	1490
		688	767	837	908	973	1030	1090	1140	1210	1260	1280	1310	1360	1400	1440	1480	1520
			782	857	927	993	1050	1110	1170	1230	1280	1340	1390	1440	1470	1520	1560	1600
			797	873	945	1010	1070	1130	1190	1250	1310	1370	1420	1470	1510	1550	1590	1630
			890	962	1030	1090	1160	1220	1280	1340	1400	1460	1510	1560	1600	1650	1700	1750
			812	886	959	1020	1080	1140	1200	1260	1320	1380	1440	1500	1540	1580	1630	1670
			826	900	979	1050	1110	1180	1240	1290	1360	1420	1480	1540	1580	1620	1670	1720
				920	996	1070	1130	1200	1260	1320	1380	1440	1500	1560	1620	1680	1730	1780
				935	1010	1080	1150	1220	1280	1340	1400	1460	1510	1560	1620	1680	1730	1780
				950	1030	1100	1170	1240	1300	1360	1420	1480	1540	1590	1650	1710	1760	1810
				960	1040	1120	1190	1260	1320	1380	1440	1500	1560	1610	1670	1720	1770	1820
					1060	1130	1200	1260	1320	1380	1440	1500	1560	1610	1670	1720	1770	1820
					1070	1150	1220	1290	1360	1430	1490	1550	1610	1660	1720	1780	1830	1880
					1080	1160	1240	1310	1380	1450	1510	1570	1630	1690	1740	1800	1860	1910
					1100	1180	1260	1330	1390	1470	1530	1590	1650	1710	1760	1830	1890	1950
						1190	1270	1340	1410	1490	1550	1610	1670	1730	1780	1850	1910	1970
						1210	1290	1360	1430	1510	1570	1630	1690	1750	1800	1870	1930	1990
						1220	1300	1380	1450	1530	1590	1650	1710	1760	1820	1890	1950	2010
						1240	1320	1390	1470	1550	1610	1670	1730	1790	1850	1910	1970	2030



Si fa ovviamente riferimento ad un condotto di forma circolare cui è possibile far corrispondere attraverso una relazione del tipo:

$$D_e = 1.3 * [(A * B)^{0.625} / (A + B)^{0.25}]$$

un condotto di forma rettangolare e dimensioni **AxB** equivalente al condotto circolare (equivalente significa che da luogo alla stessa perdita di carico a parità di portata).

Nella tabella sopra esposta è riportata la corrispondenza tra **D<sub>e</sub>** e le dimensioni rettangolari (**A, B**) dei condotti di distribuzione.

Una volta dimensionata la rete, occorrerà procedere ad un bilanciamento delle diverse diramazioni con opportuni organi quali serrande, lamiere forate che non dovranno presentare perdite di carico eccessive per non causare problemi di rumorosità (< **35 Pa**, se possibile) e comunque in grado di garantire in tutti i nodi terminali un uguale valore di pressione statica, onde evitare sbilanciamenti della rete con portate nei vari ambienti diverse da quelle di progetto.

*Recupero di pressione statica* – Tale metodo consiste nel dimensionare, una volta definito il tratto iniziale a valle del ventilatore, i tratti successivi al primo sfruttando la possibilità di conversione dell'energia dinamica in statica in condotti di forma opportuna.

Tale metodologia di calcolo è molto utilizzata nel campo dell'alta velocità, poiché consente di realizzare una rete più bilanciata evitando di ricorrere ad organi di strozzamento. Comporta comunque un aumento del peso della lamiera (fino al 15% in più rispetto a quella valutata con il metodo a perdita di carico costante) e l'utilizzo di appositi programmi disponibili in commercio.

*Velocità costante* – Tale metodo è utilizzato nei sistemi che convogliano aria con particelle solide in sospensione in cui occorre che le velocità siano mantenute ad un valore fissato tale da non consentire a tali particelle di depositarsi (impianti di estrazione polveri, etc..).

In genere per tale tipo di impianti si preferisce utilizzare condotti a forma circolare.

*Riduzione graduale di velocità* – Consiste nel dimensionare i vari tratti partendo dal valore di velocità nel tratto iniziale, riducendola man mano che si avanza nella rete. Tale metodo è poco usato.

I dati di cui occorre disporre in sede di dimensionamento di una rete aeraulica sono:

- Schema unifilare del percorso aeraulico;
- Individuazione e numerazione dei nodi, partendo dal nodo iniziale 1;
- Lunghezza dei tratti di canale compresi tra due nodi successivi;
- Portata d'aria da inviare nei vari locali o nodi terminali;
- Velocità max dell'aria nel primo tratto;
- Tipologia di materiale da utilizzare per la realizzazione dei canali ( lamiera, PVC, tubo tessile, alluminio preisolato, calcestruzzo etc...);
- Specifiche normative relativamente alla compartimentazione stagna dei locali (serrande tagliafuoco);
- Esigenze in termini di rumorosità, di immissione, distribuzione e ripresa dell'aria dai singoli ambienti ( diffusori, griglie etc.);
- Esigenze legate all'utilizzo di spazi tecnici ( canali, cavedi etc..), che pongono limitazioni alla forma ed allo sviluppo delle canalizzazioni.

Per ciò che attiene le velocità, riportiamo di seguito alcune tabelle che suggeriscono i valori da adottare nei canali e attraverso le griglie di ripresa in relazione alla destinazione d'uso dei locali da climatizzare:

Velocità raccomandate/massime

<b>Applicazioni</b>	<b>Canali principali</b>	<b>Canali secondari/Finali</b>
<b>Teatri</b>		
<b>Auditorium</b>	3.5/4.0	2.5/3.5
<b>Ospedali</b>		
<b>Appartamenti</b>		
<b>Alberghi</b>	4.0	3.0/3.5
<b>Biblioteche</b>		
<b>Uffici privati</b>	5.0/6.0	3.5/4.0
<b>Uffici direzionali</b>		
<b>Uffici aperti</b>		
<b>Ristoranti</b>	5.0/6.5	3.5/4.0
<b>Banche</b>		
<b>Bar</b>		
<b>Magazzini</b>	6.0/7.0	4.0/4.5
<b>Industrie</b>	6.5/9.0	4.5/6.0

### Velocità raccomandate sulle griglie di ripresa

Posizione griglie	Velocità (m/s)
Al di sopra delle zone occupate	2.5
Entro le zone occupate, lontano dai posti a sedere	1.5 / 2.0
Entro la zona occupata vicino ai posti a sedere	1.2 / 1.5
Griglia a parete o su porte	0.8 / 1.1

E' chiaro che, trattandosi di valori massimi, nulla vieta di adottare velocità più basse nei canali per ovvi motivi di rumorosità visto che la pressione sonora è legata da una relazione alla sesta potenza della velocità ed una riduzione del **12%** di quest'ultima può dare un'attenuazione del livello di rumorosità di circa **4 dB**.

In maniera analoga converrebbe che le eventuali serrande di pre-regolazione, da inserire nel circuito per il bilanciamento della rete, non introducano perdite di carico superiori a **35 Pa**.

Attraverso tali serrande si dovrebbe compensare quanto più possibile le disuniformità, in termini di pressione fra le varie diramazioni della rete, lasciando alle serrande di regolazione poste a monte delle bocchette ed alle eventuali modifiche della sezione trasversale dei canali, il compito di fare in modo che tutti i nodi terminali lavorino alla stessa differenza di potenziale (< **20+25 Pa** dovrebbe essere l'aumento di caduta di pressione dovuto ad una serranda di regolazione finale).

Per ciò che attiene le griglie di transito da posizionare sulle porte, occorre fare un'importante considerazione.

E' opportuno, nella scelta di quest'ultime, fare in modo che la caduta di pressione attraverso di esse non superi i **10/20 Pa**; ciò perché su di una porta di dimensioni **2.00 x 1.00 mt.** ad una caduta di pressione di **20 Pa** corrisponde una forza pari a **4 Kg** necessaria per aprire la porta stessa. Si comprende quindi la necessità di contenere le perdite di carico a valori accettabili onde evitare l'insorgere di problemi di natura pratica.

Con riferimento alla distribuzione dell'aria in ambiente, occorre prestare particolare attenzione alla velocità dell'aria all'interno delle zone occupate; essa è, infatti, uno dei parametri più importanti che influenzano la percezione di benessere e nel contempo possono dare adito a lamentele. Ciò che si rende assolutamente necessario evitare è sia la formazione di zone in cui vi sia ristagno (zone cioè caratterizzate da velocità dell'aria inferiori a **8 cm/s**) sia la formazione di correnti responsabili di

fenomeni di disturbo termico localizzato (correnti d'aria a temperatura normale ma alta velocità oppure a normale velocità ma a bassa temperatura).

Da una serie di esperienze effettuate si è visto che una variazione della velocità dell'aria di **7 cm/s** produce sulla sensazione di benessere lo stesso effetto prodotto da una variazione di **1-2 °C** di temperatura.

In generale, negli impianti di condizionamento a ciclo annuale, si fa riferimento a velocità dell'aria all'interno della zona occupata<sup>1</sup>, comprese tra **0.1** e **0.25 m/s** sebbene velocità più elevate siano tollerabili dalla gran parte degli occupanti.

La norma **UNI 5104**, in particolare, suggerisce un valore di velocità dell'aria di **0.15 m/s** senza però escludere la possibilità di far uso di valori più elevati (**0.15 < V < 0.30 m/s**) in relazione ad esigenze specifiche.

Di seguito analizzeremo brevemente due tipologie impiantistiche di ventilazione dette a miscela e a dislocamento.

Nella prima tipologia, la vena d'aria immessa in ambiente attraverso l'unità terminale si diffonde in parti del locale al di fuori della zona occupata (ad es. lungo il soffitto o adiacente alla parete) mentre la zona occupata risulta ventilata da moti turbolenti secondari indotti dall'aria immessa nei locali e strettamente influenzati da correnti convettive naturali di diversa origine e provenienza ( sorgenti interne, carichi perimetrali ect...), vedi fig.3

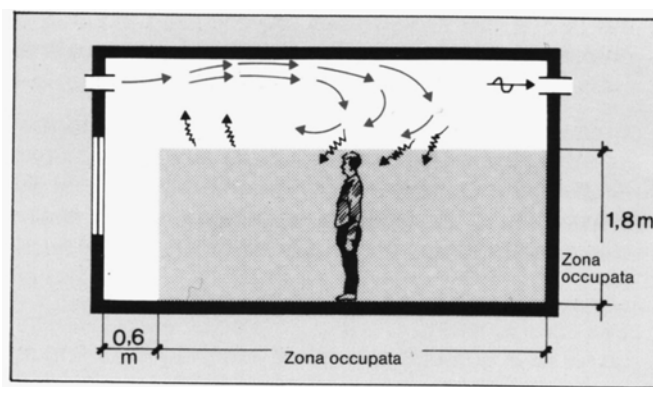
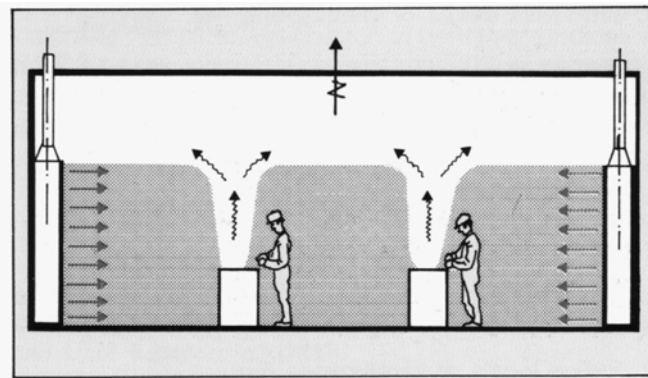


Fig.3

Nella tipologia a dislocamento, l'aria anziché essere immessa dall'alto viene direttamente immessa nella zona occupata a bassa temperatura e velocità per essere espulsa riscaldata e inquinata dal soffitto.

L'aria inquinata viene spostata dall'aria pulita, senza che si abbia miscela, e portata verso l'alto consentendo così, rispetto al sistema a miscela, una migliore qualità dell'aria all'interno della zona occupata a parità di portata d'aria. E' chiaro che tale sistema presenta vantaggi tanto maggiori quanto maggiore è l'altezza del locale. Tale tipologia impiantistica trova spesso applicazione nei locali in cui a seguito di processi industriali si assiste alla produzione di inquinanti sotto forma di gas, vapori o particelle solide che in questo modo vengono tenuti sufficientemente lontano dagli spazi occupati.

Nella figura di seguito, è possibile osservare il principio di funzionamento del sistema di ventilazione a dislocamento.

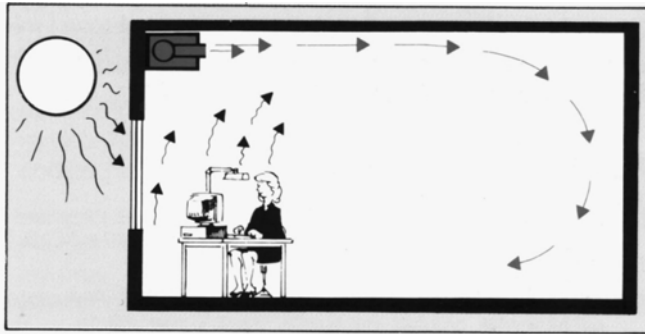


Ritornando al sistema di ventilazione a miscela, abbiamo visto come la presenza di correnti convettive naturali ed in particolare correnti discendenti di aria fredda nel periodo invernale, possa compromettere la buona efficienza della distribuzione con mandata d'aria da parete o a soffitto (radiale).

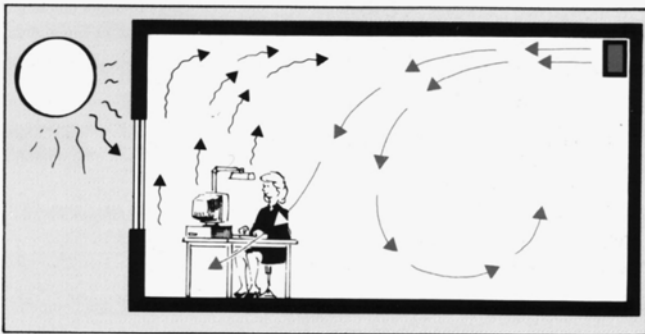
Nel caso di mandata da parete, la posizione dei terminali deve essere tale che la le correnti convettive provenienti da finestre o da altre fonti di calore concorrano a mantenere la vena fredda nella parte alta del locale.

Quando le due correnti, fredda e calda, si incontrano la prima sarà costretta a scendere prematuramente nella zona occupata con conseguenti formazione di correnti d'aria responsabili di una non uniforme distribuzione di temperatura in ambiente. Quanto appena detto, è visibile nella figura sottostante.

<sup>1</sup> Per zona occupata si intende una zona delimitata geometricamente da una distanza di 0.15 mt. da tutte le pareti



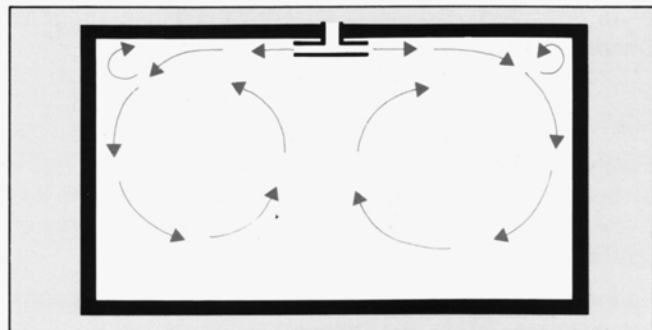
Il migliore risultato lo si ottiene con soffitti di tipo liscio, senza ostacoli (travi, plafoniere, etc..) che consentono alla vena d'aria fredda di rimanere aderente al soffitto per un tratto più lungo dello stesso (effetto coanda).



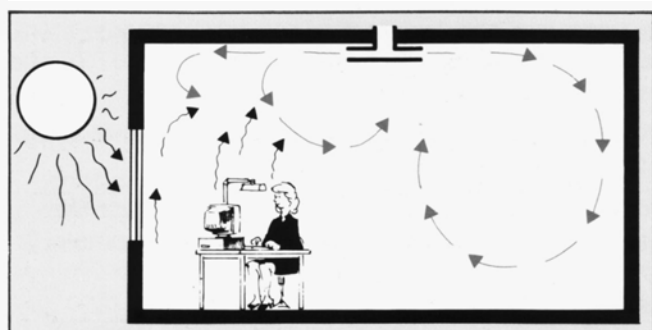
In maniera analoga nel caso di distribuzione radiale a soffitto, la mandata d'aria fredda da diffusore circolare genera un flusso d'aria in grado di soddisfare grosse esigenze di raffreddamento. E' importante

assicurarsi che il soffitto sia liscio e senza ostacoli al fine di garantire l'aderenza della vena d'aria.

In genere tale tipologia di diffusione risulta abbastanza corretta anche in presenza di sorgenti di calore puntiformi, esterne o interne, che possono alterare la circolazione dell'aria con rischio di correnti d'aria.



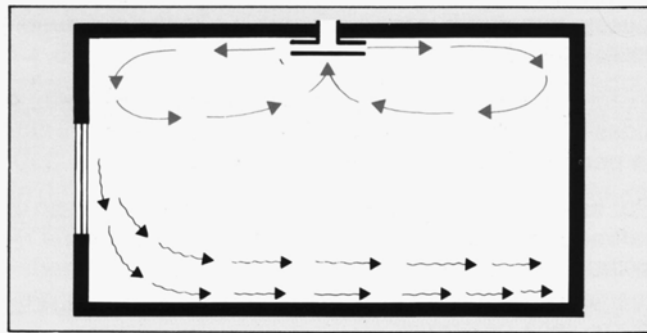
Dalla figura riportata si evince quanto appena detto. Tale tipologia di efflusso risulta comunque abbastanza corretta ed in grado di creare nella zona occupata condizioni di comfort accettabili.




---

con un'altezza dal suolo di 1.8 mt., nella quale si svolgono le normali attività delle persone.

Nel periodo invernale, invece, la mandata di aria calda è tale per cui si può assistere a fenomeni di stratificazione della temperatura con pavimento freddo e bassa efficienza di ventilazione. Tale effetto è amplificato a causa delle dispersioni di



calore per trasmissione. Quanto appena detto è visibile nella figura riportata.

Un elemento riscaldante ad acqua, situato preferibilmente sotto finestra, oppure una lama d'aria calda verticale, ascendente o discendente,

eliminerà la corrente naturale d'aria fredda che scende l'ungo la finestra stessa.

Con riferimento ad alcuni termini ricorrenti sui manuali di selezioni dei diffusori, si riporta di seguito il significato di lancio, velocità di efflusso, velocità terminale, velocità residua, NR e caduta.

- **Lancio o Gittata**, è la massima distanza tra il centro del diffusore ed il limite dell'inviluppo ( $L_t$ );
- **Velocità di efflusso**, è velocità di immissione in ambiente ( $V_k$ );
- **Velocità terminale**, è la velocità dell'aria all'inviluppo ( $V_t$ );
- **Velocità residua**, è la velocità dell'aria nella zona occupata ( $V_r$ );
- **NR**, indice di valutazione del rumore secondo ISO, rif a  $L_w$ ;
- **Caduta**, è la massima distanza fra l'asse del getto ed il punto più basso dell'inviluppo;

Altri aspetti spesso introdotti sono quelli legati al discorso **induzione** ed **effetto coanda**.

L'**induzione** è il fenomeno per cui l'aria immessa tende a trascinare una certa quantità di aria ambiente che miscelandosi riduce la velocità e la temperatura dell'aria immessa determinandone la gittata; un'induzione elevata produce una maggiore miscelazione tra aria ambiente ed aria immessa evitando il pericolo di ricadute di aria fredda o stratificazioni di aria calda a beneficio di un maggiore comfort ambientale.

L'effetto **coanda** è invece un fenomeno che si verifica a seguito di una depressione che si instaura tra il getto d'aria ed il soffitto; il getto, per effetto di tale depressione, permane più a lungo nella parte alta del locale con un aumento del lancio. Questo fenomeno è di grande importanza soprattutto nella diffusione di aria fredda.

E' importante, perché si abbia tale effetto, che non vi siano ostruzioni al moto dell'aria e che l'aria stessa sia caratterizzata da valori di velocità elevati.

Particolare attenzione occorre, quindi, prestare alla scelta delle unità terminali da utilizzare per la diffusione dell'aria in ambiente. La scelta di queste deve essere fatta da un tecnico competente soprattutto per quanto attiene a:

- Lancio, Caduta e Velocità di uscita;
- Rumorosità;
- Perdita di carico;
- Altezza e posizione d'installazione;
- Posizione delle alette direzionali;
- Distanza dal soffitto;
- Lancio di penetrazione verticale verso il basso per riscaldamento;
- Temperatura aria rapportata alla temperatura ambiente;
- Rapporto d'induzione dell'aria ambiente.

Dall'esempio di seguito riportato è possibile vedere come scegliere un terminale di mandata servendosi delle indicazioni fornite dai cataloghi dei produttori.

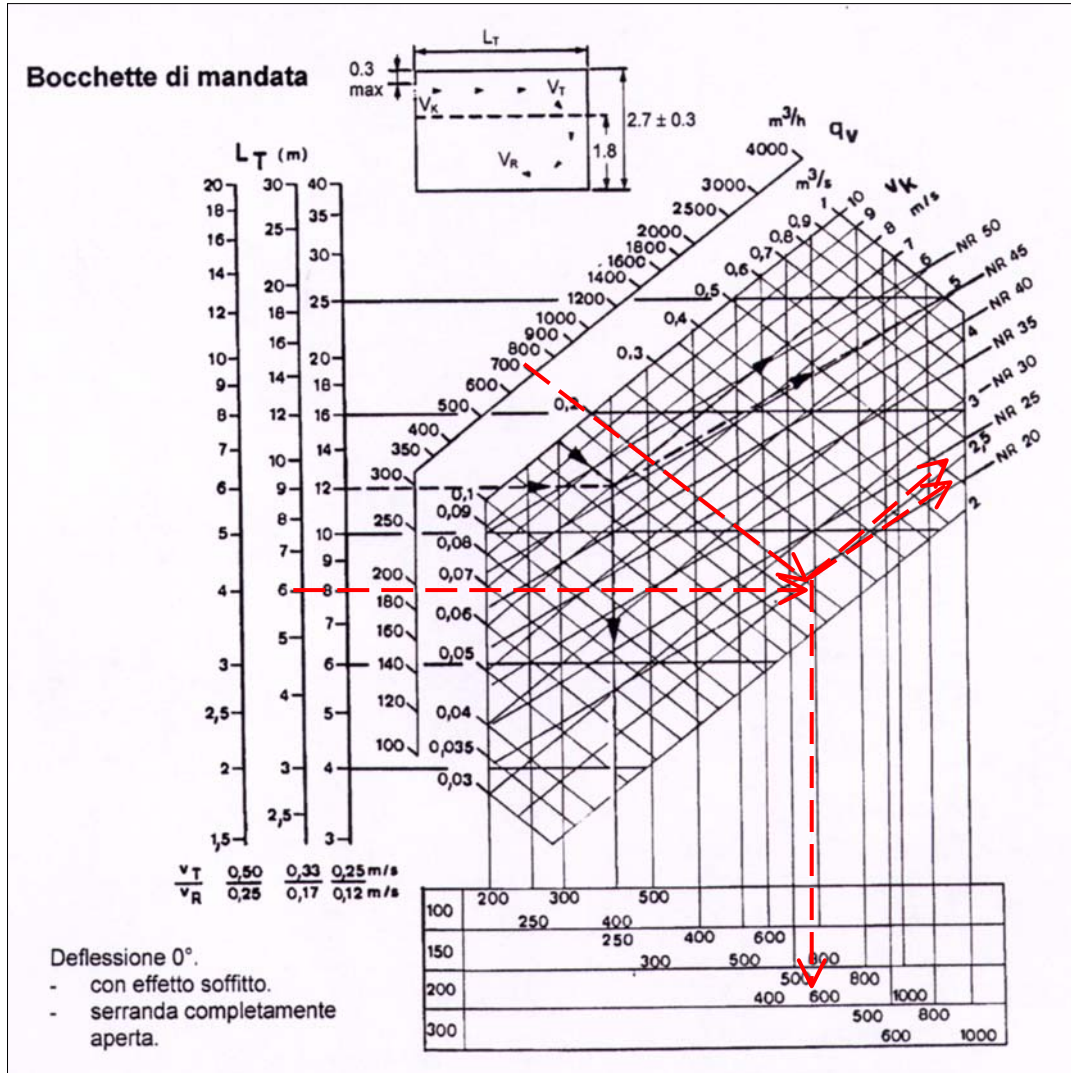
Si abbia, ad esempio, un locale di dimensioni **6 x 5 x 2,90** mt e si debba immettere in ambiente una portata pari a **700 m<sup>3</sup>/h** con una  $V_t = 0.33$  m/s. Si decida di utilizzare una bocchetta costituita da un telaio quadrangolare e da un doppio ordine di alette; sia tale bocchetta montata a circa **15 cm** dal soffitto e sulla parete opposta a quella in corrispondenza della quale vi è la maggiore concentrazione di carico (in genere la parete opposta alle finestre).

Dal grafico in oggetto ricaviamo, utilizzando un rapporto  $V_t/V_r = 0.33/0.17$ , una  $V_k = 2.5$  m/s con un **NR = 20** utilizzando una bocchetta di dimensioni **600 x 200**.

Per semplicità di trattazione sono stati trascurati gli aspetti legati al rapporto di induzione, caduta del lancio e temperatura dell'aria rapportata alla temperatura



ambiente, lasciando al lettore il compito di approfondire in modo più completo gli aspetti ad essi concernenti.



Un giusto dimensionamento dei diffusori è quindi fondamentale affinché all'interno della zona occupata si abbia una corretta distribuzione dell'aria. In particolare la determinazione del lancio prevede il rispetto di alcune regole fondamentali che, nel caso in cui i diffusori "soffiano" l'uno contro l'altro, possono essere così sintetizzate:

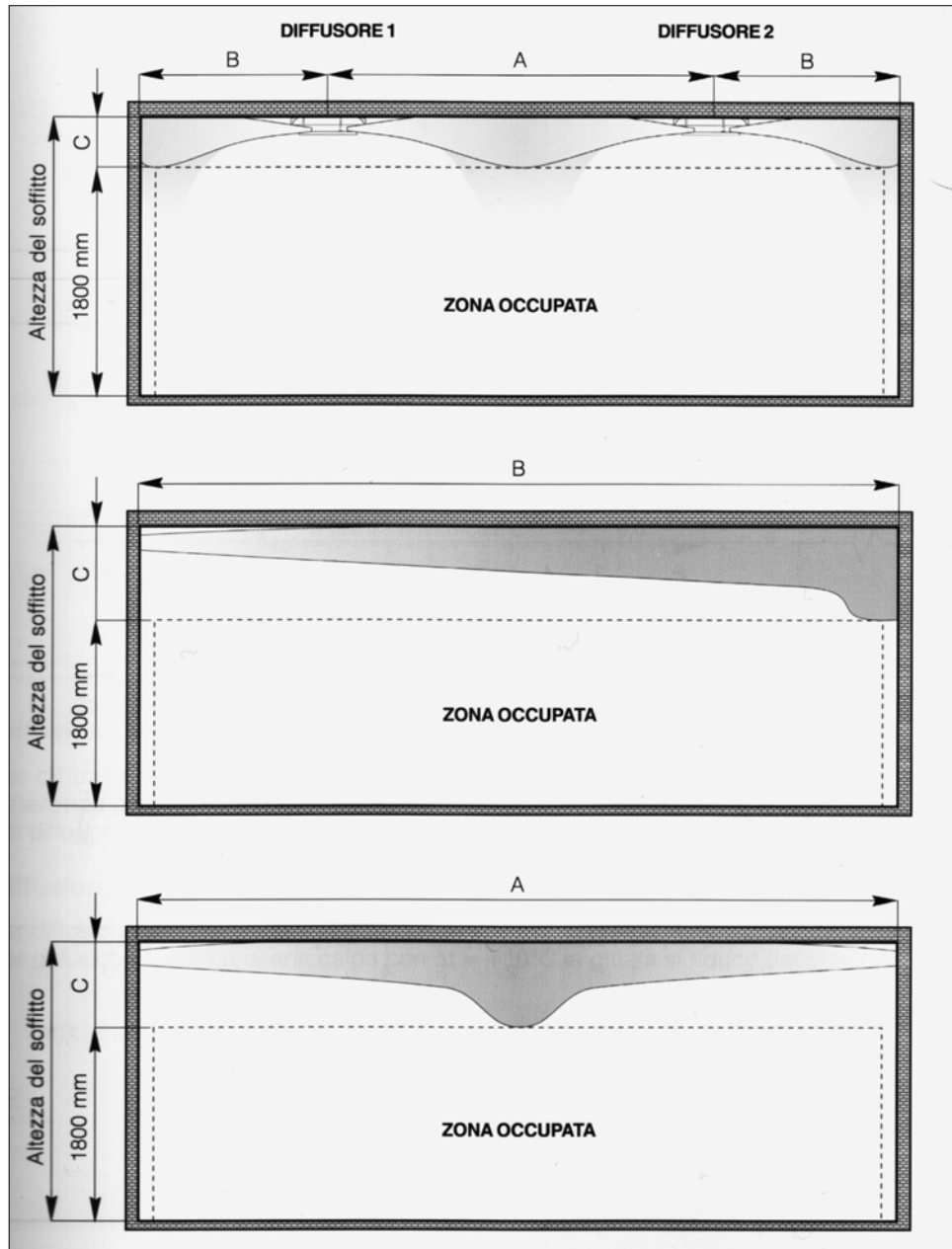
$$X(1) + X(2) \leq A + C;$$

Quando invece un diffusore soffia contro una parete, la formula da applicare è :

$$X \leq B + C;$$

Tali valori forniscono le gittate max; per ottenere un'adeguata diffusione dell'aria in

ambiente le gittate non devono essere inferiori al **75%** dei massimi valori succitati. Quanto appena detto, può essere visto nelle figure di seguito riportate.

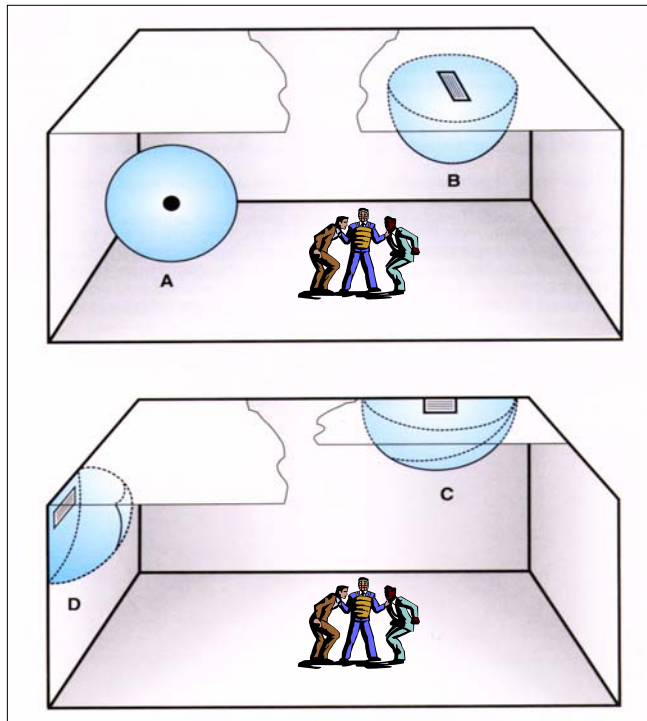


Con riferimento alla rumorosità è importante sottolineare che il posizionamento del terminale (sorgente) all'interno di un ambiente determina in modo rilevante il campo sonoro generato in quest'ultimo in relazione anche alla costante acustica del locale funzione, a sua volta, del coefficiente di assorbimento medio ponderato delle superfici su cui vanno ad impattare le onde sonore.

In particolare, partendo dal diffusore considerato come sorgente di rumore puntiforme che irradia energia sonora in tutte le direzioni ( $Q = 1$ ) in maniera uniforme e con la stessa intensità secondo una distribuzione sferica, nel caso in cui si proceda ad un posizionamento di tipo **B** con il diffusore montato a soffitto ( $Q = 2$ ), la presenza dello stesso comporta una maggiore concentrazione del livello energetico ed una propagazione dello stesso in metà dello spazio precedentemente disponibile (semisfera) con un conseguente aumento del livello di rumorosità percepito dall'ascoltatore.

Con il terminale montato in posizione **C** tra parete e soffitto ( $Q = 4$ ), l'energia sonora irradiata dalla sorgente è costretta a propagarsi all'interno di uno spazio di delimitazione equivalente ad 1/4 di sfera; in sostanza l'ascoltatore viene investito da una onde sonore caratterizzate da un più elevato contenuto energetico rispetto al caso precedente. Infine, con il terminale in posizione **D** ( $Q = 8$ ), l'energia sonora si propaga in un ottavo di sfera e la quantità di energia ricevuta dall'ascoltatore è quindi otto volte superiore a quella ricevuta nel caso **A**.

Rispetto ad un campo libero, nel secondo caso il terminale sarà più rumoroso di 3



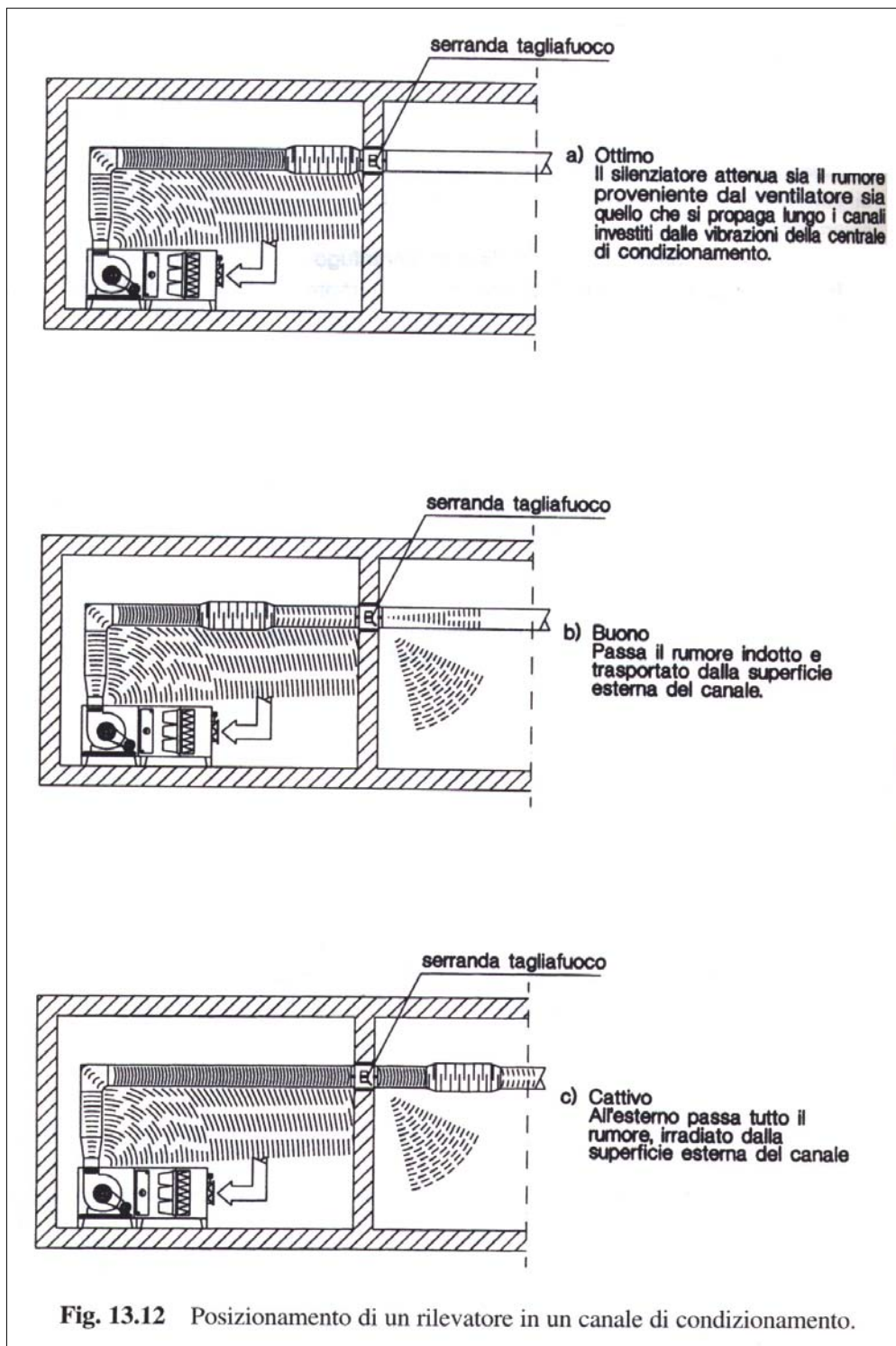
dB, nel terzo sarà più rumoroso di 6 dB e nel quarto di 9 dB.

In conclusione, il posizionamento corretto del diffusore contribuisce al raggiungimento di un maggior comfort acustico all'interno della zona occupata (vedi figura).

Si riportano di seguito alcuni schemi di installazione utilizzati al fine di ridurre la rumorosità trasmessa in ambiente attraverso i canali d'aria.

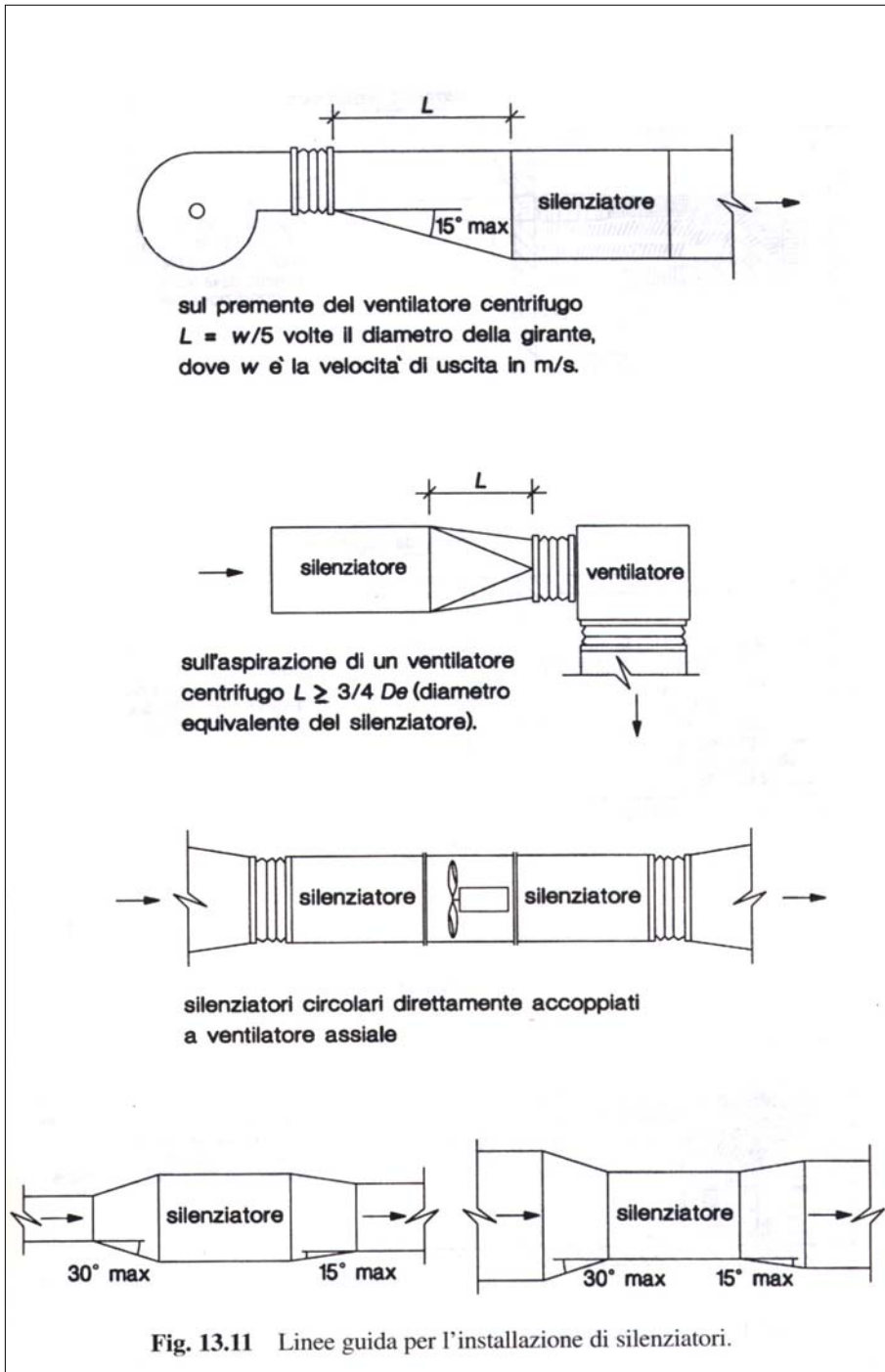
## POSIZIONAMENTO DELLE MACCHINE E DEI SILENZIATORI

Un corretto posizionamento delle macchine e dei silenziatori può contribuire ad una riduzione sostanziale della rumorosità trasmessa in ambiente.



**ACCORGIMENTI TECNICI PER LA REALIZZAZIONE DEI CANALI**

Di seguito si riportano alcuni degli accorgimenti da adottare nella realizzazione dei canali e nel posizionamento dei silenziatori al fine di ridurre la trasmissione e la autogenerazione del rumore negli ambienti.



**Fig. 13.11** Linee guida per l'installazione di silenziatori.

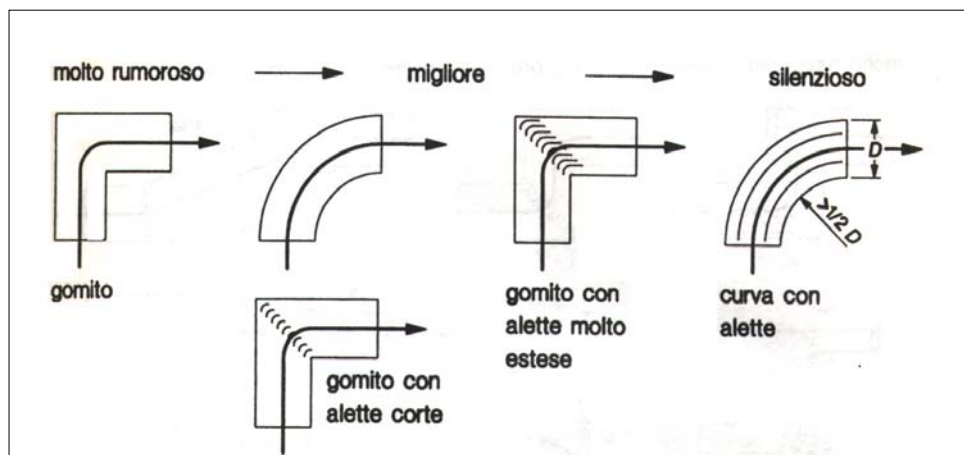


Fig. 13.13 Linee guida per ridurre il rumore rigenerato dai gomiti.

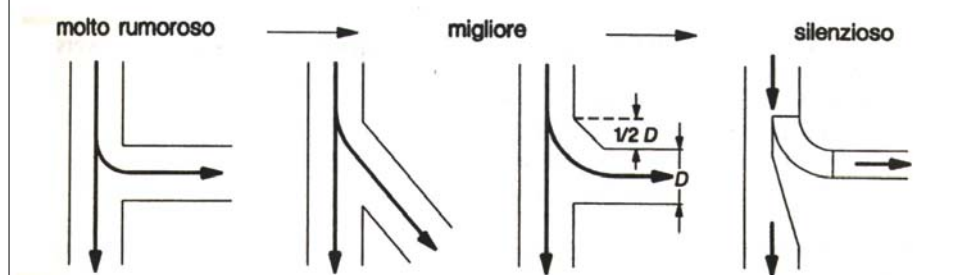


Fig. 13.14 Linee guida per ridurre il rumore rigenerato dalle diramazioni.



Fig. 13.15 Linee guida per ridurre il rumore rigenerato dai Te.

**BIBLIOGRAFIA**

- “Fundamentals”, ASHARAE HANDBOOK;
- “Introduzione al Condizionamento dell’aria”, AERMEC;
- “Condizionamento dell’aria e refrigerazione”, CARLO PIZZETTI;
- *Manuali Tecnici specialistici.*





Via Roma 44 - 37040 Bevilacqua (Verona) Italy  
Tel. +390442633111 - Fax +39044293577  
[www.aermec.com](http://www.aermec.com)