PNEUMAC SRL www.pneumac.it

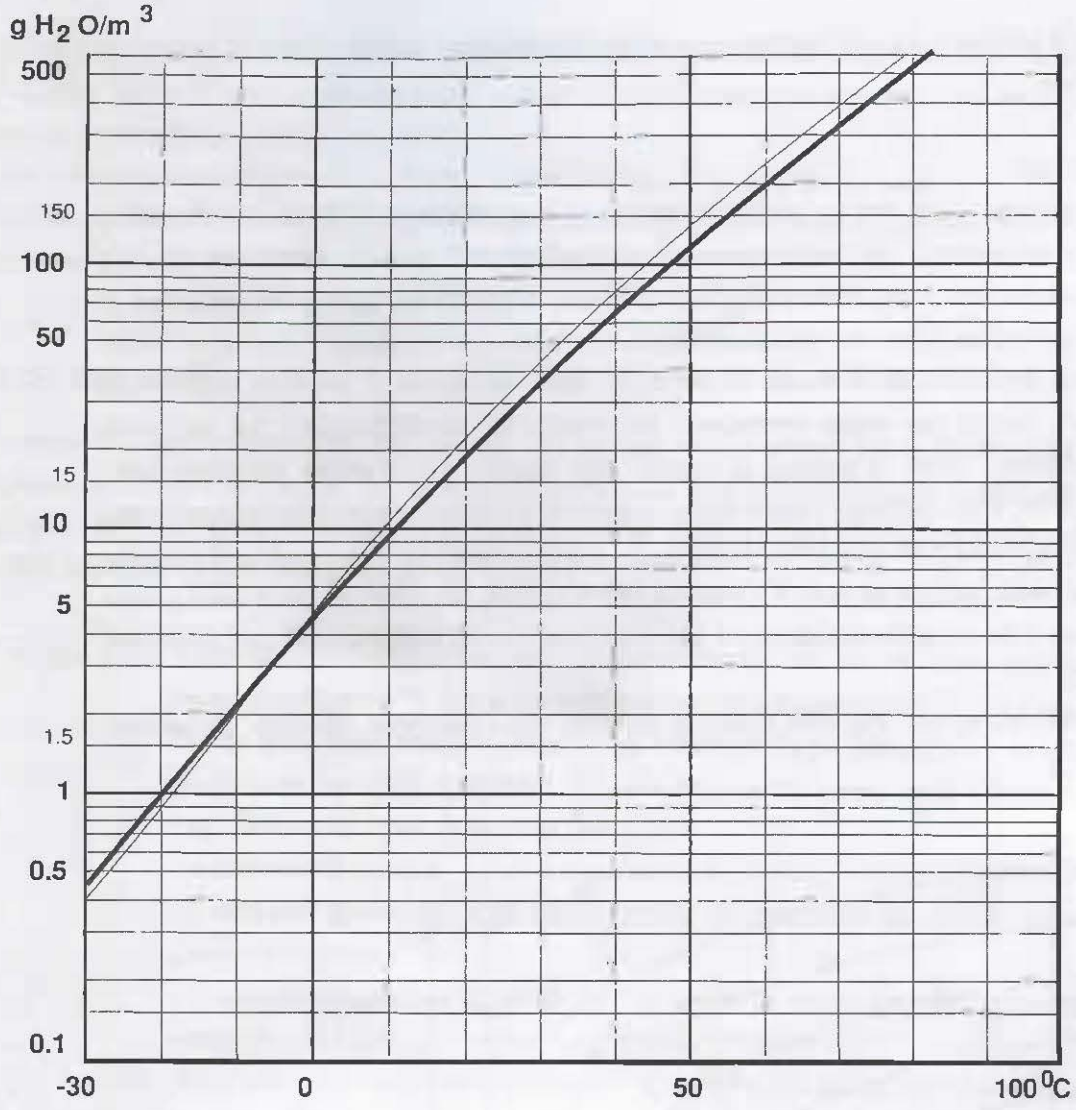

Fig. 3.8 Punti di rugiada per temperature da -30°C a +80°C circa, la curva spessa indica i punti di saturazione di un metro cubo alla corrispondente temperatura, la curva sottile si riferisce a volumi standard

PRESSIONE E FLUSSO

La più importante relazione per la pneumatica è quella tra la pressione e il flusso.

Quando non c'è flusso, ossia quando un fluido è in quiete, la pressione in ogni punto del sistema è la stessa, ma quando questo è in movimento la pressione che si avrà a valle sarà sempre inferiore a quella che si aveva a monte.

esta differenza è chiamata caduta di pressione (Δp) e dipende da tre fattori:
pressione iniziale
portata
resistenza di flusso
resistenza di flusso per l'aria non ha unità, in elettricità il suo equivalente è l'Ohm. In pneumatica
o l'opposto della resistenza: la sezione di flusso equivalente (il fattore S, kv e Cv). La sezione di flusso
alente S è espressa in mm^2 e rappresenta l'area di un orifizio in una lamina piana perpendicolare al
(diaframma) il quale crea la stessa relazione tra pressione e flusso dell'elemento da esso definito.
esta relazione è graficamente la stessa in elettricità, dove "la caduta di tensione eguaglia la
enza di corrente". Questo può essere espresso in pneumatica nel seguente modo: "La caduta di
one eguaglia il flusso diviso la sezione di flusso." Ma, mentre le grandezze elettriche sono
mente proporzionali, la relazione per l'aria è molto complessa e non semplicemente proporzionale.
e in elettricità una corrente di 1A (un Ampere) crea su una resistenza di 1 Ohm una caduta di tensione
olt indipendentemente dal fatto se questa avviene a 100 o a 4 Volt, la perdita di carico nello stesso
tto e con lo stesso volume standard varia con la pressione iniziale e con la temperatura a causa della
imibilità dell'aria.
r definire la relazione che lega una delle quattro grandezze, descritte sopra, alle altre tre, usiamo
ramma di Fig. 3.9.

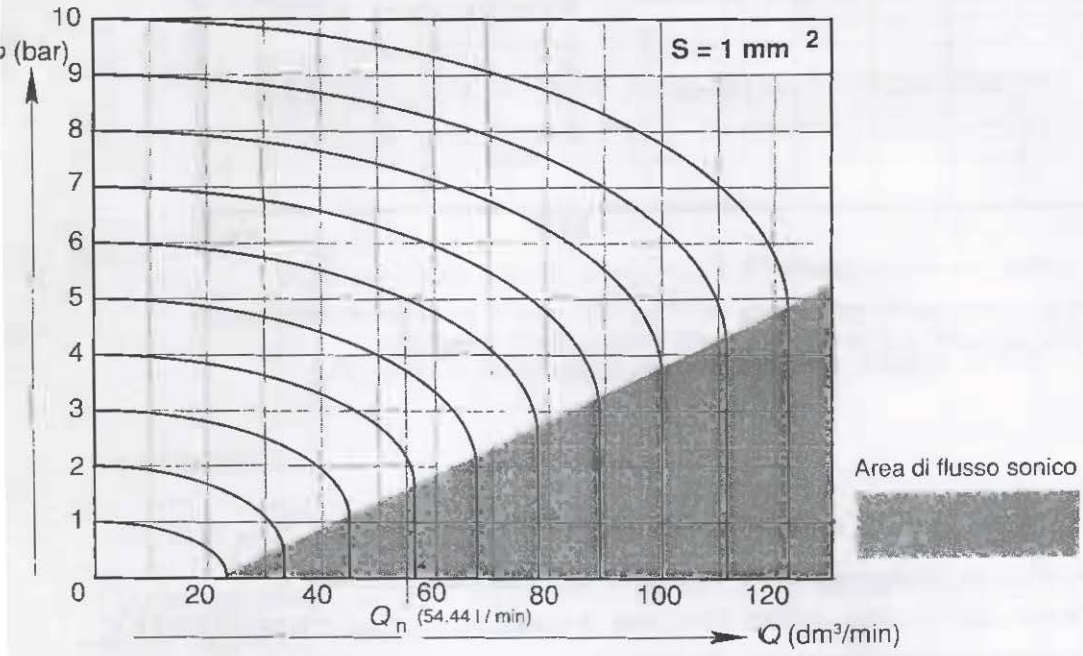

Fig. 3.9 Diagramma che mostra la relazione fra pressione e portate per un orifizio avente una sezione di flusso equivalente di 1 mm^2

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

Il triangolo nell'angolo in basso a destra segna le zone di "flusso sonico", dove il flusso d'aria raggiunge una velocità molto vicina a quella del suono e dove questa non può aumentare anche se aumenta la differenza di pressione a monte e a valle.

Come si può notare, tutte le curve hanno un andamento verticale entro quest'area.

Questo significa che la portata non dipende dalla caduta di pressione ma solo dal valore della pressione in ingresso.

Uso del diagramma

La scala delle pressioni sul lato sinistro, indica sia la pressione di ingresso che quella di uscita. L'inizio della linea verticale a sinistra, che rappresenta la portata nulla, indica che le pressioni d'ingresso e uscita sono uguali. Le varie curve per pressioni di ingresso fra 1 e 10 bar indicano come la pressione di uscita decresce con l'aumentare della portata.

Esempio 1: Pressione d'ingresso 6 bar, caduta di pressione 1 bar quindi pressione di uscita 5 bar. Seguiamo la curva "6" fino al punto dove incontra la linea orizzontale che parte dal "5". Da qui scendiamo verticalmente fino ad incontrare l'asse delle ascisse (linea tratteggiata) e troviamo circa 55 l/min. Il valore 54.55 l/min scritto sotto è il valore esatto calcolato con la formula descritta più avanti.
Le pressioni di ingresso e uscita definiscono il così detto "Flusso di Volume Standard Q_n" una definizione trovata nei cataloghi delle valvole per un rapido confronto delle loro capacità di flusso.
La portata volumetrica di 54.55 l/min è applicata ad un elemento (valvola, tubo, raccordo, etc.) con una sezione equivalente "S" pari a 1 mm².
Se un elemento ha per esempio una "S" di 4.5 mm², il flusso dovrà essere 4.5 volte più grande, e cioè:

$$4.5 \cdot 54.55 \text{ l/min} = \mathbf{245 \text{ l/min}}.$$

Esempio 2: E' dato un elemento con una "S" di 12 mm², pressione di lavoro 7 bar ed un consumo d'aria di 600 l/min.
Quale è la pressione di uscita?
Un flusso di 600 l/min attraverso una sezione "S" di 12 mm² corrisponde ad un flusso di 600/12 = 50 l/min attraverso una sezione equivalente di 1 mm².
Occorre questa conversione per poter usare il diagramma di Fig. 3.9.
Seguiamo la curva che parte a 7 bar essa incontra la verticale che inizia dal valore di portata di 50 l/min nel punto indicato una pressione di circa 6.3 bar.

Formule:

Quando è richiesto di avere valori più esatti di quelli che possono essere dedotti dal diagramma, il flusso può essere calcolato con una delle formule qui di seguito riportate.

Da un rapido sguardo al diagramma di Fig. 3.9 è chiaro che ci saranno due diverse formule per il calcolo della portata, una per le condizioni subsoniche e l'altra per quelle soniche. Le condizioni soniche si raggiungono quando il rapporto fra le pressioni assolute fra ingresso e uscita è maggiore o uguale a 1.896:

$$\textbf{Flusso subsonico: } p_1 + 1.013 < 1.896 \cdot (p_2 + 1.013)$$

$$\textbf{Flusso sonico: } p_1 + 1.013 \geq 1.896 \cdot (p_2 + 1.013)$$

La portata volumetrica per il flusso subsonico è uguale a:

$$Q = 22.2 \cdot S \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot (p_1 - p_2)}$$

e per il flusso sonico:

$$Q = 11.1 \cdot S \cdot (p_1 + 1.013)$$

E' da notare che un sistema pneumatico non può operare in modo soddisfacente in condizioni di flusso sonico come si avrebbe con pressione di alimentazione di 6 bar e pressione all'uscita di 2.7 bar o minore.

Esempio: Calcoliamo ora il flusso usando i dati estratti dal diagramma di Fig. 3.9 nell'esempio 2 assumendo cioè una pressione di alimentazione di 7 bar una pressione di lavoro richiesto di 6.3 bar ed una sezione di flusso equivalente totale di 12 mm^2 per valvola e tubi.

$$Q = 22.2 \cdot 12 \cdot \sqrt{7.313 \cdot 0.7} = \textbf{602.74 l/min}$$

Questo mostra che l'accuratezza del diagramma è sufficiente per l'uso pratico.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

4. COMPRESSIONE DELL'ARIA E DISTRIBUZIONE

COMPRESSORI

- *Compressori alternativi*
- *Compressori rotativi*
- *Dimensionamento del compressore*

ACCESSORI DEL COMPRESSORE

- *Serbatoio*
- *Filtro di ingresso*

DEIDRATAZIONE DELL'ARIA

- *Post refrigeranti*
- *Essiccatori*

DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

- *Linea a fondo cieco e linea ad anello*
- *Linee secondarie*
- *Dimensionamento della rete principale dell'aria compressa*
- *Materiali per tubazioni*

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

COMPRESSIONE DELL'ARIA E DISTRIBUZIONE

COMPRESSORI

Un compressore trasforma l'energia meccanica di un motore elettrico o a combustione nell'energia potenziale dell'aria compressa.

I compressori sono suddivisi in due categorie principali: alternativi e rotativi.

I tipi principali di compressori all'interno di queste categorie sono riportati in Fig. 4.1:

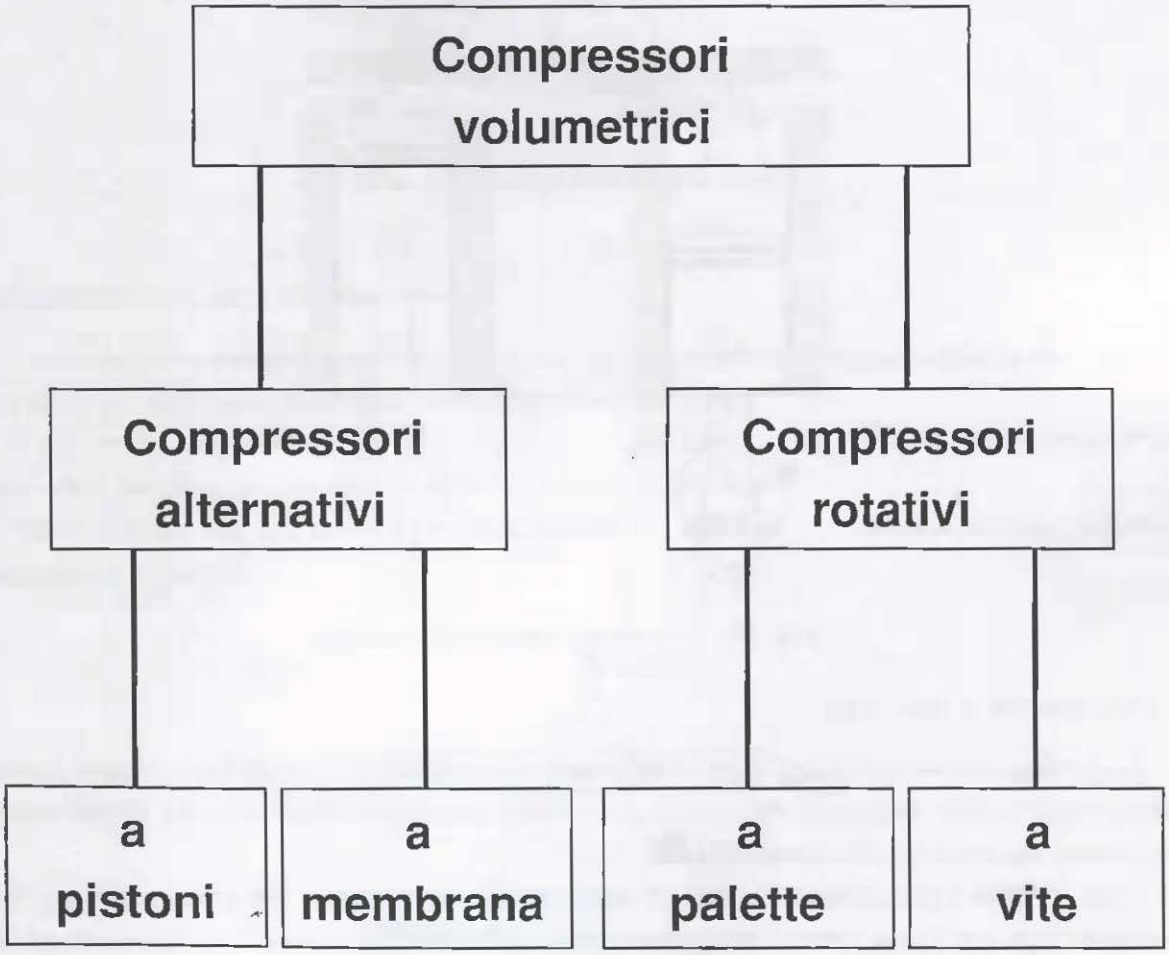

Fig. 4.1 I principali tipi di compressore usati per sistemi pneumatici

COMPRESSORI ALTERNATIVI

Compressore monostadio

L'aria aspirata a pressione atmosferica è compressa alla pressione richiesta in una sola corsa.

Il movimento discendente del pistone aumenta il volume per creare una pressione inferiore a quella atmosferica permettendo all'aria di entrare nel cilindro attraverso la valvola di aspirazione.

Al termine della corsa, il pistone si muove verso l'alto e la valvola di aspirazione si chiude non appena l'aria viene compressa. La valvola di scarico si apre per immettere l'aria nel serbatoio.

Questo tipo di compressore è generalmente usato nei sistemi che richiedono aria compressa nell'intervallo di 3 - 7 bar.

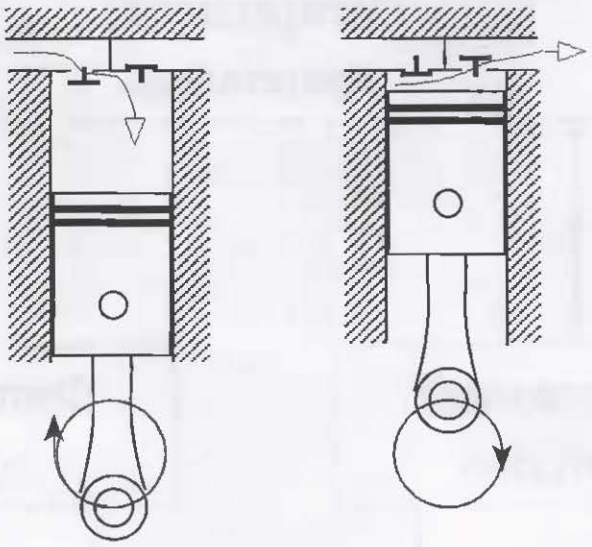

Fig. 4.2 Compressore a pistone monostadio

Compressore a due stadi

In un compressore monostadio, quando l'aria viene compressa al di sopra dei 6 bar, il calore generato riduce notevolmente l'efficienza. Per questo motivo i compressori a pistoni usati nei sistemi dell'aria compressa industriali sono solitamente a due stadi.

L'aria aspirata a pressione atmosferica è compressa in due stadi fino alla pressione finale. Se la pressione finale è di 10 bar, il primo stadio normalmente comprime l'aria a circa 2.3bar. Successivamente, l'aria viene raffreddata e inviata al cilindro del secondo stadio che la comprime fino a 10 bar.

L'aria compressa entra nel cilindro del secondo stadio ad una temperatura notevolmente ridotta dopo essere passata attraverso lo scambiatore di calore. In tal modo si incrementa l'efficienza rispetto ad una unità a singolo stadio. La temperatura finale può raggiungere i 120°C.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

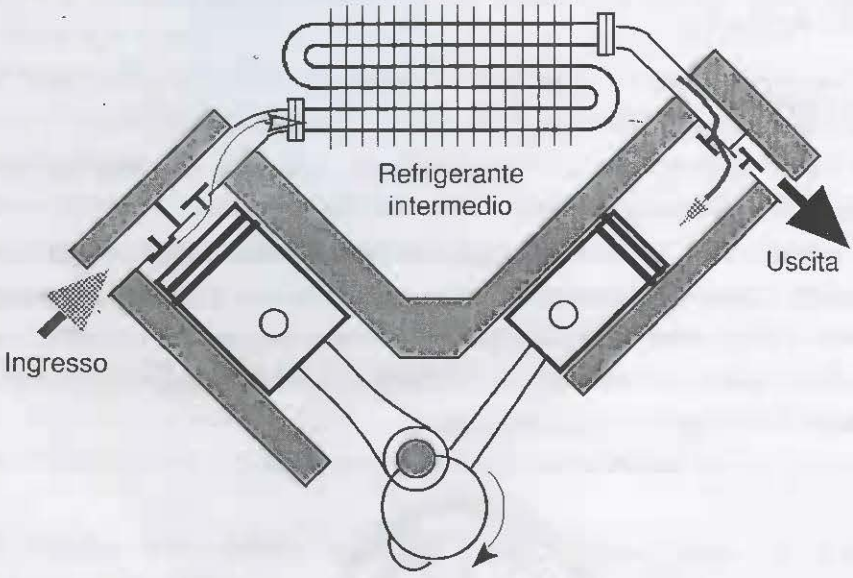

Fig. 4.3 Compressore a pistoni bi stadio

Compressore a diaframma

I compressori a diaframma producono aria compressa fino a 5 bar totalmente priva di olio. Essi sono ampiamente usati nelle industrie alimentari, farmaceutiche e simili.

Il diaframma consente una variazione del volume della camera. Ciò permette l'aspirazione dell'aria nella corsa discendente e la compressione nella corsa ascendente.

Tipi più piccoli, con una potenza installata inferiore a 1 kW, sono i compressori portatili ideali per la verniciatura a spruzzo.

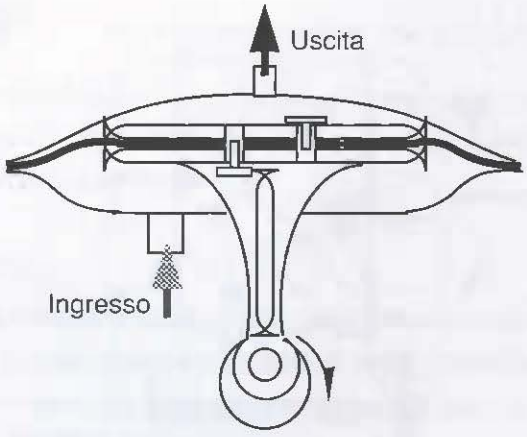

Fig. 4.4 Compressore a diaframma

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

COMPRESSORI ROTATIVI

Compressore a palette

Il compressore ha un rotore montato eccentricamente con una serie di palette scorrevoli in fessure radiali.

Durante la rotazione del rotore, la forza centrifuga tiene le palette in contatto con la parete dello statore.

Lo spazio fra palette adiacenti diminuisce nel passare dall'ingresso all'uscita comprimendo l'aria.

La lubrificazione e la tenuta sono realizzate iniettando dell'olio nella corrente d'aria vicino all'ingresso.

L'olio agisce inoltre da agente raffreddante per rimuovere parte del calore generato dalla compressione e limitare la temperatura dell'aria in uscita a circa 190°C.

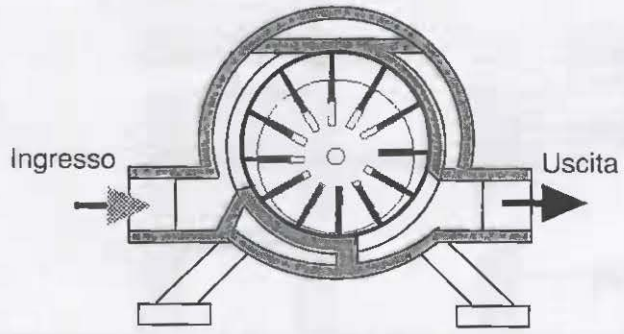

Fig. 4.5 Compressore a palette

Compressore a vite

Due rotori con profilo ad elica ruotano in senso opposto. Lo spazio libero fra i due rotori diminuisce assialmente comprimendo l'aria intrappolata (Fig. 4.6).

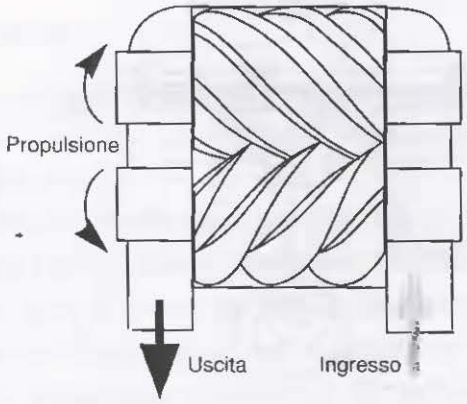

Fig. 4.6 Principio del compressore a vite

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

La presenza di olio provvede alla lubrificazione e alla tenuta fra le due viti rotanti. Separatori di olio rimuovono l'olio dall'aria in uscita.

Elevati ratei di flusso (oltre 400 m^3/min) sono ottenibili da queste macchine con pressioni fino a 10 bar.

Questo tipo di compressori consente una produzione di aria continua priva di impulsi superiore a quella di un compressore a palette.

Il tipo più comune di compressore industriale per l'aria è ancora la macchina alternativa, sebbene i tipi a vite e a palette stiano trovando un favore crescente.

DIMENSIONAMENTO DEL COMPRESSORE

La capacità del compressore è indicata come portata volumetrica standard in Nm^3/s o Nm^3/min oppure Ndm^3/s o l/min.

La capacità può anche essere definita come volume d'aspirazione teorico. Per un compressore a pistoni, essa è calcolata come segue:

Q (l/min) = area pistone in dm^2 • lunghezza corsa in dm • numero cilindri di primo stadio • r.p.m.

Nel caso di un compressore a due stadi, solo il cilindro del primo stadio deve essere considerato.

La mandata effettiva è sempre inferiore a causa delle perdite volumetriche e termiche.

La prima perdita è inevitabile poiché non è possibile scaricare tutta l'aria compressa dal cilindro al termine della corsa di compressione. Esiste dello spazio residuo chiamato "volume morto".

Le perdite termiche sono dovute al fatto che durante la compressione, l'aria raggiunge una temperatura molto elevata. Pertanto, il volume aumenta e diminuisce quando l'aria viene raffreddata a temperatura ambiente (vedere legge di Charles nella sezione 3).

Efficienza volumetrica

Il rapporto $\frac{\text{aria libera prodotta}}{\text{cilindrata}}$, espresso percentualmente, è noto come efficienza volumetrica e varia con le dimensioni, costruzione della macchina, numero degli stadi e pressione finale. L'efficienza volumetrica del compressore a due stadi è inferiore a quella del tipo a uno stadio in quanto i cilindri di primo e secondo stadio hanno entrambi volumi morti.

Efficienza termica e totale

Oltre alle perdite descritte precedentemente, vi sono anche effetti termici che diminuiscono l'efficienza della compressione dell'aria. Queste perdite riducono ulteriormente l'efficienza totale. Esse dipendono dal rapporto di compressione e dal carico. Un compressore che lavora quasi al massimo della sua capacità accumula una grande quantità di calore perdendo efficienza. In un compressore a due stadi, il rapporto

compressione per stadio è inferiore e l'aria, parzialmente compressa nel cilindro del primo stadio, è raffreddata in uno scambiatore di calore prima di essere compressa alla pressione finale nel cilindro del secondo stadio.

Esempio: Se l'aria atmosferica aspirata da un primo stadio è compressa ad un terzo del suo volume, la pressione assoluta all'uscita è di 3 bar. Il calore sviluppato da questa compressione relativamente bassa, è corrispondentemente basso. L'aria compressa viene poi inviata al cilindro del secondo stadio dopo essere passata attraverso lo scambiatore di calore. Essa è nuovamente ridotta ad un terzo del suo volume. La pressione finale assoluta è di 9 bar.

Il calore sviluppato comprimendo lo stesso volume d'aria in un singolo stadio direttamente dalla pressione atmosferica a 9 bar assoluti, sarebbe molto più elevato e l'efficienza totale notevolmente ridotta.

Il diagramma in Fig. 4.7 confronta l'efficienza totale tipica di un compressore a singolo stadio e di uno a due stadi con diverse pressioni finali.

Per una bassa pressione finale, un compressore a singolo stadio è meglio in quanto l'efficienza volumetrica è più alta. Aumentando la pressione finale, le perdite termiche diventano sempre più importanti ed i compressori pluristadio diventano preferibili avendo una efficienza termica superiore.

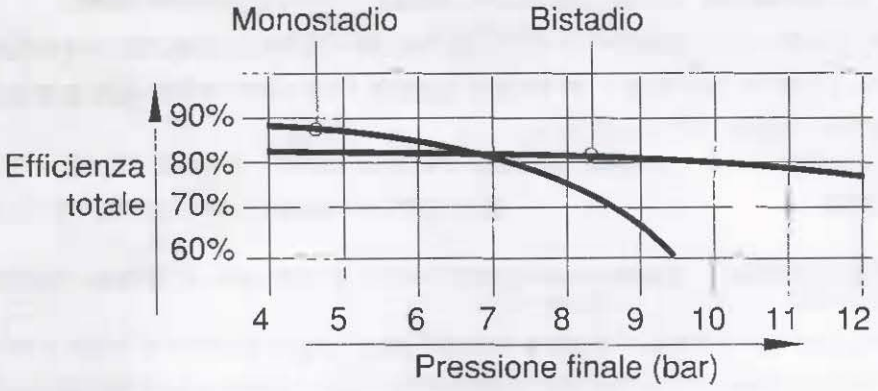

Fig. 4.7 Diagramma dell'efficienza totale

Il consumo energetico specifico è una misura della efficienza totale e può essere usato per stimare il costo di produzione dell'aria compressa. Come indicazione media, si può assumere che un kW di energia elettrica è necessario per la produzione di 120-150 l/min (=0,12.....0,15 Nm^3/min/kW) alla pressione di lavoro di 7 bar.

I dati esatti devono essere stabiliti in accordo al tipo e alle dimensioni del compressore.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

ACCESSORI DEL COMPRESSORE

SERBATOIO

Un serbatoio è un contenitore resistente alla pressione realizzato con lamiere di acciaio saldate, installato orizzontalmente o verticalmente direttamente a valle del post refrigerante per ricevere l'aria compressa smorzando le pulsazioni del flusso di aria.

La funzione principale è di immagazzinare aria sufficiente per soddisfare i consumi eccedenti la capacità del compressore e di diminuire la frequenza di messa a carico e scarico del compressore. Inoltre il serbatoio consente un ulteriore raffreddamento per far precipitare la condensa trasportata a valle del post refrigeratore prima che l'aria venga distribuita. A tal fine, è conveniente posizionare il serbatoio in un luogo freddo.

Il serbatoio deve essere dotato di una valvola di sicurezza, un manometro, uno scaricatore di condensa e coperchi di ispezione per controllo o pulizia interna.

Dimensionamento di un serbatoio

I serbatoi sono dimensionati in accordo alla mandata del compressore, alla dimensione del sistema e alla frequenza della domanda di consumo.

I compressori a motore elettrico, usati negli impianti industriali per alimentare una rete, sono normalmente accesi e spenti fra una pressione minima e una massima. Questo tipo di controllo è chiamato "automatico". Esso necessita di un volume minimo per il serbatoio in modo da evitare una commutazione troppo frequente.

I compressori mobili con motore a combustione non vengono fermati quando la massima pressione è stata raggiunta, ma le valvole di aspirazione vengono aperte in modo che l'aria possa scorrere liberamente entro e fuori dal cilindro senza essere compressa.

La differenza di pressione esistente fra la compressione e il girare a vuoto è abbastanza piccola. In questo caso, è necessario solo un piccolo serbatoio.

Per gli impianti industriali la regola pratica per dimensionare il serbatoio è:

Capacità del serbatoio = mandata dell'aria compressa dal compressore al minuto.

Esempio: mandata del compressore = 18 Nm^3/min (aria libera)
pressione media della linea = 7 bar.

Quindi, la mandata dal compressore al minuto è di $\frac{18000}{7}$ = **2500 circa**

Un serbatoio con un volume di 2750 litri sarà probabilmente sufficiente.

FILTRO DI INGRESSO

Una atmosfera cittadina tipica può contenere 40 milioni di parti al metro cubo di particelle solide quali polvere, sporco, polline ecc.

Se quest'aria è compressa a 7 bar, la concentrazione sarà di 320 milioni di parti/m^3.

Una importante condizione per assicurare l'affidabilità e la durata di un compressore è che deve essere dotato di un filtro adatto ed efficiente per prevenire una usura eccessiva di cilindri, fasce dei pistoni ecc.

Questa usura è causata principalmente dall'effetto abrasivo di queste impurità.

Il filtro non deve essere troppo fine altrimenti l'efficienza del compressore diminuirebbe a causa della elevata resistenza al flusso d'aria.

Pertanto, le particelle molto piccole (2÷5µm) non possono essere rimosse.

La presa dinamica per l'aria dovrebbe essere posizionata in modo tale da aspirare aria secca e pulita.

Il diametro del condotto dovrebbe essere sufficientemente grande da evitare una eccessiva caduta di pressione.

Quando viene impiegato un silenziatore, si può fare in modo di includere il filtro dell'aria che dovrà però essere posizionato a monte del silenziatore stesso per evitare che sia sottoposto agli effetti delle pulsazioni.

DEIDRATAZIONE DELL'ARIA

POST REFRIGERANTI

Dopo la compressione finale, l'aria è calda e quando viene raffreddata deposita acqua in considerevole quantità nell'impianto.

Per evitare questo inconveniente, il modo migliore per rimuovere la maggior parte del condensato è di raffreddare l'aria immediatamente dopo la compressione.

I post refrigeranti sono scambiatori di calore con raffreddamento ad aria oppure ad acqua.

Raffreddamento ad aria

Esso consiste di una batteria di tubi nei quali scorre l'aria compressa e intorno ai quali un flusso d'aria fredda è costretto a fluire forzatamente per mezzo di un ventilatore.

Un esempio tipico è mostrato in Fig. 4.8.

La temperatura di uscita dell'aria compressa raffreddata dovrebbe essere approssimativamente superiore di 15°C alla temperatura ambiente dell'aria di raffreddamento.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

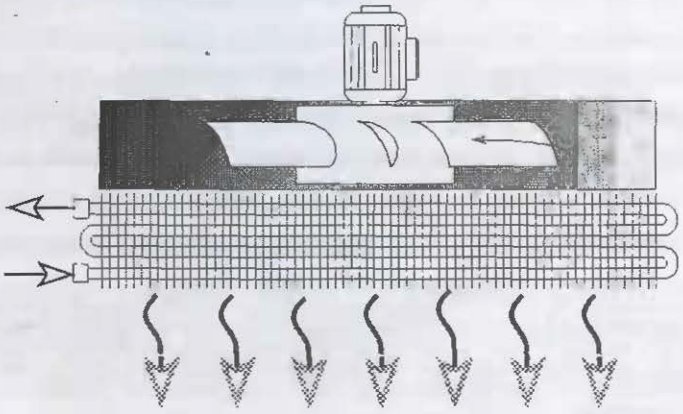

Fig. 4.8 Principio di un post refrigerante raffreddato ad aria

Raffreddamento ad acqua

Esso consiste in un involucro di acciaio contenente un fascio di tubi in cui viene fatta circolare dell'acqua. Esternamente è fatta fluire l'aria da raffreddare. Di solito, il flusso dell'acqua è in direzione opposta al flusso dell'aria. Il principio è mostrato in Fig. 4.9.

SMC International Training

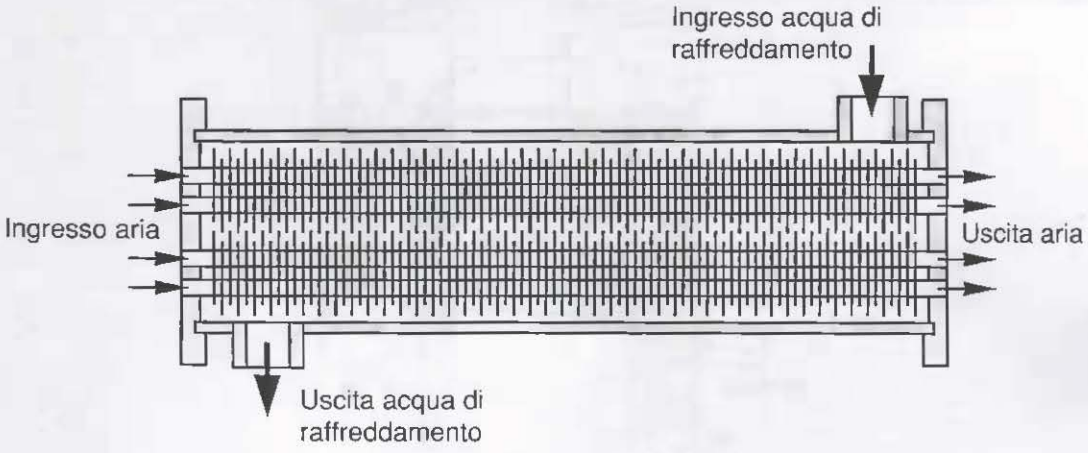

Fig. 4.9 Principio di un post refrigerante raffreddato ad acqua

Un post refrigerante raffreddato ad acqua deve assicurare che l'aria in uscita sia approssimativamente, al di sopra della temperatura dell'acqua di raffreddamento, di 10°C.

Uno scaricatore automatico aggiunto o integrale al post refrigerante rimuove il condensato accumulato.

I post refrigeranti devono essere equipaggiati con una valvola di sicurezza, un manometro e prese per i termometri dell'aria e dell'acqua.

ESSICCATORI

I post refrigeranti raffreddano l'aria fino a 10-15°C dalla temperatura del mezzo refrigerante. Gli elementi di controllo e di azionamento del sistema pneumatico sono normalmente a temperatura ambiente (circa 20°C). Il fatto può suggerire che non precipiti altro condensato e che il vapore acqueo rimanente passi con l'aria scaricata in atmosfera. Tuttavia, la temperatura dell'aria che lascia il post refrigerante può essere più alta della temperatura dell'ambiente in cui passano i tubi, ad esempio, durante la notte. Questa situazione raffredda ulteriormente l'aria condensando altro vapore in acqua.

La misura impiegata per essiccare l'aria consiste nell'abbassare il punto di rugiada che è la temperatura alla quale l'aria è completamente saturata di umidità. Più basso è il punto di rugiada, minore è il vapore acqueo che rimane nell'aria compressa.

Esistono tre tipi principali di essiccatori disponibili che operano rispettivamente secondo un processo di assorbimento, adsorbimento e raffreddamento.

Essiccatori ad assorbimento

L'aria compressa è forzata a passare attraverso un agente essiccante come gesso deidratato o clorito di magnesio che rimangono in fase solida oppure attraverso clorito di litio o clorito di calcio che reagiscono con il vapore acqueo formando una soluzione che è scaricata sul fondo del serbatoio.

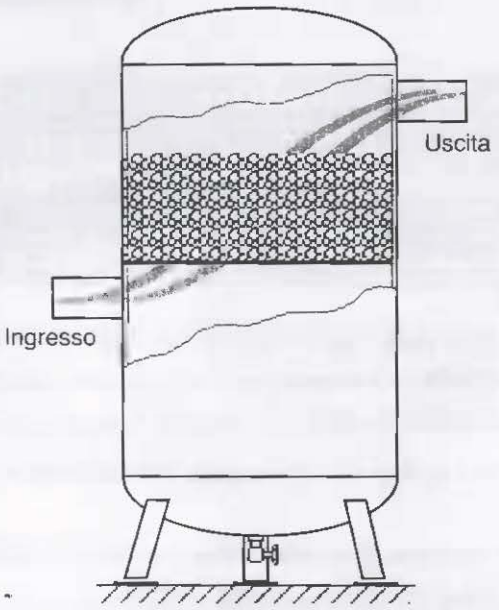

Fig. 4.10 Principio dell'essiccatore ad assorbimento

L'agente essiccante deve essere rimpiazzato a intervalli regolari in quanto la temperatura del punto di rugiada incrementa in funzione del consumo del sale durante il processo.

E' possibile ottenere un punto di rugiada di 5°C a 7 bar.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

I principali vantaggi di questo metodo sono i bassi costi di acquisto e di funzionamento. Gli svantaggi sono dovuti al fatto che la temperatura dell'aria in ingresso non può essere superiore ai 30°C e che gli agenti chimici impiegati sono altamente corrosivi. Pertanto, è necessario disporre di un sistema di filtraggio attentamente controllato per assicurare che una sottile nebbia corrosiva non sia trasportata lungo il sistema pneumatico.

Essiccatori ad adsorbimento (de essiccante)

Un agente chimico come gel di silice o allumina attivata in forma granulare è contenuto in una camera verticale per assorbire il vapore acqueo dell'aria compressa che vi passa attraverso. Quando l'agente essiccante si satura, esso è rigenerato per essiccazione o riscaldamento oppure, come in Fig. 4.11, dal flusso dell'aria che è stata precedentemente essiccata.

L'aria umida è alimentata attraverso una valvola di controllo direzionale e passa lungo la colonna 1 di essiccante. L'aria secca fluisce verso la via d'uscita.

Circa il 10 ÷ 20% dell'aria secca passa attraverso l'orifizio O2 e la colonna 2 in direzione opposta per riassorbire l'umidità dall'essiccante e rigenerarlo. Il flusso d'aria rigenerante viene poi scaricato.

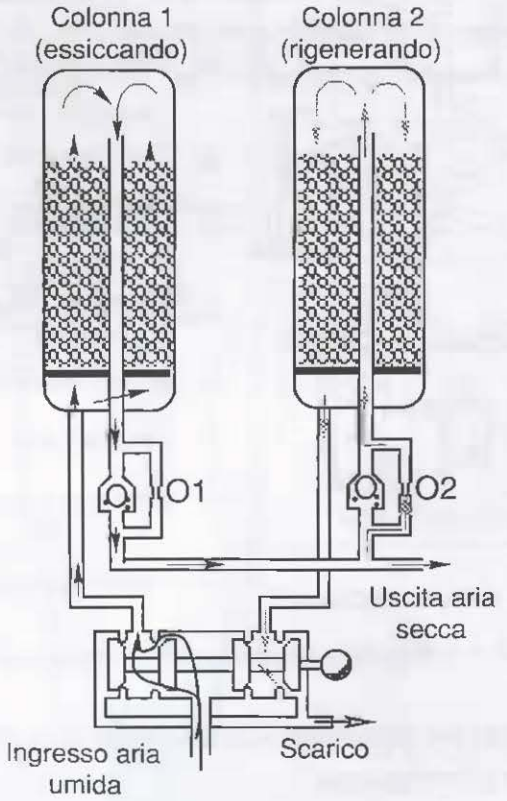

Fig. 4.11 Principio dell'essiccatore d'aria ad adsorbimento

La valvola di controllo direzionale è commutata periodicamente da un temporizzatore che permette l'alimentazione dell'aria ad una colonna e la rigenerazione all'altra per consentire un flusso continuo di aria secca.

Con questo metodo è possibile ottenere punti di rugiada molto bassi, ad esempio -40°C.

Un indicatore di colore può essere incorporato nell'essiccante per controllare il grado di saturazione.

E' essenziale avere una microfiltrazione all'uscita dell'essiccatore per prevenire il trasporto della nebbia dell'agente essiccante. I costi iniziali e di funzionamento sono relativamente alti, mentre i costi di manutenzione tendono ad essere bassi.

Essiccatori a ciclo frigorifero

L'unità meccanica è composta da un circuito di refrigerazione e da due scambiatori di calore.

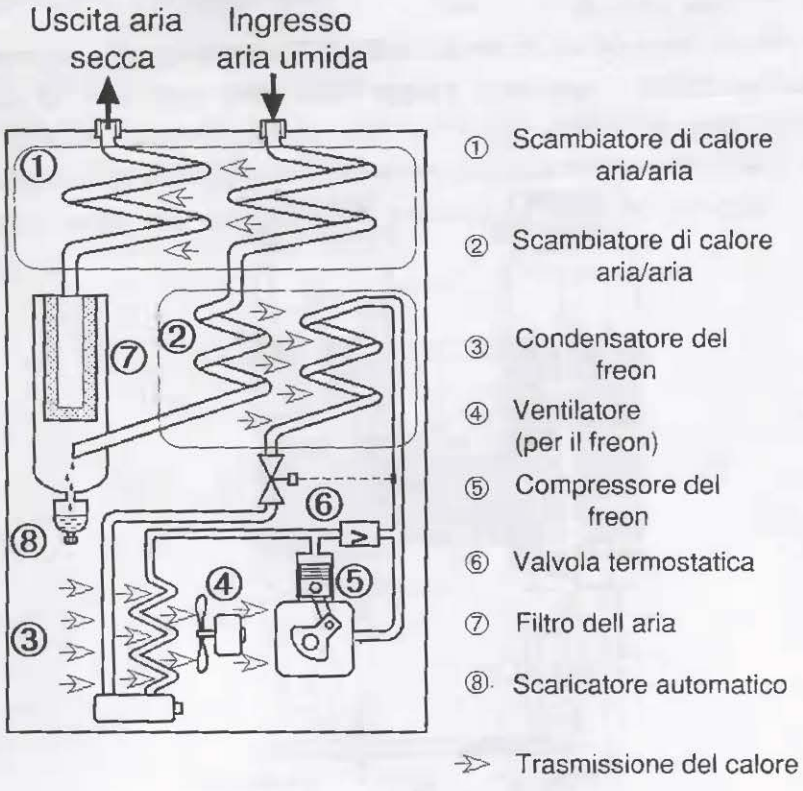

Fig. 4.12 Principio dell'essiccatore d'aria a refrigerazione

L'aria umida ad alta temperatura è pre raffreddata nel primo scambiatore di calore ① dove parte del suo calore è trasferito all'aria in uscita già raffreddata.

L'aria viene poi raffreddata secondo il principio di refrigerazione per estrazione di calore mediante evaporazione di freon nel circuito del refrigeratore nello scambiatore di calore ②. Il vapore acqueo e la nebbia d'olio condensano e sono automaticamente scaricati.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

L'aria secca e fredda passa attraverso lo scambiatore ① e assorbe calore dall'aria entrante ad alta temperatura. Ciò consente di evitare la formazione di condensa alla via di uscita, di incrementare il volume e di abbassare l'umidità relativa dell'aria.

I moderni metodi di refrigerazione consentono di ottenere una temperatura di uscita di 2°C, sebbene una temperatura di 5°C sia sufficiente per la maggior parte delle applicazioni dell'aria compressa. Le temperature di ingresso possono giungere sino a 60°C, ma è più economico pre raffreddare per ottenere temperature inferiori di funzionamento.

Come regola generale, il costo per essiccare l'aria compressa può raggiungere il 10 ÷ 20% del costo di compressione.

Filtro di linea principale

Un filtro di elevata capacità dovrebbe essere installato dopo il serbatoio dell'aria per rimuovere contaminanti e vapori d'olio provenienti dal compressore e l'acqua di condensa dell'aria.

Il filtro deve avere una minima caduta di pressione e la capacità di rimuovere il vapore d'olio per evitare l'emulsione con l'acqua di condensa presente nella linea. Esso non ha un deflettore per la separazione dell'acqua come nel "filtro standard". Uno scaricatore automatico pre montato o aggiunto successivamente è in grado di assicurare una evacuazione regolare dell'acqua accumulata.

Il filtro è a cartuccia a rapida sostituzione.

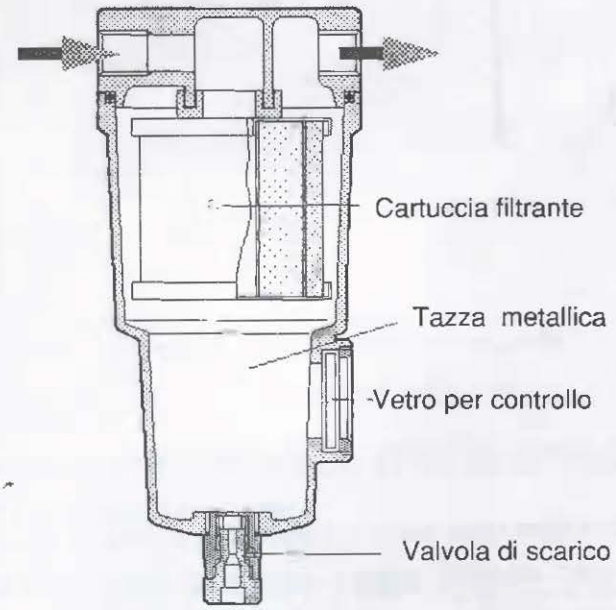

Fig. 4.13 Tipico filtro di linea

SMC International Training

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

La rete principale dell'aria è un sistema di distribuzione installato permanentemente per portare l'aria ai vari utilizzatori. Valvole di intercettazione devono essere installate per suddividere la rete principale in sezioni per limitare l'area che verrà chiusa durante i periodi di manutenzione o di riparazione.

Esistono due configurazioni di reti principali.

Linea a fondo cieco

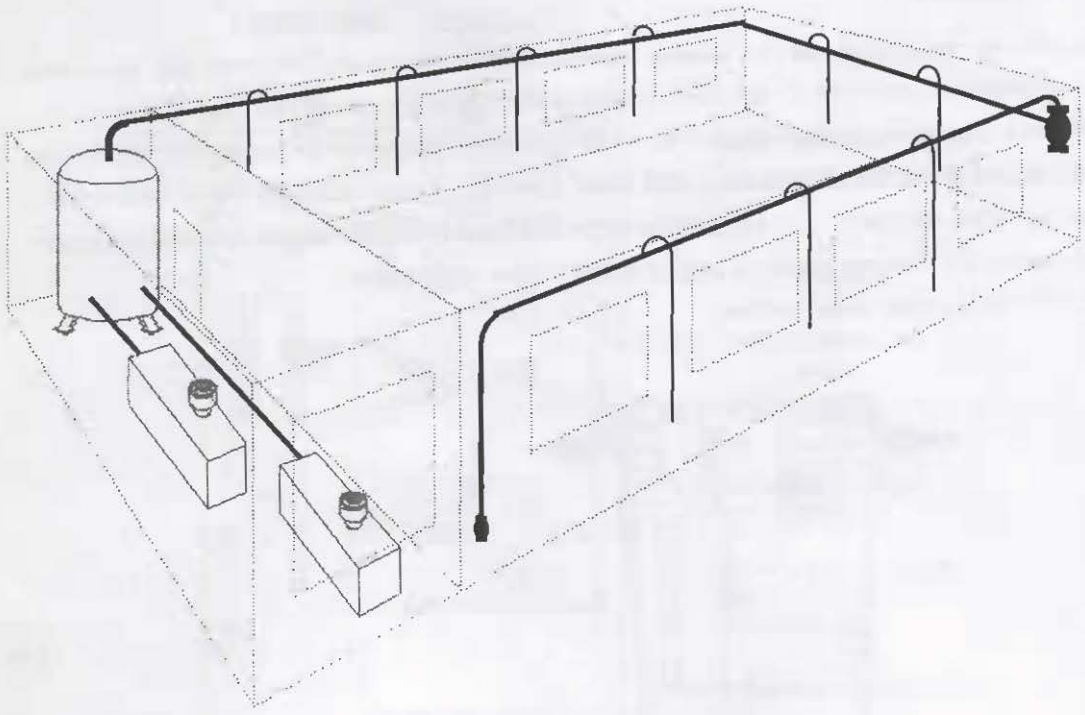

Fig. 4.14 Tipica rete principale con linea a fondo cieco

Per assicurare il drenaggio la conduttura deve avere una pendenza di circa 10 mm ogni metro nella direzione del flusso e deve essere adeguatamente drenata. Ad intervalli opportuni, la linea può essere riportata alla sua altezza di partenza mediante due curve ad angoli retti e installando una estremità di drenaggio al punto più basso.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

Linea ad anello

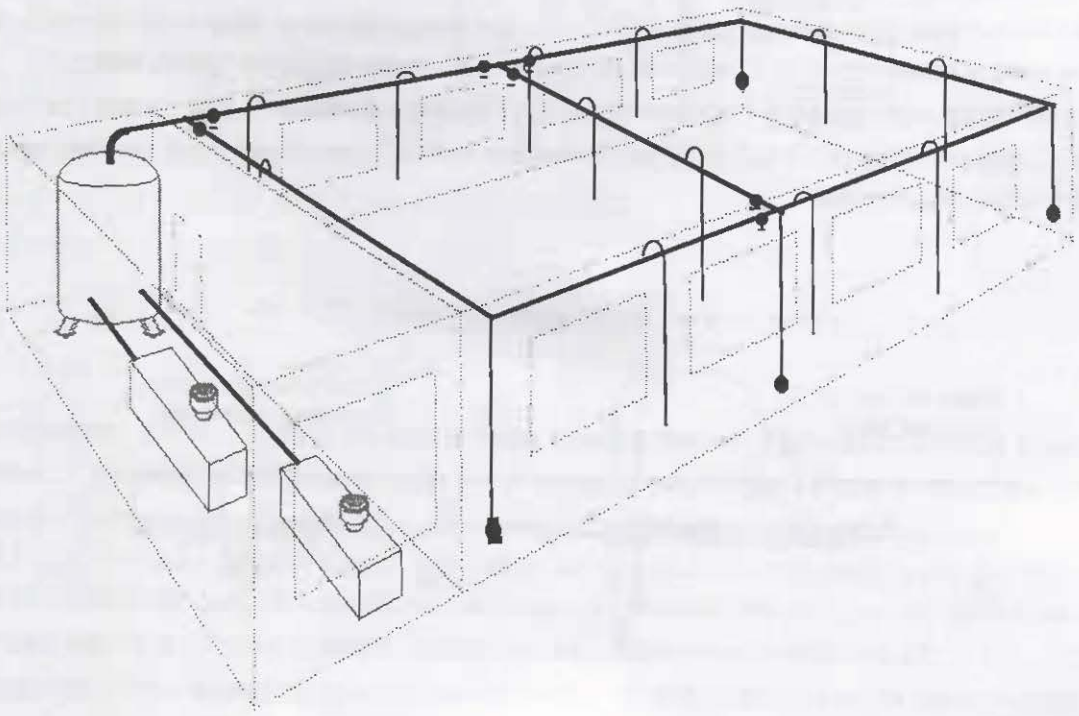

Fig. 4.15 Tipica rete principale ad anello

In una rete ad anello, l'aria può essere alimentata da due lati ad un punto di elevato consumo. Ciò consente di minimizzare la caduta di pressione.

L'acqua di condensa è trasportata in tutte le direzioni.

Deve essere installato un adeguato sistema di prelievo dell'acqua di condensa mediante scaricatori automatici.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

LINEE SECONDARIE

A meno che un efficiente post refrigerante e un essiccatore siano stati installati a valle del compressore, le tubazioni di distribuzione dell'aria agiscono da superficie di raffreddamento e l'acqua e l'olio si accumulano per tutta la loro lunghezza.

Le linee delle calate sono connesse alla parte superiore della conduttura della linea principale per evitare che l'acqua possa scorrervi. L'estremità inferiore di ogni calata dovrebbe essere drenata.

Punti di drenaggio con raccordi a T dovrebbero essere installati ad intervalli regolari lungo il percorso della linea ad ogni punto basso. Questi punti devono essere scaricati manualmente ad intervalli regolari o dotati di scaricatori automatici.

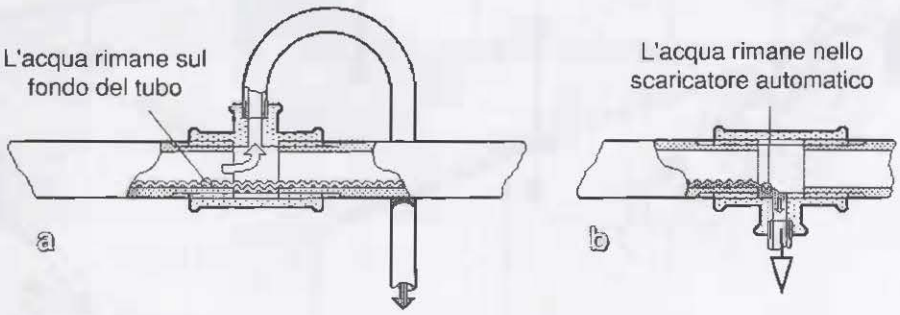

Fig. 4.16 Prese per l'aria (a) e per l'acqua (b)

Quest'ultimi sono più dispendiosi da installare inizialmente, ma consentono di risparmiare le ore di mano d'opera necessarie per azionare i tipi manuali.

Scaricatori automatici

Due tipi di scaricatori automatici sono mostrati nelle Figg. 4.17 e 4.18.

Nello scaricatore di tipo flottante della Fig. 4.17, il tubo che guida il galleggiante è connesso alla atmosfera mediante il filtro, la valvola di relieving, il foro nel pistone caricato dalla molla e lo stelo del comando manuale.

Il condensato si accumula sul fondo dell'involucro e quando ha raggiunto un livello tale da sollevare il galleggiante dalla sede, la pressione esistente all'interno dell'involucro è trasmessa al pistone che si muove verso destra aprendo la sede della valvola di scarico espellendo l'acqua. Successivamente il galleggiante si abbassa e chiude l'alimentazione dell'aria al pistone.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

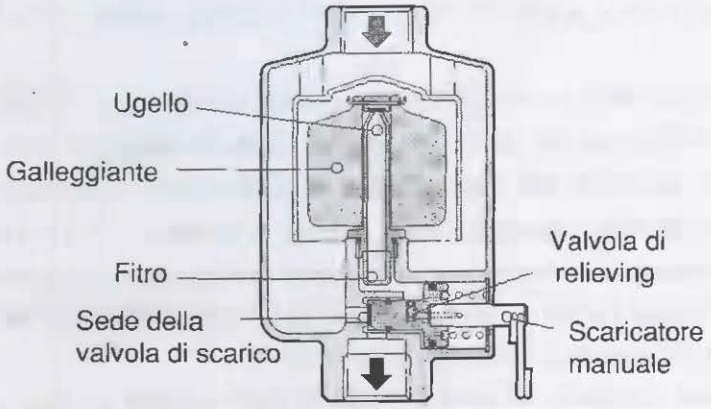

Fig. 4.17 Scaricatore automatico del tipo a galleggiante

La valvola di relieving limita la pressione dietro il pistone quando il galleggiante chiude l'ugello. Ciò consente di ottenere un tempo adeguato per il riposizionamento del pistone poiché l'aria catturata fuoriesce lentamente attraverso l'orifizio della valvola di relieving.

La Fig. 4.18 mostra uno scaricatore automatico del tipo ad attuazione elettrica che periodicamente espelle il condensato ruotando una camma che attiva una valvola ad otturatore con comando a bilanciere.

Esso è capace di lavorare in qualsiasi posizione ed è notevolmente resistente alle vibrazioni. Questi vantaggi consentono un impiego nei compressori mobili e nei sistemi pneumatici dei bus e degli autocarri.

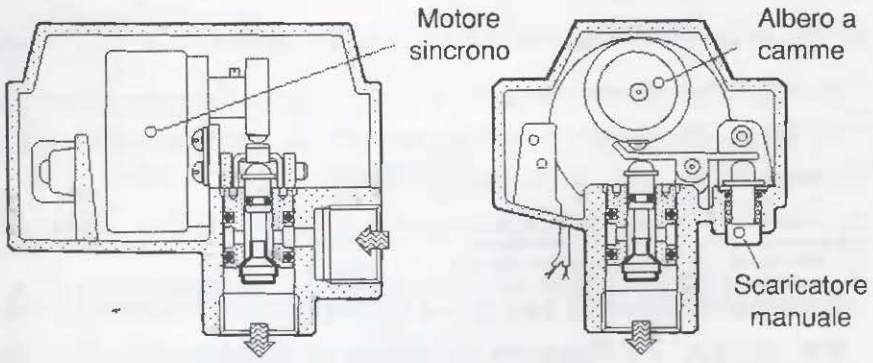

Fig. 4.18 Scaricatore automatico motorizzato

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

DIMENSIONAMENTO DELLA RETE PRINCIPALE DELL'ARIA COMPRESSA

Il costo della rete principale dell'aria costituisce una parte elevata del costo iniziale di una installazione per aria compressa. Una riduzione del diametro del tubo, sebbene abbassi il costo dell'investimento, incrementa la caduta di pressione dell'aria nel sistema aumentando i costi operativi oltre il costo addizionale di un tubo con diametro superiore. Inoltre, poiché i costi della mano d'opera costituiscono una parte notevole del costo totale e variano molto poco per le diverse dimensioni di tubi, il costo di installazione di un tubo da 25 mm di diametro è simile a quello di un tubo da 50 mm mentre la capacità di flusso del tubo da 50 mm è quattro volte più grande di quella del tubo da 25 mm.

In un sistema con linea principale ad anello, l'alimentazione dell'aria ad ogni punto di prelievo è assicurata dai due cammini del tubo. Quando si deve determinare la dimensione del tubo, la doppia alimentazione deve essere trascurata ipotizzando che in ogni momento l'aria viene alimentata solamente da una direzione.

La dimensione della linea principale e delle calate è determinata dal limite della velocità dell'aria nel tubo normalmente fissata a 6 m/s mentre nelle linee secondarie ad una pressione di 6 bar per lunghezze di pochi metri la velocità può raggiungere i 20 m/s. La caduta di pressione dal compressore al termine della calata non deve superare i 0,3 bar. Il nomogramma della Fig. 4.19 consente di determinare il diametro richiesto per il tubo.

Curve e valvole causano un attrito addizionale. Tale attrito può essere espresso come lunghezza rettilinea equivalente addizionale di tubo nel calcolo della perdita totale di pressione. La Tabella 4.20 fornisce la lunghezza equivalente per i vari raccordi usati comunemente.

Esempio (a): Determinare la dimensione del tubo che trasporta 16800 l/min di aria con una caduta massima di non più di 0,3 bar per 125 metri di tubo. Il compressore a 2 stadi si avvia a 8 bar e si ferma a 10 bar; la pressione media è di 9 bar.

30 kPa di caduta di pressione in 125 m di tubo è equivalente a $\frac{30\ \text{kPa}}{125\ \text{m}} = 0.24\ \text{kPa/m}$.

Facendo riferimento al nomogramma di Fig. 4.19, si traccia una linea in corrispondenza di 9 bar sulla riga della pressione passante per 0,24 kPa/m sulla riga della caduta di pressione fino a tagliare la riga di riferimento in x.

Si unisca x con 0,28 Nm^3/s prolungando la linea fino a intersecare la riga per la dimensione del tubo, ottenendo circa 61 mm.

Deve essere utilizzato un tubo con un diametro interno di almeno 61 mm.

Dalla Tabella 4.21 si ricava che un tubo con un diametro nominale di 65 mm ha un diametro interno di 68 mm.

Pertanto, esso è in grado di soddisfare ai requisiti con un margine di sicurezza.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

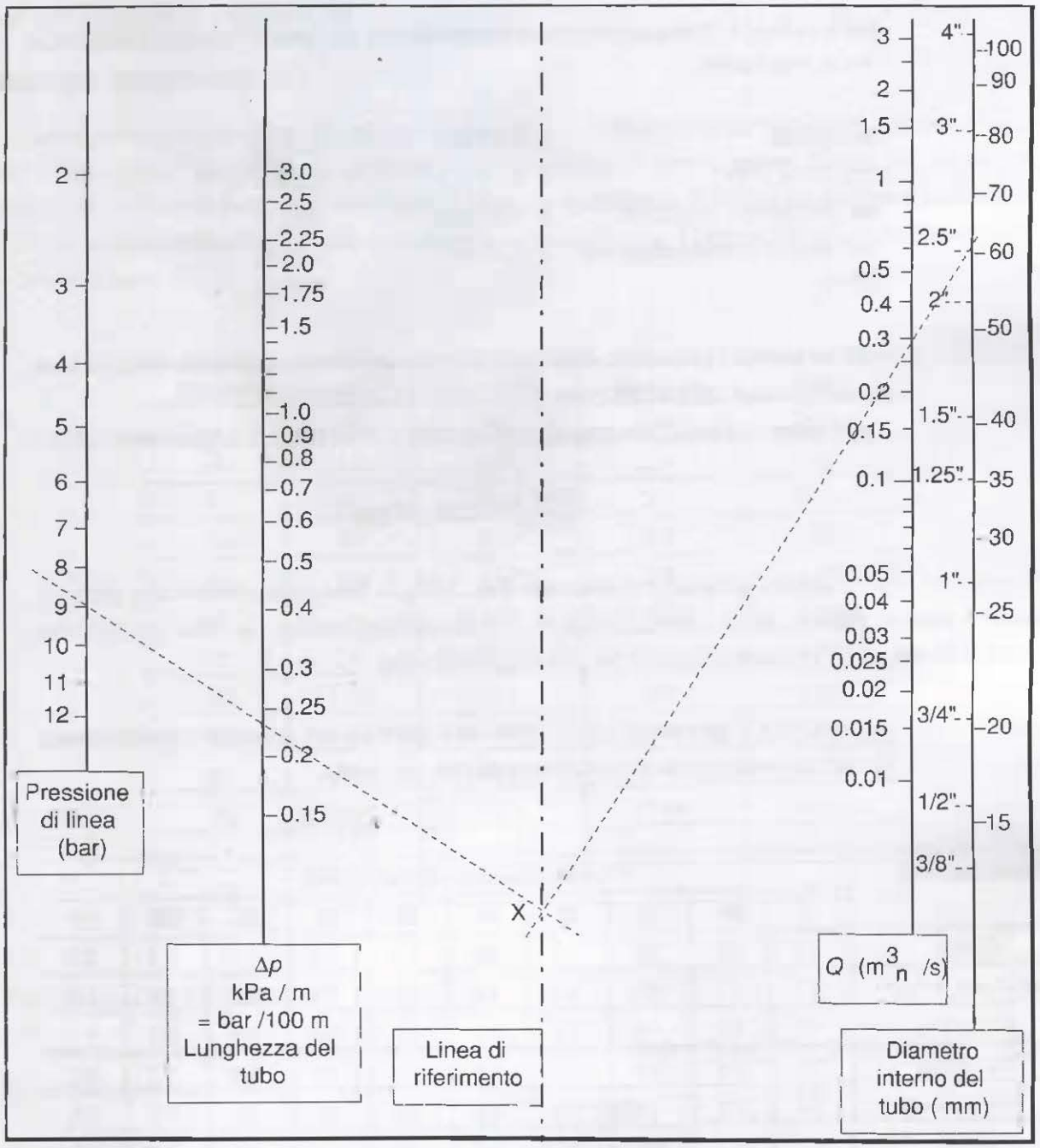

Fig. 4.19 Nomogramma per il dimensionamento del diametro del tubo della rete principale

Esempio (b): Se il tratto precedente di tubo di 125 m presenta due gomiti, due curve a 90°, 6 raccordi standard a T e due valvole di intercettazione, è necessario predisporre un tubo con un diametro superiore per limitare la caduta di pressione a 30 kPa?

SMC International Training

Nella Tabella 4.20 alla colonna del diametro 65 mm, si ricavano le seguenti lunghezze di tubi equivalenti:

due gomiti:	2 · 1,37 m =	2,74 m
due curve a 90°:	2 · 0,76 m =	1,52 m
sei raccordi a T standard:	6 · 0,67 m =	4,02 m
due valvole di intercettazione:	2 · 0,49 m =	0,98 m
totale:		**9,26** m

I dodici elementi hanno una resistenza di flusso approssimativamente uguale a 10 m di lunghezza di tubo addizionale.
La lunghezza effettiva del tubo è perciò di 125+9,26=≈**135** m e il Δp permesso è di :

$$\frac{30 \text{ kPa}}{135 \text{ m}} = \mathbf{0.22} \text{ kPa/m}$$

Facendo riferimento ancora al nomogramma nella Fig. 4.19, la linea della dimensione del tubo interseca la riga dei diametri ad un valore di circa 65 mm di diametro interno. Un tubo con diametro nominale di 65 mm ed un diametro interno di 68 mm è soddisfacente.

Nota: la possibilità di estensioni future della linea deve essere tenuta in considerazione quando si determina la dimensione della rete principale.

Tipo di raccordo	Diametro nominale del tubo (mm)									
	15	20	25	30	40	50	65	80	100	125
Gomito	0.3	0.4	0.5	0.7	0.8	1.1	1.4	1.8	2.4	3.2
90* Curva (lunga)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	0.9	1.2	1.5
90* Gomito	1.0	1.2	1.6	1.8	2.2	2.6	3.0	3.9	5.4	7.1
180* Curva	0.5	0.6	0.8	1.1	1.2	1.7	2.0	2.6	3.7	4.1
Valvola a sfera	0.8	1.1	1.4	2.0	2.4	3.4	4.0	5.2	7.3	9.4
Valvola d'intercettazione	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.6	0.9	1.2
T standard	0.1	0.2	0.2	0.4	0.4	0.5	0.7	0.9	1.2	1.5
T con attacco laterale	0.5	0.7	0.9	1.4	1.6	2.1	2.7	3.7	4.1	6.4

Tabella 4.20 Lunghezze di tubo equivalente per i principali tipi di raccordi

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

MATERIALI PER TUBAZIONI

Tubo gas standard (SGP)

I tubi della rete principale sono realizzati normalmente in acciaio o in ghisa malleabile. Sono disponibili neri o galvanizzati per diminuire gli effetti della corrosione. Possono essere filettati per ricevere il montaggio di raccordi particolari. Per diametri superiori agli 80 mm, le flange saldate sono spesso più economiche da installare rispetto alle teste filettate. Le specifiche per il tubo gas standard (SGP) in acciaio al carbonio sono:

Diametro nominale		Dia.esterno	Spessore	Peso
A	B	mm	mm	kg/m
6	1/8	10.5	2.0	0.419
8	1/4	13.8	2.3	0.652
10	3/8	17.3	2.3	0.851
15	1/2	21.7	2.8	1.310
20	3/4	27.2	2.8	1.680
25	1	34.0	3.2	2.430
32	1 1/4	42.7	3.5	3.380
40	1 1/2	48.6	3.5	3.890
50	2	60.3	3.65	5.100
65	2 1/2	76.1	3.65	6.510
75	3	88.9	4.05	8.470
100	4	114.3	4.5	12.100

Tubi in acciaio inossidabile

Sono usati soprattutto quando sono richiesti diametri molto grandi per linee principali con lunghe estensioni rettilinee.

Tubo in rame

Quando sono richieste elevate resistenze al calore e alla corrosione ed una elevata rigidezza, possono essere usate tubazioni in rame fino al diametro nominale di 40 mm. Al di sopra del diametro di 28 mm, i costi sono relativamente alti. I raccordi a pressione usati con tubazioni di qualità con trattamento termico consentono un facile lavoro di installazione.

Tubo in gomma

Il tubo in gomma o in materiale plastico rinforzato è adatto soprattutto per gli attrezzi pneumatici in quanto consente libertà di movimento per l'operatore. Le dimensioni per il tubo di gomma pneumatico sono:

Diametro nominale inches	**Dia. esterno** mm	**Dia. interno** mm	**Sezione di passaggio** mm^2
1/8	9.2	3.2	8.04
1/4	10.3	6.3	31.2
3/8	18.5	9.5	70.9
1/2	21.7	12.7	127
5/8	24.10	15.9	199
3/4	29.0	19.0	284
1	35.4	25.4	507
1 1/4	45.8	31.8	794
1 1/2	52.1	38.1	1140
1 3/4	60.5	44.5	1560
2	66.8	50.8	2030
2 1/4 *	81.1	57.1	2560
2 1/2*	90.5	63.5	3170

* Manicotto teflonato

Il tubo di gomma è raccomandato soprattutto per gli attrezzi ed altre applicazioni dove il tubo è esposto ad usura meccanica.

Tubazione in PVC o nylon

E' comunemente usato per la connessione di componenti pneumatici. Entro i limiti di temperatura stabiliti, esso presenta ovvi vantaggi di installazione permettendo una semplice regolazione della lunghezza (taglio) e una rapida connessione sia per compressione che con raccordi rapidi.

Se è richiesta una maggiore flessibilità per curve più strette o movimenti costanti, è disponibile un nylon o un poliuretano a gradazione più soffice che richiede però pressioni di lavoro più basse.

Raccordi

Nei sistemi, i componenti pneumatici sono connessi con metodi diversi.

Il tipo ad inserimento di Fig. 4.21 produce una forza di ritegno affidabile sia all'interno che all'esterno del tubo. Il tubo è schiacciato dal manicotto quando il dado di testa viene avvitato. Il tratto del raccordo che entra nel tubo riduce il diametro interno aumentando considerevolmente la resistenza di flusso.

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

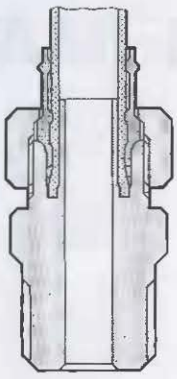

Fig. 4.21 Esempio di raccordo ad inserimento

La connessione a spinta di Fig. 4.22 offre una elevata forza di ritegno. L'uso di una guarnizione con profilo speciale assicura una tenuta sia per l'aria in pressione che per il vuoto. Non vi è alcuna resistenza di flusso addizionale, poiché la connessione ha la stessa sezione di flusso del tubo da unire.

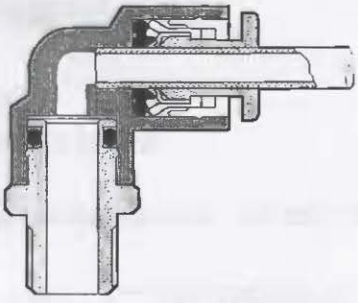

Fig. 4.22 Esempio di raccordo a spinta, tipo a gomito

Il raccordo a tenuta di Fig. 4.23 possiede un meccanismo interno in modo tale che l'aria non venga scaricata dopo la rimozione del tubo. Esso è impiegabile anche per applicazioni prive di rame.

a. se il tubo non è inserito, il raccordo è chiuso dalla valvola di non ritorno.

b. quando il tubo è inserito, esso apre il flusso d'aria allontanando la valvola di non ritorno dalla sua sede.

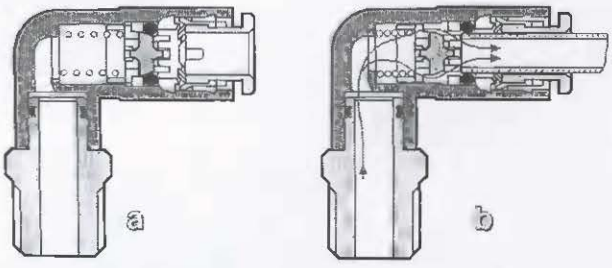

Fig. 4.23 Esempio di un raccordo a tenuta

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

5. TRATTAMENTO ARIA

FILTRAGGIO

- *Filtro standard*
- *Microfiltri*
- *Sub microfiltri*
- *Selezione del filtro*

QUALITÀ DELL'ARIA

- *Livelli di filtrazione*

REGOLAZIONE DELLA PRESSIONE

- *Regolatore standard*
- *Regolatore azionato con pilota*
- *Filtro Regolatore*
- *Dimensionamento di un regolatore - caratteristiche*

LUBRIFICAZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

- *Lubrificatori proporzionali*

UNITÀ F R L

- *Dimensione e installazione*

SMC International Training

PNEUMAC SRL www.pneumac.it

TRATTAMENTO ARIA

Come descritto precedentemente, l'aria atmosferica trasporta sia polvere che umidità. Dopo la compressione, l'umidità condensa nel post refrigerante e nel serbatoio. Tuttavia, una piccola parte rimane e viene portata avanti. Inoltre, fini particelle di olio carbonizzato, ruggine dei tubi ed altro materiale estraneo, ad esempio originato dal materiale delle tenute, genera depositi gommosi. Tutto ciò ha sicuramente effetti dannosi sull'equipaggiamento pneumatico incrementando l'usura delle guarnizioni e dei componenti, l'espansione delle tenute, la corrosione ed il bloccaggio delle valvole.

Per rimuovere questi contaminanti, l'aria deve essere il quanto più possibile pulita vicino al punto di utilizzo. Il trattamento aria include la regolazione della pressione e occasionalmente la lubrificazione.

FILTRAGGIO

FILTRO STANDARD

Il filtro standard è un separatore d'acqua combinato con un filtro.

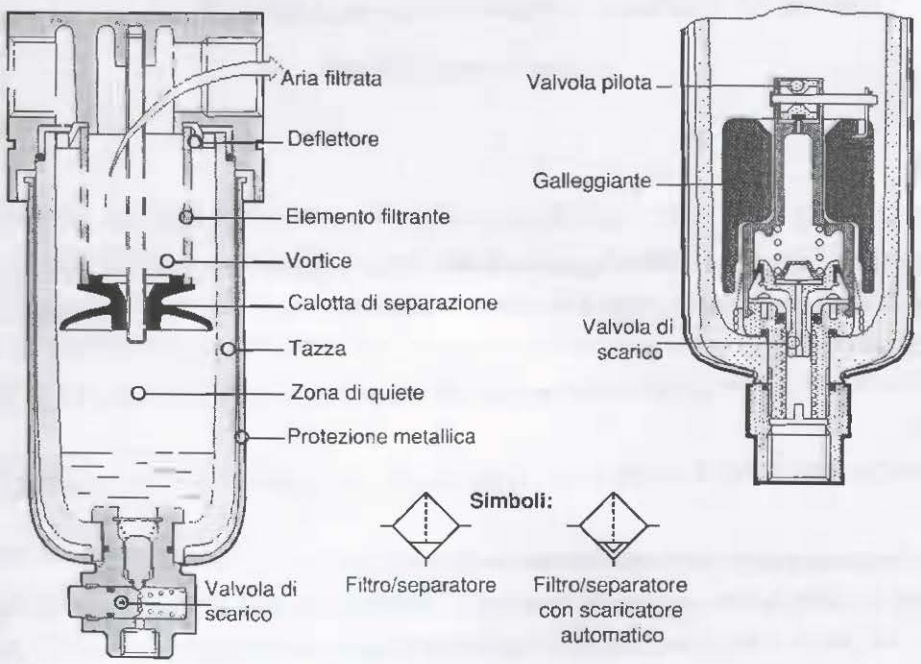

Fig. 5.1 Tipico filtro: separatore d'acqua e scaricatore automatico opzionale