



***ATLAS COPCO***  
***MANUALE DELL'ARIA COMPRESSA***

8<sup>a</sup> edizione

*Atlas Copco*



# ***MANUALE DELL'ARIA COMPRESSA***

8<sup>a</sup> edizione



**Questo manuale è pubblicato da:  
Atlas Copco Airpower NV  
Boomssteenweg 957  
B-2610 Wilrijk  
Belgio**

La riproduzione, totale o parziale, del contenuto di questa pubblicazione senza previa autorizzazione scritta rilasciata da Atlas Copco Airpower NV è vietata dalle leggi sui diritti d'autore. Tale divieto si estende a qualunque forma di riproduzione a mezzo stampa, duplicazione, fotocopiatura, registrazione ecc.

Per la stesura dei contenuti inclusi nel presente manuale, Atlas Copco ringrazia clienti e fornitori per le immagini e i contributi forniti in fase di produzione di questo manuale, in particolare: ABB, Siemens, Vattenfall e AGA.

Atlas Copco Airpower NV

ISBN: 9789081535809

© Atlas Copco Airpower NV, Belgio, 2016

# BENVENUTI.

---

Benvenuti nel mondo dell'aria compressa. Questo manuale offre una guida completa per chi desidera approfondire le proprie conoscenze sulle tecnologie dell'aria compressa e contiene informazioni utili per professionisti, produttori, studiosi, studenti universitari o consulenti tecnici. Questo manuale dell'aria compressa è unico nel suo genere e negli anni è stato ampiamente utilizzato ed apprezzato da migliaia di professionisti. Atlas Copco è lieta di presentare l'ottava edizione del manuale dopo vari decenni dalla prima edizione.

Il manuale include innumerevoli informazioni acquisite nel corso degli anni in tutto il mondo da innumerevoli tecnici Atlas Copco specializzati nelle tecnologie all'avanguardia per l'aria compressa. La condivisione di queste informazioni risulterà utile per incrementare l'efficienza in numerosi settori industriali che fanno affidamento sull'aria compressa, dal momento che le informazioni non sono mai abbastanza e sono sempre indispensabili per migliorare le tecnologie e ottimizzare i processi produttivi.

Lo scopo di Atlas Copco è promuovere una produttività sostenibile, offrendo soluzioni di aria compressa più sicure, più ecologiche, più efficienti e più convenienti, e a tal fine le opinioni dei clienti sono di incommensurabile valore. Atlas Copco ringrazia profondamente i clienti per i loro commenti e suggerimenti finalizzati ad arricchire i contenuti di questo manuale.

Atlas Copco è certa che la consultazione del presente manuale si rivelerà interessante e augura ai propri clienti di ottenere i migliori risultati con le applicazioni ad aria compressa.

Nico Delvaux  
Presidente Divisione Compressori Atlas Copco



I commenti sono particolarmente graditi  
[info.ct@it.atlascopco.com](mailto:info.ct@it.atlascopco.com)

# 1 FONDAMENTI TEORICI

## 1.1 FISICA

1.1.1 La struttura della materia	10
1.1.2 La molecola e i diversi stati della materia	10

## 1.2 UNITÀ DI MISURA FISICHE

1.2.1 Pressione	11
1.2.2 Temperatura	11
1.2.3 Capacità termica	11
1.2.4 Lavoro	13
1.2.5 Potenza	13
1.2.6 Portata volumetrica del flusso	13

## 1.3 TERMODINAMICA

1.3.1 Principi generali	13
1.3.2 Le leggi dei gas	14
1.3.3 Trasferimento termico	14
1.3.4 Cambiamenti di stato	16
1.3.4.1 Processo isocoro	16
1.3.4.2 Processo isobarico	16
1.3.4.3 Processo isotermino	17
1.3.4.4 Processo isoentropico	17
1.3.4.5 Processo politropico	17
1.3.5 Flusso di un gas attraverso un ugello	18
1.3.6 Flusso di un gas nei tubi	18

## 1.4 L'ARIA

1.4.1 L'aria in generale	19
1.4.2 L'aria umida	19

## 1.5 TIPI DI COMPRESSORI

1.5.1 Due principi basilari	20
1.5.2 Compressori volumetrici	20
1.5.3 Diagramma per i compressori volumetrici	20
1.5.4 Compressori dinamici	22
1.5.5 Compressione multistadio	23
1.5.6 Confronto tra turbocompressori e compressori volumetrici	23

## 1.6 ELETTRICITÀ

1.6.1 Terminologia e definizioni basilari	24
1.6.2 La legge di Ohm per la corrente alternata	24
1.6.3 Sistema trifase	25
1.6.4 Potenza	25
1.6.5 Il motore elettrico	27
1.6.5.1 Velocità di rotazione	27
1.6.5.2 Efficienza	27
1.6.5.3 Classe di isolamento	27
1.6.5.4 Classi di protezione	27

1.6.5.5 Metodi di raffreddamento	27
1.6.5.6 Metodo di installazione	28
1.6.5.7 Collegamenti a ste Ila (Y) e a triangolo ( $\Delta$ )	28
1.6.5.8 Coppia	29

# 2 COMPRESSORI E APPARECCHIATURE AUSILIARIE

## 2.1 COMPRESSORI VOLUMETRICI

2.1.1 Compressori volumetrici	32
2.1.2 Compressori a pistoni	32
2.1.3 Compressori a pistoni non lubrificati	32
2.1.4 Compressore a membrana	34
2.1.5 Compressori a viti controrotanti	34
2.1.5.1 Compressori a vite non lubrificati	34
2.1.5.2 Compressori a vite con iniezione di liquido	37
2.1.6 Compressori a camme	37
2.1.7 Compressori scroll	38
2.1.8 Compressori a turbina	40
2.1.9 Soffianti Roots	40

## 2.2 COMPRESSORI DINAMICI

2.2.1 Pompe per vuoto	43
2.2.2 Supressori	43
2.2.3 Moltiplicatori di pressione	43

## 2.3 ALTRI COMPRESSORI

2.3.1 Vacuum pumps	43
2.3.2 Booster compressors	43
2.3.3 Pressure intensifiers	44

## 2.4 TRATTAMENTO DELL'ARIA COMPRESSA

2.4.1 Essiccazione dell'aria compressa	44
2.4.1.1 Il post-refrigeratore	45
2.4.1.2 Essiccatore a refrigerante	46
2.4.1.3 Sovracompressione	47
2.4.1.4 Essiccazione ad assorbimento	47
2.4.1.5 Essiccazione ad adsorbimento	47
2.4.1.6 Essiccatori a membrana	50
2.4.2 Filtri	50

## 2.SISTEMI DI CONTROLLO E REGOLAZIONE

2.5.1 La regolazione in generale	52
2.5.2 Principi di regolazione per i compressori volumetrici	53
2.5.2.1 Limitazione della pressione	53
2.5.2.2 Bypass	54
2.5.2.3 Strozzamento dell'ingresso	54

2.5.2.4 Limitazione della pressione con strozzamento dell'ingresso	54	3.1.3.3 Fonte di alimentazione	71
2.5.2.5 Avviamento/arresto	54	3.1.3.3.1 Dimensionamento dei motori elettrici	71
2.5.2.6 Regolazione della velocità	54	3.1.3.3.2 Dimensionamento dei motori a combustione interna	71
2.5.2.7 Bocca di scarico variabile	55		
2.5.2.8 Scarico della valvola di aspirazione	55	<b>3.2 TRATTAMENTO DELL'ARIA</b>	<b>72</b>
2.5.2.9 Carico-scarico-arresto	55	3.2.1 Generalità	72
<b>2.5.3 Principi di regolazione dei compressori dinamici</b>	<b>56</b>	3.2.2 Vapore acqueo nell'aria compressa	72
2.5.3.1 Regolazione dell'ingresso	56	3.2.3 Olio nell'aria compressa	73
2.5.3.2 Regolazione dell'uscita	56	3.2.4 Microorganismi nell'aria compressa	74
2.5.3.3 Carico-scarico-arresto	56	3.2.5 Filtri	74
2.5.3.4 Regolazione della velocità	56	3.2.6 Post-refrigeratori	75
<b>2.5.4 Controllo e monitoraggio</b>	<b>57</b>	3.2.7 Separatore d'acqua	75
2.5.4.1 Generalità	57	3.2.8 Separazione acqua/olio	75
2.5.4.2 Carico-scarico-arresto	57	3.2.9 Aria sanitaria	76
2.5.4.3 Controllo della velocità	58		
<b>2.5.5 Monitoraggio dei dati</b>	<b>58</b>	<b>3.3 IMPIANTO DI RAFFREDDAMENTO</b>	<b>77</b>
2.5.5.1 Misurazione della temperatura	58	3.3.1 Compressori raffreddati ad acqua	77
2.5.5.2 Misurazione della pressione	58	3.3.1.1 Generalità	77
2.5.5.3 Monitoraggio	59	3.3.1.2 Impianto aperto senza circolazione d'acqua	77
<b>2.5.6 Sistema di controllo globale</b>	<b>60</b>	3.3.1.3 Impianto aperto con circolazione d'acqua	77
2.5.6.1 Selettore della sequenza degli avviamenti	60	3.3.1.4 Impianto chiuso	78
<b>2.5.7 Controllo centralizzato</b>	<b>61</b>	3.3.2 Compressori raffreddati ad aria	78
<b>2.5.8 Monitoraggio remoto</b>	<b>61</b>		
		<b>3.4 RECUPERO DELL'ENERGIA</b>	<b>79</b>
<b>2.6 COMPRESSORI MOBILI</b>	<b>63</b>	3.4.1 Generalità	79
2.6.1 Generalità	63	3.4.2 Calcolo delle potenzialità di recupero	81
2.6.2 Emissioni acustiche e di scarico	63	3.4.3 Metodi di recupero	82
2.6.3 Flessibilità	64	3.4.3.1 Generalità	82
		3.4.3.2 Impianti raffreddati ad aria	82
		3.4.3.3 Impianti raffreddati ad acqua	82
<b>3 DIMENSIONAMENTO E MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI DI ARIA COMPRESSA</b>		<b>3.5 IL LOCALE COMPRESSORI</b>	<b>84</b>
<b>3.1 DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI DI ARIA COMPRESSA</b>	<b>66</b>	3.5.1 Generalità	84
3.1.1 Generalità	66	3.5.2 Posizionamento e progetto	85
3.1.1.1 Calcolo della pressione di esercizio	66	3.5.3 Fondazioni	85
3.1.1.2 Calcolo del fabbisogno d'aria	67	3.5.4 Prese d'aria	85
3.1.1.3 Misurazione del fabbisogno d'aria	68	3.5.5 Ventilazione del locale compressori	86
<b>3.1.2 Centralizzazione o decentralizzazione</b>	<b>69</b>	3.5.6 Sicurezza serbatoio aria	89
3.1.2.1 Generalità	69		
3.1.2.2 Impianti di aria compressa centralizzati	69	<b>3.6 DISTRIBUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA</b>	<b>90</b>
3.1.2.3 Impianti di aria compressa decentralizzati	69	3.6.1 Generalità	90
		3.6.1.1 Serbatoio dell'aria	90
<b>3.1.3 Dimensionamento ad altitudini elevate</b>	<b>69</b>	3.6.2 Progettazione della rete di aria compressa	91
3.1.3.1 Generalità	69	3.6.3 Dimensionamento della rete di aria compressa	91
3.1.3.2 Gli effetti su un compressore	70	3.6.4 Misurazione del flusso	94
		<b>3.7 IMPIANTO ELETTRICO</b>	<b>95</b>
		3.7.1 Generalità	95

3.7.2 Motori	95	5.2.2 Condizioni ambientali per il dimensionamento	116
3.7.3 Metodi di avviamento	95	5.2.3 Altre specifiche	116
3.7.4 Tensione di controllo	96	<b>5.3 SCELTA DEI COMPONENTI</b>	<b>117</b>
3.7.5 Protezione dai corto circuiti	96	5.3.1 Dimensionamento del compressore	117
3.7.6 Cavi	96	5.3.2 Scelta finale del compressore	118
3.7.7 Compensazione delle fasi	97	5.3.3 Dimensionamento del volume del serbatoio dell'aria	118
<b>3.8 EMISSIONI ACUSTICHE</b>	<b>97</b>	5.3.4 Dimensionamento dell'essiccatore	118
3.8.1 Generalità	97	5.3.5 Riepilogo per i calcoli successivi	119
3.8.2 Assorbimento	98	5.3.6 Calcoli di controllo	119
3.8.3 Costante ambientale	98	<b>5.4 ALTRI CALCOLI PER IL DIMENSIONAMENTO</b>	<b>120</b>
3.8.4 Riverbero	98	5.4.1 Calcolo della quantità di condensa	120
3.8.5 Relazione tra potenza sonora e pressione sonora	99	5.4.2 Requisiti di ventilazione nel locale compressori	120
3.8.6 Misurazione del suono	99	<b>5.5 CASO PARTICOLARE: ALTITUDINE ELEVATA</b>	<b>121</b>
3.8.7 Interazione delle diverse fonti sonore	100	<b>5.6 CASO PARTICOLARE: FABBISOGNO INTERMITTENTE</b>	<b>122</b>
3.8.8 Attenuazione del suono	100	<b>5.7 CASO PARTICOLARE: RECUPERO ENERGETICO TRAMITE L'ACQUA</b>	<b>123</b>
3.8.9 Rumorosità degli impianti di aria compressa	101	5.7.1 Presupposti	123

## 4 CONSIDERAZIONI ECONOMICHE

<b>4.1 COSTI</b>	<b>104</b>	5.7.2 Calcolo del flusso d'acqua nel circuito di recupero energetico	124
4.1.1 Costi di produzione dell'aria compressa	104	5.7.3 Bilancio energetico tra lo scambiatore di calore di recupero	124
4.1.1.1 Generalità	104	5.7.4 Riepilogo	124
4.1.1.2 Ripartizione dei costi	105	<b>5.8 CASO PARTICOLARE: CADUTA DI PRESSIONE NELLE TUBAZIONI</b>	<b>125</b>
<b>4.2 OPPORTUNITÀ DI RISPARMIO</b>	<b>105</b>	<b>6 APPENDICI</b>	
4.2.1 Requisiti di potenza	105	6.1 IL SISTEMA INTERNAZIONALE (SI)	128
4.2.2 Pressione di esercizio	105	6.2 SIMBOLI GRAFICI	130
4.2.3 Consumo d'aria	106	6.3 DIAGRAMMI E TABELLE	132
4.2.4 Metodo di regolazione	107	6.4 RACCOLTA DI NORME E REGOLAMENTI IN VIGORE	137
4.2.5 Qualità dell'aria	108	6.4.1 Generalità	137
4.2.6 Recupero dell'energia	109	6.4.2 Norme	137
4.2.7 Manutenzione	110	6.4.3 Generalità	137
4.2.7.1 Programma di manutenzione	110	6.4.3.1 Sicurezza dei macchinari	137
4.2.7.2 Apparecchiature ausiliarie	111	6.4.3.2 Sicurezza delle apparecchiature a pressione	137
<b>4.3 COSTO DEL CICLO DI VITA</b>	<b>111</b>	6.4.3.3 Ambiente	138
4.3.1 Generalità	111	6.4.3.4 Sicurezza elettrica	138
4.3.2 Calcolo dei costi del ciclo di vita	112	6.4.3.5 Apparecchiature sanitarie – Generalità	138
		6.4.3.6 Standardizzazione	138
		6.4.3.7 Specifiche e test	138

## 5 ESEMPI DI CALCOLO

<b>5.1 ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO DI ARIA COMPRESSA</b>	<b>116</b>
<b>5.2 DATI DI INPUT</b>	<b>116</b>
5.2.1 Fabbisogno di aria compressa	116



 **CAPITOLO 1**  
**TEORIA**

 **CAPITOLO 2**  
**COMPRESSORI E**  
**APPARECCHIATURE AUSILIARIE**

 **CAPITOLO 3**  
**DIMENSIONAMENTO**  
**E MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI**  
**DI ARIA COMPRESSA**

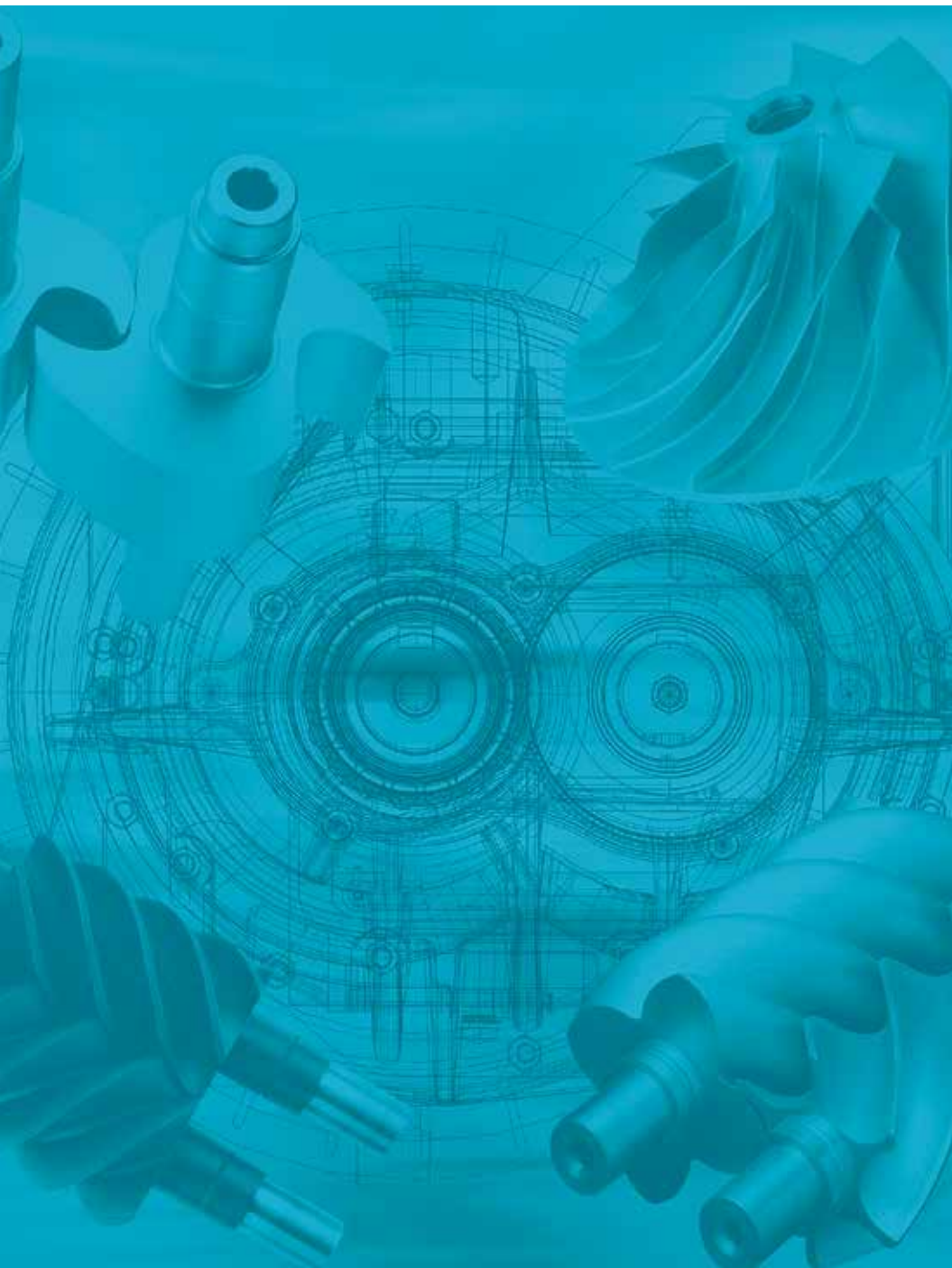
 **CAPITOLO 4**  
**CONSIDERAZIONI ECONOMICHE**

 **CAPITOLO 5**  
**ESEMPIO DI CALCOLO**

 **CAPITOLO 6**  
**APPENDICI**



# 1 *FONDAMENTI TEORICI*



## 1.1 FISICA

### 1.1.1 La struttura della materia

Tutta la materia allo stato gassoso, liquido o solido è costituita da atomi, che rappresentano i mattoni fondamentali della materia, anche se appaiono per lo più in forma molecolare. Una molecola è composta da un certo numero di atomi raggruppati con altri atomi identici o differenti. Gli atomi sono costituiti da un nucleo denso formato da protoni e neutroni, circondato da un certo numero di elettroni, particelle molto più piccole e leggere che ruotano rapidamente. Esistono anche altri mattoni fondamentali, che però non sono stabili. Tutte queste particelle sono caratterizzate da quattro proprietà: carica elettrica, massa a riposo, momento meccanico e momento magnetico. Il numero di protoni nel nucleo corrisponde al numero atomico dell'atomo. Il numero totale di protoni e il numero di neu-

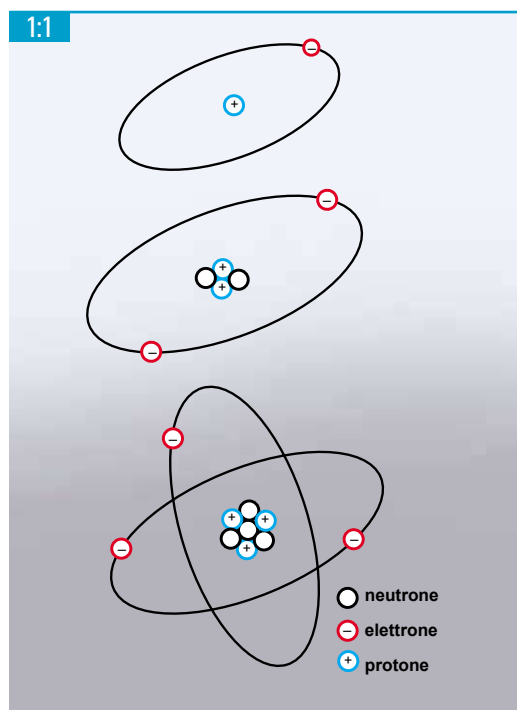
troni corrispondono approssimativamente alla massa totale dell'atomo, in quanto la massa degli elettroni è trascurabile. Tali informazioni sono reperibili nella tavola periodica degli elementi. Il guscio di elettroni contiene un numero di elettroni uguale a quello dei protoni inclusi nel nucleo, per cui l'atomo in genere è elettricamente neutro.

Nel 1913, il fisico danese Niels Bohr presentò un modello atomico che evidenziava che gli atomi possono trovarsi solo in uno stato c.d. stazionario e con una determinata energia. Se l'atomo passa da uno stato energetico all'altro, viene emesso un quanto di radiazione, il fotone. Queste diverse transizioni si manifestano sotto forma di luce con diverse lunghezze d'onda, che in uno spettrografo appaiono sotto forma di linee nello spettro dell'atomo.

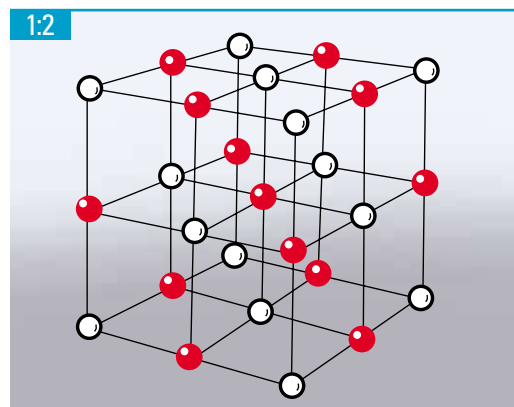
### 1.1.2 La molecola e i diversi stati della materia

Gli atomi che si uniscono tramite legami chimici vengono detti molecole. Queste strutture sono così piccole che  $1 \text{ mm}^3$  d'aria alla pressione atmosferica contiene circa  $2,55 \times 10^{16}$  molecole.

In linea di principio, tutta la materia può esistere in quattro stati differenti: solido, liquido, gassoso e plasma. Nello stato solido le molecole sono compatte saldamente in una struttura reticolare, trattenute da un solido legame. A temperature superiori allo zero assoluto, le molecole si muovono a una certa velocità; nello stato solido tale movimento avviene sotto forma di vibrazione attorno a una



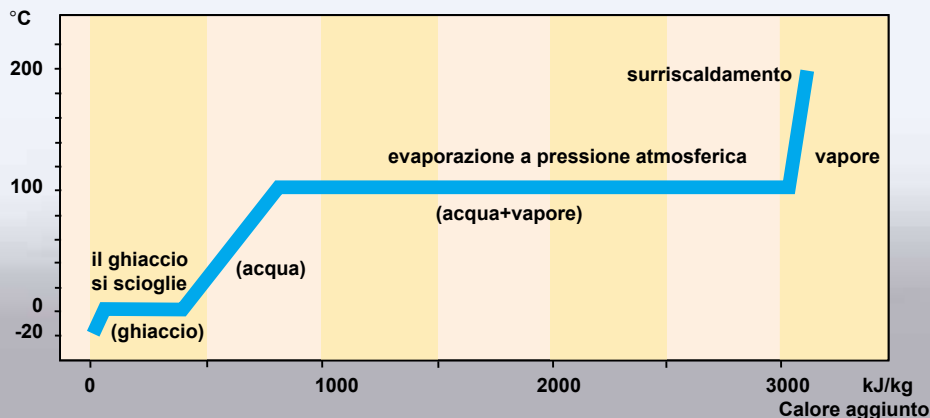
Il guscio elettronico fornisce le proprietà chimiche agli elementi. L'idrogeno (in alto) contiene un elettrone in un solo guscio elettronico. L'elio (al centro) contiene due elettroni in un solo guscio elettronico. Il litio (in basso) contiene un terzo elettrone in un secondo guscio.



Un cristallo di sale come il sale da cucina NaCl ha una struttura cubica. Le linee rappresentano il legame tra gli atomi di sodio (rosso) e di cloro (bianco).

## 1.3

Temperatura



Con l'aggiunta o la sottrazione di energia termica, lo stato di una sostanza cambia. La curva illustra l'effetto per l'acqua purificata.

posizione equilibrata, e accelera con l'aumento della temperatura. Quando una sostanza allo stato solido viene scaldata al punto che il movimento delle molecole non possa essere ostacolato dal modello reticolare rigido, il legame molecolare si allenta, la sostanza si fonde e passa allo stato liquido. Se il liquido viene scaldato ulteriormente, il legame molecolare si spezza e la sostanza liquida passa allo stato gassoso, espandendosi in tutte le direzioni e mescolandosi con gli altri gas presenti nell'ambiente.

Quando le molecole gassose vengono raffreddate, perdono velocità e ricominciano a legarsi tra loro dando origine al processo di condensazione. Se le molecole gassose vengono riscaldate ulteriormente, si suddividono in singole particelle e formano un plasma di elettroni e nuclei atomici.

## 1.2 UNITÀ DI MISURA FISICHE

### 1.2.1 Pressione

La forza che agisce su una superficie di un centimetro quadrato di una colonna d'aria, che si estende dal livello del mare fino ai confini dell'atmosfera, è pari a circa 10,13 N, per cui la pressione atmosferica assoluta al livello del mare è circa  $10,13 \times 10^4$  N per metro quadro, equivalenti a  $10,13 \times 10^4$  Pa; il Pascal è l'unità di misura del Sistema Internazio-

nale (SI) della pressione. Spesso la pressione viene indicata anche con un'altra unità di misura, il bar, equivalente a  $1 \times 10^5$  Pa. Maggiore (o minore) è l'altezza rispetto al livello del mare, minore (o maggiore) è la pressione atmosferica.

### 1.2.2 Temperatura

La temperatura di un gas è più difficile da definire chiaramente ed esprime la misura dell'energia cinetica delle molecole. Le molecole si muovono più rapidamente quando la temperatura è più alta, mentre il movimento cessa completamente quando la temperatura scende allo zero assoluto. Per quantificare questo fenomeno si usa la scala Kelvin (K), ma possono essere utilizzate anche altre scale termometriche, ad esempio la scala centigrada o Celsius (C):

$$T = t + 273,2$$

T = temperatura assoluta [K]

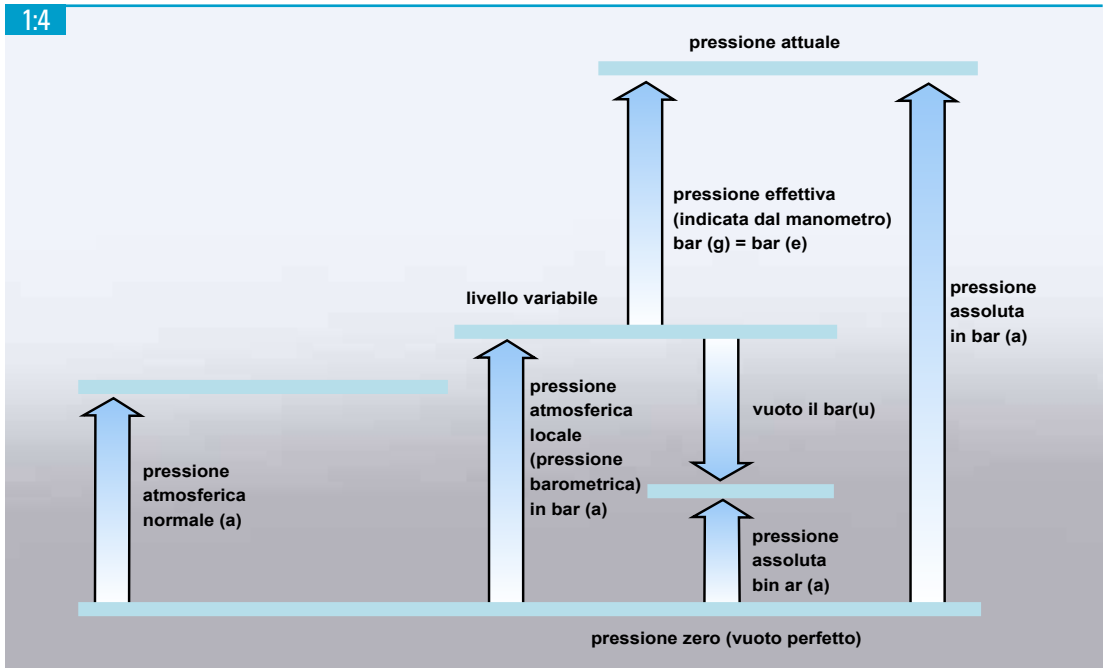
t = temperatura centigrada [C]

### 1.2.3 Capacità termica

Il calore è una forma di energia rappresentata dall'energia cinetica delle molecole disordinate presenti in una sostanza. La capacità termica di un oggetto è la quantità di calore necessaria per variare la temperatura di un grado Kelvin e si esprime in J/K.

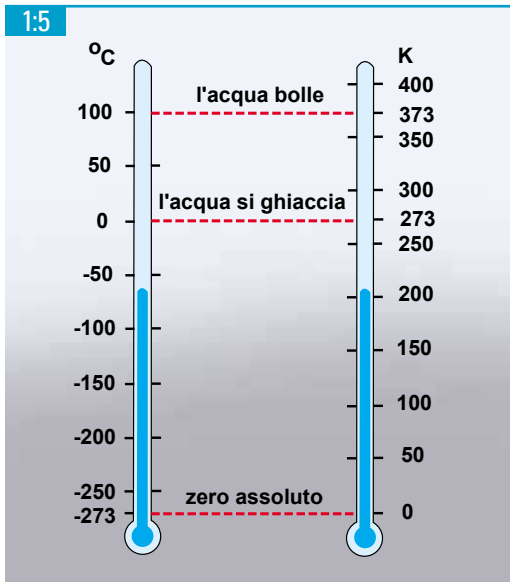
Il calore specifico o la capacità termica specifica di una sostanza sono concetti maggiormente utilizzati e si riferiscono alla quantità di calore

1:4



Quasi tutti i manometri registrano la differenza tra la pressione in un recipiente e la pressione atmosferica locale. Per trovare la pressione assoluta, quindi, è necessario aggiungere il valore della pressione atmosferica locale.

1:5



Relazione tra scala Celsius e scala Kelvin. Per la scala Celsius, 0° è il punto di congelamento dell'acqua; per la scala Kelvin, 0° è lo zero assoluto.

necessario per variare la temperatura di un grado Kelvin in un'unità di misura della massa della sostanza (kg). Il calore specifico si esprime in J/(kg×K). Analogamente, la capacità termica molare si esprime in J/(mol×K).

$c_p$  = calore specifico a pressione costante

$c_v$  = calore specifico a volume costante

$C_p$  = calore specifico molare a pressione costante

$C_v$  = calore specifico molare a volume costante

Il calore specifico a pressione costante è sempre maggiore del calore specifico a volume costante. Il calore specifico per una sostanza non è una costante, ma generalmente aumenta all'aumentare della temperatura. Per scopi pratici è possibile utilizzare un valore medio. Per le sostanze liquide e solide,  $c_p \approx c_v \approx c$ . Per riscaldare una portata massica ( $\dot{m}$ ) dalla temperatura  $t_1$  alla temperatura  $t_2$  occorreranno:

$$P \approx m \times c \times (T_2 - T_1)$$

$P$  = potenza termica [W]

$\dot{m}$  = portata massica [kg/s]

$c$  = calore specifico [J/kg×K]

$T$  = temperatura [K]

Il motivo per cui  $c_p$  è maggiore di  $c_v$  è il lavoro di espansione che il gas deve compiere a una pressione costante. Il rapporto tra  $c_p$  e  $c_v$  viene detto esponente isoentropico o adiabatico ( $K$ ) e dipende dal numero di atomi di cui è costituita la molecola della sostanza.

$$K = \frac{c_p}{c_v} = \frac{C_p}{C_v}$$

### 1.2.4 Lavoro

Il lavoro meccanico può essere definito come il prodotto di una forza per la distanza lungo la quale tale forza agisce su un corpo. Analogamente al calore, il lavoro è l'energia trasferita da un corpo all'altro, solo che in questo caso è in gioco la forza e non la temperatura.

Un esempio può essere rappresentato da un gas in un cilindro che viene compresso da un pistone mobile. La compressione avviene tramite una forza che sposta il pistone; l'energia, quindi, viene trasferita dal pistone al gas racchiuso nel cilindro e questo trasferimento di energia costituisce il lavoro nel senso termodinamico del termine. Il risultato del lavoro può assumere varie forme, ad esempio una variazione dell'energia potenziale, cinetica o termica.

Il lavoro meccanico associato ai cambiamenti di volume di una miscela di gas è uno dei processi più importanti della termodinamica. L'unità di misura SI del lavoro è il Joule:  $1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Ws}$ .

### 1.2.5 Potenza

La potenza è il lavoro eseguito per unità di tempo ed esprime la rapidità con cui può essere eseguito un lavoro. L'unità di misura SI della potenza è il Watt:  $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$ .

Ad esempio, la potenza o il flusso di energia trasmessa a un albero motore su un compressore è numericamente simile al calore emesso dal sistema sommato al calore applicato al gas compresso.

### 1.2.6 Portata volumetrica del flusso

La portata volumetrica di un impianto è una misura del volume di fluido spostato per unità di tempo e può essere calcolata come prodotto tra sezione del flusso e velocità media del flusso. L'unità di misura SI della portata volumetrica è  $\text{m}^3/\text{s}$ .

Per esprimere la portata volumetrica (detta anche capacità) di un compressore spesso si utilizzano anche i litri al secondo (l/s) ed è indicata come litri normali/secondo (NI/s) o portata di aria libera (l/s). Con l'unità di misura NI/s la portata volumetrica viene ricalcolata allo "stato normale", cioè a 1,013 bar(a) a 0 °C. Tale unità di misura viene utilizzata principalmente per specificare una portata massica.

Per la portata di aria libera (FAD) la portata in uscita di un compressore viene ricalcolata come portata volumetrica dell'aria libera in condizioni di ingresso standard, ossia pressione di ingresso pari a 1 bar(a) e temperatura di ingresso pari a 20 °C. Di seguito è riportata la relazione tra le due portate volumetriche del flusso (tenere presente che questa formula semplificata non tiene conto dell'umidità):

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{T_{FAD}}{T_N} \times \frac{P_N}{P_{FAD}}$$

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{(273 + 20)}{273} \times \frac{1.013}{1.00}$$

- $q_{FAD}$  = portata di aria libera [l/s]
- $q_N$  = portata volumetrica del flusso [NI/s]
- $T_{FAD}$  = temperatura di ingresso standard [20 °C]
- $T_N$  = temperatura di riferimento normale [0 °C]
- $P_{FAD}$  = pressione di ingresso standard [1,00 bar(a)]
- $P_N$  = pressione di riferimento normale [1,013 bar(a)]

## 1.3 TERMODINAMICA

### 1.3.1 Principi generali

L'energia esiste in varie forme, ad esempio energia termica, fisica, chimica, radiante (ad es. la luce) ed elettrica. La termodinamica studia l'energia termica, cioè la capacità di eseguire un lavoro o di provocare cambiamenti in un sistema.

Il primo principio della termodinamica riguarda la conservazione dell'energia: l'energia non può essere creata né distrutta, per cui l'energia totale

in un sistema viene sempre conservata rimanendo costante e può solo cambiare da uno stato all'altro. Il calore, quindi, è una forma di energia che può essere generata da un lavoro o convertita in lavoro. Il secondo principio della termodinamica afferma che in natura esiste una tendenza all'aumento del disordine molecolare; la misura di tale disordine viene detta entropia: per i cristalli solidi, la forma più regolare con cui la materia può aggregarsi, i valori dell'entropia sono molto bassi, mentre l'entropia dei gas, molto più disorganizzati, è molto elevata.

Nei sistemi energetici isolati, l'energia potenziale disponibile per eseguire un lavoro diminuisce all'aumentare dell'entropia. Il secondo principio della termodinamica afferma che il calore non può mai trasferirsi "autonomamente" da una zona con una temperatura minore a una zona con temperatura maggiore.

### 1.3.2 Le leggi dei gas

La legge di Boyle afferma che se la temperatura è costante (isoterma), è costante anche il prodotto della pressione per il volume, in base alla seguente relazione:

$$p_1 \times V_1 = p_2 \times V_2$$

$p$  = pressione assoluta [Pa]  
 $V$  = volume [m<sup>3</sup>]

Ciò implica che se il volume si dimezza durante la compressione, la pressione raddoppia se la temperatura rimane costante.

La legge di Charles afferma che il volume di un gas varia in maniera direttamente proporzionale alla variazione della temperatura, in base alla seguente relazione:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

$V$  = volume [m<sup>3</sup>]  
 $T$  = temperatura assoluta [K]

La legge generale dello stato dei gas tiene conto della legge di Boyle e della legge di Charles, e descrive l'interazione della pressione, del volume e della temperatura. Quando cambia una di queste variabili, cambia almeno un'altra delle altre due variabili,

in base alla seguente relazione:

$$\frac{p \times v}{T} = R$$

$p$  = pressione assoluta [Pa]  
 $v$  = volume specifico [m<sup>3</sup>/kg]  
 $T$  = temperatura assoluta [K]  
 $R = \frac{\bar{R}}{M}$  = costante caratteristica del gas [J/(kg×K)]

La costante caratteristica del gas  $R$  dipende esclusivamente dalle proprietà del gas. Se una massa  $m$  di gas occupa il volume  $V$ , la relazione è la seguente:

$$p \times V = n \times \bar{R} \times T$$

$p$  = pressione assoluta [Pa]  
 $V$  = volume [m<sup>3</sup>]  
 $n$  = numero di moli  
 $\bar{R}$  = costante universale del gas = 8,314 [J/mol×K]  
 $T$  = temperatura assoluta [K]

### 1.3.3 Trasferimento termico

Qualunque differenza di temperatura in un corpo o tra corpi o sistemi differenti produce un trasferimento termico fino a quando le temperature non si equilibrano. Tale trasferimento termico può avvenire in tre modi: per conduzione, convezione o radiazione. In realtà, il trasferimento termico avviene simultaneamente in tutti e tre le modalità, ma non in maniera bilanciata.

La conduzione è il trasferimento termico che avviene tramite il contatto diretto delle particelle e si verifica tra corpi solidi o tra sottili strati di liquidi o gas. Gli atomi che vibrano cedono parte della loro energia cinetica agli atomi adiacenti che vibrano in misura minore.

$$Q = -\lambda \times A \times t \times \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

$Q$  = calore trasferito [J]  
 $\lambda$  = coefficiente di conduttività termica [W/m×K]  
 $A$  = superficie del flusso termico [m<sup>2</sup>]  
 $t$  = tempo [s]  
 $\Delta T$  = differenza di temperatura (freddo – caldo) [K]  
 $\Delta x$  = distanza [m]



La convezione è il trasferimento termico tra una superficie solida calda e un fluido adiacente (gas o liquido) stazionario o in movimento che avviene mescolando una parte del fluido con l'altra. Può verificarsi sotto forma di convezione libera tramite il movimento naturale in un mezzo causato dalla differenza di densità dovuta alla differenza di temperatura. Può avvenire anche come convezione forzata tramite il movimento del fluido causato da mezzi meccanici (ad es. un ventilatore o una pompa). La convezione forzata incrementa notevolmente il trasferimento termico grazie all'aumento della velocità di miscelazione.

$$Q = -h \times A \times t \times \Delta T$$

- $Q$  = calore trasferito [J]  
 $h$  = coefficiente di trasferimento termico [W/m<sup>2</sup>×K]  
 $A$  = superficie di contatto [m<sup>2</sup>]  
 $t$  = tempo [s]  
 $\Delta T$  = differenza di temperatura (freddo – caldo) [K]

La radiazione è il trasferimento termico in uno spazio vuoto. Tutti i corpi con una temperatura superiore a 0 K emettono calore tramite radiazioni elettromagnetiche che viaggiano in tutte le direzioni. Quando i raggi termici colpiscono un cor-

po, parte dell'energia viene assorbita e provoca un aumento della temperatura del corpo colpito. I raggi che non vengono assorbiti attraversano il corpo o vengono riflessi da tale corpo.

In realtà, la trasmissione del calore è la somma del trasferimento termico simultaneo che avviene per conduzione, convezione e radiazione.

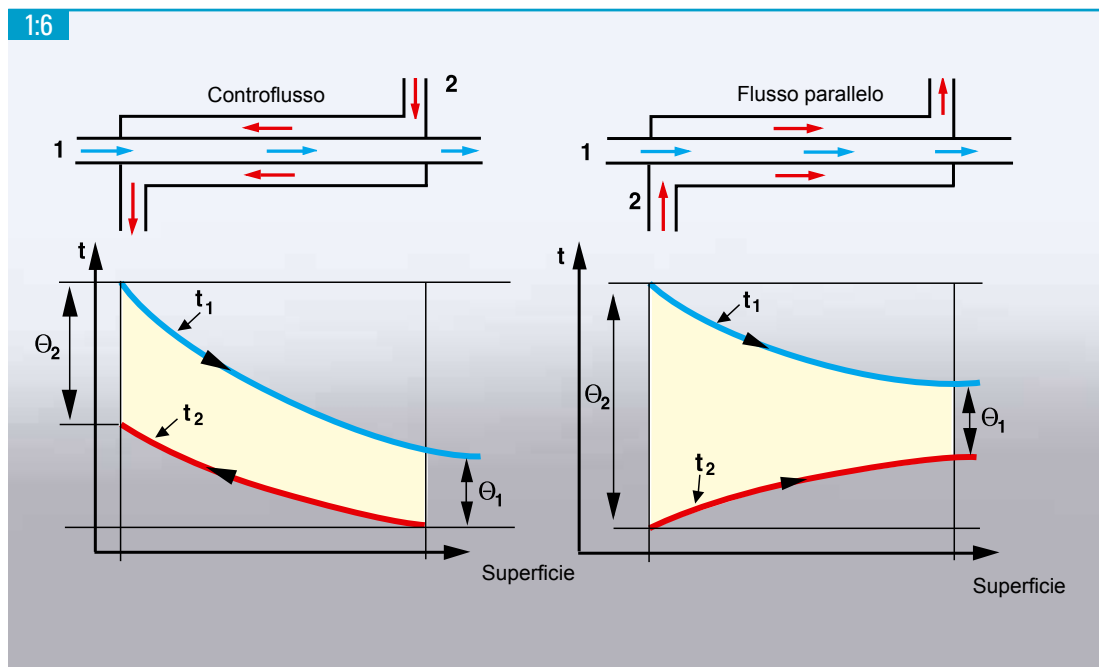
Generalmente, per la trasmissione del calore si applica la seguente relazione:

$$Q = -k \times A \times t \times \Delta T$$

- $Q$  = calore totale trasmesso [J]  
 $h$  = coefficiente di trasferimento termico totale [W/m<sup>2</sup>×K]  
 $A$  = superficie [m<sup>2</sup>]  
 $t$  = tempo [s]  
 $\Delta T$  = differenza di temperatura (freddo – caldo) [K]

Il trasferimento termico avviene frequentemente tra due corpi separati da una parete. Il coefficiente di trasferimento termico totale “k” dipende dal coefficiente di trasferimento termico di entrambi i lati della parete e dal coefficiente di conduttività termica di tale parete.

## 1.6



Gradiente di temperatura negli scambiatori di calore con flusso controcorrente e parallelo.

Per una parete liscia e pulita vale la seguente relazione:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

$\alpha_1, \alpha_2$  = coefficiente di trasferimento termico su ogni lato della parete [ $\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}$ ]

$d$  = spessore della parete [m]

$\lambda$  = conduttività termica della parete [ $\text{W}/\text{m} \times \text{K}$ ]

$h$  = coefficiente di trasferimento termico totale [ $\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}$ ]

La trasmissione del calore in uno scambiatore di calore in ogni punto dipende dalla differenza di temperatura prevalente e dal coefficiente di trasferimento termico totale. Questa relazione impone l'uso della differenza media logaritmica delle temperature  $\Theta_m$  in luogo della differenza di temperatura aritmetica lineare  $\Delta T$ .

La differenza media logaritmica delle temperature è la relazione tra le differenze di temperatura in corrispondenza delle due estremità dello scambiatore di calore, come indicato nella seguente espressione:

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}}$$

$\Theta_m$  = differenza media logaritmica delle temperature [K]

### 1.3.4 Cambiamenti di stato

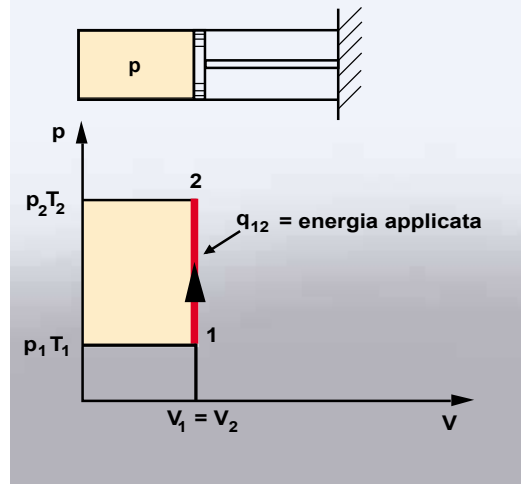
I cambiamenti di stato di un gas possono essere seguiti da un punto all'altro in un diagramma p/V, utilizzando tre assi per le variabili p, V e T. Un cambiamento di stato implica uno spostamento lungo una curva tridimensionale sulla superficie nello spazio p, V e T.

A scopo di semplificazione, tuttavia, si considera per lo più la proiezione della curva in uno dei tre piani, generalmente il piano p/V. È possibile considerare cinque cambiamenti di stato differenti:

- Processo isocoro (volume costante)
- Processo isobarico (pressione costante)
- Processo isotermico (temperatura costante)
- Processo isoentropico (in assenza di scambio termico con l'ambiente circostante)
- Processo politropico (scambio termico completo con l'ambiente circostante).

#### 1.3.4.1 Processo isocoro

1:7



Il cambio di stato isocoro implica una variazione della pressione, mentre il volume è costante.

Il riscaldamento di un gas in contenitore chiuso è un esempio di processo isocoro a volume costante.

$$Q = m \times c_v \times (T_2 - T_1)$$

$Q$  = quantità di calore [J]

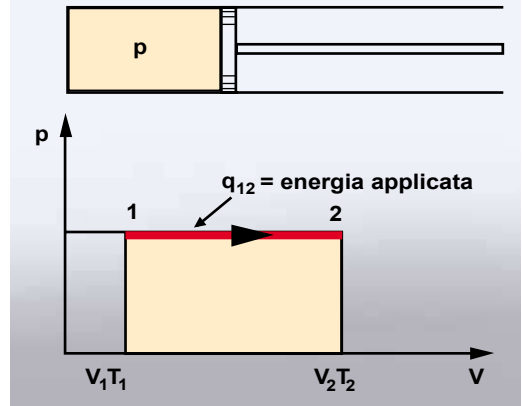
$m$  = massa [kg]

$c_v$  = calore specifico a volume costante [ $\text{J}/\text{kg} \times \text{K}$ ]

$T$  = temperatura assoluta [K]

#### 1.3.4.2 Processo isobarico

1:8



Il cambio di stato isobarico implica una variazione del volume, mentre la pressione è costante.

Il riscaldamento di un gas in un cilindro con un carico costante su un pistone è un esempio di processo isobarico a pressione costante.

$$Q = m \times c_p \times (T_2 - T_1)$$

Q = quantità di calore [J]

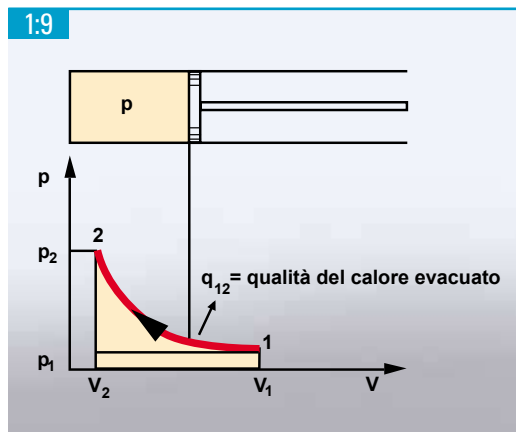
m = massa [kg]

$c_p$  = calore specifico a pressione costante [J/kg×K]

T = temperatura assoluta [K]

### 1.3.4.3 Processo isotermico

1:9



Il cambio di stato isotermico implica una variazione della pressione e del volume, mentre la temperatura rimane costante.

Se un gas in un cilindro viene compresso isotermicamente, occorre rimuovere in maniera graduale una quantità di calore pari al lavoro applicato. Questa condizione non è pratica, in quanto un processo così lento non si può verificare.

$$Q = m \times R \times T \times \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

$$Q = p_1 \times V_1 \times \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Q = quantità di calore [J]

m = massa [kg]

R = costante caratteristica del gas [J/(kg×K)]

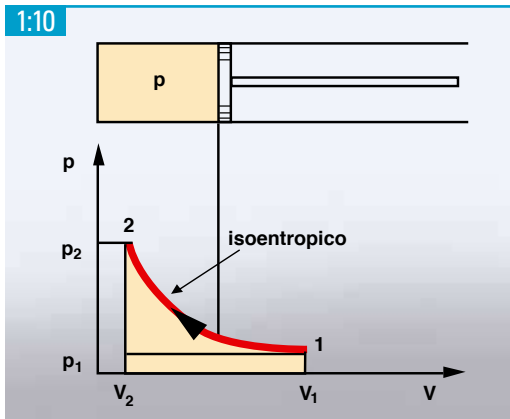
T = temperatura assoluta [K]

V = volume [m³]

p = pressione assoluta [Pa]

### 1.3.4.4 Processo isentropico

1:10



Quando l'entropia in un gas compresso o espanso è costante, non avviene scambio termico con l'ambiente circostante. Il cambio di stato segue la legge di Poisson.

Il processo isentropico avviene se un gas viene compresso in un cilindro totalmente isolato, in assenza di scambio termico con l'ambiente circostante. Tale processo può avvenire anche se un gas viene espanso attraverso un ugello in maniera sufficientemente rapida da impedire lo scambio termico con l'ambiente circostante.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

p = pressione assoluta [Pa]

V = volume [m³]

T = temperatura assoluta [K]

$\kappa = C_p / C_v =$  esponente isentropico

### 1.3.4.5 Processo politropico

Il processo isotermico implica uno scambio termico completo con l'ambiente circostante, mentre il processo isotropico non implica alcuno scambio termico. In realtà, tutti i processi che avvengono tra queste due situazioni estreme vengono detti politropici e possono essere descritti dalla seguente relazione:

$$p \times V^n = \text{constant}$$

p = pressione assoluta [Pa]

V = volume [m³]

n = 0 (processo isobarico)

n = 1 (processo isotermico)

n =  $\kappa$  (processo isentropico)

n =  $\infty$  (processo isocoro)

### 11.3.5 Flusso di un gas attraverso un ugello

Il flusso di un gas che attraversa un ugello dipende dal rapporto di compressione tra le due estremità dell'ugello. Se la pressione a valle dell'ugello si riduce, il flusso aumenta ma solo fino a quando la pressione raggiunge la metà di quella a monte dell'ugello. Un'ulteriore riduzione della pressione a valle dell'apertura non causa alcun aumento del flusso.

Questo è il rapporto di compressione critico che dipende dall'esponente isoentropico ( $\kappa$ ) del gas e si verifica anche quando la velocità del flusso raggiunge la velocità del suono nella sezione più stretta dell'ugello,

con il flusso che diventa supercritico se la pressione a valle dell'ugello si riduce ulteriormente al di sotto del valore critico. La relazione che descrive il flusso nell'ugello è la seguente:

$$\dot{Q} = \alpha \times \psi \times p_1 \times A \times \sqrt{\left(\frac{2}{R \times T_1}\right)}$$

$Q$  = portata massica [kg/s]

$\alpha$  = coefficiente dell'ugello

$\psi$  = coefficiente del flusso

$A$  = superficie minima [m<sup>2</sup>]

$R$  = costante caratteristica del gas [J/(kg×K)]

$T_1$  = temperatura assoluta a monte dell'ugello [K]

$p_1$  = pressione assoluta a monte dell'ugello [Pa]

### 1.3.6 Flusso di un gas nei tubi

Il numero di Reynolds è il rapporto adimensionale tra inerzia e attrito in un fluido che scorre, e si definisce come segue:

$$Re = D \times w \times \frac{\rho}{\eta}$$

$D$  = dimensione caratteristica  
(ad es. il diametro del tubo) [m]

$w$  = velocità media del flusso [m/s]

$\rho$  = densità del fluido che scorre [kg/m<sup>3</sup>]

$\eta$  = viscosità dinamica media [Pa×s]

I tipi di flusso in un tubo sono principalmente due. Con  $Re < 2000$  dominano le forze viscosive nel

mezzo e il flusso diventa laminare, vale a dire che diversi strati del mezzo si muovono ordinatamente l'uno rispetto all'altro. La distribuzione della velocità negli strati laminari generalmente ha una forma parabolica.

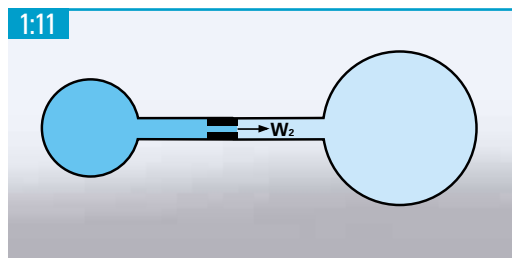
Con  $Re \geq 4000$  le forze inerziali dominano il comportamento del fluido che scorre, che diventa turbolento, con le particelle che si muovono in modo casuale nel flusso. La distribuzione della velocità in uno strato con flusso turbolento diventa irregolare.

Nell'area critica, tra  $Re \leq 2000$  e  $Re \geq 4000$ , le condizioni del flusso sono indeterminate (flusso laminare, turbolento o misto). Le condizioni dipendono da vari fattori, ad esempio il grado di levigatezza del tubo o la presenza di altri elementi che creano disordine.

Per avviare un flusso in un tubo occorre una differenza di pressione specifica per superare l'attrito nel tubo e nei raccordi. L'entità della differenza di pressione dipende dal diametro del tubo, dalla lunghezza, dalla forma, ma anche dal grado di levigatezza della superficie e dal numero di Reynolds.

### 1.3.7 Strozzamento

Quando un gas ideale fluisce in una strozzatura con una pressione costante a monte e a valle della strozzatura, la temperatura rimane costante; nella strozzatura, però, si verifica una caduta di pressione perché l'energia interna si trasforma in energia cinetica, per cui la temperatura diminuisce. In realtà, nei gas questa variazione di temperatura diventa permanente, anche se il contenuto energetico del gas rimane costante; questo fenomeno



Quando un gas ideale attraversa una piccola apertura tra due grossi contenitori, l'energia diventa costante e non avviene alcuno scambio termico. Con il passaggio nella strozzatura, tuttavia, si verifica una caduta di pressione.

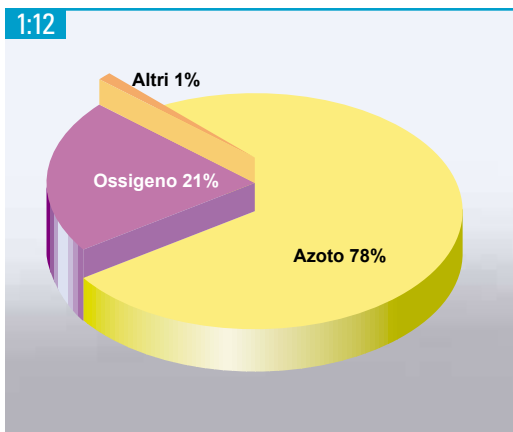
viene detto effetto Joule-Thomson. La variazione della temperatura è uguale alla variazione di pressione nella strozzatura moltiplicato il coefficiente di Joule-Thomson.

Se la temperatura del mezzo che scorre è sufficientemente bassa ( $\leq +329$  °C per l'aria), nello strozzamento si verifica un calo di temperatura; se il mezzo che scorre è più caldo, invece, si verifica un aumento della temperatura. Questa condizione viene sfruttata in varie applicazioni tecniche, ad esempio nelle tecnologie di refrigerazione e nella separazione dei gas.

## 1.4 L'ARIA

### 1.4.1 L'aria in generale

L'aria è una miscela incolore, inodore e insapore di vari gas, principalmente ossigeno (21%) e azoto (78%). Questa composizione è relativamente costante dal livello del mare fino a 25.000 metri



L'aria è una miscela di gas costituita principalmente da ossigeno e azoto. Solo circa l'1% è costituito da altri gas.

sopra il livello del mare.

L'aria non è una sostanza chimica pura, ma è una sostanza miscelata meccanicamente, per cui può essere separata nei suoi elementi costituenti, ad esempio raffreddandola.

L'aria atmosferica è sempre più o meno contaminata da particelle solide, ad esempio polvere, sabbia, fuliggine e cristalli di sale; il grado di contaminazione è maggiore nelle zone popolate, minore in campagna e ad elevate altitudini.

### 1.4.2 L'aria umida

L'aria può essere considerata una miscela di aria secca e vapore acqueo. L'aria contenente vapore acqueo viene detta aria umida e il livello di umidità può variare notevolmente; in situazioni estreme, l'aria è totalmente secca o satura di umidità. La massima pressione del vapore acqueo che l'aria è in grado di trattenere aumenta all'aumentare della temperatura e ad ogni temperatura corrisponde una massima pressione del vapore acqueo.

Con il vapore acqueo contenuto generalmente nell'acqua la pressione massima non viene raggiunta. La pressione relativa del vapore (detta anche umidità relativa) è uno stato tra la pressione del vapore parziale effettiva e la pressione satura alla stessa temperatura.

Il punto di rugiada è la temperatura in cui l'aria è satura di vapore acqueo, per cui se la temperatura diminuisce l'acqua si condensa. Il punto di rugiada atmosferico è la temperatura in cui il vapore acqueo comincia a condensarsi alla pressione atmosferica. Il punto di rugiada della pressione è la temperatura equivalente con una pressione maggiore. La relazione è la seguente:

$$(p - \varphi \times p_s) \times V = R_a \times m_a \times T$$

$$\varphi \times p_s \times V = R_v \times m_v \times T$$

$p$  = pressione assoluta totale [Pa]

$p_s$  = pressione di saturazione alla temperatura reale [Pa]

$\varphi$  = pressione relativa del vapore

$V$  = volume totale dell'aria umida [m<sup>3</sup>]

$R_a$  = costante del gas per l'aria secca  
= 287 J/kg×K

$R_v$  = costante del gas per il vapore acqueo  
= 462 J/kg×K

$m_a$  = massa dell'aria secca [kg]

$m_v$  = massa del vapore acqueo [kg]

$T$  = temperatura assoluta dell'aria umida [K]

## 1.5 TIPI DI COMPRESSORI

### 1.5.1 Due principi basilari

Per la compressione dell'aria (o del gas) valgono due concetti generici: compressione volumetrica e compressione dinamica.

Esempi di compressori volumetrici sono i compressori alternativi (a pistoni), i compressori orbitali (c.d. scroll) e i vari tipi di compressori rotativi (a vite, a camme, a turbina).

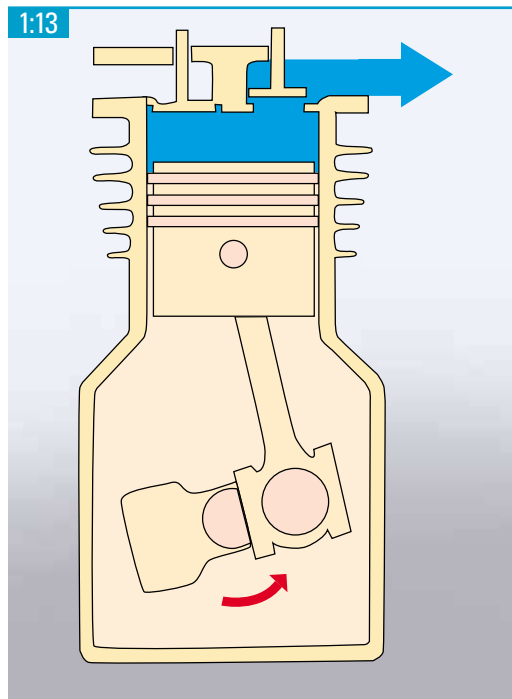
Con la compressione volumetrica, l'aria viene aspirata in una o più camere di compressione che vengono chiuse dall'ingresso. Il volume di ogni camera diminuisce in maniera graduale e l'aria viene compressa internamente. Quando la pressione raggiunge il rapporto di compressione di progetto, si apre una bocca o una valvola e l'aria viene scaricata all'uscita grazie alla riduzione continua del volume della camera di compressione.

Nella compressione dinamica, l'aria viene aspirata tra le pale su una ventola di compressione che ruota molto velocemente, per cui la sua velocità aumenta. Il gas, poi, viene scaricato tramite un diffusore in cui l'energia cinetica si trasforma in pressione statica. Quasi tutti i compressori dinamici sono turbocompressori con flusso assiale o radiale, e sono tutti progettati per portate volumetriche elevate.

### 1.5.2 Compressori volumetrici

La forma più semplice di compressore volumetrico è rappresentata da una pompa bistadio, dove l'aria viene aspirata in un cilindro e compressa da un pistone in movimento. Il principio è identico a quello del compressore a pistoni, con un pistone che si muove avanti e indietro tramite una biella e un albero a gomito rotante. Se per la compressione si utilizza un solo lato del pistone, il compressore è a singola azione; se si utilizza la parte superiore e la parte inferiore del pistone, il compressore è a doppia azione.

Il rapporto di compressione è la relazione tra la pressione assoluta all'ingresso e quella all'uscita. Di conseguenza, una macchina che aspira aria alla pressione atmosferica di 1 bar(a) e la comprime



Compressore a pistoni monostadio a singola azione.

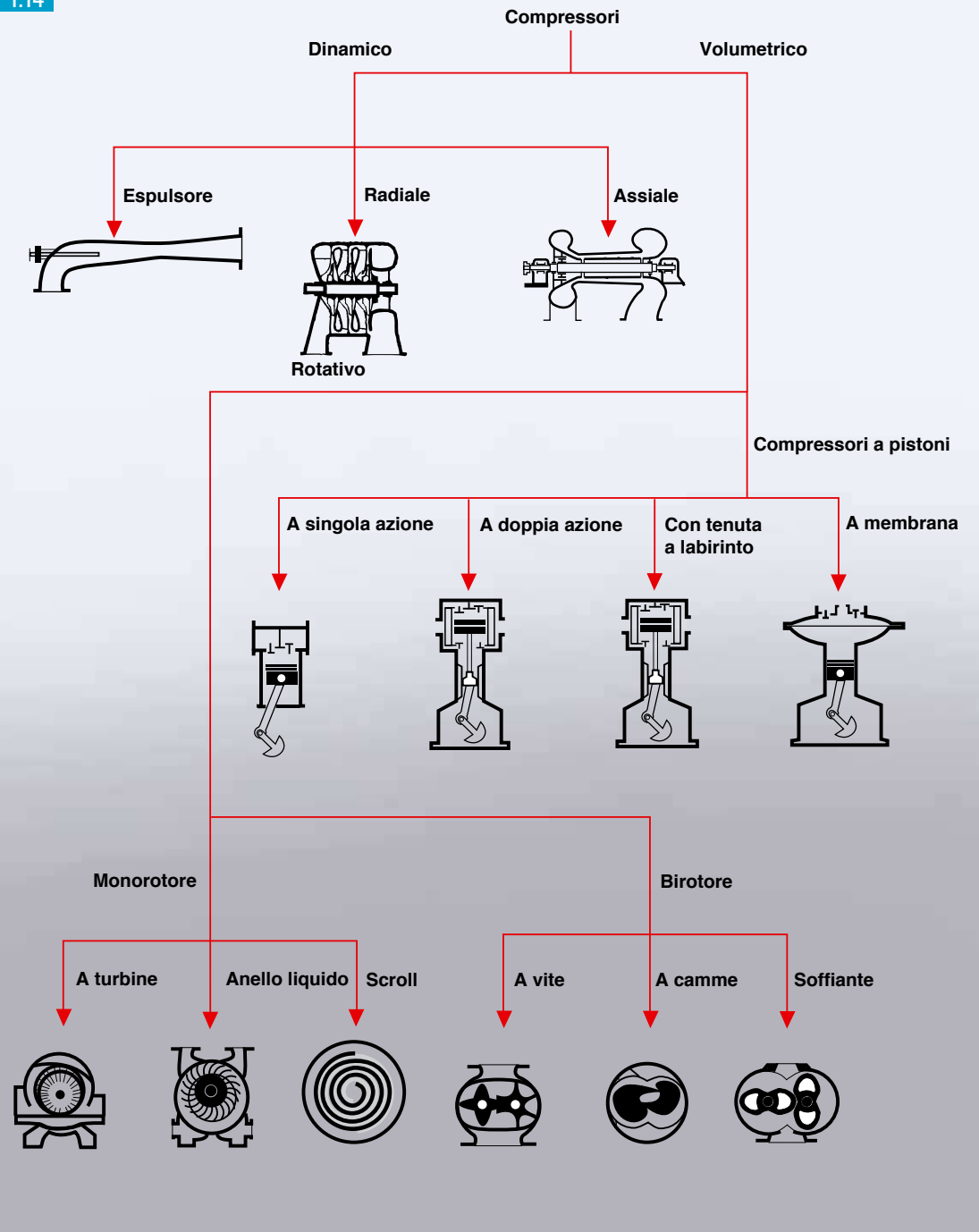
fino a 7 bar di sovrappressione, avrà un rapporto di compressione pari a  $(7+1)/1 = 8$ .

### 1.5.3 Diagramma per i compressori volumetrici

La Figura 1.15 illustra il rapporto tra pressione e volume per un compressore teorico, mentre la Figura 1.16 riporta un diagramma di un compressore a pistoni reale. Il volume della corsa è il volume del cilindro percorso dal pistone durante la fase di aspirazione. Lo spazio morto è il volume immediatamente sotto delle valvole di ingresso e di uscita e sopra il pistone, che deve rimanere al punto di inversione superiore del pistone per motivi meccanici.

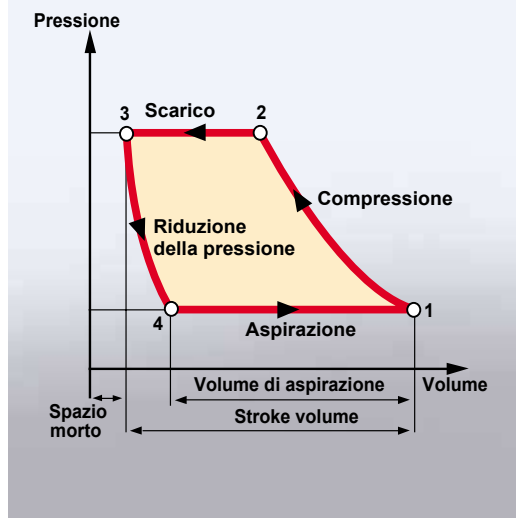
La differenza tra il volume della corsa e il volume di aspirazione è dovuta all'espansione dell'aria che rimane nello spazio morto prima dell'avvio dell'aspirazione. La differenza tra il diagramma p/V teorico e il diagramma reale dipende dal modello di compressore (ad es. a pistoni). Le valvole non sono mai totalmente sigillate, per cui si verifica sempre un certo grado di perdita tra il mantello del pistone e la parete del cilindro. Le valvole, inoltre, non possono aprirsi e chiudersi completamente senza

1:14



Quasi tutti i tipi di compressore si classificano in base ai principi di funzionamento.

1:15



Lavoro teorico di un compressore a pistoni dotato di valvole automatiche. Il diagramma p/V descrive il processo senza perdite, con riempimento e svuotamento completo del cilindro.

1:16

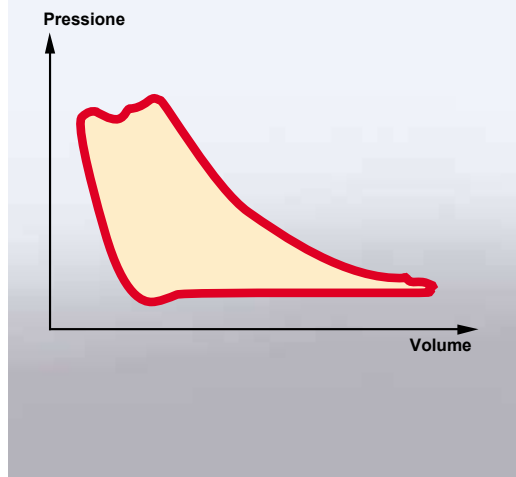


Diagramma p/V reale per un compressore a pistoni. La caduta di pressione all'ingresso e la sovrappressione allo scarico si riducono al minimo se la superficie della valvola è sufficiente.

un minimo ritardo, per cui quando il gas fluisce nei canali si verifica una caduta di pressione. Quando fluisce nel cilindro, inoltre, il gas si riscalda.

Lavoro della compressione isoterma:

$$W = p_1 \times V_1 \times \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Lavoro della compressione isoentropica:

$$W = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \times (p_2 V_2 - p_1 V_1)$$

$W$  = lavoro di compressione [J]

$p_1$  = pressione iniziale [Pa]

$V_1$  = volume iniziale [m<sup>3</sup>]

$p_2$  = pressione finale [Pa]

$\kappa$  = esponente isoentropico:  $\kappa \approx 1,3 - 1,4$

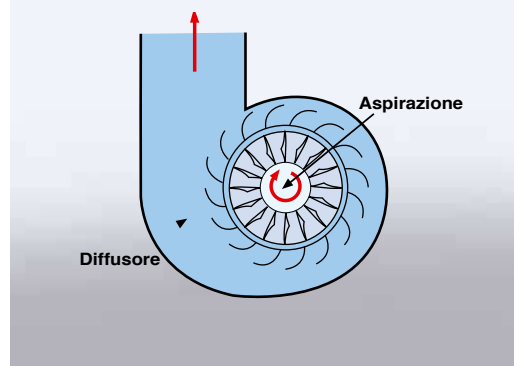
Da queste relazioni si evince che il lavoro necessario per la compressione isoentropica è maggiore di quello necessario per la compressione isoterma.

### 1.5.4 Compressori dinamici

In un compressore dinamico, l'aumento della pressione avviene con il flusso del gas, che accelera notevolmente grazie alle pale rotanti di una ventola. La velocità del gas, quindi, viene trasformata in pressione statica quando il gas decelera espandendosi in un diffusore. A seconda della direzione principale del flusso di gas, questi compressori vengono detti radiali o assiali.

Rispetto a quanto accade nei compressori volumetrici, nei compressori dinamici una lieve varia-

1:17



Turbocompressore radiale.



zione della pressione di lavoro causa una notevole variazione della portata (v. Figura 1.19).

La velocità di ogni ventola implica una portata limite inferiore e superiore; al limite superiore la velocità del flusso di gas raggiunge la velocità del suono, mentre al limite inferiore la contropressione diventa maggiore dell'aumento della pressione del compressore, per cui nel compressore si verifica un flusso di ritorno. Questo fenomeno a sua volta provoca rumore e vibrazioni che possono causare danni meccanici.

### 1.5.5 Compressione multistadio

In teoria, l'aria o il gas possono essere compressi isoentropicamente (con entropia costante) o isotermicamente (con temperatura costante); entrambi i processi fanno parte di un ciclo teoricamente reversibile. Se il gas compresso fosse immediatamente utilizzabile alla sua temperatura finale dopo la compressione, il processo di compressione isoentropico potrebbe offrire determinati vantaggi. In realtà, l'aria o il gas raramente si utilizzano dopo la compressione e prima dell'uso generalmente vengono raffreddati a temperatura ambiente. Di conseguenza, è preferibile il processo di compressione isotermica perché richiede meno lavoro.

Un approccio pratico comune per questo processo di compressione isotermica implica il raffreddamento del gas durante la compressione. Con una pressione di lavoro reale di 7 bar, la compressione isoentropica teoricamente richiede il 37% di ener-

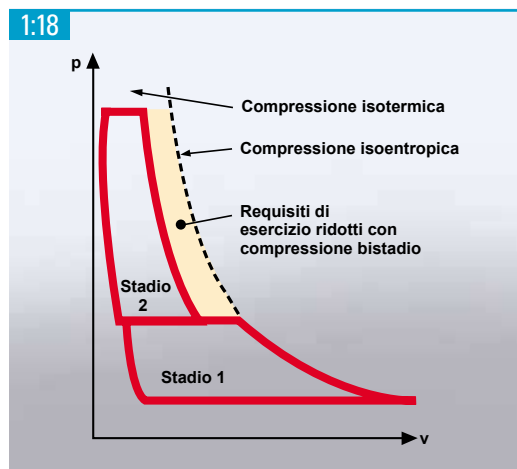
gia in più rispetto a quella richiesta dalla compressione isotermica.

Un metodo pratico per ridurre il riscaldamento del gas consiste nella divisione della compressione in vari stadi. Il gas viene raffreddato dopo ogni stadio prima di essere compresso ulteriormente fino alla pressione finale. Questo processo incrementa anche l'efficienza energetica e sortisce risultati ottimali se il rapporto di compressione di ogni stadio di compressione non cambia. Incrementando il numero di stadi di compressione, l'intero processo si approssima alla compressione isotermica, anche se esiste un limite economico al numero di stadi utilizzabili nel progetto di un impianto reale.

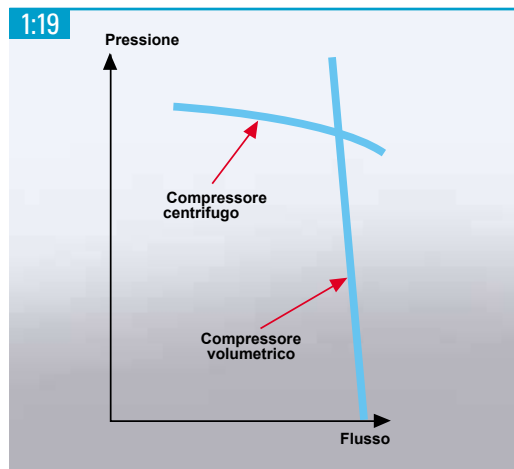
### 1.5.6 Confronto tra turbocompressori e compressori volumetrici

A velocità di rotazione costante, la curva della pressione e del flusso per un turbocompressore è notevolmente diversa da una curva equivalente di un compressore volumetrico. Il turbocompressore è una macchina con caratteristiche di portata e pressione variabili, mentre un compressore volumetrico è una macchina con portata costante e pressione variabile.

Il rapporto di compressione di un compressore volumetrico, inoltre, è più elevato anche a bassa velocità. I turbocompressori sono progettati per portate d'aria notevoli.



L'area colorata rappresenta il lavoro risparmiato dividendo la compressione in due stadi.



Curve di carico per i compressori centrifughi rispetto ai compressori volumetrici quando il carico varia a velocità costante.

## 1.6 ELETTRICITÀ

### 1.6.1 Terminologia e definizioni basilari

L'elettricità è un fenomeno causato dalla separazione temporanea degli elettroni dai protoni che crea una differenza di potenziale (o tensione) elettrico tra l'area contenente più elettroni e quella contenente meno elettroni. Quando gli elettroni trovano un percorso elettricamente conduttivo da percorrere, la corrente elettrica scorre.

Le prime applicazioni elettriche utilizzavano la corrente continua, per cui la carica elettrica del flusso di elettroni è unidirezionale. La corrente continua è prodotta dalle batterie, dai generatori e dalle celle solari fotovoltaiche (FV).

La corrente alternata viene prodotta da un alternatore e viene utilizzata, ad esempio, in uffici e laboratori, e per alimentare motori con velocità di rotazione fissa. La corrente alternata cambia periodicamente intensità e direzione in base a un andamento sinusoidale regolare. La tensione (ma anche l'intensità della corrente) cresce da zero fino a un valore massimo, quindi torna a zero, cambia direzione, cresce fino a un valore massimo in direzione opposta e infine torna nuovamente a zero. La corrente, a questo punto, ha completato un periodo  $T$ , misurato in secondi, in cui ha percorso tutti i suoi valori. La frequenza è l'inverso del periodo; corrisponde al numero di cicli completati al secondo e si misura in Hertz.

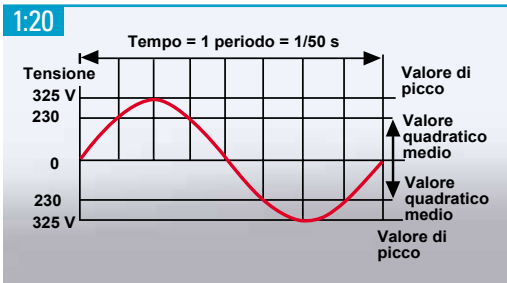
$$f = \frac{1}{T}$$

$f$  = frequenza [Hz]

$T$  = durata di un periodo [s]

L'intensità della corrente o della tensione generalmente viene indicata dal valore quadratico medio (RMS) per un unico periodo. Con un andamento sinusoidale, la relazione per il valore quadratico medio della corrente e della tensione è la seguente:

$$\text{valore quadratico medio} = \frac{\text{valore di picco}}{\sqrt{2}}$$



Singolo periodo di una tensione sinusoidale (50 Hz).

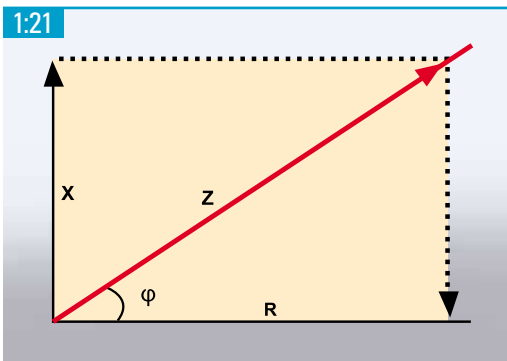
Le forme d'onda periodiche ma non sinusoidali della corrente e della tensione non creano onde sinusoidali pure, ma onde quadrate, triangolari o rettangolari. Queste forme d'onda spesso sono ricavate da funzioni matematiche e possono essere rappresentate da una combinazione di onde sinusoidali pure di frequenza differente, talvolta multiple della frequenza minima (detta fondamentale).

$$\text{corrente: } i(t) = I_0 + i_1(t) + i_2(t) + \dots + i_n(t) + \dots$$

$$\text{tensione: } v(t) = V_0 + v_1(t) + v_2(t) + \dots + v_n(t) + \dots$$

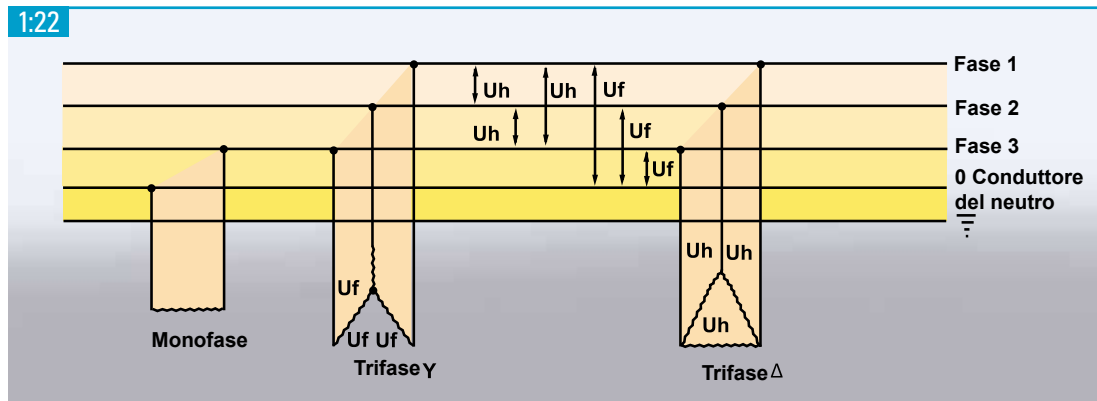
### 1.6.2 La legge di Ohm per la corrente alternata

Una corrente alternata che percorre una bobina genera un flusso magnetico che cambia intensità e direzione come una corrente elettrica. Quando il flusso cambia, in base alle leggi dell'induzione nella bobina si crea una forza elettromotrice (FEM) la cui direzione è contraria alla tensione del polo collegato; questo fenomeno viene detto autoinduzione.



Relazione tra reattanza ( $X$ ) – resistenza ( $R$ ) – impedenza ( $Z$ ) – sfasamento ( $\phi$ ).

1:22



Varie possibilità di collegamento per un sistema trifase. La tensione tra due conduttori di fase viene detta tensione di rete ( $U_R$ ). La tensione tra un conduttore monofase e il neutro viene detta tensione di fase ( $U_f$ ). Tensione di fase = tensione di rete/ $\sqrt{3}$ .

L'autoinduzione in un'unità a corrente alternata genera in parte uno sfasamento tra corrente e tensione, in parte una caduta di tensione induttiva. La resistenza dell'unità alla corrente alternata diventa apparentemente maggiore di quella calcolata o misurata con la corrente continua.

Lo sfasamento tra corrente e tensione è rappresentato dall'angolo  $\varphi$ . Per la resistenza induttiva (detta reattanza) si utilizza il simbolo  $X$ , mentre per la resistenza si utilizza il simbolo  $R$  e per la resistenza apparente in un'unità o un conduttore si utilizza il simbolo  $Z$ .

$$Z = \sqrt{R^2 + X^2}$$

$Z$  = impedenza [Ohm] [ $\Omega$ ]

$R$  = resistenza [ $\Omega$ ]

$X$  = reattanza [ $\Omega$ ]

Legge di Ohm per la corrente alternata:

$$U = I \times Z$$

$U$  = tensione [V]

$I$  = corrente [A]

$Z$  = impedenza [ $\Omega$ ]

### 1.6.3 Sistema trifase

La potenza di una corrente alternata monofase oscilla. Per usi domestici, questo fenomeno non costituisce un vero problema, ma per l'azionamen-

to dei motori elettrici è preferibile utilizzare una corrente che produce una potenza più costante, per cui si utilizzano tre linee di alimentazione separate in corrente alternata funzionanti in parallelo; il ciclo di ogni fase della corrente, tuttavia, è sfalsato di  $1/3$  rispetto a quello delle altre fasi.

La corrente alternata trifase viene prodotta nei generatori delle centrali elettriche dotati di tre avvolgimenti separati. Un'applicazione monofase può essere collegata tra fase e zero. Le applicazioni trifase possono essere collegate utilizzando tutte e tre le fasi in due modi, ossia nelle configurazioni c.d. a stella (Y) o a triangolo ( $\Delta$ ). Con il collegamento a stella la tensione tra le uscite è quella di una fase, mentre con un collegamento a triangolo la tensione tra le uscite è quella della rete. I compressori industriali sono stati i primi macchinari industriali dotati di variatori di velocità (VSD), detti anche convertitori di frequenza, per il controllo della velocità di rotazione e della coppia dei motori a induzione in corrente alternata tramite il controllo della frequenza delle linee di alimentazione elettriche del motore. Il sistema più comune implica la conversione delle tre fasi della corrente alternata in ingresso in corrente continua tramite un ponte raddrizzatore. Questa corrente continua viene convertita in corrente alternata quasi sinusoidale tramite un circuito di commutazione a inverter (realizzato attualmente con commutatori di potenza a semiconduttori tipo IGBT) e tecniche di modulazione di larghezza di impulso (PWM).

## 1.6.4 Potenza

La potenza attiva  $P$  (espressa in Watt) è quella utilizzabile per compiere un lavoro. Un wattmetro misura solo la componente della corrente in fase con la tensione, cioè la corrente che attraversa la resistenza nel circuito.

La potenza reattiva  $Q$  (espressa in VAR) è la potenza “inutile”, “fuori fase” o “fantasma”, inutilizzabile per compiere un lavoro ma utile per generare il campo magnetico necessario per il funzionamento del motore.

La potenza apparente  $S$  (espressa in VA) è quella che deve essere assorbita dalla rete elettrica per ottenere la potenza attiva e comprende la potenza attiva e reattiva, con eventuali perdite di calore dell'impianto di distribuzione elettrico.

$$P = U \times I \times \cos \varphi$$

$$Q = U \times I \times \sin \varphi$$

$$S = U \times I$$

$$\cos \varphi = \frac{P}{S}$$

$U$  = tensione [V]

$I$  = corrente [A]

$\varphi$  = angolo di fase

La potenza attiva per le configurazioni trifase a stella e a triangolo è la seguente:

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos \varphi$$

$$Q = \sqrt{3} \times U \times I \times \sin \varphi$$

$$S = U \times I$$

$$\cos \varphi = \frac{P}{S}$$

La relazione tra potenza attiva, reattiva e apparente generalmente è illustrata tramite un triangolo della potenza. L'angolo di fase esprime il grado di sfasamento della corrente e della tensione. Una quantità detta fattore di potenza (FP) è espressa come  $\cos \varphi$ .

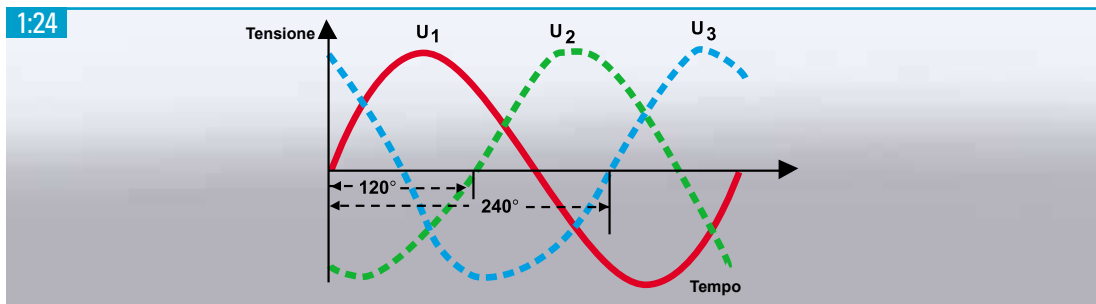
Molte società elettriche applicano una penale agli utenti per l'uso di applicazioni con basso FP in ritardo, dal momento che le apparecchiature di generazione, trasmissione e distribuzione devono essere notevolmente sovradimensionate a causa della potenza apparente (la somma della potenza attiva, della potenza reattiva e delle perdite di calore), mentre gli utenti ricevono le bollette per i consumi calcolati in kWh (chilowattora) che registrano solo la potenza attiva.

Gli incrementi del fattore di potenza spesso garantiscono un notevole risparmio sui costi. Il FP può essere incrementato riducendo la potenza reattiva tramite:

- L'uso di apparecchiature con elevato FP (ad es. ballast per l'illuminazione)
- L'uso di motori asincroni con FP in anticipo e carico costante
- L'uso di condensatori per l'incremento del FP

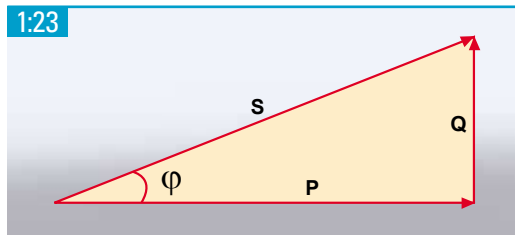
## 1.6.5 Il motore elettrico

Il motore elettrico più comune è quello trifase a induzione a gabbia di scoiattolo, utilizzato in tutti i settori industriali; è silenzioso, affidabile e viene utilizzato nella maggior parte degli impianti, inclusi i compressori. Il motore elettrico è costituito da due componenti principali: lo statore e il rotore; lo statore produce un campo magnetico rotante, mentre il rotore converte questa energia in movimento, cioè in energia meccanica.



La posizione tra gli avvolgimenti del generatore genera una curva di tensione sinusoidale nel sistema. Il valore massimo si trova allo stesso intervallo degli avvolgimenti del generatore.

1:23



Relazione tra potenza apparente ( $S$ ), potenza reattiva ( $Q$ ) e potenza attiva ( $P$ ). L'angolo  $\varphi$  tra  $S$  e  $P$  fornisce il fattore di potenza  $\cos(\varphi)$ .

Lo statore è collegato all'alimentazione trifase della rete elettrica. La corrente negli avvolgimenti dello statore genera un campo magnetico rotante che induce correnti nel rotore e crea anche un campo magnetico. L'interazione tra i campi magnetici dello statore e del rotore crea una coppia di rotazione che a sua volta fa ruotare l'asse del rotore.

### 1.6.5.1 Velocità di rotazione

Se l'asse di un motore a induzione ruotasse alla stessa velocità del campo magnetico, la corrente indotta nel rotore sarebbe pari a zero; ciononostante, tale situazione, a causa di varie perdite interne (ad es. nei cuscinetti), non si verifica e la velocità è sempre inferiore dell'1-5% rispetto alla velocità sincrona del campo magnetico (c.d. "slittamento"; questo fenomeno non si verifica nei motori a magneti permanenti).

$$n = \frac{120 \times f}{p}$$

$n$  = velocità sincrona [giri/min]

$f$  = frequenza di alimentazione del motore [Hz]

$p$  = numero di poli per fase (pari)

### 1.6.5.2 Efficienza

La conversione dell'energia in un motore non avviene senza perdite, che sono causate, tra l'altro, da perdite resistive, ventilazione, magnetizzazione e attrito.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

$\eta$  = efficienza

$P_2$  = potenza nominale, potenza all'asse [W]

$P_1$  = potenza elettrica applicata [W]

Sulla targhetta dei dati del motore,  $P_2$  indica sempre la potenza nominale.

### 1.6.5.3 Classe di isolamento

Il materiale isolante negli avvolgimenti del motore è suddiviso in classi di isolamento indicate nella norma IEC 60085, pubblicata dalla Commissione elettrotecnica internazionale (International Electrotechnical Commission). Ogni classe è indicata da una lettera corrispondente alla temperatura, cioè il limite superiore per la zona di applicazione dell'isolamento.

Se il limite superiore viene superato di 10 °C per lungo tempo, la durata dell'isolamento si dimezza.

Classe di isolamento	B	F	H
Max temperatura avvolgimento °C	130	155	180
Temperatura ambiente (°C)	40	40	40
Aumento di temperatura (°C)	80	105	125
Margine termico (°C)	10	10	15

### 1.6.5.4 Classi di protezione

Le classi di protezione, indicate nella norma IEC 60034-5, specificano le modalità di protezione del motore dal contatto e dall'acqua, e sono indicate dalle lettere IP con due cifre: la prima indica la protezione da contatto e penetrazione di un corpo solido, la seconda indica la protezione dall'acqua. IP23, ad esempio, indica: protezione (2) dalla penetrazione di oggetti solidi di dimensioni superiori a 12 mm, protezione (3) da spruzzi d'acqua con angolazione fino a 60° rispetto alla verticale. IP54, invece, indica: protezione (5) da polvere, protezione (4) da spruzzi d'acqua provenienti da qualunque direzione. IP55, infine, indica: protezione (5) da polvere, protezione (5) da getti d'acqua a bassa pressione provenienti da qualunque direzione.

### 1.6.5.5 Metodi di raffreddamento

I metodi di raffreddamento descritti nella norma IEC 60034-6 descrivono la modalità di raffreddamento del motore. Tale modalità viene indicata con le lettere IC seguite da una serie di cifre che rappresentano il tipo di raffreddamento (assenza di ventilazione, ventilazione automatica, ventilazione forzata) e il sistema di raffreddamento durante l'uso (raffreddamento interno, di superficie, a circuito chiuso, a liquido ecc.).

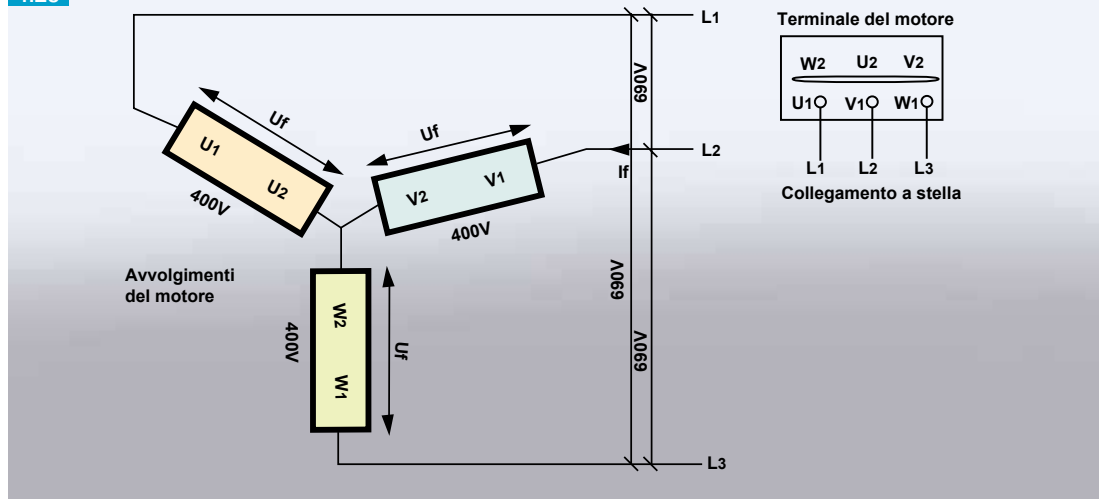
### 1.6.5.6 Metodo di installazione

In base alla norma IEC 60034-7, il metodo di installazione si riferisce alla modalità con cui deve essere installato il motore ed è indicato dalle lettere IM seguite da quattro cifre. IM1001, ad esempio, indica due cuscinetti, albero con estremità libera e involucro dello statore dotato di supporti, mentre IM3001 indica due cuscinetti, albero con estremità libera, involucro dello statore senza supporti e una flangia larga con fori di fissaggio lisci.

### 1.6.5.7 Collegamenti a stella (Y) e a triangolo ( $\Delta$ )

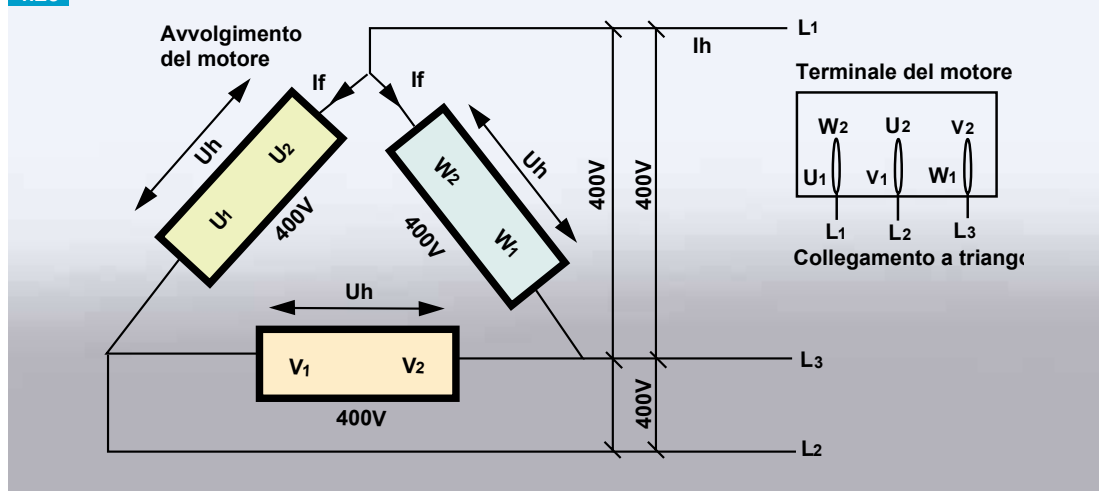
Un motore elettrico trifase può essere collegato a stella (Y) o a triangolo ( $\Delta$ ). Le fasi degli avvolgimenti nel motore trifase sono contrassegnate con U, V e W (U1-U2, V1-V2 e W1-W2). In base alle norme statunitensi, le fasi sono indicate con T1, T2, T3, T4, T5, T6. Con il collegamento a stella (Y), le "estremità" delle fasi degli avvolgimenti del motore sono unite per formare un punto zero,

1:25



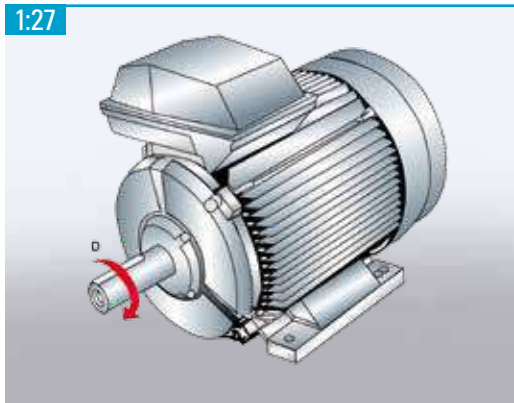
Avvolgimenti del motore collegati in configurazione a stella; i collegamenti sono collocati sulla morsettiera del motore collegato a stella. L'esempio raffigura un collegamento a una fonte di alimentazione di 690 V.

1:26



Avvolgimenti del motore collegati in configurazione a triangolo; i collegamenti sono collocati sulla morsettiera del motore collegato a triangolo. L'esempio raffigura un collegamento a una fonte di alimentazione di 400 V.

1:27



La rete elettrica è collegata ai terminali di un motore trifase denominati U, V e W; la sequenza delle fasi è L1, L2 e L3, per cui il motore ruota in senso orario visto rispetto a "D" all'estremità del motore. Per ruotare il motore in senso antiorario, occorre commutare 2 dei 3 conduttori collegati allo starter o al motore. Controllare il funzionamento della ventola di raffreddamento quando il motore

creando una configurazione simile a una stella.

Negli avvolgimenti è presente la tensione di fase (tensione di fase = tensione di rete/ $\sqrt{3}$ , ad es.  $400\text{ V} = 690/\sqrt{3}$ ). La corrente  $I_h$  verso il punto zero diventa la corrente di fase, per cui negli avvolgimenti scorrerà la corrente di fase  $I_f = I_h$ .

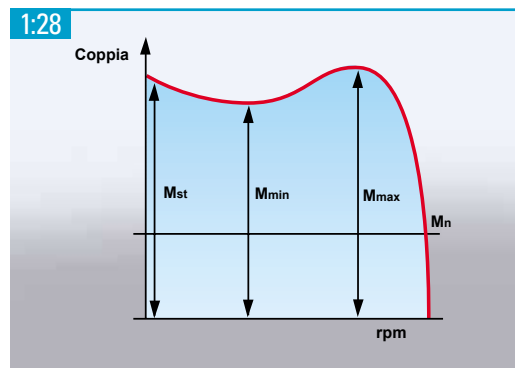
Con il collegamento a triangolo ( $\Delta$ ), la parte finale e le estremità sono unite tra le diverse fasi, creando una configurazione simile a un triangolo. Negli avvolgimenti, quindi, sarà presente la tensione di rete. La corrente  $I_h$  nel motore è la corrente di rete e sarà divisa tra gli avvolgimenti per fornire tramite tali avvolgimenti una corrente di fase con  $I_h/\sqrt{3} = I_f$ . Lo stesso motore può essere collegato a stella (690 V) o a triangolo (400 V); la tensione che percorre gli avvolgimenti sarà in entrambi i casi 400 V. La corrente diretta al motore con un collegamento a stella (690 V) sarà inferiore a quella fornita con un collegamento a triangolo (400 V). La relazione tra i livelli di corrente è  $\sqrt{3}$ .

La targhetta del motore, ad esempio, può riportare 690/400 V per indicare che il collegamento a stella fornisce la tensione superiore, quello a triangolo la tensione inferiore. La corrente, che può essere indicata anche sulla targhetta, indica il valore inferiore se il motore è collegato a stella e il valore superiore se il motore è collegato a triangolo.

### 1.6.5.8 Coppia

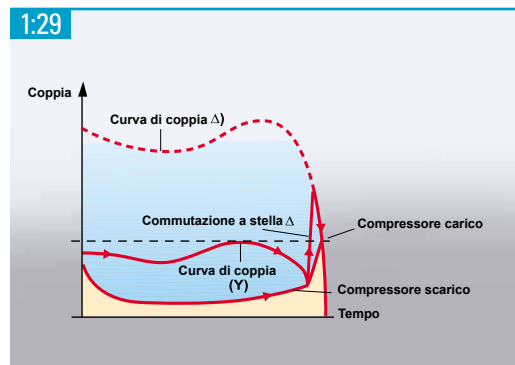
La coppia di rotazione di un motore elettrico esprime la capacità di rotazione del rotore. Ogni motore ha una coppia massima; con un carico superiore a tale coppia, il motore non è grado di ruotare. Con un carico normale il motore funziona a un regime nettamente inferiore alla sua coppia massima, ma la sequenza di avviamento richiede un carico supplementare. Le caratteristiche del motore sono rappresentate generalmente in una curva di coppia.

1:28



Curva di coppia per un motore a induzione a gabbia di scoiattolo. Quando il motore si avvia, la coppia è elevata.  $M_{st}$  = coppia di avviamento,  $M_{max}$  = coppia massima ("coppia di taglio"),  $M_{min}$  = coppia minima ("coppia di insellamento"),  $M_n$  = coppia nominale.

1:29

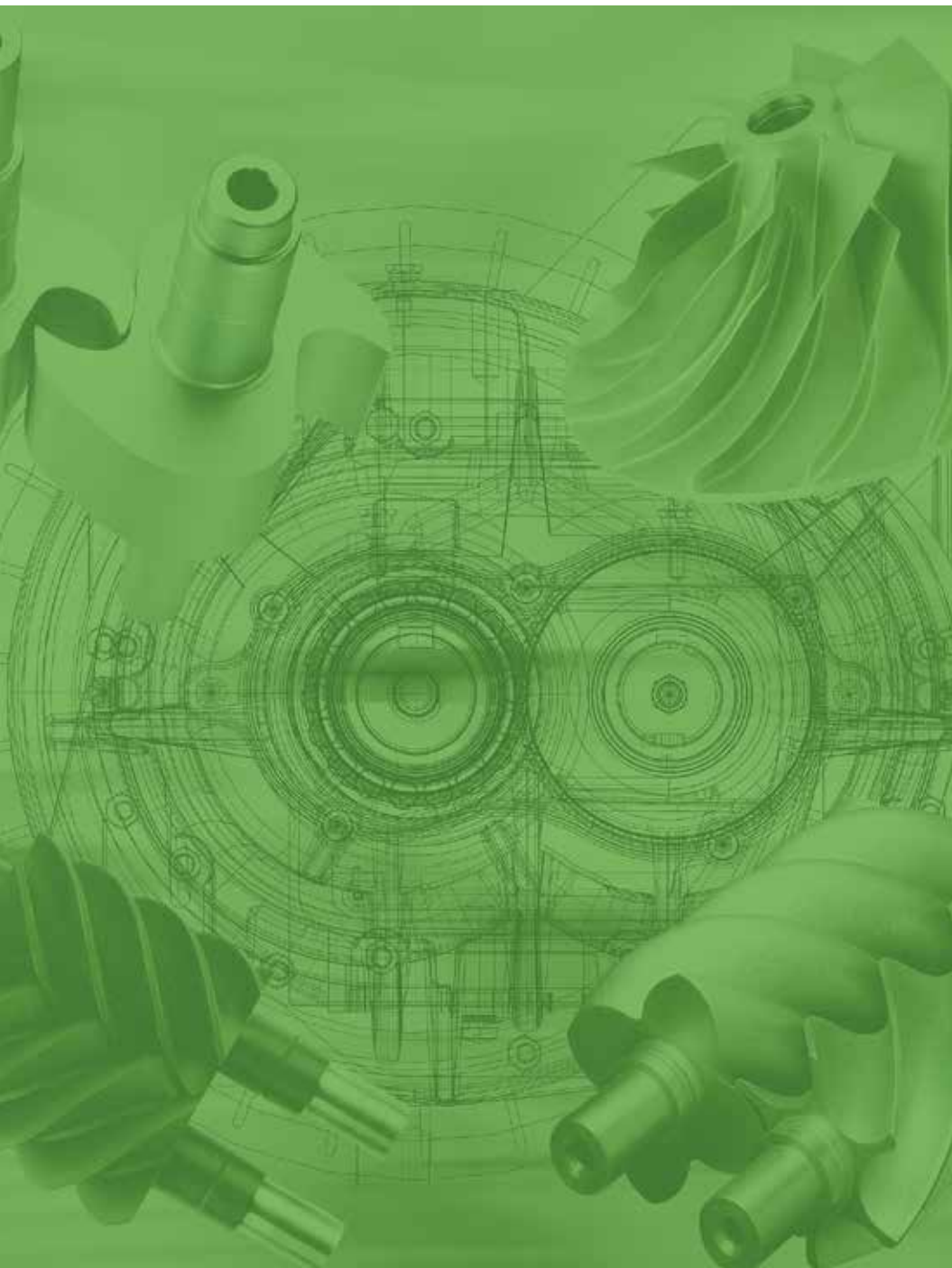


Curva di coppia di un motore a induzione avviato a stella/triangolo con una curva della domanda di coppia per un compressore a vite. Il compressore è scarico (funziona a vuoto) durante il funzionamento a stella. Al raggiungimento di circa il 90-95% della velocità nominale, il motore passa in modalità triangolo; la coppia aumenta, il compressore si carica e viene raggiunto il punto di esercizio.





# **2** *COMPRESSORI E APPARECCHIATURE AUSILIARIE*



## 2.1 COMPRESSORI VOLUMETRICI

### 2.1.1 Compressori volumetrici

Un compressore volumetrico racchiude un determinato volume di gas o aria, per cui aumenta la pressione riducendo il volume tramite uno o più membri mobili.

### 2.1.2 Compressori a pistoni

Il compressore a pistoni è stato il primo tipo di compressore industriale ed è anche il più comune; può essere a singola o doppia azione, lubrificato a olio o non lubrificato, con uno o più cilindri in svariate configurazioni. Ad eccezione dei compressori molto piccoli, in cui i cilindri sono verticali, per i compressori di piccola taglia la configurazione a V è quella più comune.

Nei grossi compressori a doppia azione, la configurazione a L con cilindro a bassa pressione verti-

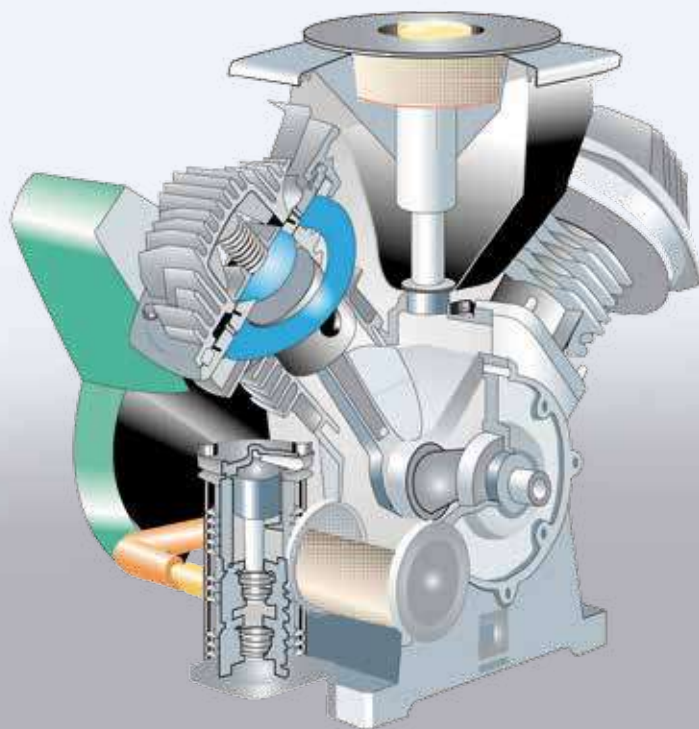
cale e cilindro ad alta pressione orizzontale garantisce vantaggi notevoli, per cui è diventata quella più diffusa.

La lubrificazione dei compressori a olio generalmente è a sbattimento o forzata. Quasi tutti i compressori sono dotati di valvole automatiche; l'apertura e la chiusura di una valvola automatica avviene grazie alla differenza di pressione sui due lati del disco della valvola.

### 2.1.3 Compressori a pistoni non lubrificati

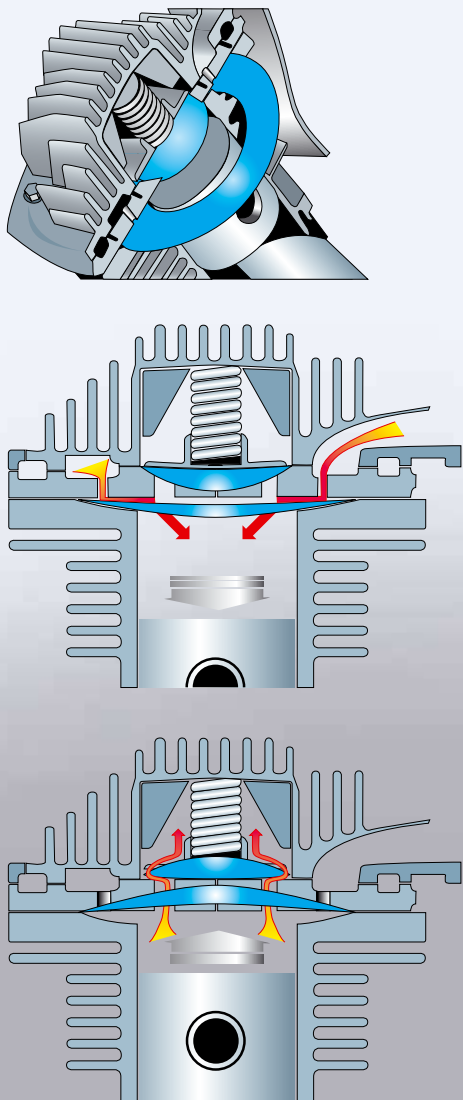
Nei compressori a pistoni non lubrificati, le fasce del pistone sono in carbonio o in politetrafluoroetilene (PTFE), mentre il pistone e la parete del cilindro possono essere profilati (a camme), come nei compressori a labirinto. Le macchine più grandi sono dotate di testa a croce, guarnizioni sugli spinotti e un elemento centrale ventilato per impedire il passaggio dell'olio dal basamento alla camera di compressione. I compressori più piccoli spesso sono dotati di basamento con cuscinetti sigillati permanentemente.

2:1



Compressore a pistoni.

2:2

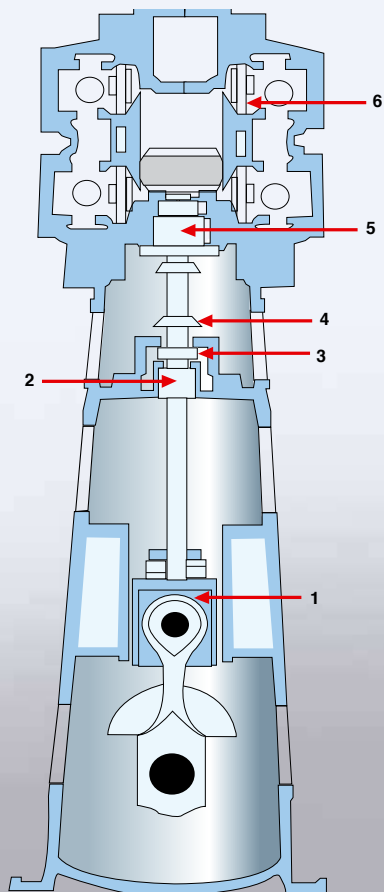


Compressore a pistoni con sistema a valvola costituito da due dischi valvola in acciaio inox.

Quando il pistone si sposta in basso e aspira aria nel cilindro, il disco più grande si flette e si piega verso il basso, consentendo il passaggio dell'aria.

Quando il pistone si sposta in alto, il disco grande si piega in alto e sigilla la sede. La flessibilità del disco piccolo, quindi, spinge l'aria compressa nel foro della sede della valvola.

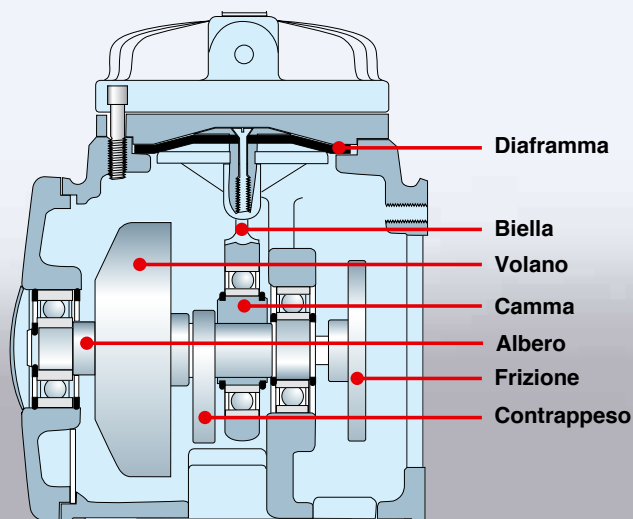
2:3



1. Testa a croce
2. Cuscinetto guida
3. Raschiaolio
4. Anello lanciaolio
5. Premistoppa
6. Disco della valvola

Compressore a pistoni non lubrificato a doppia azione, con tenuta a labirinto e testa a croce.

2:4



Compressore a membrana meccanica, in cui un albero a gomiti convenzionale trasferisce il moto reciproco tramite un'asta di collegamento alla membrana.

## 2.1.4 Compressore a membrana

I compressori a membrana formano un altro gruppo. La membrana viene attivata meccanicamente o idraulicamente; i compressori a membrana meccanica si utilizzano con portate e pressione limitate o come pompe per vuoto, mentre i compressori a membrana idraulica sono adatti ad applicazioni ad alta pressione.

## 2.1.5 Compressori a viti controrotanti

Il principio del compressore volumetrico a viti controrotanti è stato sviluppato negli anni '30, quando occorrevano compressori rotanti con elevata portata e flusso stabile in condizioni di pressione variabile.

I componenti principali dei compressori a viti controrotanti sono i rotori maschio e femmina che ruotano in direzioni opposte mentre il volume compreso tra le viti e il carter diminuisce. Ogni componente del compressore a viti ha un rapporto di compressione fisso che dipende dalla lunghezza, dal passo della vite e dalla forma della bocca di scarico. Per ottenere la massima efficienza, il rapporto di compressione deve essere adatto alla pressione di esercizio richiesta.

Generalmente, il compressore a viti è sprovvisto

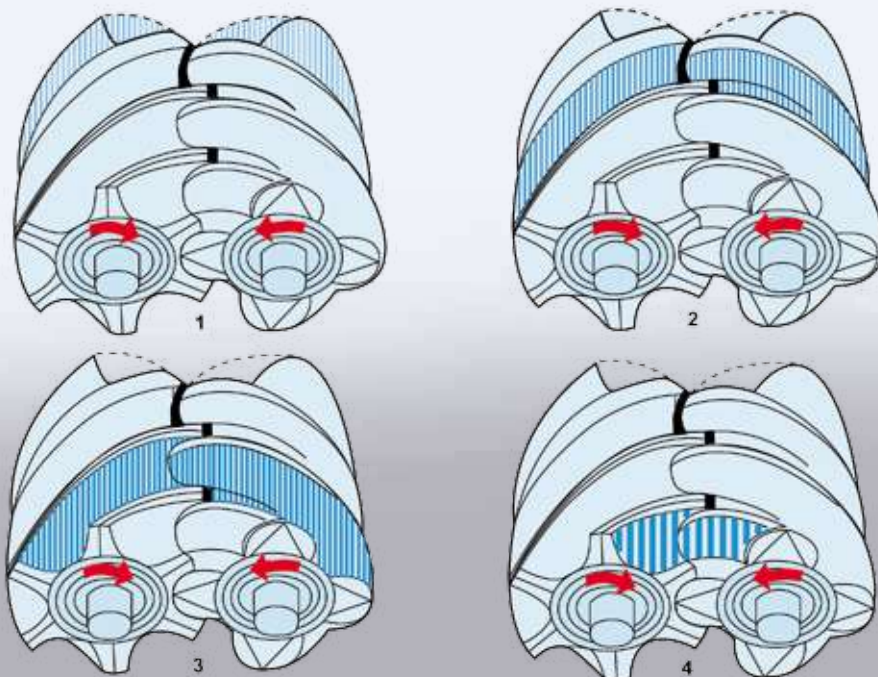
di valvole e non si sbilancia a causa di forze meccaniche. 2.1 Compressori volumetrici

### 2.1.5.1 Compressori a vite non lubrificati

Nei primi compressori a viti controrotanti, il profilo del rotore era simmetrico e la camera di compressione non era percorsa da un liquido di raffreddamento; questi compressori a vite sono detti non lubrificati o a secco. I moderni compressori a vite non lubrificati, ad alta velocità, sono dotati di profili asimmetrici che garantiscono un'efficienza energetica nettamente superiore, grazie alle ridotte perdite interne.

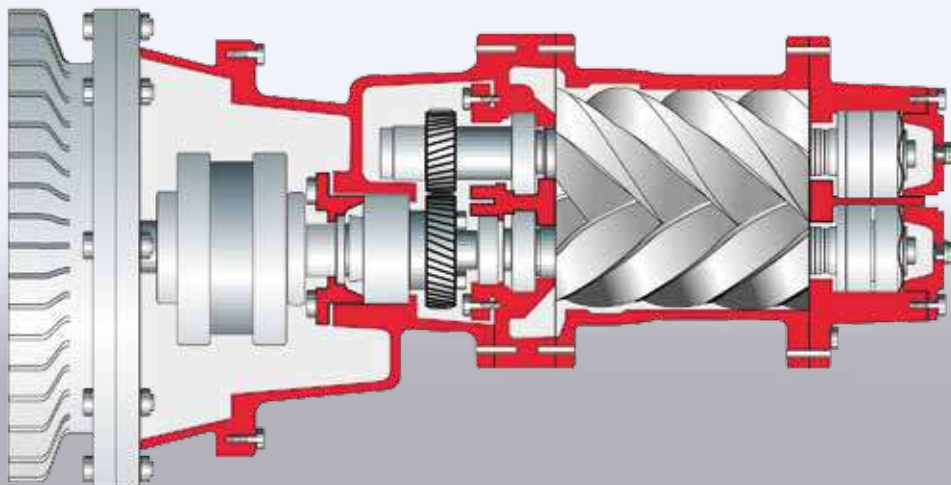
La sincronizzazione della posizione dei rotori che ruotano in direzioni opposte avviene tramite ingranaggi esterni. Dal momento che i rotori non entrano a contatto né tra loro né con il carter del compressore, non occorre lubrificare l'interno della camera di compressione, per cui l'aria compressa è totalmente priva di olio. Rotori e carter sono fabbricati con la massima precisione proprio per ridurre al minimo le perdite dal lato pressione all'ingresso. Il rapporto di compressione è limitato dalla differenza di temperatura tra aspirazione e mandata, per cui i compressori a vite non lubrificati spesso funzionano in vari stadi, con raffreddamento tra uno stadio e l'altro, per raggiungere pressioni più alte.

2.5



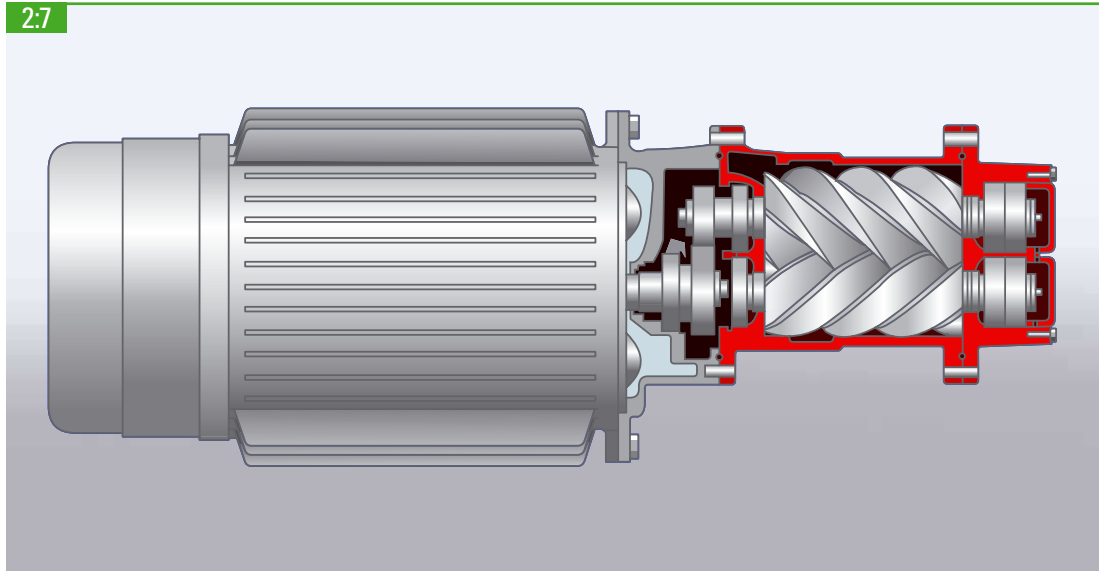
Compressione in un compressore a viti controrotanti. Figura 1: l'aria riempie lo spazio tra i rotori. Figure 2-4: lo spazio si riduce gradualmente e la pressione aumenta.

2.6



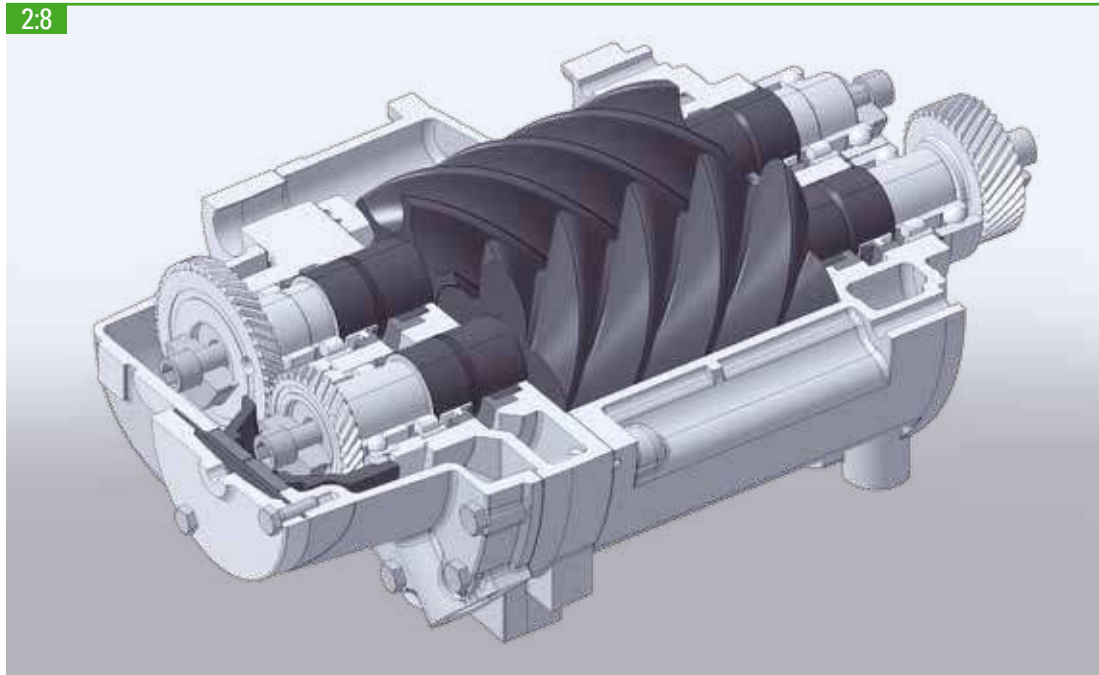
Elemento tipico di un compressore a vite lubrificato a olio.

2:7



Moderno compressore a vite lubrificato a olio con motore integrato.

2:8



Stadio di un compressore a vite non lubrificato, con involucro del rotore raffreddato ad acqua, guarnizioni per aria e olio ad entrambe le estremità, e ingranaggi di sincronizzazione per limitare al massimo le tolleranze del rotore.

### 2.1.5.2 Compressori a vite con iniezione di liquido

Nei compressori a vite con iniezione di liquido, nella camera di compressione e spesso anche nei cuscinetti del compressore viene iniettato liquido che serve a raffreddare e lubrificare i componenti mobili del compressore, per raffreddare completamente l'aria compressa e ridurre le perdite di ritorno all'aspirazione.

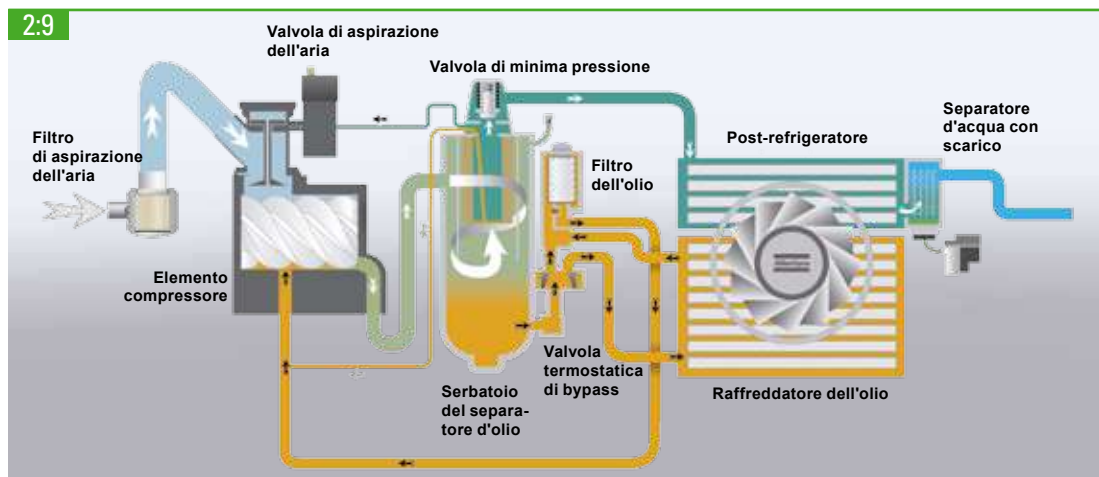
Attualmente, il liquido più utilizzato è l'olio, per le sue proprietà lubrificanti e sigillanti, anche se vengono adoperati anche altri liquidi, ad esempio acqua o polimeri. I componenti dei compressori a vite con iniezione di liquido possono essere fabbricati per sostenere elevati rapporti di compressione, con uno stadio di compressione che può raggiungere pressioni fino a 14 e perfino 17 bar, anche se l'efficienza energetica è minore.

### 2.1.6 Compressori a camme

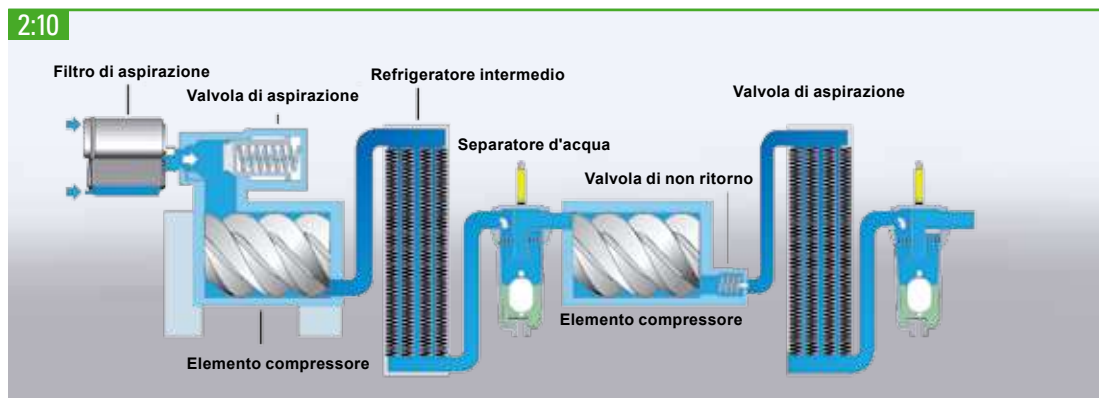
In un compressore a camme l'elemento che realizza la compressione è costituito da due rotori che ruotano in direzioni opposte all'interno di una camera di compressione.

Il processo di compressione avviene tramite aspirazione, compressione e uscita; nella fase di aspirazione, l'aria viene aspirata nella camera di compressione fino a quando i rotori ne bloccano l'ingresso; nella fase di compressione, l'aria aspirata viene compressa nella camera di compressione, le cui dimensioni si riducono con la rotazione dei rotori.

Durante la compressione, l'uscita viene bloccata da uno dei rotori, mentre l'ingresso viene aperto per aspirare nuova aria nella sezione opposta della camera di compressione.

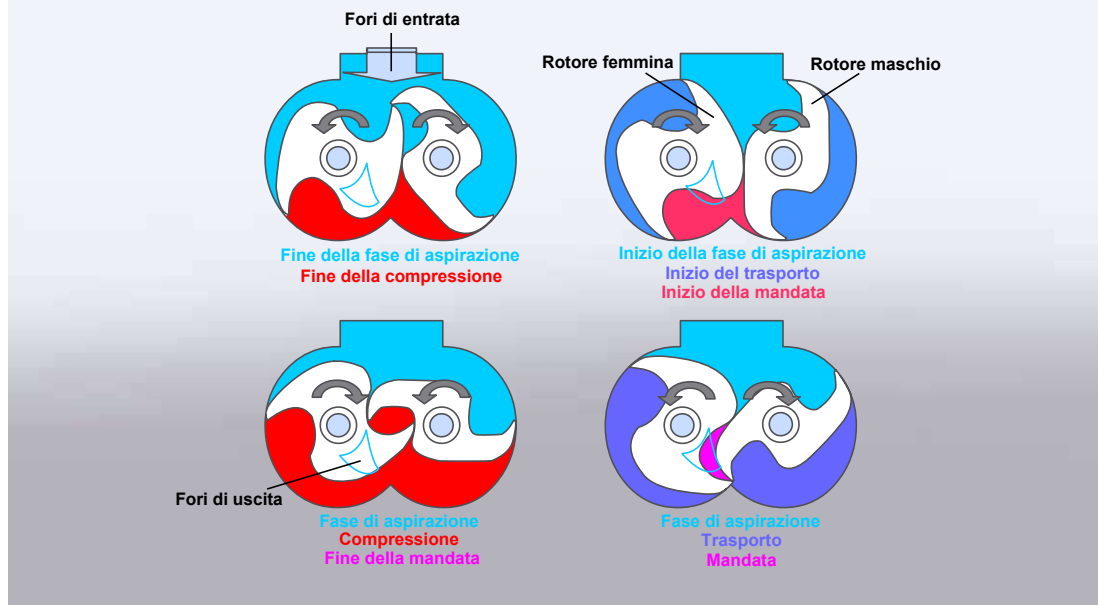


Schema di flusso di un compressore a vite a iniezione di olio.



Schema di flusso di un compressore a vite non lubrificato.

2:11



### Principio di compressione di un compressore a doppia camma.

Lo scarico avviene quando uno dei rotori apre la bocca di uscita e l'aria compressa viene spinta fuori dalla camera di compressione.

I due rotori sono sincronizzati tramite una serie di ingranaggi. Il massimo rapporto di compressione in un compressore a camme non lubrificato è limitato dalla differenza di temperatura tra ingresso e scarico, per cui con pressioni più elevate occorrono diversi stadi, con raffreddamento tra uno stadio e l'altro.

## 2.1.7 Compressori scroll

Generalmente, i compressori scroll sono compressori volumetrici non lubrificati, vale a dire

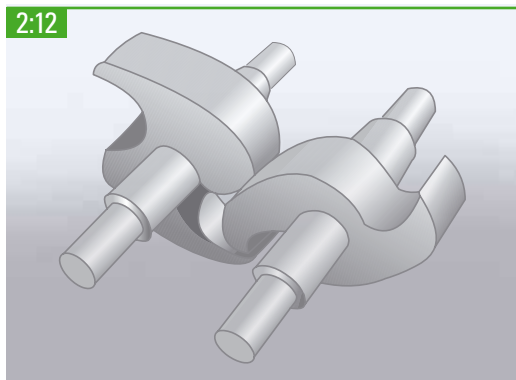
che comprimono una determinata quantità d'aria in un volume sempre più piccolo. L'elemento che realizza la compressione è costituito da una spirale statorica fissata a un carter, che percorre una spirale orbitante eccentrica azionata da un motore. Le spirali sono montate con uno sfasamento di 180° che forma sacche d'aria con un volume che varia gradualmente.

Questo meccanismo garantisce stabilità radiale ai compressori scroll e riduce al minimo le perdite, in quanto la differenza di pressione nelle sacche d'aria è inferiore alla differenza di pressione tra l'ingresso e l'uscita.

La spirale orbitante viene azionata da un albero a gomiti a corsa breve che gira eccentricamente attorno al centro della spirale fissa. L'ingresso è collocato sulla parte superiore del carter.

Quando la spirale orbitante si muove, l'aria viene aspirata e trattenuta in una delle sacche, dove viene compressa in maniera graduale verso il centro, dove sono collocate l'uscita e una valvola di non ritorno. Il ciclo di compressione progredisce per 2,5 giri, creando un flusso di aria virtualmente costante senza pulsazioni. A differenza dei compressori a pistoni, il processo è relativamente silenzioso e non produce vibrazioni, in quanto la coppia dell'elemento che realizza la compressione rimane pressoché costante.

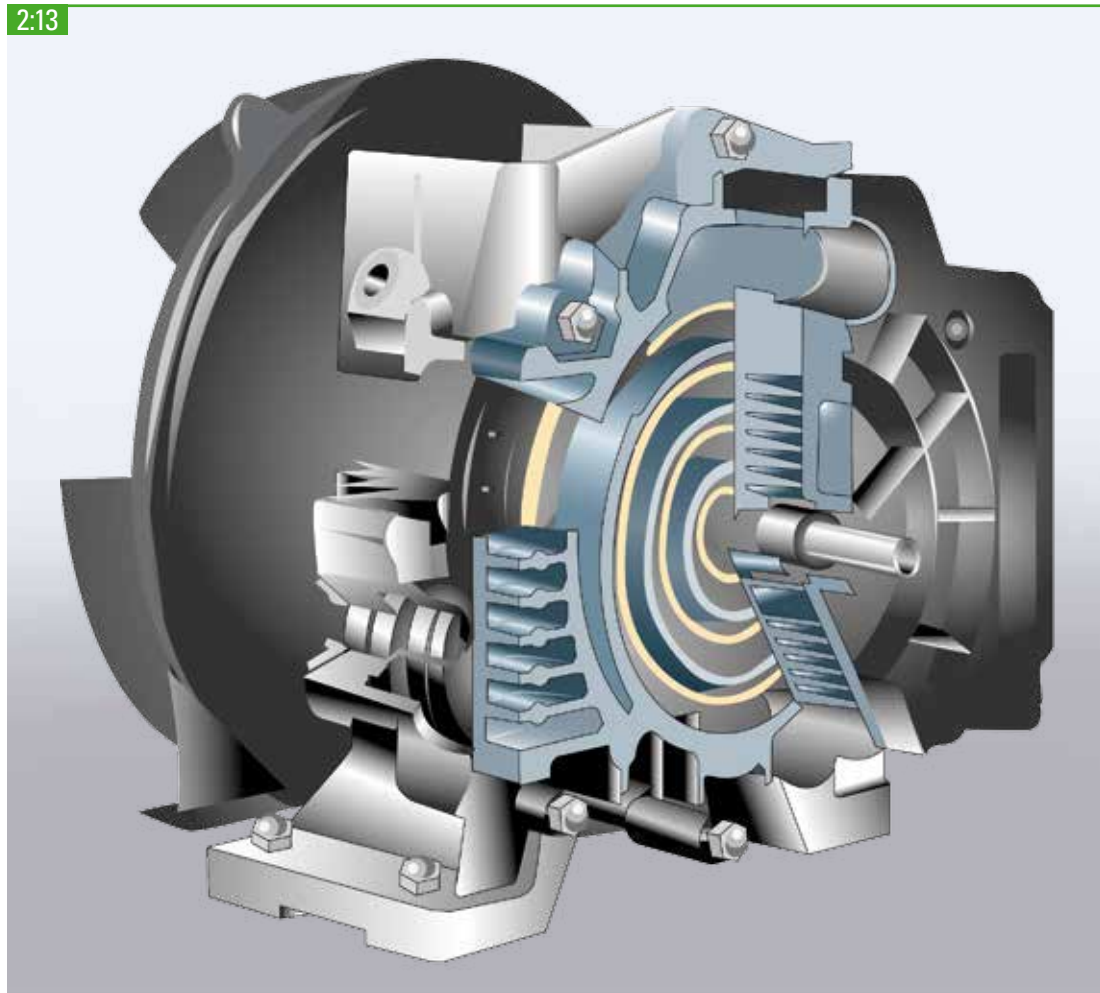
2:12



Gruppo rotore di un compressore a doppia camma.



2:13



Sezione di un compressore scroll.

2:14



Principio di compressione di un compressore scroll.

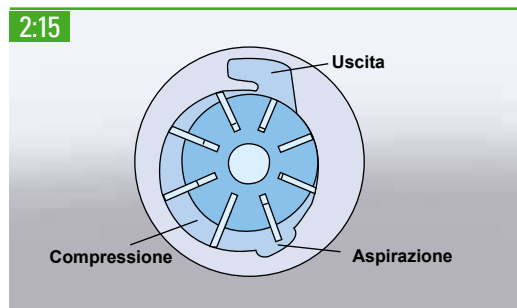
## 2.1.8 Compressori a turbina

Il principio di funzionamento dei compressori a turbina è identico a quello dei vari motori ad espansione d'aria compressa. Generalmente, le turbine sono fabbricate in leghe di ghisa particolari e i compressori a turbina sono per lo più lubrificati.

Un rotore con turbine mobili a lama è montato eccentricamente nell'involucro di uno statore e quando ruota le turbine premono contro le pareti dello statore grazie alla forza centrifuga; quando la distanza tra il rotore e lo statore aumenta, l'aria viene aspirata, quindi viene catturata nelle varie sacche di compressione, il cui volume si riduce con la rotazione, e infine viene scaricata quando le turbine superano la bocca di uscita.

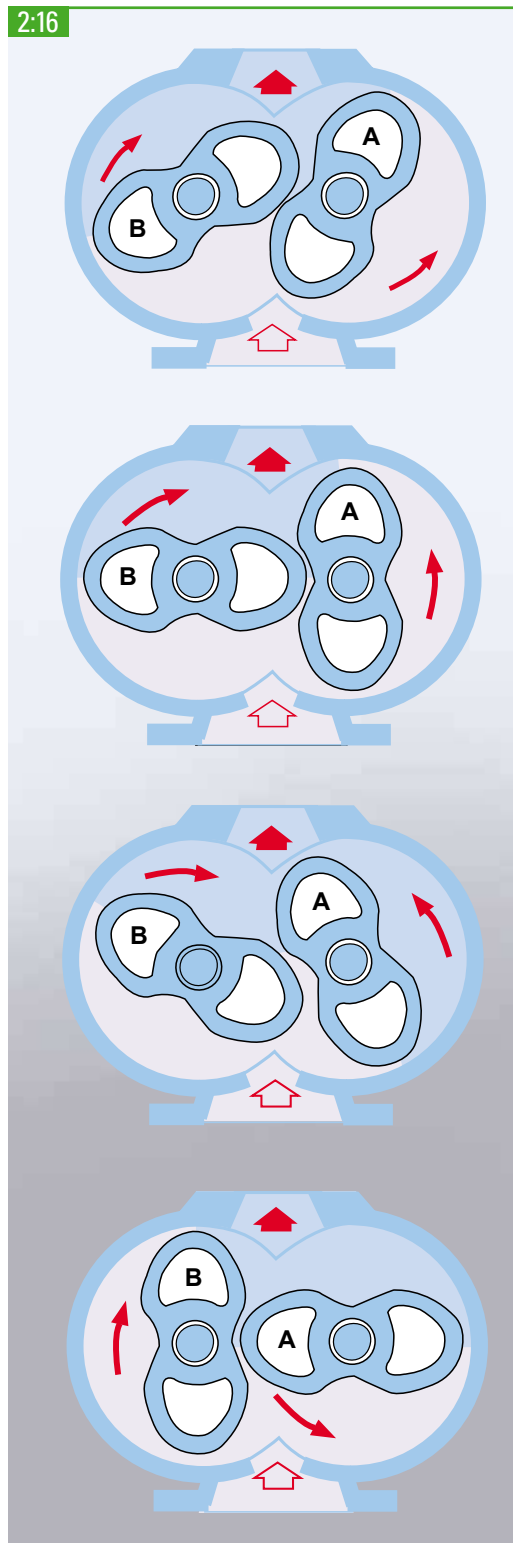
## 2.1.9 Soffianti Roots

Una soffiante Roots è un compressore volumetrico privo di valvole in cui non avviene alcuna compressione interna. Quando la camera di compressione viene a contatto con la bocca di uscita, l'aria compressa torna nel carter dal lato della pressione. Successivamente, avviene un'ulteriore compressione quando il volume della camera di compressione si riduce ulteriormente con la rotazione continua. Conseguentemente, la compressione avviene vincendo la contropressione, per cui questo tipo di apparecchi è caratterizzato da una



minore efficienza e da un'elevata rumorosità. Due rotori identici, generalmente simmetrici, ruotano in direzioni opposte in un carter e sono sincronizzati tramite una serie di ingranaggi. Le soffianti, in genere, sono raffreddate ad aria e non sono lubrificate. Queste macchine, la cui efficienza è limitata, sono utilizzate in applicazioni con pressione molto bassa e la compressione avviene

2:16



Principio di compressione di una soffiante Roots.

in un unico stadio, anche se esistono modelli a due e tre stadi. Le soffianti Roots vengono utilizzate per lo più come pompe per vuoto e per il trasporto pneumatico.

## 2.2 COMPRESSORI DINAMICI

### 2.2.1 Compressori dinamici in generale

I compressori dinamici possono essere assiali e radiali; questi ultimi generalmente vengono detti turbocompressori, mentre quelli assiali vengono detti compressori centrifughi. Un compressore dinamico funziona a pressione costante, diversamente, ad esempio, da un compressore volumetrico che funziona con un flusso costante. Il rendimento di un compressore dinamico dipende dalle condizioni esterne; le variazioni della temperatura di aspirazione, ad esempio, influiscono sulla capacità.

### 2.2.2 Compressori centrifughi

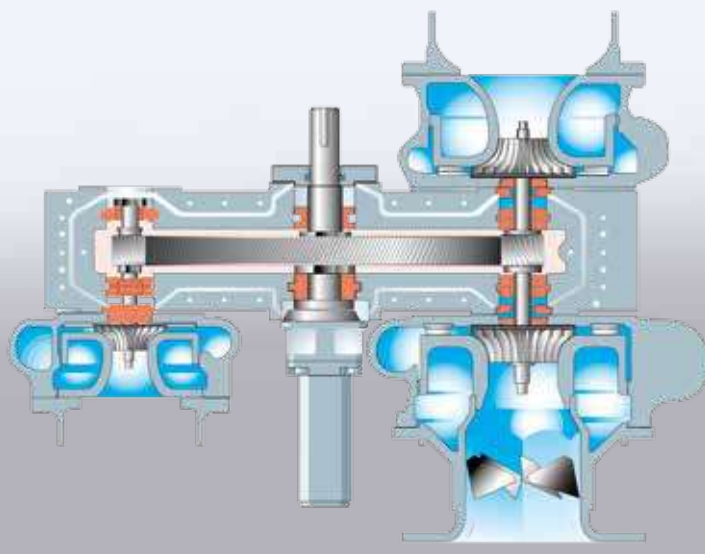
Un compressore centrifugo è caratterizzato da un flusso di scarico radiale; l'aria viene aspirata al centro di una ventola a pale radiali e viene spinta verso il perimetro della ventola dalla forza

centrifuga. Il movimento radiale dell'aria causa un aumento della pressione e la produzione di energia cinetica. Prima che l'aria venga condotta al centro della ventola dello stadio di compressione successivo, passa attraverso un diffusore e una spira dove l'energia cinetica viene convertita in pressione.

Ogni stadio contribuisce all'aumento di pressione complessivo. Nei macchinari industriali, il massimo rapporto di compressione di uno stadio in un compressore centrifugo in generale non è superiore a 3, in quanto rapporti di compressione più elevati riducono l'efficienza dello stadio. Le applicazioni monostadio a bassa pressione sono utilizzate, ad esempio, negli impianti di trattamento delle acque reflue. Le applicazioni multistadio consentono il raffreddamento tra uno stadio e l'altro per ridurre i requisiti di potenza. Le varie fasi possono avvenire in serie su un singolo albero che ruota a bassa velocità. Questo concetto viene spesso utilizzato nelle raffinerie di gas e petrolio. La compressione per ogni fase è bassa, ma l'elevato numero di fasi e/o di compressori in serie consente di ottenere la pressione di uscita desiderata. Per le applicazioni ad aria compressa, gli stadi del compressore integrano un insieme di ingranaggi ad alta velocità per la rotazione delle ventole su pignoni ad alta velocità.

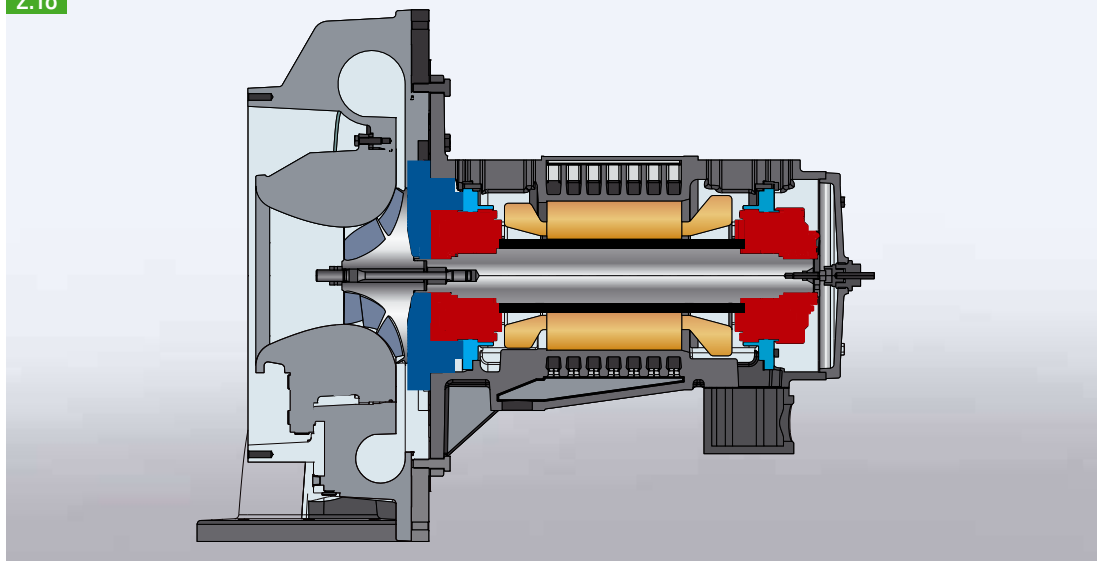
La ventola può essere di tipo aperto o chiuso; per le applicazioni ad aria compressa ad elevata velocità generalmente si utilizzano ventole di tipo aperto. Le ventole sono realizzate per lo più in particolari

2:17



Compressore centrifugo tristadio con ingranaggi integrati.

2:18



Compressore centrifugo tristadio con ingranaggi integrati.

leghe di alluminio o acciaio inox. A differenza di altri tipi di compressori, la velocità dell'albero della ventola è molto elevata e può raggiungere anche 15.000 o persino 100.000 giri/min;

per tale motivo, gli alberi o i pignoni dei compressori ad alta velocità sono dotati di cuscinetti lisci a velo d'olio invece di cuscinetti a rullini. In alternativa, per realizzare macchinari totalmente privi di olio vengono utilizzati cuscinetti a velo d'aria o cuscinetti magnetici attivi.

Due ventole sono montate su ogni estremità dello stesso albero per contrastare i carichi assiali causati dalle differenze di pressione. Per applicazioni ad aria compressa standard, generalmente gli stadi sono 2 o 3, con raffreddamento tra uno stadio e l'altro.

I moderni compressori centrifughi sono dotati di motori elettrici ad altissima velocità che azionano direttamente le ventole; questa tecnologia con-

sente di creare macchinari compatti senza gruppi di ingranaggi e quindi senza impianto di lubrificazione ad olio, per cui questi tipi di compressori sono totalmente privi di olio.

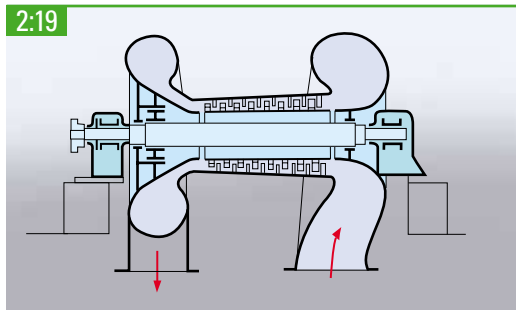
Ogni compressore centrifugo deve essere sigillato adeguatamente per ridurre le perdite lungo l'albero dove attraversa il carter del compressore. Le guarnizioni sono di vario tipo; le più sofisticate sono montate sui compressori ad alta velocità per applicazioni ad alta pressione; i tipi più comuni sono le guarnizioni a labirinto, ad anello, a tenuta controllata (generalmente in grafite) e meccaniche.

### 2.2.3 Compressori assiali

Nei compressori assiali il flusso è assiale e l'aria o il gas passa lungo l'albero del compressore tramite file di pale rotanti e stazionarie; in tal modo, la velocità dell'aria aumenta in maniera graduale e le pale stazionarie convertono l'energia cinetica in pressione. Questi tipi di compressori generalmente includono un tamburo che controbilancia la spinta assiale.

Rispetto ai compressori centrifughi equivalenti, i compressori assiali generalmente sono più piccoli e leggeri, e normalmente funzionano a velocità superiori; vengono utilizzati per portate volumetriche costanti ed elevate con una pressione relativamente limitata, ad esempio negli impianti di ventilazione. Dal momento che la velocità di

2:19



Compressore assiale.

rotazione è elevata, sono abbinati a turbine a gas per la generazione di elettricità e la propulsione di aeromobili.

## 2.3 ALTRI COMPRESSORI

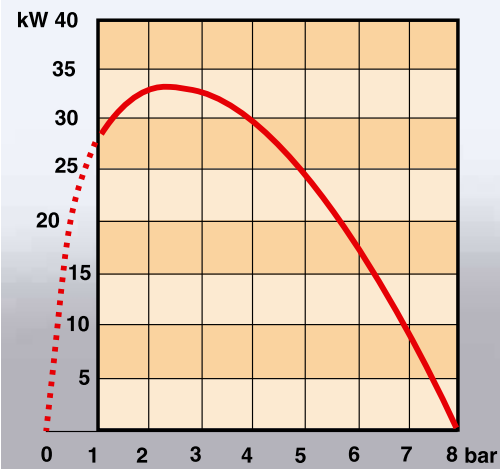
### 2.3.1 Pompe per vuoto

Per vuoto si intende una pressione inferiore a quella atmosferica (depressione). Una pompa per vuoto è un compressore che comprime un vuoto aumentandone la pressione, generalmente fino a quella atmosferica. La caratteristica tipica delle pompe per vuoto è il loro elevatissimo rapporto di compressione, ed è per questo motivo che i macchinari multistadio sono molto comuni. I compressori multistadio possono essere utilizzati anche per la produzione di vuoto in un intervallo di pressione di 1 e 0,1 bar(a).

### 2.3.2 Supressori

I supressori sono compressori che comprimono l'aria a pressioni molto più elevate. Possono essere utilizzati per compensare le cadute di pressione nelle tubazioni di notevole lunghezza oppure in applicazioni con sottoprocessi che richiedono pressioni più elevate. I supressori possono essere monostadio o multistadio, dinamici o volumetrici; i più comuni sono i compressori a pistoni. I requi-

2:21



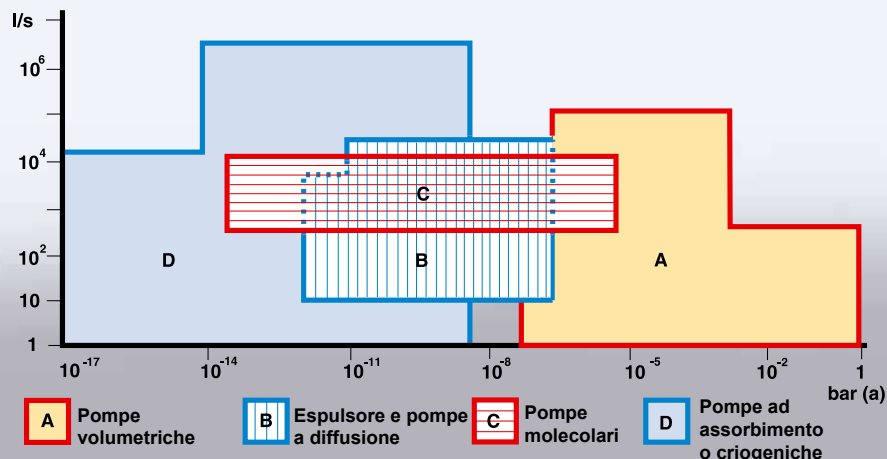
Requisito di potenza adiabatica per un supressore con pressione finale assoluta di 8 bar(a).

siti di potenza di un supressore aumentano all'aumentare del rapporto di compressione, mentre la portata massica si riduce. La curva dei requisiti di potenza, che varia con la pressione in ingresso, ha una forma simile a quella delle pompe per vuoto.

### 2.3.3 Moltiplicatori di pressione

I moltiplicatori di pressione sono supressori azionati a loro volta dall'aria compressa (c.d. propellente) e sono in grado di aumentare la pressione in un mezzo per applicazioni particolari, ad esempio per i test di collaudo di valvole, tubazioni e collettori. Una pressione di 7 bar può essere moltiplicata in

2:20

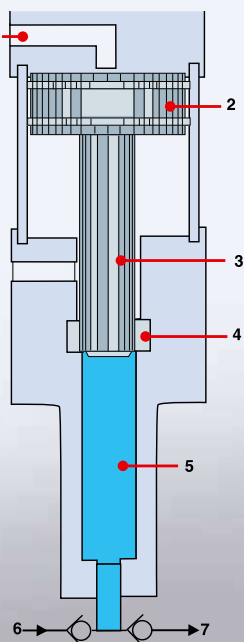


Intervallo di lavoro per alcuni tipi di pompe per vuoto.

un unico stadio fino a 200 bar, mentre in apparecchiature multistadio la pressione può arrivare fino a 1700 bar. I moltiplicatori di pressione sono utilizzabili solo per portate molto limitate.

All'ingresso del propellente, un pistone a bassa pressione viene spinto in basso e grazie all'alta pressione spinge fuori il mezzo nella camera di compressione ad alta pressione. I moltiplicatori di pressione possono funzionare ciclicamente fino a raggiungere un livello di pressione preimpostato. In questo modo, i moltiplicatori di pressione sono in grado di comprimere tutti i gas inerti, anche l'aria, ma questi macchinari devono essere totalmente privi d'olio per scongiurare il pericolo di combustioni spontanee.

2:22



1. Propellente
2. Pistone a bassa pressione
3. Pistone ad alta pressione
4. Guarnizione
5. Camera di compressione
6. Aspirazione
7. Uscita

Sezione di un moltiplicatore di pressione monostadio.

## 2.4 TRATTAMENTO DELL'ARIA COMPRESSA

### 2.4.1 Essiccazione dell'aria compressa

Tutta l'aria atmosferica contiene vapore acqueo, la cui quantità aumenta e diminuisce all'aumentare o al diminuire della temperatura. Quando l'aria viene compressa, la concentrazione d'acqua aumenta; ad esempio, un compressore con una pressione di esercizio di 7 bar e una capacità di 200 l/s che comprime l'aria a 20 °C con un'umidità relativa dell'80% rilascia 10 litri all'ora nella linea dell'aria compressa. Per evitare problemi e inconvenienti dovuti all'ingresso dell'acqua nei tubi e nelle apparecchiature collegate, l'aria compressa deve essere essiccata; questo processo avviene tramite un post-refrigeratore e un essiccatore.

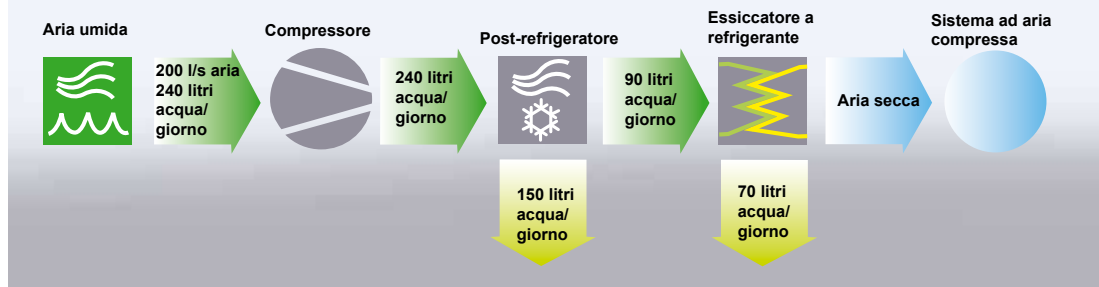
Per descrivere il contenuto d'acqua nell'aria compressa si utilizza il termine "punto di rugiada della pressione" (PDP), che corrisponde alla temperatura di condensazione del vapore acqueo nell'acqua alla pressione di esercizio corrente. Bassi valori di PDP corrispondono a basse quantità di vapore acqueo nell'aria compressa.

Nel confronto tra vari essiccatori è importante tenere presente che il punto di rugiada atmosferico non può essere paragonato al PDP; un PDP di +2 °C a 7 bar, ad esempio, equivale a -23 °C alla pressione atmosferica. L'umidità (punto di rugiada più basso) non può essere eliminata con un filtro, in quanto un ulteriore raffreddamento determina la precipitazione continua dell'acqua di condensa. Il tipo di essiccatore principale può essere scelto in base al punto di rugiada della pressione. Riguardo ai costi, minore è il punto di rugiada richiesto, maggiori saranno gli investimenti e i costi di esercizio per l'essiccazione dell'aria. Esistono cinque tecniche per eliminare l'umidità dall'aria compressa: raffreddamento e separazione, sovracompressione, membrane, essiccazione ad assorbimento e ad adsorbimento.

#### 2.4.1.1 Il post-refrigeratore

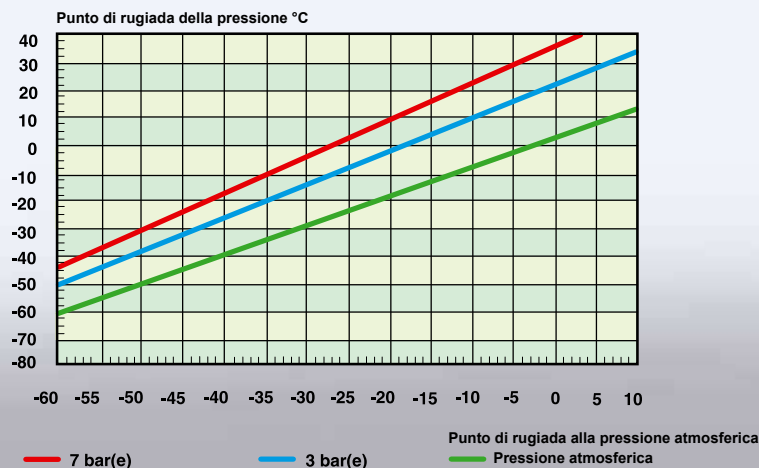
Il post-refrigeratore è uno scambiatore di calore che raffredda l'aria calda compressa per provo-

2:23



Un compressore che fornisce 200 litri/secondo d'aria produce anche ca. 10 litri/ora d'acqua se l'aria viene compressa a 20 °C. Per evitare problemi dovuti alla precipitazione dell'acqua nelle tubazioni e nelle apparecchiature, utilizzare un post-refrigeratore e un'apparecchiatura di essiccazione.

2:24



Relazione tra punto di rugiada e punto di rugiada della pressione.

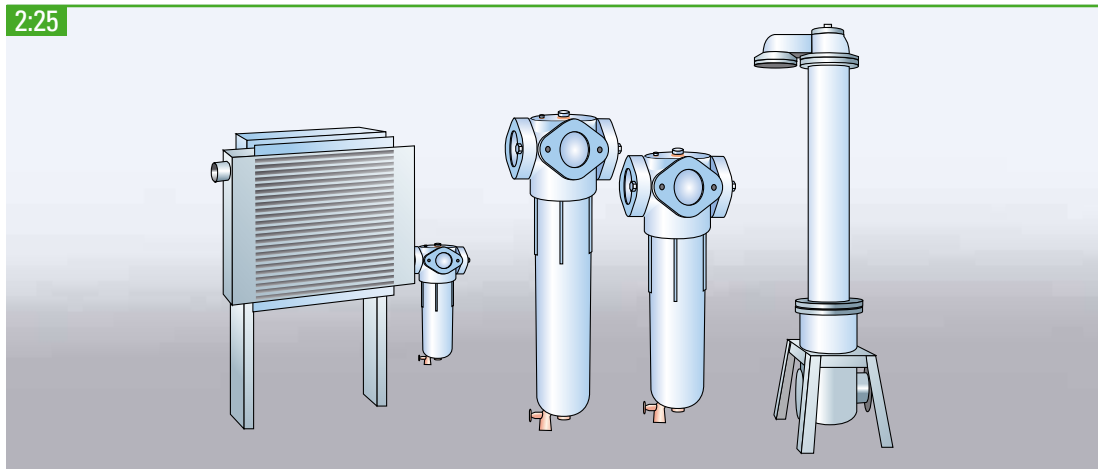
care la precipitazione dell'acqua che altrimenti si condenserebbe nelle tubazioni. Il post-refrigeratore può essere ad acqua o ad aria; generalmente è dotato di separatore d'acqua con scarico automatico e deve essere collocato in prossimità del compressore.

Circa l'80-90% dell'acqua di condensa precipitata viene raccolta nel separatore d'acqua del post-refrigeratore. Un valore comune per la temperatura dell'aria compressa dopo il passaggio nel post-refrigeratore è circa 10° C in più della temperatura del refrigerante, ma può variare a seconda del tipo di refrigeratore. Il post-refrigeratore generalmente viene utilizzato in tutti gli impianti fissi e nella maggior parte dei casi è integrato nei moderni compressori.

#### 2.4.1.2 Essiccatore a refrigerante

Nell'essiccazione a refrigerante l'aria compressa viene raffreddata separando notevoli quantità di acqua di condensa. Dopo il raffreddamento e la condensazione, l'aria compressa viene nuovamente riscaldata a temperatura ambiente in modo che non si formi condensa all'esterno dei tubi; questo scambio termico tra l'aria compressa in ingresso e quella in uscita riduce la temperatura dell'aria compressa e quindi anche la capacità di raffreddamento richiesta del circuito refrigerante. Il raffreddamento dell'aria compressa avviene tramite un impianto refrigerante chiuso. I consumi energetici dei moderni essiccatori a refrigerante possono essere ridotti notevolmente pilotando il compressore refrigerante con algoritmi di controllo

2:25



Diversi post-refrigeratori e separatori d'acqua. I separatori d'acqua possono funzionare a ciclone o tramite cambi di direzione e velocità.

intelligenti. Gli essiccatori a refrigerante vengono adoperati per punti di rugiada compresi tra +2 e +10 °C e hanno un limite minimo corrispondente al punto di congelamento dell'acqua condensata. Gli essiccatori possono essere macchine indipendenti o moduli di essiccazione integrati all'interno dei compressori; i vantaggi di quest'ultimo tipo di essiccatori sono rappresentati dall'ingombro ridotto e dall'ottimizzazione delle prestazioni per la particolare capacità del compressore.

Per i moderni essiccatori a refrigerante si utilizzano gas refrigeranti con basso potenziale di riscaldamento globale (GWP), vale a dire che l'eventuale rilascio di tali gas nell'atmosfera contribuisce in misura minore al riscaldamento globale. I futuri refrigeranti avranno un valore GWP ancora più basso, come imposto dalle normative in materia ambientale.

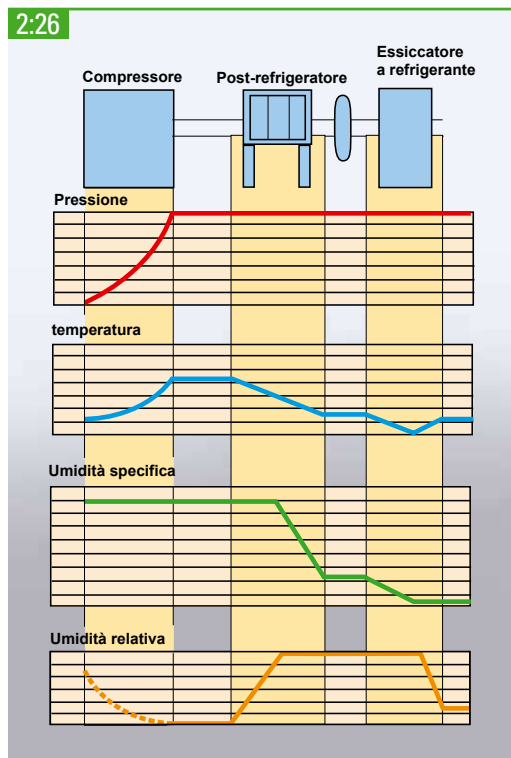
#### 2.4.1.3 Sovracompressione

Probabilmente la sovracompressione è il metodo più semplice per essiccare l'aria compressa. L'aria viene prima compressa a una pressione più alta rispetto alla pressione di esercizio prevista, per cui la concentrazione di vapore acqueo aumenta; successivamente, l'aria viene raffreddata e quindi l'acqua viene separata; l'aria, infine, viene lasciata espandere alla pressione di esercizio e il PDP ottenuto è più basso. A causa dei consumi energetici elevati, tuttavia, questo metodo è adatto solo per portate d'aria molto limitate.

#### 2.4.1.4 Essiccazione ad assorbimento

L'essiccazione ad assorbimento è un processo chimico con cui il vapore acqueo viene legato a un materiale assorbente, che può essere solido o liq-

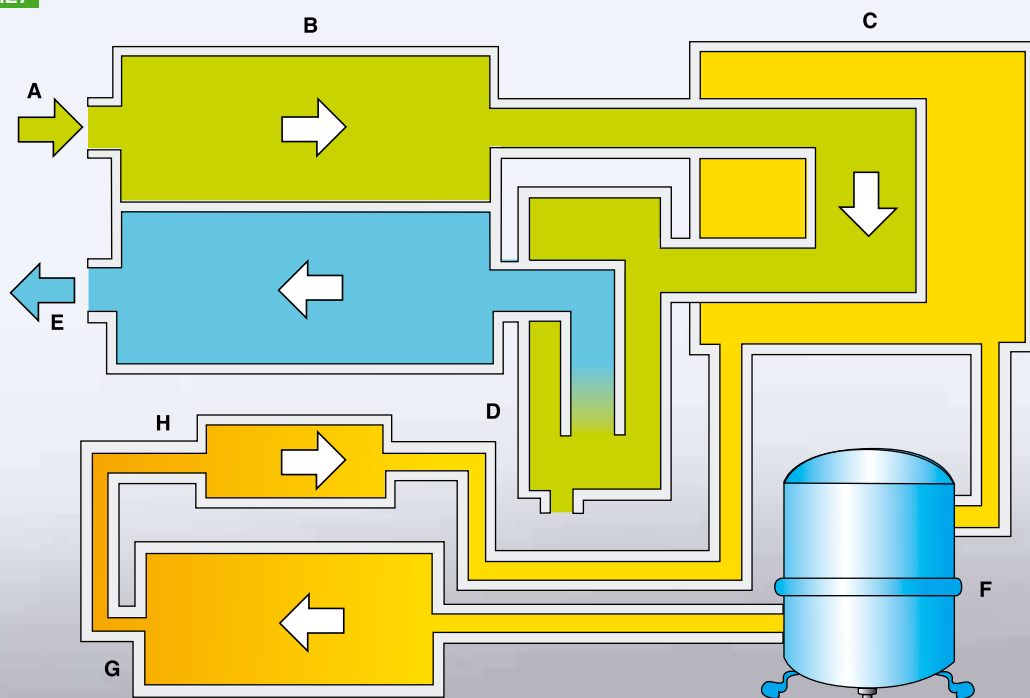
2:26



Variazioni tipiche dei parametri con compressione, post-refrigerazione ed essiccazione a refrigerante.



2:27



- |  |                                |
|--|--------------------------------|
| <b>A</b> Aria compressa in entrata               | <b>E</b> Aria compressa secca  |
| <b>B</b> Scambiatore di calore aria/aria         | <b>F</b> Compressore           |
| <b>C</b> Scambiatore di calore aria/refrigerante | <b>G</b> Condensatore          |
| <b>D</b> Separatore d'acqua                      | <b>H</b> Valvola di espansione |

Principio di funzionamento di un essiccatore a refrigerante.

uido. Spesso si utilizzano cloruro di sodio e acido solforico, per cui è necessario valutare adeguatamente il rischio di corrosione. Questo metodo non è di utilizzo comune e implica un elevato consumo di materiali assorbenti. L'abbassamento del punto di rugiada, inoltre, è limitato.

#### 2.4.1.5 Essiccazione ad adsorbimento

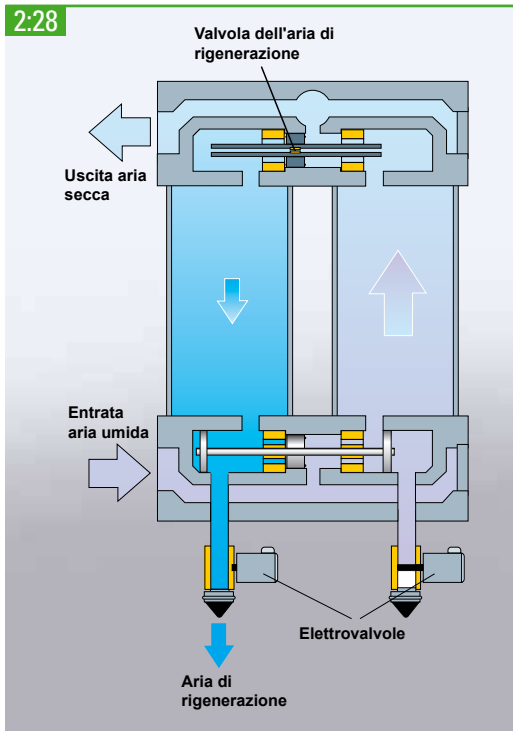
Il principio di funzionamento generale degli essiccatori ad adsorbimento è semplice: l'aria umida passa su un materiale igroscopico (ad es. gel di silice, crivelli molecolari, allumina attiva) e in tal modo si secca.

Lo scambio di vapore acqueo dall'aria compressa umida al materiale igroscopico ("essiccante") causa la graduale saturazione dell'essiccante con l'acqua adsorbita, per cui l'essiccante deve essere rigenerato regolarmente affinché riacquisisca la

sua capacità di essiccazione; per tale motivo, gli essiccatori ad adsorbimento sono realizzati generalmente con due recipienti di essiccazione: nel primo viene seccata l'aria compressa in ingresso, mentre nel secondo l'essiccante viene rigenerato. Ogni recipiente ("torre") cambia attività alla completa rigenerazione dell'altra torre. Generalmente, è possibile raggiungere un PDP di  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , per cui questi essiccatori sono in grado di produrre aria molto secca per gli utilizzi più critici.

Esistono quattro metodi differenti per rigenerare l'essiccante; il metodo adoperato determina il tipo di essiccatore ad adsorbimento; i tipi più efficienti dal punto di vista energetico generalmente sono più complessi e quindi più costosi.

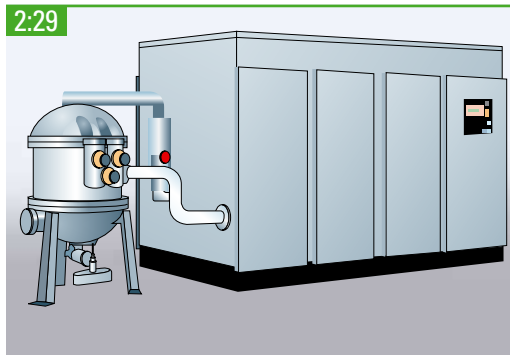
- 1) Essiccatori ad adsorbimento rigenerati a scarico (detti anche "essiccatori a freddo");



Essiccatore ad adsorbimento rigenerato a scarico (detto anche "a freddo").

in questi essiccatori, adatti per portate generalmente limitate, il processo di rigenerazione avviene con l'ausilio dell'aria compressa espansa ("scaricata") e richiede circa il 15-20% della capacità nominale dell'essiccatore alla pressione nominale di esercizio di 7 bar(e).

- 2) Essiccatori rigenerati a scarico riscaldati; questi essiccatori riscaldano l'aria di scarico espansa tramite un riscaldatore d'aria elettrico, per cui limitano il flusso di scarico richiesto di circa l'8%; questi tipi di essiccatori richiedono il 25% in meno di energia rispetto a quelli a freddo.
- 3) Essiccatori rigenerati a soffiante; l'aria dell'ambiente viene soffiata su un riscaldatore elettrico e portata a contatto con l'essiccante umido per rigenerarlo; con questo tipo di essiccatore, la rigenerazione non avviene tramite aria compressa, per cui queste macchine consumano il 40% di energia in meno rispetto agli essiccatori a freddo.



Compressore a vite non lubrificato con essiccatore ad adsorbimento modello MD.

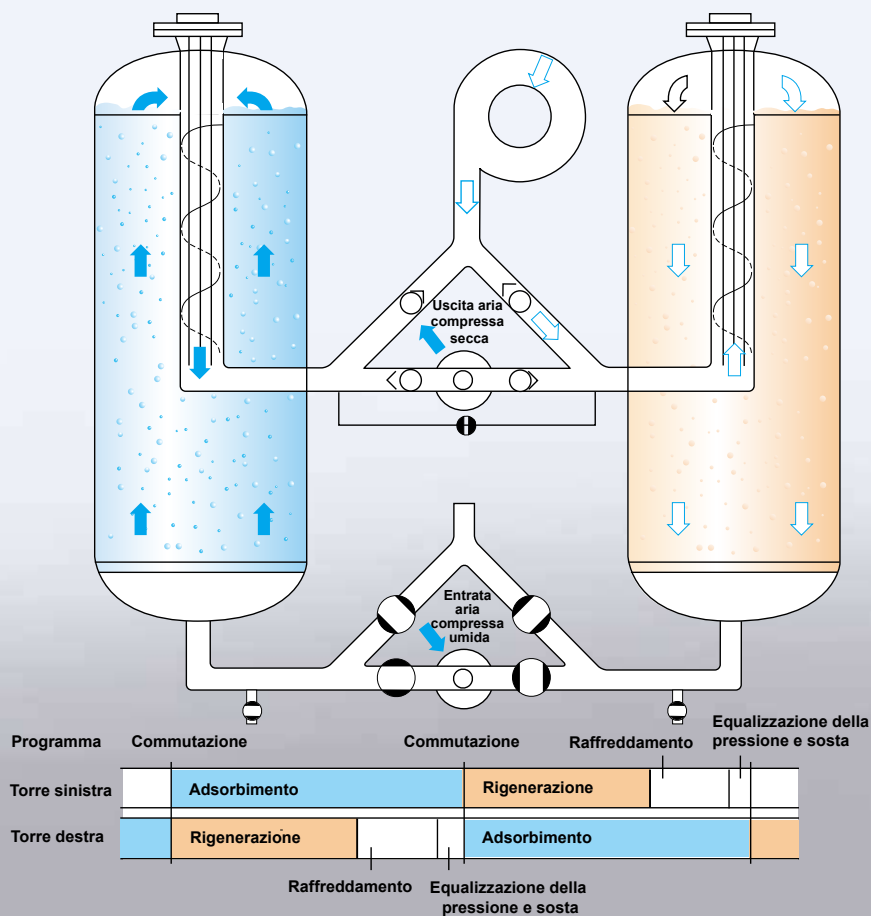
- 4) Essiccatori a calore di compressione (essiccatori "HOC"); negli essiccatori HOC l'essiccante viene rigenerato tramite il calore disponibile del compressore; anziché evacuare il calore dell'aria compressa in un post-refrigeratore, l'aria calda viene adoperata per rigenerare l'essiccante; questo tipo di essiccatore può fornire tipicamente un PDP di  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  senza aggiunta di energia; con l'aggiunta di riscaldatori supplementari, è possibile ottenere anche un PDP inferiore.

Nella scelta dell'essiccazione ad adsorbimento è opportuno valutare la capacità di separazione e scarico dell'acqua di condensa. Se l'aria compressa è stata prodotta tramite compressori lubrificati a olio, è necessario installare un filtro di separazione dell'olio a monte dell'apparecchiatura di essiccazione. Nella maggior parte dei casi, dopo l'essiccazione ad adsorbimento è necessario un filtro antiparticolato.

Gli essiccatori HOC possono essere utilizzati solo con i compressori non lubrificati, dal momento che producono calore a temperature sufficientemente elevate per la rigenerazione dell'essiccatore.

Un tipo particolare di essiccatore HOC è l'essiccatore ad adsorbimento a tamburo rotante; questo tamburo è pieno di essiccante di cui una parte (un quarto) viene rigenerato tramite un flusso parziale di aria compressa calda (a  $130\text{-}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) proveniente dal compressore; l'aria rigenerata, quindi, viene raffreddata, la condensa viene scaricata e l'aria torna tramite un eiettore nel flusso d'aria compressa principale. Il resto della superficie del tamburo (tre quarti) viene utilizzato per seccare

2:30



Essiccatore rigenerato a soffiante. La torre sinistra provvede all'essiccazione dell'aria compressa; la torre a destra provvede alla rigenerazione. Dopo il raffreddamento e l'equalizzazione della pressione, avviene la commutazione automatica delle torri.

l'aria compressa proveniente dal post-refrigeratore del compressore.

Gli essiccatori HOC sono privi di perdite di aria compressa e la potenza richiesta è solo quella necessaria per la rotazione del tamburo; un essiccatore da 1000 l/s di capacità, ad esempio, consuma solo 120 W di energia elettrica. Con questo tipo di essiccatori, inoltre, si evitano le perdite di aria compressa e la necessità di filtri dell'olio e filtri antiparticolato.

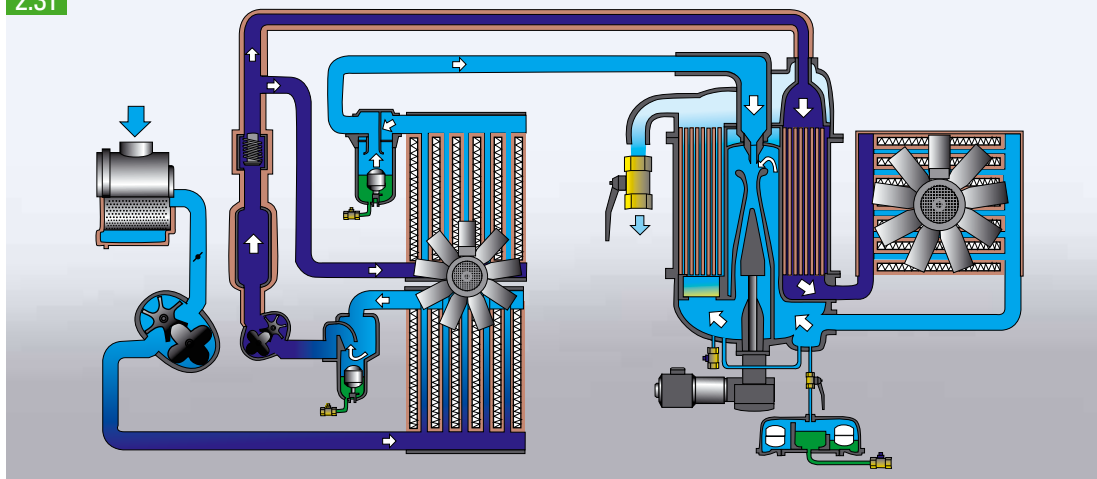
#### 2.4.1.6 Essiccatori a membrana

Gli essiccatori a membrana sfruttano il processo di permeazione selettiva dei componenti gassosi dell'aria. L'essiccatore è un cilindro contenente

migliaia di sottili fibre polimeriche cave con un rivestimento interno; la permeabilità di queste fibre è selettiva, per cui rimuovono efficacemente il vapore acqueo. L'aria compressa umida filtrata penetra nel cilindro e il rivestimento della membrana consente la permeazione del vapore acqueo nella parete della membrana; il vapore acqueo, quindi, si raccoglie tra le fibre mentre l'aria secca continua il percorso attraverso le fibre nel cilindro a una pressione quasi identica a quella dell'aria umida in ingresso; l'acqua permeata, quindi, viene espulsa nell'atmosfera all'esterno del cilindro.

La permeazione o la separazione è causata dalla differenza di pressione parziale del gas tra la parte interna e quella esterna della fibra cava.

2:31



Essiccatore a calore di compressione (HOC) – Modello MD con tamburo rotante.

Gli essiccatori a membrana sono semplici da utilizzare, sono silenziosi e privi di componenti mobili; consumano poco e richiedono poca manutenzione (per lo più filtri a monte dell'essiccatore).

Oltre all'eliminazione dell'acqua, la separazione dei componenti gassosi può avvenire anche con una membrana, a seconda delle caratteristiche del materiale delle fibre; in tal caso, la separazione dei vari gas avviene grazie alle differenze delle dimensioni molecolari e della solubilità dei gas nella membrana; i gas con dimensioni molecolari inferiori si diffondono maggiormente, per cui possono essere separati grazie alle differenze di moto. È possibile, quindi, utilizzare membrane specifiche per creare, ad esempio, generatori di azoto.

## 2.4.2 Filtri

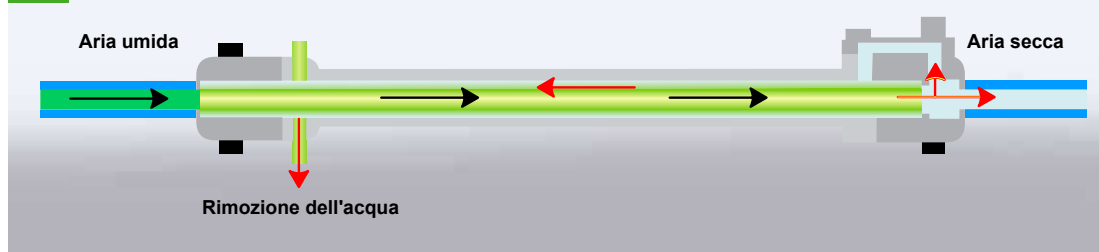
Le particelle nel flusso d'aria che attraversano un filtro possono essere eliminate in vari modi. Se le particelle sono più grandi degli interstizi del mate-

riale filtrante, vengono separate meccanicamente ("crivellatura"); questo processo generalmente viene utilizzato per le particelle di dimensioni superiori a 1 mm. L'efficienza del filtro aumenta se il materiale filtrante è costituito da fibre più fini. Le particelle di dimensioni inferiori a 1 mm vengono raccolte sul materiale filtrante tramite tre meccanismi fisici: impatto inerziale, intercettazione e diffusione.

L'impatto si verifica per particelle relativamente grandi e/o con gas ad alta velocità; a causa della notevole inerzia, le particelle pesanti non seguono le linee di flusso ma un percorso dritto e si scontrano con la fibra. Questo meccanismo si utilizza principalmente per le particelle di dimensioni superiori a 1  $\mu\text{m}$  e diventa sempre più efficace con l'aumento della dimensione delle particelle.

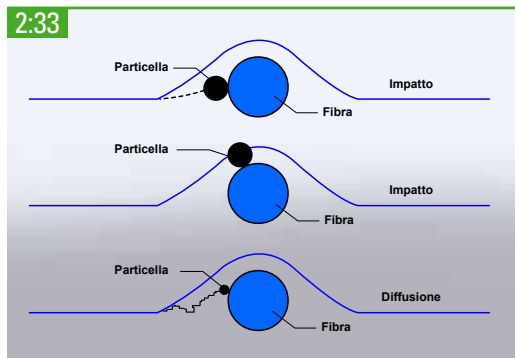
L'intercettazione si verifica quando una particella segue la linea di flusso ma il suo raggio è maggiore della distanza tra il perimetro della fibra e la linea di flusso.

2:32



Principio di funzionamento degli essiccatori a membrana.

2:33



Meccanismi di collisione delle particelle nei filtri.

Il deposito delle particelle dovuto alla diffusione avviene quando una particella molto piccola non segue la linea di flusso ma si sposta casualmente attraverso il flusso a causa del moto browniano, e diventa sempre più efficace quando le dimensioni delle particelle e la velocità dell'aria si riducono.

La capacità di un filtro di separare le particelle è il risultato della combinazione di capacità secondarie (per particelle di diverse dimensioni), come descritto in precedenza. In realtà ogni filtro rappresenta un compromesso, dal momento che non esiste un filtro efficace per particelle di tutte le dimensioni. Neppure l'effetto della velocità del flusso sulla capacità di separazione per particelle di diverse dimensioni è un fattore decisivo. In

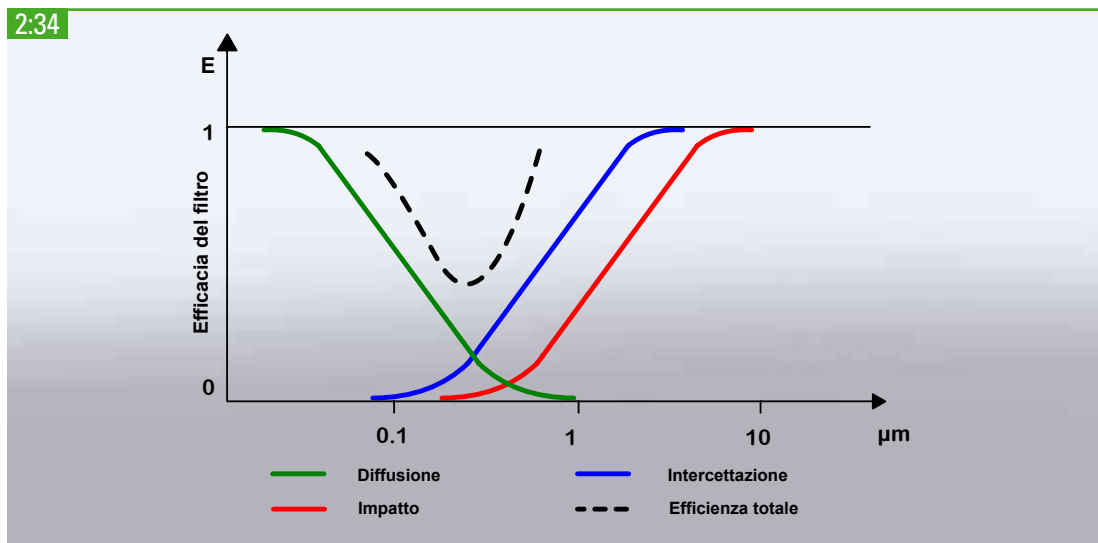
genere, le particelle di dimensioni comprese tra 0,1 e 0,2  $\mu\text{m}$  (dette MPPS, ossia Most Penetrating Particle Size) sono più difficili da separare.

Come detto in precedenza, l'efficacia totale della cattura di un filtro a coalescenza può essere attribuita a una combinazione di tutti i meccanismi in atto. Ovviamente, l'importanza di ogni meccanismo, le dimensioni delle particelle con cui avviene ogni meccanismo e il valore dell'efficacia totale dipendono principalmente dalla distribuzione delle dimensioni delle particelle dell'aerosol, dalla velocità dell'aria e dalla distribuzione del diametro della fibra del mezzo filtrante.

L'olio e l'acqua in forma di aerosol si comportano in modo simile ad altre particelle e possono essere separati anche utilizzando un filtro a coalescenza; in questo tipo di filtro, gli aerosol liquidi si uniscono in gocce più grandi che vengono attratte sul fondo del filtro dalla forza gravitazionale. Il filtro può separare l'olio sotto forma di liquido o aerosol; l'olio in forma liquida, tuttavia, a causa della concentrazione intrinsecamente elevata, causa trafilemanti e una notevole caduta della pressione. Se occorre separare solo olio sotto forma di vapore, il filtro deve contenere un materiale assorbente idoneo, in genere carboni attivi (v. anche sezione 3.2.5).

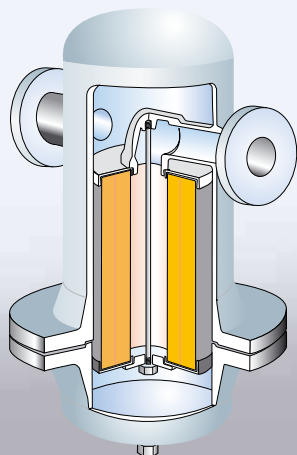
Tutto il processo di filtraggio determina inevitabilmente una caduta di pressione, cioè una perdita di

2:34



L'efficienza del filtro dipende dalle dimensioni delle particelle.

2:35



Aspetto di un filtro antiparticolato. Maggiore è l'involucro e la superficie del filtro, minore è la velocità dell'aria, minore è la caduta di pressione e maggiore è la durata.

energia nell'impianto di aria compressa. I filtri più fini con una struttura più compatta causano una caduta di pressione superiore e possono intasarsi più rapidamente, per cui devono essere sostituiti con maggiore frequenza e determinano un aumento dei costi di manutenzione.

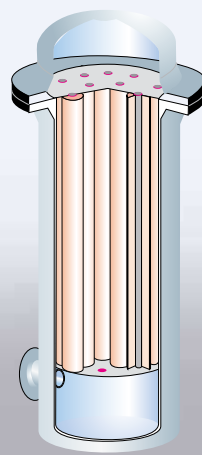
La qualità dell'aria in termini di quantità di particelle e presenza di acqua e olio è descritta nella norma ISO 8573-1, che definisce il grado di purezza dell'acqua (v. sezione 3.2). Per evitare il rischio di contaminazione dell'aria in un processo critico, è preferibile utilizzare solo aria compressa di Classe 0.

I filtri, inoltre, devono essere dimensionati in modo da gestire adeguatamente il flusso nominale e incrementare la soglia di capacità per limitare cadute di pressione dovute all'intasamento.

## 2.5 SISTEMI DI CONTROLLO E REGOLAZIONE

### 2.5.1 La regolazione in generale

Le applicazioni ad aria compressa spesso richiedono una pressione costante nel circuito dell'aria, per cui il flusso d'aria compressa proveniente dai



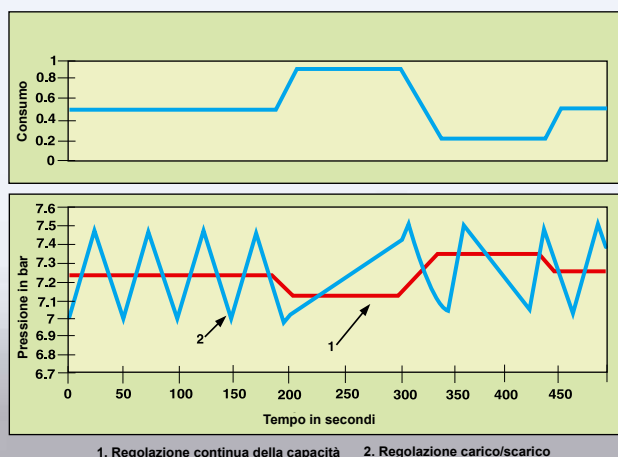
Filtro per l'eliminazione di olio, acqua e polvere.

compressori deve essere regolato. Esistono vari modi per regolare il flusso, a seconda del tipo di compressore, delle oscillazioni della pressione accettabili, delle variazioni del consumo d'aria e delle perdite di energia tollerabili.

I consumi energetici rappresentano circa l'80% dei costi totali del ciclo di vita dell'aria compressa, per cui la scelta del sistema di regolazione richiede particolare attenzione, principalmente a causa delle notevoli differenze di rendimento tra i vari tipi di compressore o tra i macchinari di vari produttori. Una situazione ideale si otterrebbe se la capacità totale del compressore corrispondesse precisamente ai consumi d'aria, ad esempio tramite la scelta oculata del rapporto di trasmissione degli ingranaggi (come accade spesso nelle linee di produzione industriali). Numerose applicazioni si regolano automaticamente, vale a dire che l'aumento della pressione implica un aumento della portata, per cui il sistema si stabilizza, ad esempio nel caso dei nastri trasportatori pneumatici, degli impianti refrigeranti, degli anticongelanti ecc. Nella maggior parte delle applicazioni, tuttavia, la portata deve essere regolata. A tale scopo, generalmente si utilizzano apparecchiature di regolazione integrate nel compressore. I sistemi di regolazione si dividono in due gruppi principali:

1. Regolazione costante della portata, che implica il controllo continuo del motore o della valvola

2:36



di ingresso a seconda delle variazioni della pressione; in tal modo, le oscillazioni della pressione sono molto limitate (da 0,1 a 0,5 bar), a seconda dell'amplificazione e della velocità di regolazione del sistema.

- La regolazione carico/scarico è il metodo più utilizzato, ma richiede una maggiore tolleranza delle oscillazioni della pressione tra due valori limite; la regolazione avviene arrestando completamente la portata con una pressione più elevata (scarico) e ripristinando la portata (scarico) quando la pressione scende al valore limite minimo; le variazioni di pressione dipendono dal numero di cicli di carico/scarico consentito per unità di tempo, ma normalmente si attestano in un intervallo da 0,3 a 1 bar.

## 2.5.2 Principi di regolazione per i compressori volumetrici

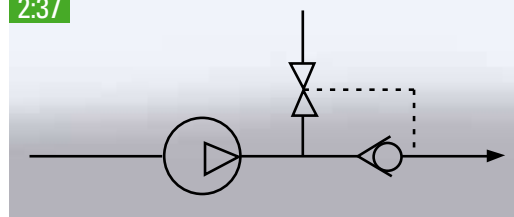
### 2.5.2.1 Limitazione della pressione

Il metodo originario per regolare i compressori consisteva nell'uso di una valvola limitatrice della pressione che liberava l'aria nell'atmosfera se la pressione era eccessiva. Nella sua forma più semplice, la valvola poteva essere caricata a molla in modo che la sua tensione determinasse la pressione finale.

Questa valvola è stata sostituita da una servovalvola controllata da un regolatore, per cui la pressione può essere controllata facilmente e la valvola può fungere anche da valvola di scarico quando

si avvia il compressore sotto pressione. La limitazione della pressione richiede molta energia, in quanto il compressore deve funzionare ininterrottamente per vincere la contropressione massima. Una variante utilizzata nei compressori più piccoli prevede lo scarico del compressore tramite l'apertura totale della valvola, in modo che il compressore debba vincere la pressione atmosferica; questa variante riduce notevolmente i consumi energetici.

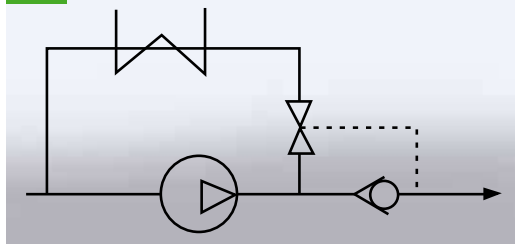
2:37



### 2.5.2.2 Bypass

Il principio di funzionamento della regolazione tramite bypass equivale a quello della limitazione della pressione; l'aria scaricata dalla valvola limitatrice, però, viene raffreddata e rinvia all'ingresso del compressore. Questo metodo viene utilizzato spesso nei compressori industriali quando il gas non può essere scaricato nell'atmosfera o è troppo costoso.

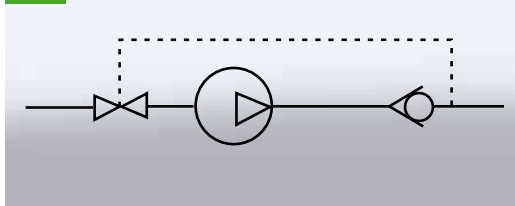
2:38



### 2.5.2.3 Strozzamento dell'ingresso

Lo strozzamento è un metodo semplice per ridurre il flusso incrementando il rapporto di compressione nel compressore, in base alla sottopressione indotta all'ingresso; con tale metodo, tuttavia, l'intervallo di regolazione della pressione è limitato. I compressori a iniezione di liquido, che sono in grado di sostenere un elevato rapporto di compressione, possono essere regolati fino al 10% della portata massima. Il metodo di strozzamento richiede notevole energia a causa dell'elevato rapporto di compressione.

2:39



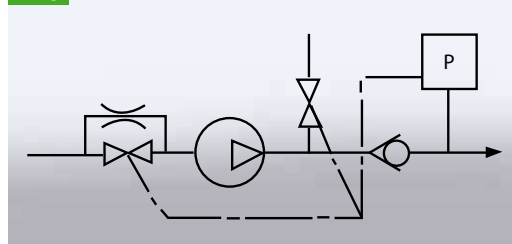
### 2.5.2.4 Limitazione della pressione con strozzamento dell'ingresso

Attualmente è il metodo di regolazione più comune e consente di ampliare al massimo l'intervallo di regolazione (0-100%) a fronte di consumi energetici molto limitati: appena il 15-30% della potenza a pieno carico con il compressore scarico (flusso zero). La valvola di ingresso è chiusa ma rimane aperto un piccolo passaggio mentre una valvola di scarico si apre e libera l'aria di scarico proveniente dal compressore.

Il compressore, quindi, funziona con una depressione all'ingresso e una contropressione molto limitata. È importante che la limitazione della pressione avvenga rapidamente e che il volume d'aria rilasciata sia limitato per evitare perdite inutili durante il passaggio dallo stato carico allo stato scarico. Il sistema richiede un volume tam-

pone nell'impianto, ossia un serbatoio d'aria le cui dimensioni sono determinate dalla differenza desiderata tra i limiti di pressione di carico e scarico e dal numero consentito di cicli orari di scarico.

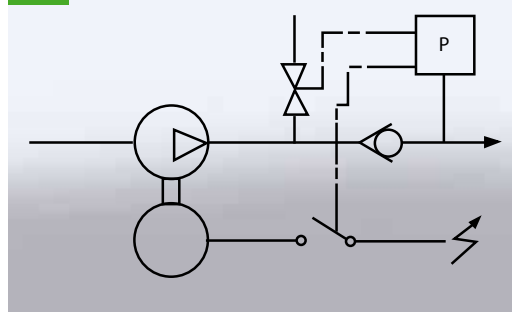
2:40



### 2.5.2.5 Avviamento/arresto

I compressori di potenza inferiore a 5-10 kW spesso sono controllati arrestando totalmente il motore elettrico quando la pressione raggiunge il limite massimo e riavviando il compressore quando la pressione scende al di sotto del limite minimo. Questo metodo richiede un notevole volume tampone nell'impianto o un'elevata differenza di pressione tra i limiti massimo e minimo, per ridurre il carico termico sul motore elettrico. Questo metodo di regolazione è efficace ed energeticamente efficiente purché sia possibile limitare il numero di riavvii.

2:41



### 2.5.2.6 Regolazione della velocità

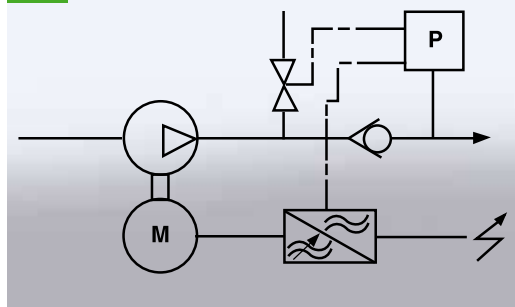
La velocità e quindi la portata del compressore sono regolate da un motore a combustione, una turbina a gas o un motore elettrico a frequenza controllata. È un metodo efficiente per mantenere stabile la pressione in uscita e per ridurre i consumi energetici.

L'intervallo di regolazione varia in base al tipo



di compressore ed è massimo per i compressori a iniezione di liquido. Spesso la regolazione della velocità è abbinata all'avvio/arresto con un basso grado di scarico e limitazione della pressione all'arresto.

2:42



### 2.5.2.7 Bocca di scarico variabile

La portata dei compressori a vite può essere regolata spostando la posizione della bocca di scarico nell'involucro, nella direzione longitudinale dei rotori, verso l'ingresso. Questo metodo, tuttavia, implica notevoli consumi energetici ed è poco utilizzato.

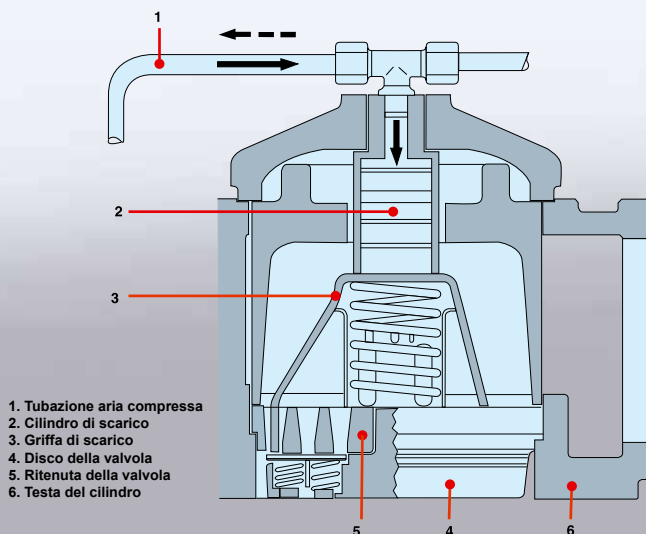
### 2.5.2.8 Scarico della valvola di aspirazione

I compressori a pistoni possono essere regolati efficacemente forzando meccanicamente l'apertura delle valvole di ingresso. In tal modo, l'aria viene pompata fuori e dentro il cilindro con basse perdite energetiche, spesso inferiori al 10% della potenza dell'albero a pieno carico. I compressori a pistoni a doppia azione generalmente consentono lo scarico in più stadi, scaricando un cilindro alla volta per bilanciare meglio la portata con la domanda. Un metodo insolito adoperato nei compressori industriali consente l'apertura della valvola di ingresso durante un tratto più lungo o più breve della corsa del pistone, per consentire il controllo continuo della portata.

### 2.5.2.9 Carico-scarico-arresto

È il metodo di regolazione più utilizzato per i compressori di capacità superiore a 5 kW e consente un ampio intervallo di regolazione con perdite ridotte. In pratica è una combinazione del metodo di avvio/arresto e dei diversi sistemi di scarico. Per ulteriori informazioni, si rimanda al paragrafo 2.5.4.2.

2:43



1. Tubazione aria compressa
2. Cilindro di scarico
3. Griffa di scarico
4. Disco della valvola
5. Ritenuta della valvola
6. Testa del cilindro

Dispositivo di scarico per un compressore a pistoni.

## 2.5.3 Principi di regolazione dei compressori dinamici

2:44



### 2.5.3.1 Regolazione dell'ingresso

Strozzamento dell'ingresso:

nei compressori dinamici l'ingresso può essere strozzato per ridurre continuamente la capacità della macchina. La portata minima viene determinata quando il rapporto di compressione raggiunge il limite della pompa e la macchina diventa instabile (picco).

L'intervallo di regolazione è determinato dalle caratteristiche progettuali della macchina (ad es. il numero di stadi e la forma della ventola) ma anche da svariati fattori esterni, ad esempio la controcompressione, la temperatura di aspirazione e la temperatura del refrigerante. La portata minima varia per lo più tra il 60% e l'85% di quella massima.

Turbine di guida dell'ingresso:

le turbine disposte con le pale radiali nell'ingresso causano la rotazione del gas in entrata con il flusso strozzato. Il metodo ha lo stesso risultato dello strozzamento ma consente un intervallo di regolazione maggiore e riduce i consumi energetici. La regolazione tipica è compresa tra il 50% e il 70% della portata di progetto. Esiste anche la possibilità di incrementare lievemente la capacità e la pressione del compressore fino a un determinato grado ruotando le turbine in direzione opposta. Questo metodo, tuttavia, può implicare una certa riduzione del rendimento.

### 2.5.3.2 Regolazione dell'uscita

Turbine di guida variabili dell'uscita (diffusore)  
Per incrementare ulteriormente l'intervallo di regolazione, è possibile anche controllare il flusso nel diffusore del compressore. In tal modo, la regolazione può essere effettuata in genere fino al 30% mantenendo costante la pressione. L'uso è limitato ai compressori monostadio a causa della complessità e dei costi più elevati.

Limitazione della pressione:

Il metodo originario per regolare i compressori dinamici consisteva nell'uso di una valvola limitatrice della pressione o di una valvola di scarico che liberava l'aria nell'atmosfera se la pressione era eccessiva. In teoria, questo metodo funziona come la limitazione della pressione nei compressori volumetrici.

### 2.5.3.3 Carico-scarico-arresto

Per controllare il compressore, è possibile combinare i metodi di regolazione sopra descritti. Generalmente vengono utilizzati due metodi:

- Modulazione:  
il flusso in eccesso viene liberato nell'atmosfera (o nell'ingresso), ma i consumi energetici non cambiano.
- Auto duplice:  
l'inversione del flusso è limitata all'inversione della valvola di aspirazione o delle turbine di guida all'uscita per i flussi inferiori al limite di inversione. Il sistema di regolazione chiude completamente la valvola di ingresso mentre l'uscita del compressore sfiata nell'atmosfera (cfr. compressori volumetrici). La potenza di scarico rimane relativamente elevata, cioè circa il 20% della potenza a pieno carico, a seconda del tipo di ventola ecc.

### 2.5.3.4 Regolazione della velocità

La regolazione della velocità ha un effetto simile a quello delle turbine di guida all'ingresso. Il flusso può essere variato a pressione costante nell'intervallo di inversione del compressore.

A potenze più elevate, la variazione della velocità è più svantaggiosa a causa dei costi notevoli per l'installazione dell'apparecchiatura necessaria.

## 2.5.4 Controllo e monitoraggio

### 2.5.4.1 Generalità

I principi della regolazione per i vari compressori sono descritti nei paragrafi 2.5.2 e 2.5.3. Il controllo dei compressori in base a tali principi richiede un sistema di regolazione utilizzabile per un singolo compressore o per un intero impianto di aria compressa.

I sistemi di regolazione diventano sempre più avanzati e lo sviluppo procede rapidamente offrendo svariate soluzioni innovative. I sistemi di relè sono stati sostituiti da controllori programmabili (PLC) che a loro volta vengono sostituiti sempre di più da sistemi computerizzati dedicati ai vari prodotti, allo scopo di ottimizzare l'uso e ridurre i costi.

Questo paragrafo cita alcuni sistemi di controllo e monitoraggio per i compressori di tipo più comune.

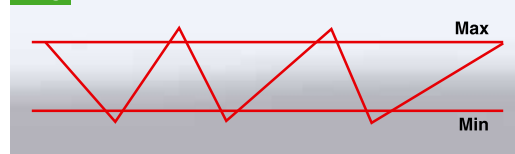
### 2.5.4.2 Carico-scarico-arresto

I principi di regolazione più comuni per i compressori volumetrici implicano “produrre aria” / “non produrre aria” (carico/scarico); per ulteriori informazioni, si rimanda ai paragrafi 2.5.2.4 e 2.5.2.5. Quando è richiesta l'aria, viene inviato un segnale a un'elettrovalvola che comanda l'apertura completa della valvola di ingresso del compressore. La valvola si apre (carico) o si chiude completamente (scarico), senza posizioni intermedie.

Un metodo di controllo tradizionale, utilizzato attualmente sui compressori più piccoli, impiega un pressostato collocato nell'impianto dell'aria compressa con due valori selezionabili: uno per la pressione minima (carico), uno per la massima (scarico). Il compressore, quindi, funziona entro limiti dei valori impostati, ad esempio nell'intervallo di 0,5 bar. Se la richiesta d'aria è molto

limitata, il compressore funziona per lo più in modalità di scarico (a vuoto). Il periodo di funzionamento a vuoto è limitato da un timer (impostato, ad esempio, a 20 minuti); una volta trascorso il periodo impostato, il compressore si arresta e si riavvia solo quando la pressione scende al minimo. Lo svantaggio di questo metodo è rappresentato

2:45



Intervallo di pressione, Min-Max, di funzionamento del compressore: "Min" = carico, "Max" = scarico.

dalla lentezza della regolazione.

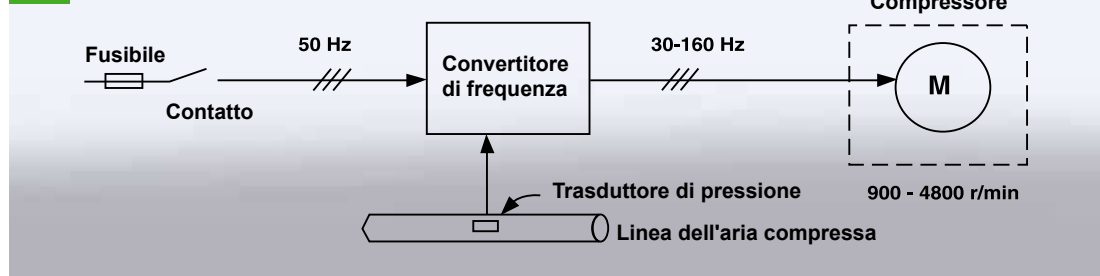
Un ulteriore sviluppo di questo metodo tradizionale consiste nella sostituzione del pressostato con un trasduttore di pressione analogico e un sistema elettronico di regolazione rapida. Con il sistema di regolazione il trasduttore analogico è in grado di rilevare la rapidità con cui varia la pressione nell'impianto, che quindi avvia il motore e controlla l'apertura e la chiusura del tiraggio al momento giusto. Questo metodo consente una regolazione rapida e precisa nell'intervallo di  $\pm 0,2$  bar.

2:46



Un sistema avanzato di regolazione può inviare segnali al motore, allo starter e al regolatore al momento giusto.

2:47



Impianto con compressore a velocità controllata.

Se l'aria non viene utilizzata, la pressione rimane costante e il compressore funziona a vuoto; il periodo di funzionamento a vuoto è controllato dal numero massimo di avvii sostenibili dal motore elettrico senza che si scaldi eccessivamente e dalla strategia di limitazione dei costi, in quanto il sistema è in grado di analizzare le tendenze del consumo d'aria e stabilire se arrestare il motore o continuare a farlo girare a vuoto.

### 2.5.4.3 Controllo della velocità

I compressori con una fonte di alimentazione a velocità controllata elettronicamente consentono di mantenere costante l'aria compressa in un intervallo di pressione molto limitato.

Un esempio di tale soluzione è rappresentato da un convertitore di frequenza che regola la velocità su un motore a induzione convenzionale. La capacità del compressore può essere adattata con precisione al fabbisogno di aria compressa misurando in maniera accurata e continua la pressione dell'impianto e controllando il convertitore di frequenza del motore e la sua velocità tramite i segnali della pressione. Con questo sistema, la pressione può essere mantenuta in un intervallo di  $\pm 0,1$  bar.

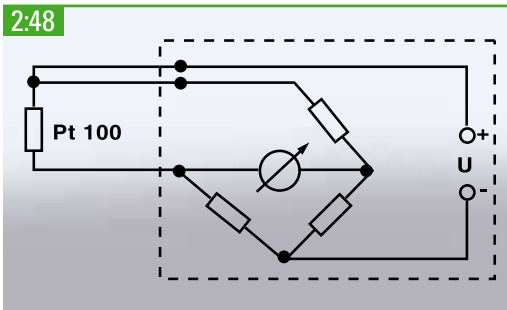
## 2.5.5 Monitoraggio dei dati

Tutti i compressori sono dotati di apparecchiature di monitoraggio per proteggere i macchinari ed evitare interruzioni della produzione. Il trasduttore serve a rilevare la condizione attuale dell'impianto e le informazioni che fornisce sono elaborate dal sistema di monitoraggio che invia, ad esempio, un segnale a un attuatore.

Il trasduttore per la misurazione della pressione o della temperatura è costituito per lo più da un sensore e da un convertitore di misura. Il sensore rileva la quantità da misurare e il convertitore di misura converte il segnale emesso dal sensore in un segnale elettrico appropriato che può essere elaborato dal sistema di controllo.

### 2.5.5.1 Misurazione della temperatura

Per misurare la temperatura si utilizza generalmente un termometro a resistenza, dotato di una resistenza metallica, ad esempio un trasduttore, la cui resistenza aumenta con l'aumento della temperatura. La variazione della resistenza viene misurata



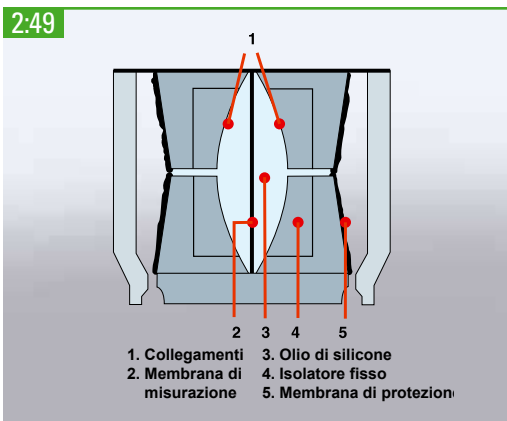
Esempio di collegamento tripolare con termometro a resistenza da 100  $\Omega$ . Il termometro a resistenza e i connettori sono collegati formando un ponte.

e convertita in un segnale compreso tra 4 e 20 mA. Il termometro a resistenza più comune è il Pt 100; la resistenza nominale a 0 °C è 100  $\Omega$ .

Un termistore è un semiconduttore la cui resistenza varia al variare della temperatura e può essere utilizzato come controllore della temperatura, ad esempio su un motore elettrico. Il termistore più comune è il PTC (Positive Temperature Coefficient); la resistenza di questo termistore varia pochissimo quando la temperatura aumenta fino a un punto di riferimento, dopo di che aumenta di colpo. Il PTC è collegato a un controllore che rileva questo aumento repentino della resistenza e invia, ad esempio, il segnale di arresto a un motore.

### 2.5.5.2 Misurazione della pressione

Per misurare la pressione si può utilizzare un elemento sensibile alla pressione, ad esempio una membrana. Il segnale meccanico proveniente dal-



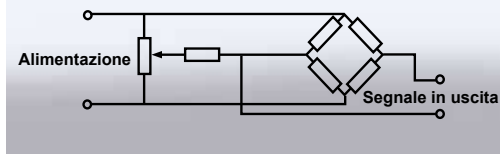
Esempio di sistema capacitivo per la misurazione della pressione.

la membrana viene convertito in segnale elettrico (4-20 mA o 0-5 V).

La conversione del segnale da meccanico ad elettrico può avvenire in vari sistemi di misurazione. In un sistema capacitivo, la pressione viene trasferita a una membrana; la posizione della membrana per la misurazione viene rilevata dalla piastra di un condensatore e viene convertita in un convertitore di misura in tensione o corrente continua proporzionale alla pressione.

Il sistema di misurazione resistivo è costituito da un estensimetro collegato a ponte e applicato alla membrana; quando la membrana viene esposta alla pressione, viene ricevuta una lieve tensione (mV) che viene adeguatamente amplificata. Il sistema piezoelettrico si basa su cristalli specifici (ad es. quarzo) che sulle loro superfici generano cariche elettriche proporzionali alla forza (pressione) applicata alla superficie.

2:50



Collegamento a ponte con estensimetri.

### 2.5.5.3 Monitoraggio

Le apparecchiature di monitoraggio sono specifiche del tipo di compressore e possono essere di vario tipo, in base alle caratteristiche dei compressori. Un piccolo compressore a pistoni è dotato solo di un interruttore di sovraccarico convenzionale, mentre un grosso compressore a vite può essere dotato di numerosi trasduttori/interruttori per il sovraccarico, la temperatura, la pressione e così via.

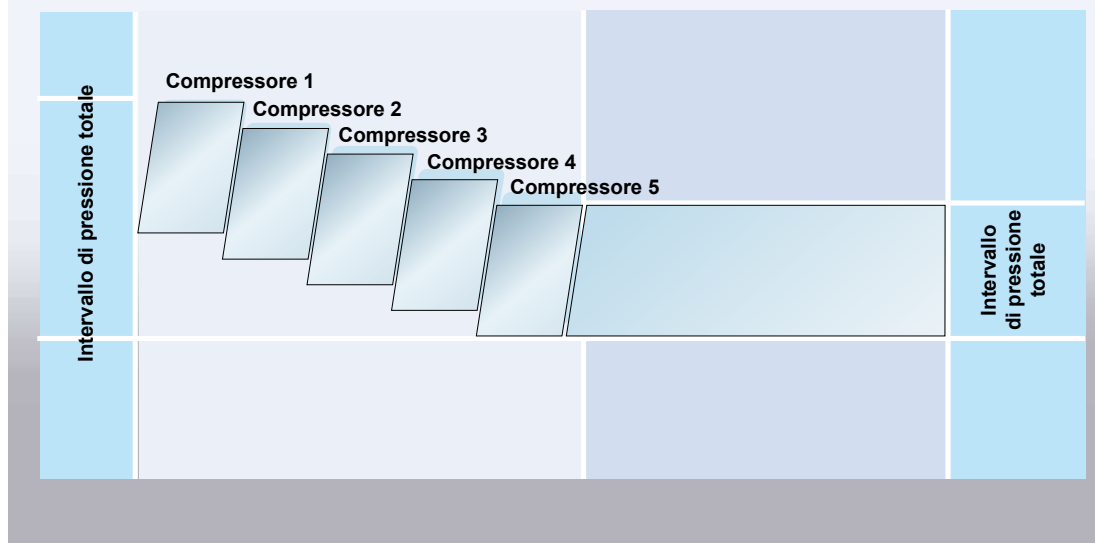
Nei macchinari più piccoli e più elementari, le apparecchiature di controllo staccano il compressore in modo che non possa riavviarsi quando un

2:51



Un pannello di monitoraggio intuitivo visualizza tutti i parametri di funzionamento necessari.

2:52



Intervallo di pressione per cinque compressori controllati da pressostati convenzionali (a sinistra), e le stesse macchine controllate da un sistema di regolazione (a destra).

interruttore fornisce un valore di allarme. In alcuni casi, la causa dell'allarme può essere indicata da una spia.

Il funzionamento dei compressori più avanzati può essere controllato da un pannello di controllo che indica, ad esempio, la pressione, la temperatura e lo stato. Se il valore di un trasduttore si approssima a un limite di allarme, l'apparecchiatura di monitoraggio emette un avviso. Prima che il compressore si spenga, è possibile acquisire le misurazioni. Se il compressore viene arrestato da un allarme, il riavvio non è consentito fino a quando il guasto non viene risolto o il compressore non viene riavviato manualmente. La soluzione dei problemi è notevolmente semplificata sui compressori dotati di memoria per l'archiviazione dei dati relativi alla temperatura, alla pressione e allo stato di funzionamento. La memoria può contenere fino a 24 ore di dati e consente di monitorare le tendenze nell'ultimo giorno per analizzarle e risolvere i problemi in maniera logica per identificare rapidamente il motivo dell'interruzione.

### 2.5.6 Sistema di controllo globale

I compressori presenti in un impianto costituito da vari macchinari devono coordinare il loro funzionamento. I vantaggi di un sistema di controllo

globale sono molteplici, ad esempio: ripartizione delle ore di funzionamento tra varie macchine, riducendo il rischio di interruzioni impreviste; semplificazione del programma di manutenzione dei compressori; possibilità di collegare macchine di riserva in caso di imprevisti.

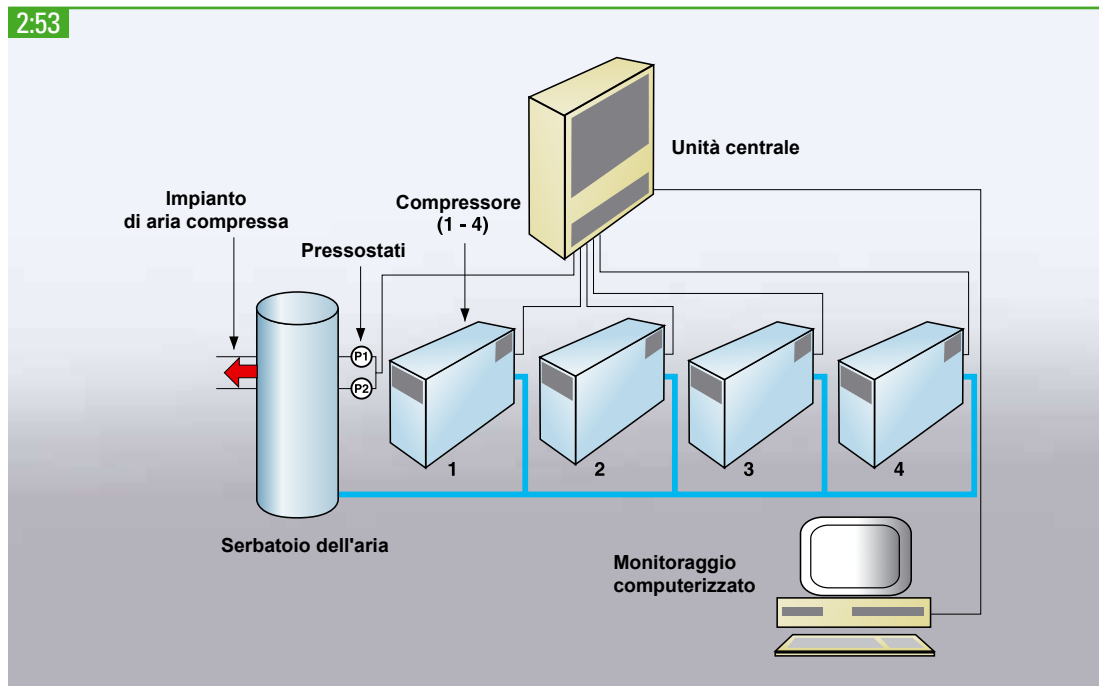
#### 2.5.6.1 Selettore della sequenza degli avviamenti

Il sistema di controllo generale più semplice e più comune è il selettore della sequenza degli avviamenti, un'apparecchiatura ampiamente collaudata. Il settore ripartisce ugualmente i tempi di funzionamento e gli avvii tra i compressori collegati. La sequenza degli avviamenti può essere commutata manualmente o automaticamente in base a un programma temporale. Questo selettore di base utilizza un trasduttore di pressione di tipo on/off, uno per compressore, e rappresenta una soluzione semplice e pratica.

Lo svantaggio è costituito dal numero di passaggi tra i livelli di carico e scarico dei vari compressori, per cui gli intervalli di pressione tra i livelli minimo e massimo sono relativamente ampi. Questo tipo di selettore, quindi, non è adatto per controllare più di 2-3 compressori.

Un selettore della sequenza degli avviamenti di

2:53



Impianto di aria compressa controllato a livello centralizzato.

tipo più avanzato include lo stesso sistema di controllo della sequenza ma con un unico trasduttore di pressione analogico posizionato a livello centralizzato, che riduce gli intervalli della pressione totale dell'impianto a poche decine di bar, per cui è in grado di controllare 2-7 macchine. Un selettore della sequenza degli avviamenti di questo tipo, che sceglie le macchine con una sequenza fissa, non tiene conto della capacità dei compressori collegati, per cui le macchine devono essere più o meno della stessa taglia.

### 2.5.7 Controllo centralizzato

Il controllo centralizzato dei compressori generalmente richiede l'uso di sistemi di controllo relativamente intelligenti. Il requisito basilare è la possibilità di mantenere una pressione prestabilita nei limiti di qualche decina di bar e garantire l'economicità dell'impianto. Per ottenere questi risultati, il sistema deve essere in grado di prevedere gli eventi del sistema, rilevando contemporaneamente il carico sul compressore.

Il sistema rileva la rapidità delle variazioni di pressione in entrambi i sensi (pressione controllata dal tempo). Utilizzando questi valori, il sistema è in grado di eseguire calcoli che consentono di preve-

dere la domanda d'aria, ad esempio carico/scarico o avvio/arresto delle macchine. In un impianto correttamente dimensionato, le oscillazioni della pressione sono limitate a  $\pm 0,2$  bar.

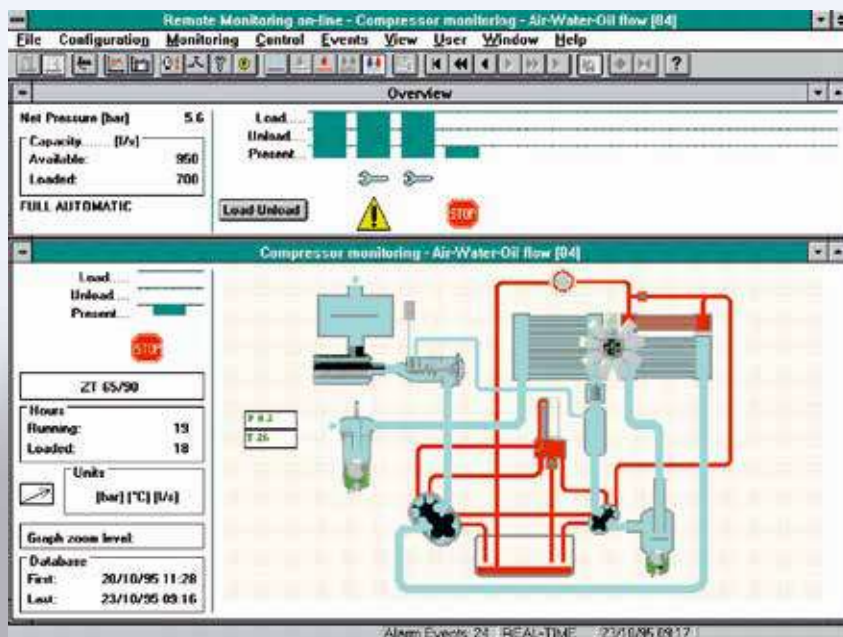
Per garantire l'efficienza, è estremamente importante che il sistema di controllo centralizzato scelga il compressore o la combinazione di compressioni (se i compressori sono di varia capacità) economicamente più conveniente. I compressori devono funzionare virtualmente sempre carichi, riducendo al minimo i periodi di funzionamento a vuoto e ottimizzando le risorse energetiche.

Un altro vantaggio di un sistema di controllo globale è la possibilità di collegare macchine meno giovani, per cui tutto l'impianto può essere modernizzato in maniera relativamente semplice, consuma meno risorse energetiche ed è più affidabile.

### 2.5.8 Monitoraggio remoto

In vari impianti di aria compressa potrebbe essere necessario monitorare e controllare da remoto il funzionamento dei compressori. Negli impianti più piccoli è abbastanza semplice collegare un allarme, un indicatore del funzionamento e altre apparecchiature ai compressori. Generalmente è

2:54



Visualizzazione di una panoramica con il monitoraggio remoto. La sezione superiore indica lo stato dell'impianto. Tre macchine in funzione, una arrestata. La sezione inferiore riporta informazioni dettagliate sul compressore 4, tra cui lo schema di flusso dell'aria compressa, l'acqua di raffreddamento, l'olio e i dati del compressore prevalente.

possibile anche avviare e arrestare l'impianto in remoto.

Negli impianti più grossi, per i quali gli investimenti finanziari sono significativi, spesso si sceglie il monitoraggio centralizzato con un'apparecchiatura che fornisce una panoramica completa dell'impianto e consente l'accesso alle singole macchine per controllare vari fattori, ad esempio la pressione del refrigeratore intermedio, la temperatura dell'o-

lio e così via.

Il sistema di monitoraggio deve essere dotato anche di una memoria per l'archiviazione dei dati relativi agli eventi delle ultime 24 ore. Il registro viene utilizzato per tracciare curve di tendenza che semplificano l'identificazione di valori le cui impostazioni tendono a cambiare. Le curve possono essere fondamentali per l'esercizio continuo o per la pianificazione di un arresto dell'impianto.

2:55

Intervallo della pressione	Presisione bar(e)	Area di applicazione
Basso	7 - 8.6	Construcción
Medio	10 - 14	Stabilizzazione del terreno
Alto	17 - 20	Perforazione e usi industriali
Molto alto	25 - 35	Trivellazione di pozzi d'acqua e geotermici
Altissimo	35 - 350	Trivellazione profonda (petrolio, gas, minerali, pozzi geotermici), servizi per pozzi e condutture, generazione di azoto

Intervalli di pressione disponibili e applicazioni corrispondenti dei compressori mobili.



2:56



Moderno modulo compressore mobile per lavori a contratto.

to. Il sistema spesso produce rapporti sullo stato dell'impianto di aria compressa a vari livelli, da una panoramica totale allo stato dettagliato di una singola macchina.

## 2.6 COMPRESSORI MOBILI

### 2.6.1 Generalità

Quasi tutti i compressori mobili sono a vite, a iniezione d'olio con motori a gasolio. I compressori mobili, sia molto piccoli che molto grandi, spesso sono dotati di motori elettrici. I compressori non lubrificati sono prodotti solo dai più importanti fabbricanti a livello mondiale per l'industria, i servizi pubblici e le installazioni in alto mare.

Mentre i compressori mobili inizialmente venivano utilizzati nei cantieri edili e per la perforazione, attualmente sono utilizzati in molti altri settori: riparazione delle strade, oleodotti, opere di consolidamento, sabbiatura, operazioni di salvataggio ecc. I compressori mobili sono forniti per lo più sotto forma di "moduli" di aria compressa indipen-

denti che integrano apparecchiature opzionali per il trattamento dell'aria (post-refrigeratore, separatore d'acqua, filtri fini, surriscaldatori, lubrificanti ecc.) e apparecchiature ausiliarie (generatori elettrici da 5 a 10 kVA, 230/400 V, apparecchiature per l'avviamento a freddo, dispositivi antifurto, chassis a prova di perdite ecc.). Se i requisiti di potenza sono elevati, esistono generatori elettrici a gasolio mobili integrati nei compressori mobili.

### 2.6.2 Emissioni acustiche e di scarico

Con la diffusione delle normative in materia, ad esempio la Direttiva UE 2000/14/CE che regola le emissioni acustiche dei macchinari utilizzati all'aperto, i moderni compressori a gasolio sono poco rumorosi, per cui possono essere utilizzati con limitato impatto in zone molto popolate, in prossimità di ospedali ecc. L'involucro silenziato generalmente è costituito da una singola parete d'acciaio, ma recentemente sono stati prodotti involucri a doppia parete d'acciaio e in polietilene, estremamente resistente, con deflettori acustici e notevoli quantità di schiume fonoassorbenti.

Negli ultimi vent'anni, con l'introduzione di compressori a vite in moduli estremamente efficienti, sono diminuiti anche i consumi. Questi migliora-

menti si sono rivelati particolarmente utili per la perforazione dei pozzi idrici, un'attività che richiede un uso intensivo dei compressori per lunghi periodi di tempo. I moderni compressori, inoltre, sono dotati di hardware e software per l'ottimizzazione dei consumi di carburante, che sono notevolmente superiori a quelli dei sistemi di controllo motori/compressori pneumatici convenzionali, ad esempio FuelXpert e DrillAirXpert.

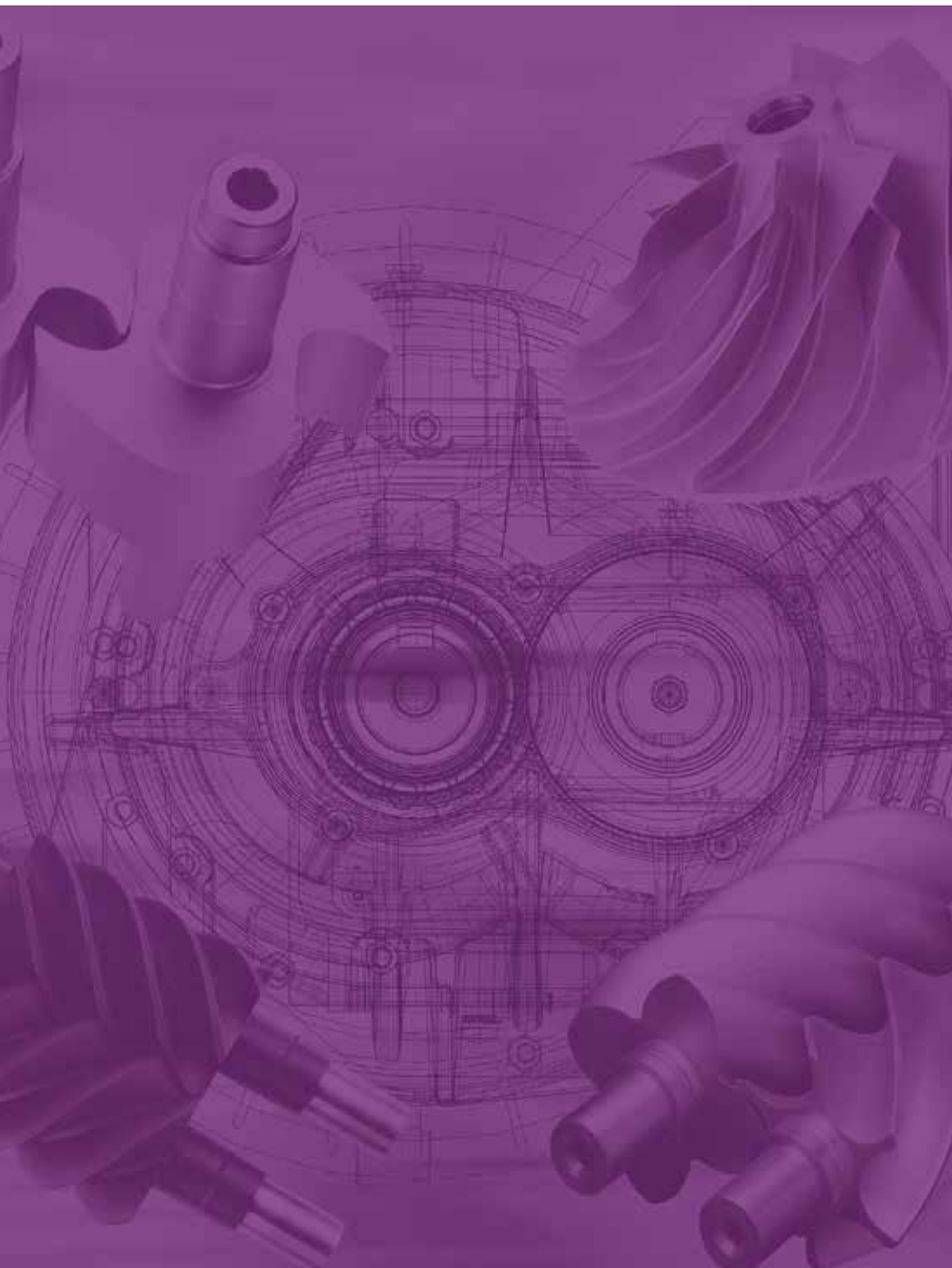
Dal 1997, con l'entrata in vigore delle normative sulle emissioni degli scarichi negli Stati Uniti, in Europa e in altri paesi, i motori più scelti sono quelli conformi ai requisiti delle emissioni dei gas di scarico: Euro III (2006-2013), Euro IV (2014) e US Tier 4 (2008-2015).

### 2.6.3 Flessibilità

Mentre i compressori industriali stazionari sono installati per uno o pochi usi, in un impianto di distribuzione dell'aria compressa comune i moderni compressori mobili devono essere particolarmente flessibili per poterli utilizzare in svariate applicazioni e in vari ambienti, a varie temperature ambiente, livelli di umidità, pressioni di esercizio, altitudini e profili dei cicli di carico. Altri requisiti riguardanti i compressori mobili: elevata affidabilità, manutenzione semplice, impatto ambientale limitato tramite il contenimento delle emissioni acustiche e di scarico, dimensioni compatte e peso totale contenuto.

L'uso nei climi con umidità medio-alta, specialmente se il profilo di carico/scarico include cicli di carico ad alta pressione o lunghi periodi di scarico, causa l'accumulo di notevoli quantità di acqua atmosferica di condensa all'interno del circuito idraulico del compressore, con un impatto negativo sull'olio e sui componenti lubrificati del compressore. Basta appena l'1% d'acqua nell'olio per ridurre la durata dei cuscinetti del 40%. I compressori mobili più moderni possono essere dotati di un sistema elettronico per il controllo della temperatura dell'olio per proteggere il compressore e prolungarne la durata.

# **3** *DIMENSIONAMENTO E MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI DI ARIA COMPRESSA*



## 3.1 DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI DI ARIA COMPRESSA

### 3.1.1 Generalità

Il dimensionamento di un impianto di aria compressa implica numerose decisioni, a seconda dei requisiti di utilizzo, finalizzate a garantire la massima efficienza e la possibilità di ampliamenti futuri.

Le applicazioni o i processi per cui verrà adoperata l'aria compressa sono fondamentali per la scelta, in quanto devono rappresentare il punto di partenza per tutti gli altri parametri utili al dimensionamento.

I vari fattori da considerare includono il calcolo o la valutazione del fabbisogno d'aria, della capacità di riserva e dello spazio per futuri ampliamenti. La pressione di esercizio è un fattore critico perché si ripercuote notevolmente sui consumi energetici. A volte può essere conveniente usare compressori diversi per intervalli di pressioni diversi.

La qualità dell'aria compressa non riguarda solo il contenuto d'acqua, ma sta diventando anche un problema ambientale. L'odore e il contenuto di microrganismi sono fattori importanti che possono influire sulla qualità del prodotto, sugli scarti, sull'ambiente di lavoro e sull'ambiente esterno. La scelta di un impianto di aria compressa centralizzato o decentralizzato può influire sui requisiti di spazio e sui piani di ampliamento futuri. Sia dal punto di vista finanziario che ecologico è sempre più importante analizzare le possibilità di recupero dell'energia nelle fasi iniziali per un rapido ritorno degli investimenti.

È fondamentale analizzare questi tipi di problemi in relazione ai requisiti presenti e futuri; solo in tal modo sarà possibile progettare un impianto sufficientemente flessibile.

#### 3.1.1.1 Calcolo della pressione di esercizio

Le apparecchiature ad aria compressa in un impianto determinano i requisiti della pressione di esercizio. La corretta pressione di esercizio non dipende solo dal compressore, ma anche dal progetto dell'impianto di aria compressa, delle tubazioni, delle valvole, degli essiccatori dell'aria compressa, dei filtri e così via.

Diversi tipi di apparecchiature possono richiedere diverse pressioni nello stesso impianto; in tal caso, è la pressione massima generalmente a determinare i requisiti di pressione dell'impianto e le altre apparecchiature saranno adattate con valvole riduttrici di pressione nel punto di consumo. Nei casi più estremi, però, questo metodo potrebbe rivelarsi antieconomico, per cui la soluzione potrebbe essere un compressore separato per esigenze particolari.

Tenere presente che la caduta di pressione aumenta rapidamente all'aumentare della portata. Se si prevede una variazione di consumo, può essere conveniente adattare l'impianto a queste condizioni.

I filtri e gli speciali filtri antipolvere causano una limitata caduta di pressione iniziale, ma col tempo possono intasarsi e devono essere sostituiti quando la caduta di pressione raggiunge un valore raccomandato. Questo fattore deve essere preso in considerazione nel calcolo. Anche la regolazione del flusso del compressore determina variazioni di pressione, per cui deve essere inclusa nella valutazione. Potrebbe essere opportuno eseguire i calcoli adoperando l'esempio seguente:

3:1

Apparecchiatura collegata	Fabbisogno nominale d'aria	Fattore di utilizzo max/min	Fabbisogno d'aria totale max/min
Utensili, totale			
Linea di produzione, totale			
Linea di produzione, totale			

Il fabbisogno di aria per le apparecchiature collegate si ricava dai cataloghi degli utensili e dai dati delle apparecchiature di produzione. Valutando i singoli fattori di utilizzo, è possibile determinare i limiti massimi e minimi per il fabbisogno complessivo di aria.

Descrizione	Caduta di pressione in bar
Utenza finale	6
Filtro finale	0,1-0,5
Tubazioni	0,2
Filtro antipolvere	0,1-0,5
Essiccatore	0,1
Intervallo di regolazione del compressore	0,5
<b>Max pressione di esercizio del compressore</b>	<b>7,0-7,8</b>

La pressione che dovrà essere prodotta dal compressore è determinata principalmente dall'applicazione dell'utenza finale e dalla caduta di pressione tra il compressore e l'utenza. La pressione di esercizio può essere determinata sommando la caduta di pressione al sistema, come mostrato nell'esempio precedente.

### 3.1.1.2 Calcolo del fabbisogno d'aria

Il fabbisogno nominale di aria compressa è determinato dalle singole utenze e viene calcolato come somma del consumo d'aria di tutti gli utensili, i macchinari e i processi che saranno collegati, stimando il loro fattore di utilizzo individuale in base all'esperienza. Sin dall'inizio occorre considerare le aggiunte dovute a perdite, usura e cambiamenti futuri del fabbisogno d'aria.

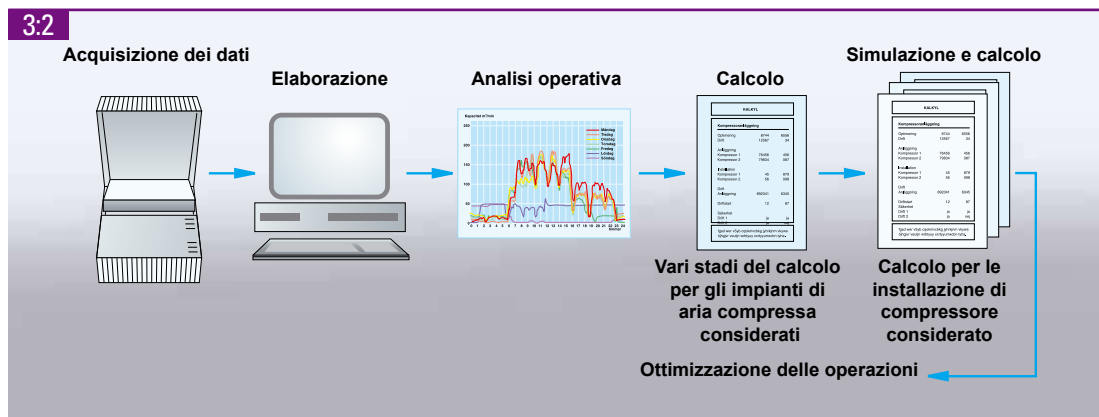
Per stimare con semplicità il fabbisogno d'aria presente e futuro è opportuno calcolare il fabbisogno d'aria dell'apparecchiatura collegata e il fattore di utilizzo. Questo tipo di calcolo richiede la stesura

di un elenco di macchinari con i relativi fattori di utilizzo e dati di consumo d'aria. Se non sono disponibili dati sul consumo d'aria o sul fattore di utilizzo, è possibile utilizzare valori standard. Il fattore di utilizzo per gli utensili può essere difficile da stimare, per cui i valori calcolati devono essere confrontati con il consumo misurato in applicazioni simili;

ad esempio, gli utensili ad elevato consumo d'aria come le smerigliatrici e le sabbiatrici generalmente vengono utilizzati per tempi prolungati (3-10 minuti), anche se il loro fattore di utilizzo complessivo è limitato. Questo tipo di utilizzo non può essere caratterizzato come funzionamento intermittente e per stimare il consumo d'aria totale occorre stimare il numero di macchinari che saranno adoperati contemporaneamente.

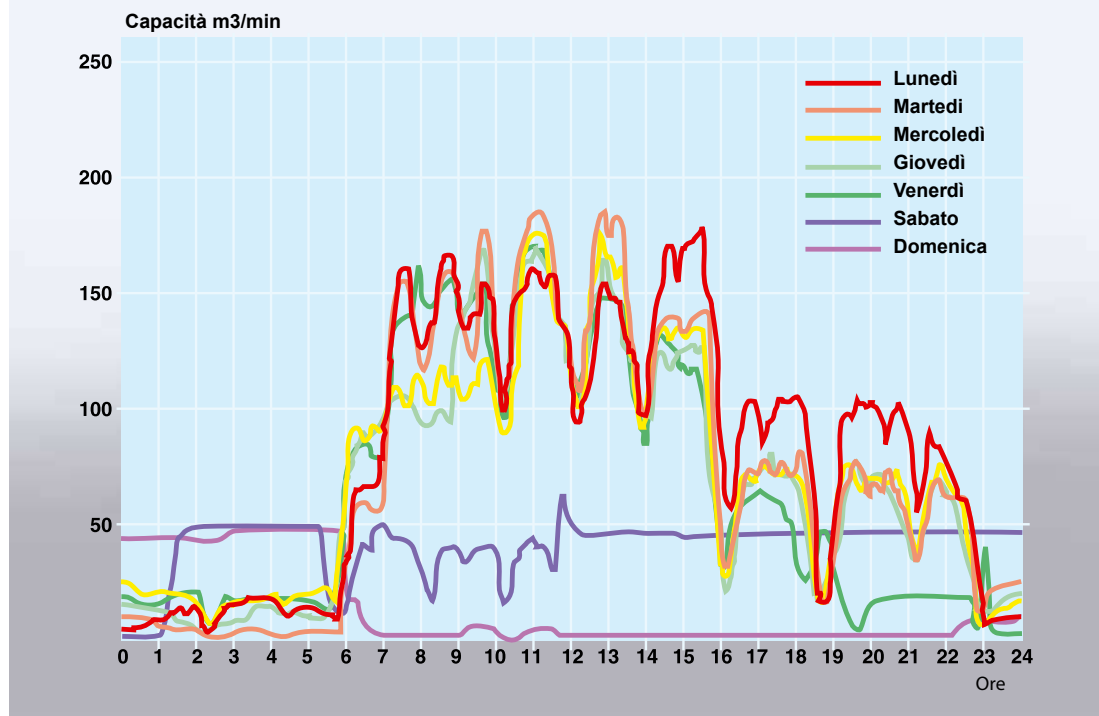
La capacità del compressore è determinata essenzialmente dal fabbisogno nominale totale di aria compressa; la portata in uscita libera dei compressori deve essere sufficiente a coprire tale fabbisogno. La capacità di riserva calcolata è determinata principalmente dal costo delle perdite di produzione dovute ai guasti dell'impianto di aria compressa.

Il numero di compressori e le loro dimensioni sono determinati essenzialmente dal grado di flessibilità, dal sistema di controllo e dall'efficienza energetica richiesti. In un impianto con un solo compressore che fornisce aria compressa (a causa delle limitazioni dei costi) il sistema può essere predisposto per il collegamento rapido di un compressore portatile nell'ambito della manutenzione. Come potenza di riserva a costo zero è possibile utilizzare un compressore meno giovane.



Metodo di analisi operativa.

3:3



Nell'analisi operativa, viene misurata continuamente la produzione di aria compressa per una settimana.

### 3.1.1.3 Misurazione del fabbisogno d'aria

Un'analisi operativa fornisce i principali fattori relativi al fabbisogno di aria compressa ed è fondamentale per valutare la quantità ottimale di aria compressa da produrre. Quasi tutte le industrie si evolvono costantemente, per cui anche il loro fabbisogno di aria compressa cambia; per questo motivo è importante che la fornitura di aria compressa sia basata sulle condizioni attuali prevalenti, considerando per l'impianto un certo margine di ampliamento.





Un'analisi operativa richiede la misurazione dei dati di funzionamento e possibilmente il controllo di un impianto di aria compressa in opera per un periodo di tempo adeguato. Questa analisi deve riguardare almeno una settimana di funzionamento e il periodo di misurazione deve essere scelto con cura affinché possa rappresentare un caso tipico e fornire dati pertinenti. I dati memorizzati consentono, tra l'altro, di simulare varie misure e modifiche del funzionamento dei compressori per analizzare eventuali impatti sull'economia complessiva dell'impianto.

La valutazione totale del funzionamento dei compressori deve includere anche fattori come i tempi di carico e scarico, che rappresentano la base per la valutazione del fattore di carico e il fabbisogno di aria compressa suddiviso per giorno o settimana di lavoro. Conseguentemente, il fattore di carico non può essere letto solo sul misuratore delle ore del compressore.

Un'analisi operativa, inoltre, fornisce dati fondamentali per l'esame delle opportunità di recupero energetico; in molti casi, infatti, è possibile recuperare oltre il 90% dell'energia fornita. L'analisi, inoltre, può fornire risposte sul dimensionamento e sul metodo di funzionamento dell'impianto; la pressione di esercizio, ad esempio, può essere ridotta in determinati momenti e il sistema di controllo può essere modificato per migliorare l'uso del compressore senza ripercussioni sulla produzione, ed è fondamentale anche per controllare le perdite.

Per la produzione di piccole quantità d'aria durante la notte e i fine settimana, occorre valutare se conviene installare un compressore più piccolo per coprire questo fabbisogno.

## 3.4

<b>Diametro foro: mm</b>				
	1	3	5	10
<b>Perdita, (l/s) a 6 bar</b>	1	10	27	105
<b>Perdita di potenza, KW al compressore</b>	0,3	3,1	8,3	33

Anche perdite di limitata entità possono incrementare i costi e i tempi di fermo.

### 3.1.2 Centralizzazione o decentralizzazione

#### 3.1.2.1 Generalità

Esistono vari fattori che influiscono sulla scelta tra un grosso compressore centralizzato o svariati compressori decentralizzati di taglia inferiore per soddisfare un determinato fabbisogno di aria compressa. I fattori da considerare includono i costi delle interruzioni della produzione, la garanzia di disponibilità della corrente elettrica, le variazioni del carico, i costi per l'impianto di aria compressa e lo spazio disponibile.

#### 3.1.2.2 Impianti di aria compressa centralizzati

Un impianto di aria compressa centralizzato rappresenta la soluzione più idonea in molti casi, dal momento che l'uso e la manutenzione sono meno costosi rispetto a quelle di vari compressori distribuiti a livello locale. Gli impianti di aria compressa possono essere collegati tra loro in maniera efficiente, riducendo i consumi energetici. Un impianto centralizzato, inoltre, riduce i costi di monitoraggio e manutenzione, mentre incrementa le opportunità di recupero energetico. Anche lo spazio complessivo per l'installazione del compressore è ridotto al minimo. Filtri, refrigeratori, altre apparecchiature ausiliarie e l'aspirazione dell'aria comune possono essere dimensionati in maniera ottimale; anche gli interventi per la riduzione delle emissioni acustiche sono più semplici. Con diversi compressori di varie taglie in un impianto centralizzato è possibile controllare la sequenza per migliorare l'efficienza. Un unico grosso compressore potrebbe implicare maggiori

difficoltà in caso di notevoli variazioni del fabbisogno di aria compressa senza perdita di efficienza. Ad esempio, gli impianti con un solo grande compressore spesso includono un compressore più piccolo da utilizzare durante i turni notturni o i fine settimana. Un altro fattore che vale la pena di considerare è l'impatto dell'avvio di un grosso motore elettrico sulla rete elettrica.

#### 3.1.2.3 Impianti di aria compressa decentralizzati

Un impianto con vari compressori decentralizzati può essere preferibile in determinate applicazioni, in quanto semplifica la rete di distribuzione dell'aria compressa. Uno svantaggio dei compressori decentralizzati è rappresentato dalla difficoltà di regolare l'erogazione dell'aria compressa tra i vari compressori e di mantenere una capacità di riserva. I moderni compressori con apparecchiature di condizionamento dell'aria compressa totalmente integrate (essiccatori, filtri ecc.) e con apparecchiature di silenziamento ad elevate prestazioni possono essere installati nei luoghi di lavoro, riducendo i costi di distribuzione dell'aria compressa ed eliminando la necessità di predisporre un edificio separato o di ampliare il locale compressori separato.

I compressori decentralizzati possono essere utilizzati per mantenere la pressione in un impianto con elevate cadute di pressione in caso di processi intermedi che assorbono temporaneamente troppa aria. Un'alternativa con un picco di consumi d'aria estremamente breve consiste nel posizionamento di apparecchiature tampone (serbatoi d'aria) in posizioni strategiche.

Nel caso di una struttura alimentata normalmente da un impianto di aria compressa e che in determinati periodi è l'unico utente dell'aria compressa, potrebbe essere opportuno escludere la struttura alimentandola con un compressore decentralizzato dedicato. I vantaggi di questa soluzione consistono nell'eliminazione delle perdite nella parte rimanente dell'impianto e nella possibilità di adattare il compressore localizzato a fabbisogni inferiori.

### 3.1.3 Dimensionamento ad altitudini elevate

#### 3.1.3.1 Generalità

Sia la pressione che la temperatura ambiente si riducono all'aumentare dell'altitudine sul level-

3:5

## Pressione atmosferica

Altitudine sotto/sopra il livello del mare	Pressione bar (a)	Temperatura
-1000	1.138	21.5
-800	1.109	20.2
-600	1.080	18.9
-400	1.062	17.6
-200	1.038	16.3
0	1.013	15.0
200	0.989	13.7
400	0.966	12.4
600	0.943	11.1
800	0.921	9.8
1000	0.899	8.5
1200	0.877	7.2
1400	0.856	5.9
1600	0.835	4.6
1800	0.815	3.3
2000	0.795	2.0
2200	0.775	0.7
2400	0.756	-0.6
2600	0.737	-1.9
2800	0.719	-3.2
3000	0.701	-4.5
3200	0.683	-5.8
3400	0.666	-7.1
3600	0.649	-8.4
3800	0.633	-9.7
4000	0.616	-11.0
5000	0.540	-17.5
6000	0.472	-24.0
7000	0.411	-30.5
8000	0.356	-37.0

La tabella riporta la pressione e la temperatura standardizzate a varie altitudini. La pressione dipende anche dalle condizioni meteorologiche e varia di circa  $\pm 5\%$ , mentre le variazioni della temperatura dovute alle condizioni stagionali locali possono essere considerevoli.

lo del mare. Questa riduzione della pressione di ingresso influisce sul rapporto di compressione dei compressori e delle apparecchiature collegate, ripercuotendosi sui consumi d'aria e di energia. Al tempo stesso, le variazioni dovute all'aumento dell'altitudine influiscono anche sulla potenza nominale disponibile dei motori elettrici e di quelli a combustione.

Occorre tenere conto anche delle modalità con cui le condizioni ambientali influiscono sull'applicazione finale, considerando anche la portata massica (in un processo) o volumetrica necessaria, il rapporto di compressione, la pressione assoluta o manometrica per il dimensionamento, la temperatura dell'aria compressa e così via.

Tutte queste considerazioni creano condizioni differenti per il dimensionamento di un impianto di aria compressa installato ad elevate altitudini e possono complicare notevolmente i calcoli. In caso di dubbi, l'installatore deve sempre rivolgersi al produttore dell'apparecchiatura.

### 3.1.3.2 Gli effetti su un compressore

Per scegliere il compressore corretto laddove le condizioni ambientali sono diverse da quelle indicate nelle specifiche, occorre considerare i seguenti fattori:

- Altitudine sul livello del mare o pressione ambientale
- Temperatura ambiente
- Umidità
- Temperatura del refrigerante
- Tipo di compressore
- Fonte di alimentazione

Questi fattori si ripercuotono principalmente sulle seguenti caratteristiche

3:6

Tipo di compressore	Riduzione ogni aumento di 1000 m di altitudine s.l.m.	
	FAD %	Portata massica dell'aria % Portata normale dell'aria %
Compressore a vite monostadio non lubrificato	0.3	11
Compressore a vite bistadio non lubrificato	0.2	11
Compressore a iniezione d'olio monostadio	0.5	12
Compressione a pistoni monostadio	5	17
Compressione a pistoni bistadio	2	13
Compressore centrifugo multistadio	0.4	12

Effetto dell'altitudine su un compressore con pressione di esercizio di 7 bar(e) e temperatura ambiente costante. Tenere presente che ogni tipo di compressore ha un rapporto di compressione massimo che non è possibile superare.



3.7

Altezza sul livello del mare, metri	Temperatura ambiente, °C					
	<30	30-40	45	50	55	60
1000	107	100	96	92	87	82
1500	104	97	93	89	84	79
2000	100	94	90	86	82	77
2500	96	90	86	83	78	74
3000	92	86	82	79	75	70
3500	88	82	79	75	71	67
4000	82	77	74	71	67	63

Carico percentuale consentito della potenza nominale di un motore elettrico.

- Max pressione di esercizio
- Capacità
- Consumi energetici
- Requisiti di raffreddamento

Il fattore più importante è la variazione della pressione in ingresso con l'altitudine. Un compressore con un rapporto di compressione 8:0 a livello del mare avrà un rapporto di compressione 11:1 a un'altitudine di 3000 metri (posto che la pressione di esercizio dell'applicazione non cambi). Questa situazione influisce sull'efficienza e sui requisiti energetici, e l'entità della variazione dipende dal progetto e dal tipo di compressore, come illustrato dettagliatamente nella Figura 3.6.

La temperatura ambiente, l'umidità e la temperatura del refrigerante interagiscono tra loro e influiscono sul rendimento del compressore in varia entità sui compressori monostadio o multistadio e sui compressori dinamici o volumetrici.

### 3.1.3.3 Fonte di alimentazione

#### 3.1.3.3.1 Dimensionamento dei motori elettrici

Il raffreddamento nei motori elettrici è meno efficace ad elevate altitudini, dove l'aria è meno densa. I motori standard devono essere in grado di funzionare fino a 1000 m e con una temperatura ambiente di 40 °C senza alcun impatto sulle

caratteristiche nominali. Per altitudini maggiori, la Tabella 3.7 può essere utile per determinare il declassamento del rendimento dei motori standard. Occorre tenere presente che per alcuni tipi di compressori il rendimento del motore elettrico è inferiore rispetto al requisito di potenza all'albero del compressore ad elevate altitudini. L'uso di un compressore standard ad elevate altitudini, quindi, richiede una riduzione della pressione di esercizio o il sovradimensionamento del motore.

#### 3.1.3.3.2 Dimensionamento dei motori a combustione interna

La riduzione della pressione ambientale, l'aumento della temperatura o la riduzione dell'umidità diminuiscono il contenuto di ossigeno nell'aria utilizzata per la combustione, per cui diminuiscono anche la potenza estraibile dal motore a combustione interna. Il grado di declassamento della potenza all'albero dipende dal tipo di motore (aspirato o sovralimentato), come si deduce dalla Figura 3.8. L'umidità influisce in maniera inferiore (declassamento <1% ogni 1000 m) quando la temperatura è inferiore a 30 °C.

Occorre tenere presente che la potenza del motore si riduce più rapidamente del requisito della potenza all'albero del compressore; ciò implica che per ogni combinazione motore-compressore esiste un'altitudine di esercizio massima che utilizza l'in-

3.8

Tipo di motore	Riduzione di potenza in % per 1000 m	Riduzione di potenza in % per ogni 10 °C di aumento della temperatura
Motore aspirato	12	3.6
Motore turbocompresso	8	5.4

Potenza disponibile di un motore a combustione in funzione dell'altitudine e della temperatura.

tero margine di potenza del motore rispetto all'uso del compressore al livello del mare. Generalmente, è opportuno demandare ai fornitori il calcolo e l'indicazione dei dati specifici del compressore, del motore e delle apparecchiature che consumano l'aria compressa.

## 3.2 TRATTAMENTO DELL'ARIA

### 3.2.1 Generalità

È fondamentale che la qualità dell'aria compressa sia quella richiesta dall'applicazione. Se l'aria contenente contaminanti viene a contatto con il prodotto finale, i costi degli scarti possono diventare rapidamente inaccettabili e la soluzione più economica può trasformarsi rapidamente in quella più costosa. È importante scegliere la qualità dell'aria compressa in base alla politica di qualità aziendale, prevedendo anche i requisiti futuri.

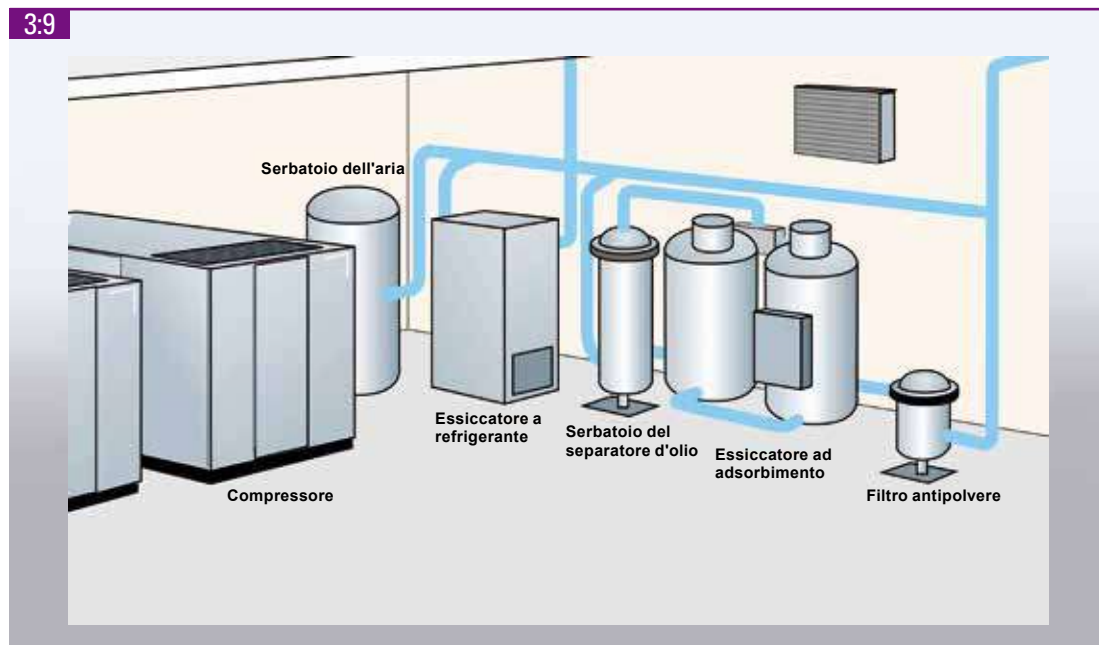
L'aria compressa può contenere sostanze indesiderate, ad esempio polvere, acqua sotto forma di gocce o di vapore e olio sotto forma di gocce e aerosol;

a seconda dell'applicazione dell'aria compressa, queste sostanze possono ripercuotersi negativamente sui risultati della produzione e possono far lievitare notevolmente i costi. Il trattamento dell'aria serve a ottenere aria compressa della qualità specificata dal consumatore.

Quando il ruolo dell'aria compressa in un processo viene definito chiaramente, è semplice trovare il sistema più conveniente e più efficiente per un caso specifico. Il problema, tra l'altro, è stabilire se l'aria compressa verrà a contatto diretto con il prodotto o se, ad esempio, è possibile tollerare la presenza di olio in sospensione nell'ambiente di lavoro. Per scegliere l'apparecchiatura ideale occorre adottare un metodo sistematico.

### 3.2.2 Vapore acqueo nell'aria compressa

L'aria nell'atmosfera contiene sempre umidità sotto forma di vapore acqueo. Nell'aria compressa è presente una certa quantità di vapore acqueo che può causare problemi, ad esempio l'aumento dei costi di manutenzione, la riduzione della durata e del rendimento degli utensili, elevate percentuali di scarti nelle operazioni di verniciatura e stampaggio della plastica, aumento delle perdite,



Componenti principali in un tipico impianto di aria compressa. Le apparecchiature per il trattamento dell'aria determinano la qualità dell'aria compressa, che può influire notevolmente sull'economia dell'impianto.

## 3:10

Classe	Numero massimo di particelle per m <sup>3</sup>			Acqua	Olio
	per particelle di dimensioni			Pressione max	Max. conc.
	0,1 < d ≤ 0,5	0,5 < d ≤ 1,0	1,0 < d ≤ 5,0	Punto de rocío (°C)	(mg/m <sup>3</sup> )
0	Come specificato dall'utente o dal fornitore dell'apparecchiatura e più severa della classe 1				
1	≤20000	≤400	≤10	-70	0.01
2	≤400000	≤6000	≤100	-40	0.1
3	non specificato	≤90000	≤1000	-20	1
4	non specificato	non specificato	≤10000	+3	5
5	non specificato	non specificato	≤100000	+7	>5
6	0 < c <sub>p</sub> ≤ 5			+10	-
c <sub>p</sub> = Concentrazione di massa in mg/m <sup>3</sup>					
Olio = Concentrazione d'olio totale (liquido, aerosol e vapore)					

La tabella è ricavata dalla norma ISO 8573-1 (2010).

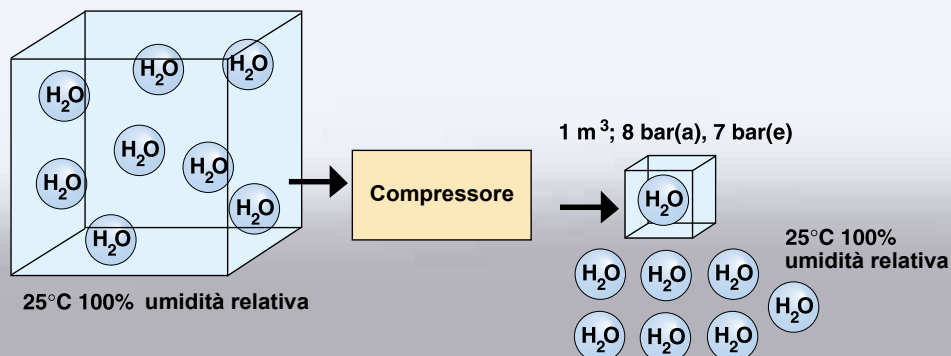
disturbi alla strumentazione e ai sistemi di controllo, riduzione della durata delle tubazioni a causa della corrosione e aumento delle spese di installazione. L'acqua può essere separata utilizzando vari accessori: post-refrigeratori, separatori di condensa, essiccatori a refrigerante ed essiccatori ad adsorbimento.

Un compressore funzionante a 7 bar(e) di sovrappressione comprime l'aria a 7/8 del suo volume; tale situazione riduce anche di 7/8 la capacità dell'acqua di trattenere vapore acqueo. La quantità d'acqua rilasciata è considerevole: un compressore di 100 kW che assorbe aria a 20 °C con un'umidità relativa del 60% produce circa 85 litri d'acqua in un turno di lavoro di 8 ore. La quantità d'acqua da separare, quindi, dipende dall'applicazione dell'aria compressa, che a sua volta determina la combinazione idonea di refrigeratori ed essiccatori.

### 3.2.3 Olio nell'aria compressa

La quantità d'olio nell'aria compressa dipende da vari fattori, ad esempio il tipo di macchina, il modello, l'età e le condizioni. Due sono i tipi di compressori adatti a queste situazioni: quelli con il lubrificante nella camera di compressione e quelli senza lubrificante. Nei compressori lubrificati, l'olio viene utilizzato nel processo di compressione ed è presente anche nell'aria compressa (completamente o parzialmente). Nei moderni compressori lubrificati, a vite e a pistoni, la quantità d'olio è molto limitata: in un compressore a vite a iniezione d'olio, il contenuto d'olio nell'aria a 20 °C è inferiore a 3 mg/m<sup>3</sup> e può essere ridotto ulteriormente con l'impiego di filtri multistadio. Se viene scelta questa soluzione, è importante valutare le limitazioni della qualità, i rischi e i costi energetici.

## 3:11



Compressore funzionante con pressione manometrica di 7 bar(e) e aria compressa a 1/8 del volume.

### 3.2.4 Microorganismi nell'aria compressa

Oltre l'80% delle particelle che contaminano l'aria compressa hanno dimensioni inferiori a 2  $\mu\text{m}$ , per cui possono attraversare facilmente il filtro collocato all'ingresso del compressore. Da questo punto in poi, le particelle si diffondono nelle tubazioni e si mescolano con i residui di olio e acqua e con i depositi accumulatisi nelle tubazioni, causando la crescita di microorganismi. Un filtro collocato immediatamente a valle del compressore può eliminare tali rischi, ma per ottenere la massima purezza dell'aria occorre controllare la crescita dei batteri a valle del filtro.

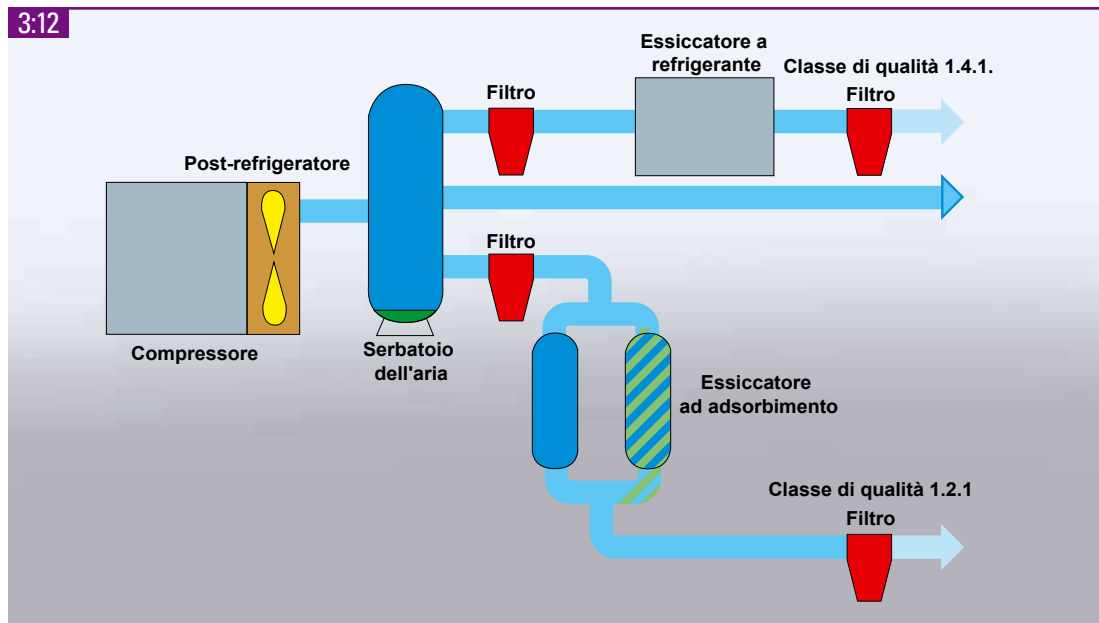
Il problema si complica ulteriormente in quanto i gas e gli aerosol possono condensarsi sotto forma di goccioline (tramite concentrazione o carica elettrica) anche dopo aver attraversato vari filtri. I microorganismi che possono svilupparsi nelle pareti dei filtri possono essere presenti nelle stesse concentrazioni all'ingresso e all'uscita del filtro, sono estremamente piccoli e possono includere batteri, virus e batteriofagi. In genere, le dimensioni dei batteri sono comprese tra 0,2 e 4  $\mu\text{m}$ , mentre quelle dei virus sono comprese tra 0,3 e 0,04  $\mu\text{m}$ . Le sostanze contaminanti e i microorganismi di diametro inferiore a 1  $\mu\text{m}$  possono attraversare

facilmente il filtro all'ingresso del compressore. Nonostante le dimensioni, questi microorganismi rappresentano un grave problema in numerosi processi industriali, in quanto sono organismi viventi che possono moltiplicarsi liberamente se le condizioni lo consentono. Vari studi hanno stabilito che i microorganismi crescono facilmente negli impianti di aria compressa con aria non essiccata e umidità elevata (100%);

l'olio e altre sostanze contaminanti nutrono tali microorganismi che si moltiplicano a dismisura. Il trattamento più efficace implica l'essiccazione dell'aria fino ad abbattere l'umidità relativa al 40% (tramite un essiccatore) e l'applicazione all'impianto di un filtro sterile che deve essere montato in un involucro facilmente apribile che consenta la sterilizzazione a vapore senza rimuoverlo dalla sede di installazione. Per garantire una qualità ottimale dell'aria, la sterilizzazione deve essere eseguita frequentemente.

### 3.2.5 Filtri

I moderni filtri a fibre sono molto efficienti nell'eliminazione dell'olio; ciononostante, è difficile controllare con precisione la quantità d'olio rimanente nell'aria dopo la filtrazione, in quanto la temperatura, assieme ad altri fattori, influisce



Schema di un impianto in grado di fornire aria compressa a diverse classi di qualità, in base alla norma ISO 8573-1.

notevolmente sul processo di separazione. L'efficienza dei filtri è ridotta anche dalla concentrazione dell'olio nell'aria compressa e dalla quantità di acqua libera. I dati dichiarati nelle specifiche dei filtri si riferiscono sempre alla temperatura specifica dell'aria, generalmente 21 °C, corrispondente alla temperatura approssimativa dell'aria quando un compressore raffreddato ad aria funziona a una temperatura ambiente di 10 °C. Il ciclo delle stagioni e i cambiamenti climatici possono causare variazioni della temperatura che a loro volta influiscono sulla capacità di separazione dei filtri.

L'aria deve essere più secca possibile per ottenere i risultati migliori. L'efficienza dei filtri per olio, sterili e a carboni attivi è scarsa se l'aria contiene acqua (le specifiche dei filtri non sono valide in tali condizioni). I filtri a fibre possono eliminare l'olio solo se è presente sotto forma di goccioline o aerosol. I vapori d'olio devono essere eliminati con un filtro a carboni attivi. I filtri a fibre installati correttamente assieme a idonei prefiltri possono ridurre la quantità d'olio nell'aria compressa a circa 0,01 mg/m<sup>3</sup>. Un filtro ai carboni attivi è in grado di ridurre la quantità d'olio a 0,003 mg/m<sup>3</sup>.

I carboni attivi sono particolarmente adatti ad ampie superfici interne e sono in grado di assorbire il 10-20% del proprio peso in olio.

I filtri rivestiti di polvere di carboni attivi contengono una piccola quantità di polvere di carbone, per cui non durano molto e sono adatti a temperature di 20 °C. I filtri di grossa taglia contengono grosse quantità di carboni attivi, per cui sono adatti a numerose applicazioni (anche ad alta temperatura) e prolungano la durata dei filtri.

La durata dipende dalla temperatura dell'aria: quando la temperatura aumenta, la quantità di vapori di olio aumenta in maniera esponenziale. I filtri a carboni attivi devono contenere la giusta quantità di carbone e devono essere dimensionati in modo tale da ridurre il più possibile la caduta di pressione. Questi filtri eliminano solo i contaminanti dell'aria sotto forma di vapore, per cui a monte è necessario installare filtri adeguati. Per incrementare al massimo l'efficacia, i filtri devono essere collocati il più vicino possibile all'applicazione e devono essere controllati e sostituiti frequentemente.

I compressori non lubrificati non richiedono filtri dell'olio, per cui possono funzionare con pressioni di scarico inferiori, riducendo in tal modo i consumi energetici. In molte situazioni è stato dimostra-

to che i compressori non lubrificati rappresentano la soluzione migliore sia economicamente sia per la qualità dell'aria.

### 3.2.6 Post-refrigeratori

L'aria compressa proveniente dal compressore è calda dopo la compressione, con una temperatura compresa tra 70 e 200 °C. Per ridurre questa temperatura è possibile utilizzare post-refrigeratori che abbattano anche il contenuto d'acqua. Attualmente, queste apparecchiature spesso sono integrate di serie negli impianti di aria compressa. Il post-refrigeratore deve essere collocato subito dopo il compressore. Lo scambiatore di calore raffredda l'aria calda facendo precipitare la maggior parte dell'acqua di condensa evitando che penetri nell'impianto. Il post-refrigeratore può essere raffreddato ad acqua o ad aria e generalmente è dotato di un separatore d'acqua con scarico automatico.

### 3.2.7 Separatore d'acqua

Quasi tutti gli impianti di aria compressa sono dotati di post-refrigeratore e separatore d'acqua per separare il più possibile l'acqua di condensa dall'aria compressa. La scelta e il dimensionamento corretti del separatore d'acqua garantiscono un'efficienza compresa tra l'80 e il 90%. L'acqua restante rimane nell'aria compressa sotto forma di nebbia nel serbatoio finale.

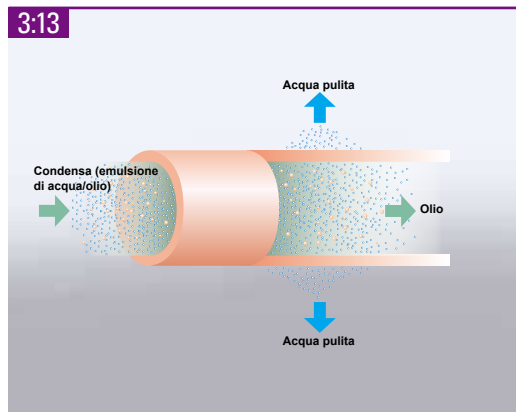
### 3.2.8 Separazione acqua/olio

L'olio sotto forma di goccioline viene separato parzialmente nel post-refrigeratore, nel separatore di condensa o nel rubinetto anticondensa, quindi attraversa l'impianto con l'acqua di condensa. Questa emulsione di acqua e olio viene classificata dal punto di vista ambientale come olio di scarto, per cui non può essere scaricata negli impianti fognari o direttamente nell'ambiente.

Le normative regolamentano in maniera sempre più rigida la gestione dei rifiuti pericolosi per l'ambiente, per cui lo scarico e la raccolta della condensa sono operazioni complesse e costose.

Una soluzione facile ed economica a questo problema implica l'installazione di un separatore olio/acqua, ad esempio con un filtro a membrana, per pulire l'acqua di scarico e drenare l'olio in un contenitore speciale.

3:13



Principio di funzionamento di un filtro a membrana per la separazione dell'olio. La membrana lascia passare molecole di piccole dimensioni (acqua pulita), mentre quelle di maggiori dimensioni (olio) vengono trattenute e possono essere raccolte in un contenitore.

### 3.2.9 Aria sanitaria

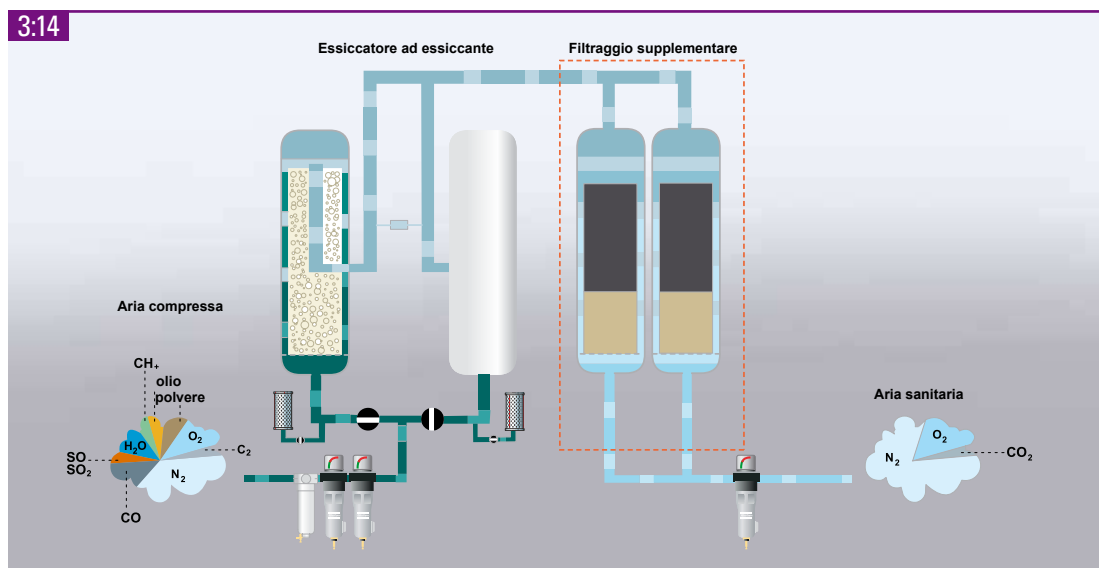
Oltre ai normali requisiti di purezza dell'aria, alcune applicazioni richiedono un grado più elevato di purezza nel trattamento dell'aria. L'aria di massima qualità è essenziale in molti settori, specialmente in quello sanitario, dal momento che la purezza dell'aria negli ospedali deve essere garantita al 100%. La qualità dell'aria assorbita dall'ambiente per produrre aria compressa per le apparec-

chiature sanitarie, specialmente nelle città e nelle zone industriali, raramente è sufficiente.

La filtrazione dell'aria per le apparecchiature sanitarie implica vari stadi di purificazione per garantire l'erogazione di aria compressa estremamente pulita. Utilizzando un separatore d'acqua e due filtri a coalescenza, i contaminanti come acqua, particolato e goccioline d'olio vengono eliminati dall'aria prima che penetri nell'essiccatore ad adsorbimento rigenerante a freddo. Questo essiccatore abbassa il punto di rugiada a  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la temperatura richiesta per utilizzi sanitari.

Dopo il passaggio nell'essiccatore ad adsorbimento, l'aria viene sottoposta a uno stadio di filtrazione supplementare che ha una duplice funzione. I carboni attivi (v. paragrafo 3.2.5) riducono gli idrocarburi (ad es. vapori d'olio e odori) a livelli innocui, mentre un catalizzatore converte le concentrazioni eccessive di ossido di carbonio in anidride carbonica (biossido di carbonio). Questo stadio di filtrazione riduce al minimo anche l'ossido di zolfo e l'ossido di azoto. Nello stadio finale, un filtro antiparticolato elimina la polvere nell'aria eventualmente prodotta dall'essiccatore o dal filtro supplementare. I requisiti per il settore sanitario variano da paese a paese e sono regolamentati dalle normative locali.

3:14



Schema di un impianto per la produzione di aria compressa sanitaria.

## 3.3 IMPIANTO DI RAFFREDDAMENTO

### 3.3.1 Compressori raffreddati ad acqua

#### 3.3.1.1 Generalità

Maggiore è l'aria compressa raffreddata nel refrigeratore intermedio e nel post-refrigeratore, maggiore è l'efficienza energetica del compressore e il vapore acqueo che viene condensato. Un impianto di aria compressa con compressori raffreddati ad acqua riduce i requisiti di ventilazione del locale compressori, in quanto l'acqua di raffreddamento contiene sotto forma di calore circa il 90% dell'energia assorbita dal motore elettrico.

Gli impianti di raffreddamento ad acqua dei compressori si basano su tre principi fondamentali: impianti aperti senza circolazione d'acqua (collegati a una fonte idrica esterna), impianti aperti con circolazione d'acqua (torri di raffreddamento) e impianti chiusi con circolazione d'acqua (con radiatore/scambiatore di calore esterno).

#### 3.3.1.2 Impianto aperto senza circolazione d'acqua

In un impianto aperto senza circolazione d'acqua, l'acqua viene fornita da una fonte esterna: la rete

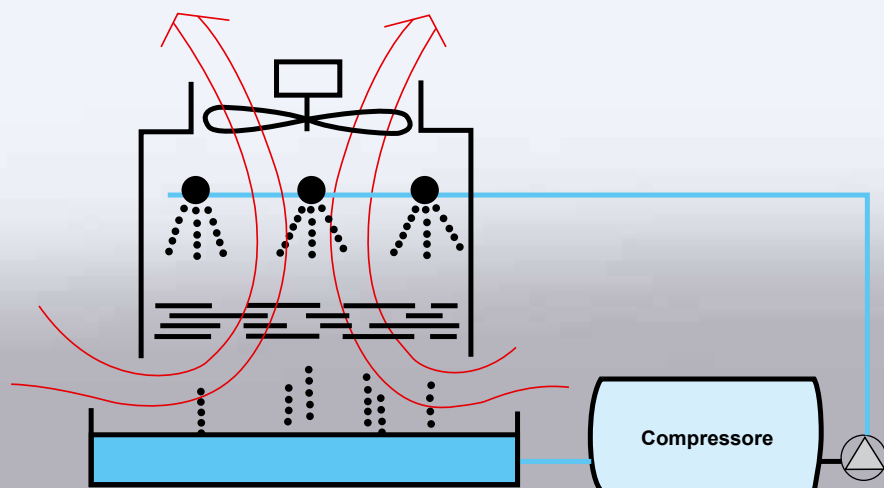
idrica comunale, un lago, un fiume o un pozzo; dopo il passaggio nel compressore, l'acqua viene scaricata come acqua reflua. L'impianto deve essere controllato da un termostato per mantenere la temperatura dell'aria desiderata e per gestire i consumi idrici.

In generale, l'installazione di un impianto aperto è semplice ed economica, ma la gestione è costosa, specialmente se l'acqua di raffreddamento viene prelevata dalla rete idrica comunale. L'acqua prelevata da un lago o da un fiume generalmente non implica costi aggiuntivi, ma deve essere filtrata e purificata per limitare il rischio di intasamento dell'impianto di raffreddamento. L'acqua ricca di fango, inoltre, può causare la formazione di calcare nei refrigeratori, riducendo in maniera progressiva l'efficienza del raffreddamento. Questa situazione si verifica anche per l'acqua salata, che può essere utilizzata solo se il sistema è progettato e dimensionato correttamente.

#### 3.3.1.3 Impianto aperto con circolazione d'acqua

In un impianto aperto con circolazione d'acqua, l'acqua di raffreddamento proveniente dal compressore viene raffreddata nuovamente in una torre di raffreddamento aperta, allo scopo di raffreddare l'acqua spruzzandola in basso in una camera e soffiando l'aria circostante. In tal modo parte dell'acqua evapora, mentre quella rimanente vie-

3:15



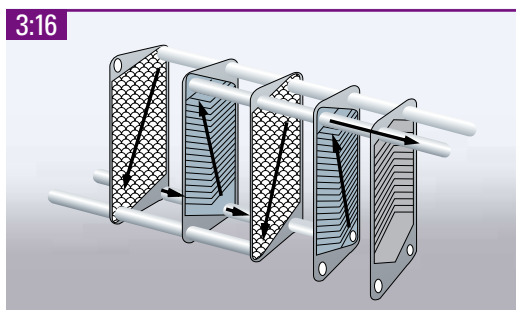
Impianto di raffreddamento aperto con circolazione dell'acqua di raffreddamento.

ne raffreddata a 2 °C in meno della temperatura ambiente (il processo varia a seconda della temperatura e dell'umidità relativa).

Gli impianti aperti con circolazione d'acqua si utilizzano principalmente in caso di limitata disponibilità di una fonte di alimentazione d'acqua esterna. Lo svantaggio di questo sistema è la contaminazione progressiva dell'acqua a causa dell'aria circostante. A causa dell'evaporazione, il sistema deve essere diluito continuamente con acqua esterna. Sulle superfici metalliche calde si depositano sali solubili che riducono la capacità di trasferimento termico della torre di raffreddamento. L'acqua deve essere analizzata e trattata regolarmente con sostanze chimiche per evitare la proliferazione di alghe. Durante la stagione invernale, quando il compressore non è in funzione, la torre di raffreddamento deve essere svuotata oppure l'acqua deve essere trattata affinché non si congeli.

### 3.3.1.4 Impianto chiuso

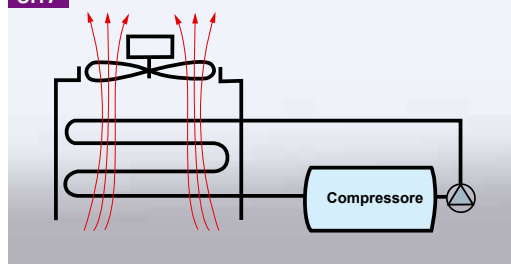
In un impianto di raffreddamento chiuso, la stessa acqua circola continuamente tra il compressore e



Scambiatore di calore piatto. Gli scambiatori di calore piatti sono facili da pulire, per cui sono utili per raffreddare in maniera indiretta il compressore con acqua di fiume o di lago.

uno scambiatore di calore esterno, che a sua volta viene raffreddato tramite un circuito idrico esterno o dall'aria circostante. Quando l'acqua viene raffreddata tramite un altro circuito idrico, si utilizza uno scambiatore di calore a piastre piatte; quando l'acqua viene raffreddata tramite l'aria circostante, si utilizza una batteria di raffreddamento costituita da tubi e alette di raffreddamento, dove l'aria circostante viene forzata a circolare nei tubi e nelle alette tramite una o più ventole. Questo metodo è adatto se la disponibilità di acqua di raffreddamento è limitata. La capacità di raffreddamento dei circuiti aperti o chiusi è più o meno la stessa,

3:17



I riscaldatori ad aria basilar (scambiatore di calore raffreddato ad aria) sono presenti negli impianti di raffreddamento chiusi per liquidi di raffreddamento come acqua/glicole, olio ecc. In ambienti aggressivi o con presenza di liquidi aggressivi, si utilizzano refrigeratori in acciaio inox o titanio.

sa, vale a dire che l'acqua del compressore viene raffreddata a una temperatura di 5 °C superiore a quella del refrigerante.

Se l'acqua di raffreddamento viene raffreddata dall'aria circostante, occorre aggiungere un anti-congelante (ad es. glicole). L'impianto idrico di raffreddamento chiuso è riempito di acqua purificata e addolcita. Quando si aggiunge glicole, il flusso idrico dell'impianto di aria compressa deve essere ricalcolato, in quanto il tipo e la concentrazione del glicole influisce sulla viscosità e sulla capacità termica dell'acqua.

È importante, inoltre, pulire perfettamente tutto l'impianto prima di riempirlo d'acqua per la prima volta. Se un impianto idrico chiuso viene implementato correttamente, richiede poca supervisione e i costi di manutenzione sono contenuti. Per gli impianti in cui l'acqua di raffreddamento disponi-

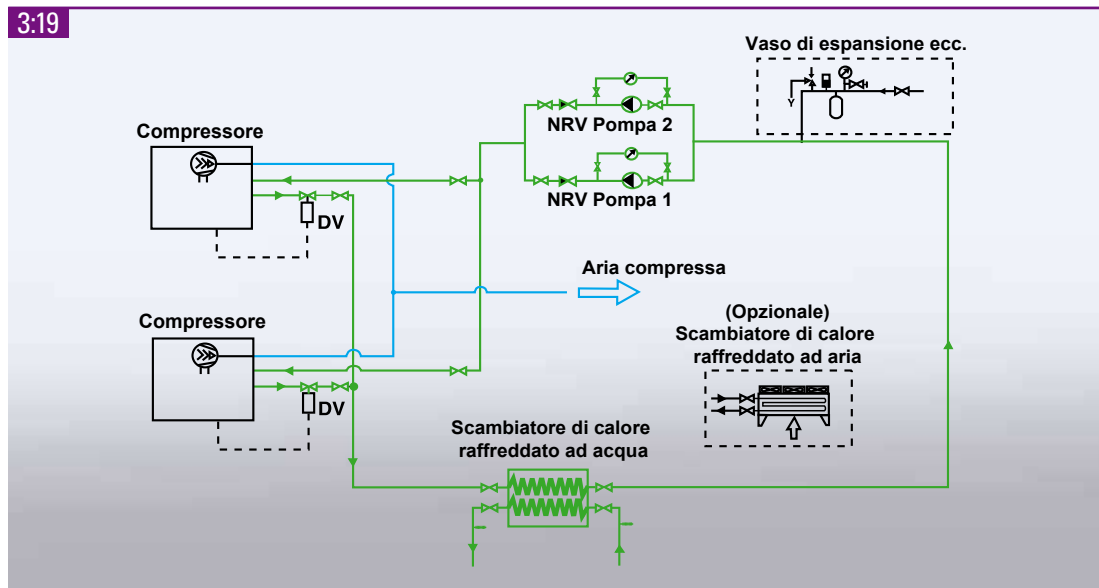
3:18

Punto di congelamento °C	Miscela di glicole %	Capacità termica specifica kJ/kg x K
-10	23	3.850
-15	30	3.650
-20	37	3.450
-25	43	3.350
± 0	0	4.190

L'acqua non deve congelare a basse temperature. Tenere presente che potrebbe essere necessario aumentare le dimensioni del refrigeratore quando, ad esempio, la capacità termica della miscela acqua/glicole è inferiore a quella dell'acqua purificata.



3:19



Schema di un impianto di raffreddamento chiuso. Lo scambiatore di calore può essere raffreddato ad acqua o ad aria.

bile potrebbe essere corrosiva, il materiale con cui viene fabbricato il refrigerante deve resistere alla corrosione (ad es. Incoloy).

### 3.3.2 Compressori raffreddati ad aria

Quasi tutti i moderni moduli compressore sono disponibili anche con raffreddamento ad aria; in queste macchine la ventilazione forzata all'interno del modulo compressore contiene quasi il 100% dell'energia consumata dal motore elettrico.

## 3.4 RECUPERO DELL'ENERGIA

### 3.4.1 Generalità

Quando l'aria viene compressa, si genera calore. Prima di distribuire l'aria compressa nelle tubazioni, l'energia termica viene estratta come calore di scarto. Per ogni impianto di aria compressa occorre gestire adeguatamente il problema dell'efficienza e dell'affidabilità del raffreddamento. Il raffreddamento può avvenire tramite l'aria esterna o un impianto idrico di raffreddamento; questo impianto può essere allacciato all'acquedotto municipale oppure può utilizzare l'acqua di un fiume o l'acqua di un processo in un sistema aperto o chiuso.

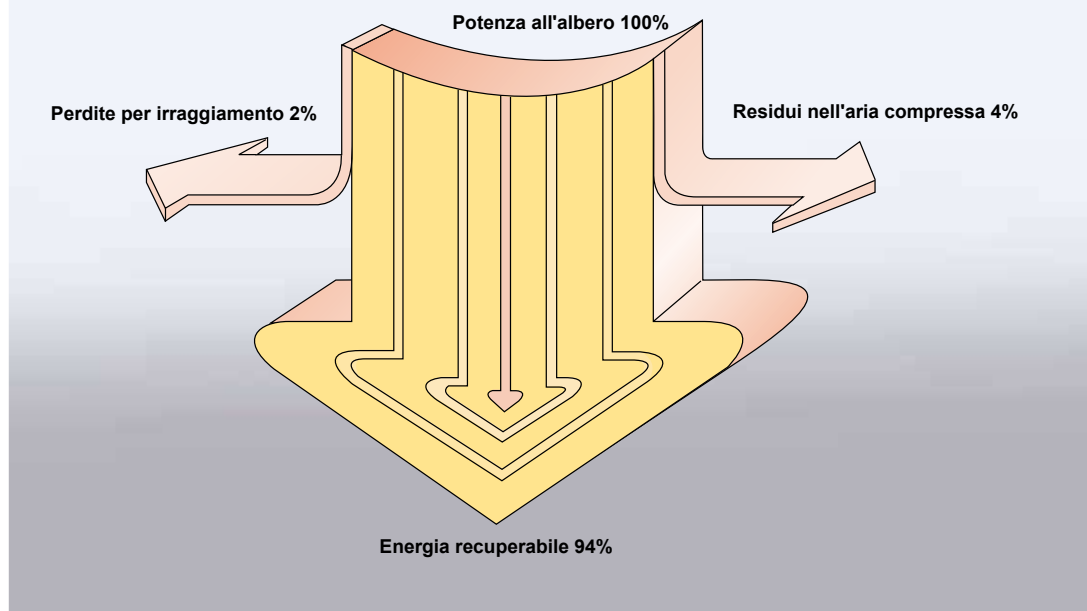
Molti impianti che producono aria compressa offrono notevoli opportunità di risparmio sotto forma di recupero energetico che spesso non vengono sfruttate. Nelle grosse industrie, i costi energetici possono rappresentare l'80% dei costi totali della produzione di aria compressa. Fino al 94% dell'energia fornita al compressore può essere recuperata, ad esempio l'acqua calda a 90 °C proveniente dai compressori a vite non lubrificati, per cui gli investimenti nel risparmio energetico si ripagano rapidamente.

Ogni anno un impianto di aria compressa centralizzato di una grossa industria che consuma 500 kW in oltre 8.000 ore di esercizio richiede 4 milioni di kWh di energia. Le possibilità di recupero del calore di scarto tramite l'aria o l'acqua calda sono reali

e il ritorno degli investimenti per il recupero energetico richiede appena 1-3 anni. Inoltre, l'energia recuperata tramite un impianto di raffreddamento chiuso migliora le condizioni di funzionamento dei compressori e ne incrementa l'affidabilità e la durata grazie al bilanciamento della temperatura e alla qualità dell'acqua di raffreddamento. I paesi nordici sono all'avanguardia in questo settore e da tempo hanno implementato il recupero energetico negli impianti di aria compressa.

Quasi tutti i compressori di media-grossa taglia dei principali produttori attualmente sono compatibili con apparecchiature standard per il recupero del calore di scarto.

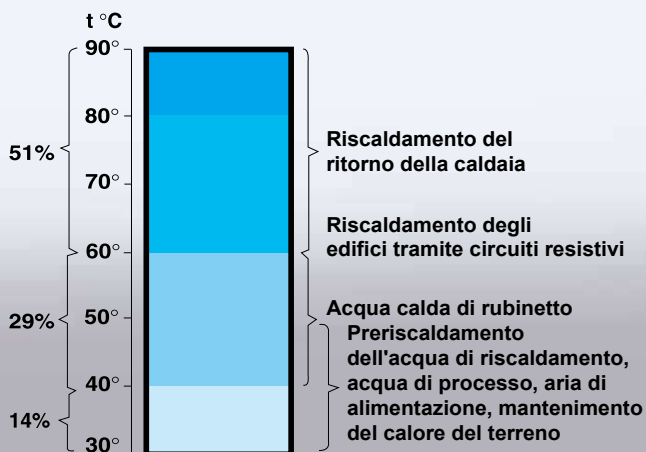
3:20



Dal momento che il calore è un sottoprodotto inevitabile della compressione, l'energia può essere recuperata dall'impianto di raffreddamento del compressore sotto forma di acqua calda.

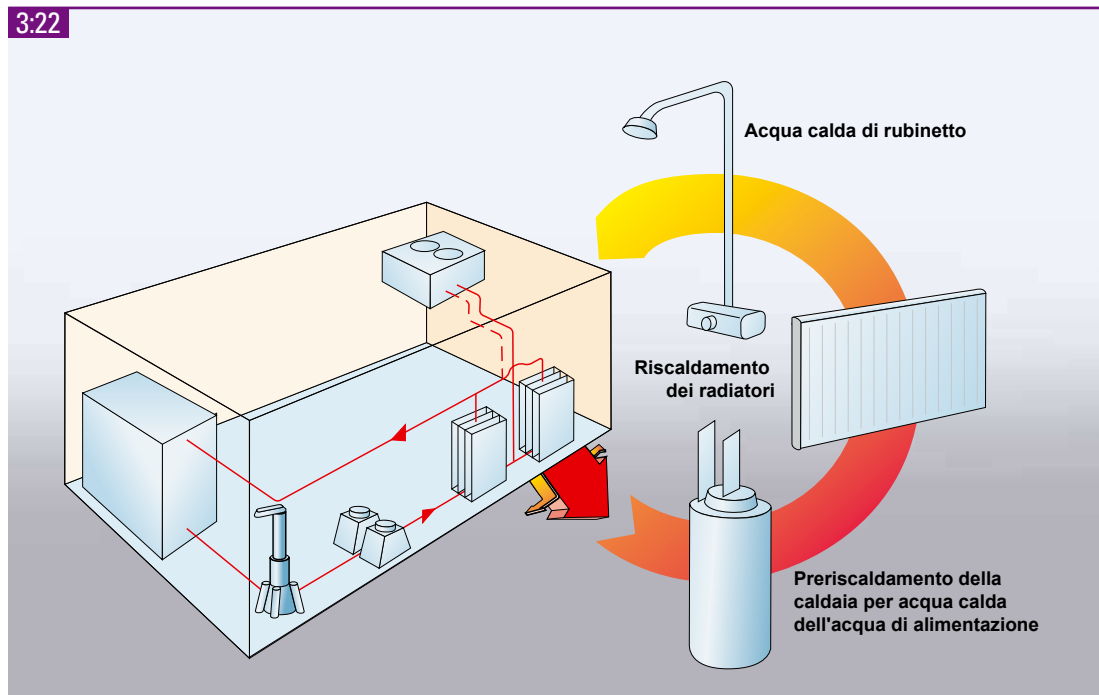
3:21

#### Acqua di raffreddamento e relativo utilizzo



Schema che illustra alcune applicazioni tipiche per il recupero energetico dall'acqua di raffreddamento del compressore. Maggiore è la temperatura, maggiori sono le opportunità di recupero.

3:22



In tutti gli impianti di aria compressa le opportunità di risparmio energetico sono elevate. Fino al 95% dell'energia fornita può essere recuperata dai grossi compressori a vite non lubrificati.

### 3.4.2 Calcolo delle potenzialità di recupero

Le leggi della fisica indicano che quasi tutta l'energia fornita a un impianto di aria compressa viene convertita in calore. Maggiore è la quantità di energia che può essere convertita e utilizzata in altri processi, maggiore è l'efficienza complessiva dell'impianto. La quantità di calore recuperabile può essere calcolata con la seguente equazione:

Energia recuperata in kWh annui:

$$W = [(K_1 \times Q_1) + (K_2 \times Q_2)] \times T_R$$

$$\text{Risparmio annuo: } (\text{€}) = W \times \frac{e_p}{n}$$

$T_R$  = tempo della domanda di energia recuperata (TR) [ore/anno]

$K_1$  = parte di TR con compressore carico [ore/anno]

$K_2$  = parte di TR con compressore scarico [ore/anno]

$Q_1$  = energia disponibile nel refrigerante con compressore carico [kW]

$Q_2$  = energia disponibile nel refrigerante con compressore scarico [kW]

$e_p$  = prezzo dell'energia [€/kWh]

$\eta$  = efficienza normale della fonte di calore [%]

In molti casi il livello di recupero termico può essere superiore al 90% se l'energia ricavata dal raffreddamento dell'impianto di aria compressa può essere utilizzata in maniera efficiente. Il funzionamento dell'impianto di raffreddamento, la distanza fino al punto di consumo e il grado e la continuità della domanda di calore sono fattori decisivi.

Se il flusso termico è notevole, la possibilità di vendere il calore recuperato non dovrebbe essere ignorata; il fornitore di energia elettrica potrebbe essere un potenziale cliente e gli investimenti, gli ordini e le forniture potrebbero essere negoziati rapidamente. Un'ulteriore opportunità di risparmio è rappresentata dal coordinamento del recupero dell'energia da vari processi.

## 3:23

Energia recuperabile			
FAD m <sup>3</sup> /min	Flusso di calore kW	Risparmio a 2000 ore di funzionamento/ anno kWh/anno	Olio E01 m <sup>3</sup> /anno
6.4	34	68 000	10.0
7.4	40	80 000	11.8
11.4	51	102 000	15.0
14.0	61	122 000	17.9
18.7	92	184 000	27.1
21.6	109	218 000	32.1
23.2	118	236 000	34.7
27.9	137	274 000	40.3
34.8	176	352 000	51.8
43.1	215	430 000	63.2
46.9	235	470 000	68.1
46.5	229	458 000	67.4
51.3	253	506 000	74.7
56.9	284	568 000	83.5
62.9	319	638 000	93.8
69.7	366	732 000	108
75.4	359	718 000	106
83.2	392	784 000	115
103.6	490	980 000	144
124.5	602	1 200 000	177

Esempio di potenzialità di recupero energetico dei compressori.

### 3.4.3 Metodi di recupero

#### 3.4.3.1 Generalità

Il recupero energetico dagli impianti di aria compressa non sempre produce il calore quando viene chiesto e spesso non lo produce in quantità sufficiente. Se il carico del compressore è variabile, la quantità di energia recuperata varia nel tempo. Per garantire la fattibilità del recupero occorre una domanda di calore relativamente stabile. L'energia termica di scarto recuperata viene sfruttata in maniera ottimale per fornire energia supplementare all'impianto in modo da utilizzare sempre l'energia disponibile quando il compressore è in funzione.

#### 3.4.3.2 Impianti raffreddati ad aria

Per i compressori raffreddati ad aria, che produ-

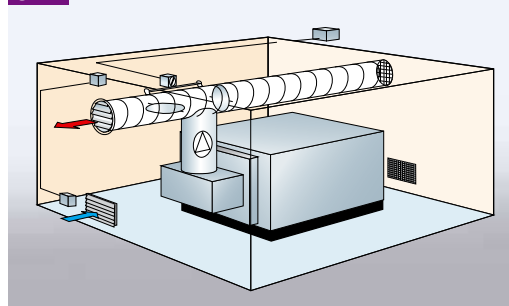
cono elevate portate di aria calda a temperatura relativamente bassa, il calore potrebbe essere utilizzato per il riscaldamento di un edificio o per una batteria di preriscaldamento per lo scambio termico. L'aria di raffreddamento riscaldata viene distribuita tramite un ventilatore.

Quando gli edifici non richiedono calore supplementare, l'aria calda viene scaricata nell'atmosfera automaticamente tramite un termostato o manualmente tramite il tiraggio. Un fattore limitante è la distanza tra i compressori e l'edificio da riscaldare, che dovrebbe essere breve (ad es. edifici adiacenti). Inoltre, la possibilità di recupero potrebbe essere limitata ai periodi più freddi dell'anno. Il recupero dell'energia tramite l'aria è più comune per i compressori di piccola-media taglia. Il recupero del calore di scarto dagli impianti di raffreddamento dei compressori implica perdite molto limitate dalla distribuzione, per cui non richiede ingenti investimenti.

#### 3.4.3.3 Impianti raffreddati ad acqua

L'acqua di raffreddamento proveniente da un compressore raffreddato ad acqua con una temperatura fino a 90 °C può essere inviata a un impianto di riscaldamento ad acqua calda. Se l'acqua calda viene utilizzata per lavaggi, pulizie o docce, la cal-

## 3:24

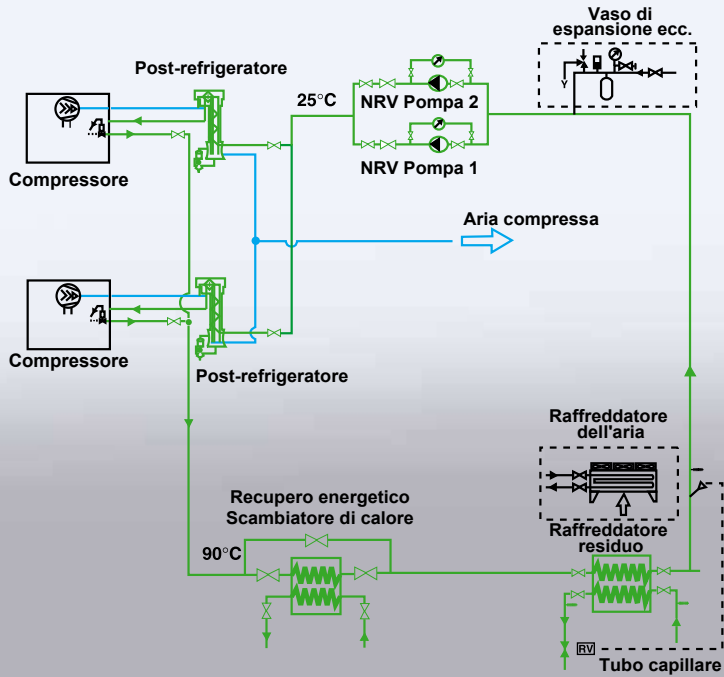


Recupero energetico da un compressore raffreddato ad aria.

daia è comunque necessaria, e l'energia recuperata dall'impianto di aria compressa rappresenta una fonte di calore supplementare che riduce il carico sulla caldaia, consente di risparmiare carburante per il riscaldamento e può alimentare una caldaia di minori dimensioni.

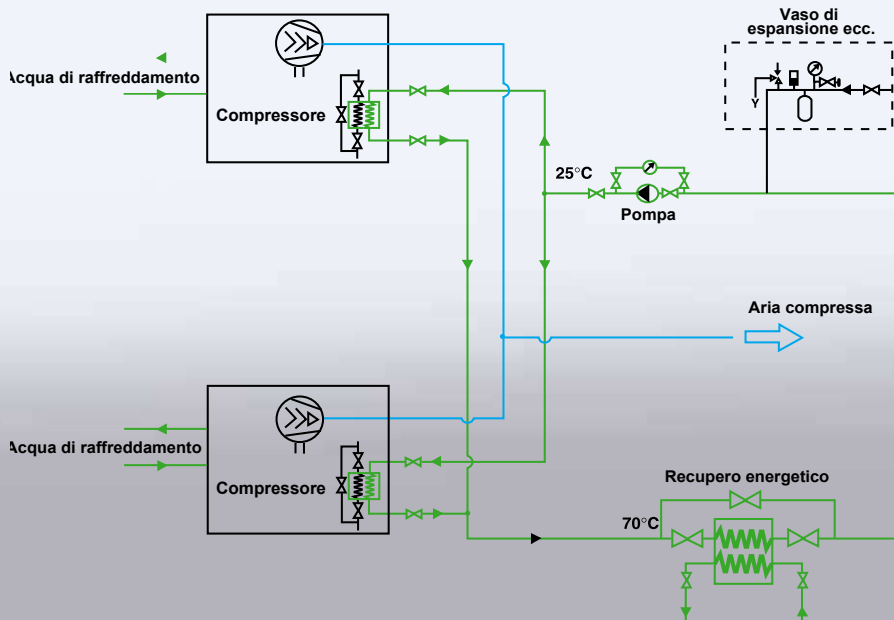
I prerequisiti per il recupero dell'energia dei compressori variano anche in base al tipo di compres-

3:25



Esempio di recupero energetico tramite l'acqua di un compressore a vite non lubrificato.

3:26



Esempio di recupero energetico tramite l'acqua di un compressore a vite lubrificato a olio. Il refrigerante residuo con il sistema di regolazione è integrato nel compressore.

sore. Le modifiche necessarie ai compressori non lubrificati per implementare il recupero energetico non sono complesse. Questo tipo di compressore è ideale per l'integrazione in un impianto di riscaldamento ad acqua calda, dal momento che fornisce acqua a 90 °C, la temperatura richiesta per un recupero energetico efficiente. Nei compressori lubrificati a olio, l'olio che prende parte al processo di compressione limita la possibilità di raggiungere elevate temperature dell'acqua di raffreddamento.

Nei compressori centrifughi, la temperatura generalmente è inferiore a causa del minore rapporto di compressione di ogni fase di compressione, per cui il livello di recupero è limitato.

Il recupero dell'energia di scarto tramite l'acqua è efficiente se il compressore è dotato di un motore elettrico di potenza superiore a 10 kW. Il recupero dell'energia di scarto tramite l'acqua richiede un impianto più complesso rispetto a quello necessario per il recupero dell'energia di scarto tramite l'aria. Le apparecchiature basilari sono costituite da pompe per fluidi, scambiatori di calore e valvole di regolazione.

Il calore può essere distribuito anche in edifici remoti tramite tubazioni di piccolo diametro (40-80 mm) che limitano le perdite di calore nel recupero dell'energia tramite l'acqua. L'elevata temperatura iniziale dell'acqua implica la possibilità di utilizzare l'energia di scarto per incrementare la temperatura dell'acqua di ritorno di una caldaia per la produzione di acqua calda. In tal caso, la fonte di calore normale può essere spenta periodicamente e sostituita dall'impianto di recupero del calore di scarto dei compressori. Il calore di scarto dei compressori nell'industria può essere utilizzato anche per aumentare la temperatura dei processi.

Per recuperare l'energia di scarto tramite l'acqua è possibile utilizzare anche i compressori a vite raffreddati ad aria o lubrificati ad olio. Questo processo richiede uno scambiatore di calore nel circuito dell'olio e l'impianto deve fornire acqua a temperature inferiori (50-60 °C) rispetto a quelle dei compressori non lubrificati.

## 3.5 IL LOCALE COMPRESSORI

### 3.5.1 Generalità

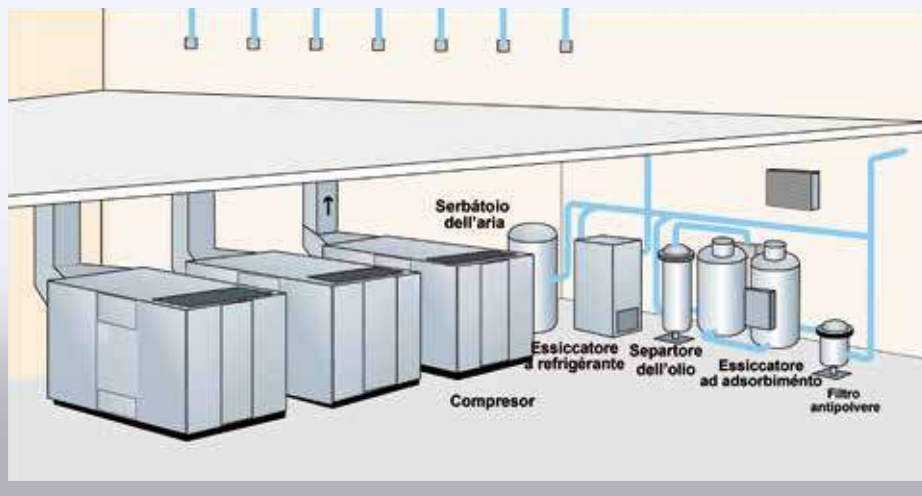
Non molto tempo fa, l'acquisto di un compressore imponeva l'acquisto del motore elettrico, delle apparecchiature di avviamento, del post-refrigeratore, dei filtri di aspirazione ecc. L'acquirente, inoltre, doveva analizzare i requisiti di capacità e qualità con i fornitori dei vari componenti allo scopo di garantire la compatibilità di tutte le apparecchiature con il compressore. Attualmente, un compressore dotato di tutti gli accessori si acquista in un soluzione "chiavi in mano" e molto spesso sotto forma di modulo che integra tutte le apparecchiature necessarie. Tale modulo è costituito dal telaio di supporto del compressore e degli accessori; tutti i collegamenti interni tra i vari componenti sono realizzati in fabbrica e il modulo compressore completo è chiuso in un involucro fonoassorbente per ridurre le emissioni acustiche.

Tutto ciò ha semplificato notevolmente l'installazione. Un esempio estremo è il c.d. compressore da cantiere, con impianti di condizionamento dell'aria compressa totalmente integrati (essiccatore, filtro, apparecchiatura per l'eliminazione della condensa ecc.); questi moduli sono caratterizzati da livelli di vibrazioni e di rumorosità estremamente ridotti. Questi moderni moduli compressore vengono installati assieme all'impianto di distribuzione dell'aria compressa o come ampliamenti. È importante, però, tenere presente che il metodo di installazione può influire notevolmente sul rendimento e sull'affidabilità dell'impianto di aria compressa.

La regola principale per l'installazione impone di creare un impianto di aria compressa centralizzato separato. L'esperienza dimostra che la centralizzazione è preferibile in tutti i casi e garantisce, tra l'altro, un risparmio delle spese di esercizio, un impianto di aria compressa più razionale, facilità d'uso e di manutenzione, protezione contro accessi non autorizzati, controllo della rumorosità e facilità di installazione di un impianto di ventilazione controllata.

In secondo luogo, per l'installazione del compressore è possibile utilizzare una zona separata in un

3:27



L'installazione in un locale compressori è semplice. Il modulo compressore è una soluzione chiavi in mano che è pronta per l'installazione e il collegamento alle apparecchiature ausiliarie necessarie.

edificio adoperato per altri scopi. Per questo tipo di impianto occorre considerare adeguatamente determinati rischi e inconvenienti, ad esempio il disturbo causato dal rumore o i requisiti di ventilazione del compressore, i rischi fisici, il rischio di surriscaldamento, lo scarico della condensa, il livello di rischio ambientale (ad es. presenza di polvere o sostanze infiammabili o aggressive nell'aria), la necessità di spazio per ampliamenti futuri e l'accessibilità per la manutenzione. L'installazione in un'officina o in un magazzino, tuttavia, può semplificare la realizzazione di un impianto di recupero energetico. In mancanza di strutture disponibili per l'installazione del compressore all'interno, è possibile installarlo all'esterno sotto una copertura. In questo caso occorre valutare determinate problematiche: rischio di congelamento delle tasche di condensa e degli scarichi, protezione dalla pioggia e dalla neve delle bocche di aspirazione e di ventilazione, fondazioni solide e perfettamente piane (asfalto, soletta di calcestruzzo o letto di ciottoli spianato), rischi dovuti a ruggine, sostanze infiammabili o aggressive e protezione contro accessi non autorizzati.

### 33.5.2 Posizionamento e progetto

L'impianto di aria compressa deve essere installato in modo tale da facilitare l'instradamento dell'impianto di distribuzione in grosse strutture con tubazioni di notevole lunghezza. L'uso e la

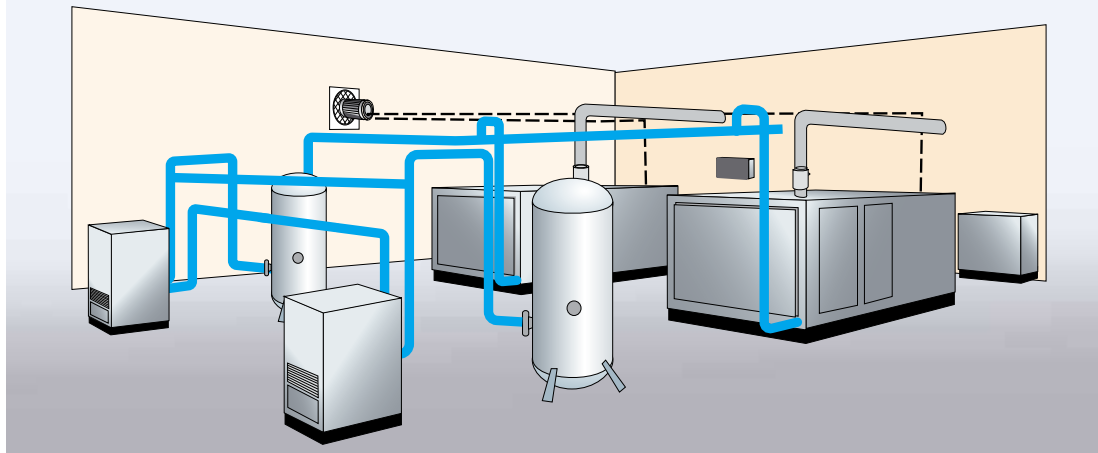
manutenzione possono essere semplificati installando l'impianto di aria compressa in prossimità di apparecchiature ausiliarie, ad esempio pompe e ventilatori, o anche in prossimità dei locali caldaia. L'edificio dovrebbe essere dotato di apparecchiature di sollevamento adeguate per la movimentazione dei componenti più pesanti durante l'installazione dei compressori (generalmente i motori elettrici) e/o dovrebbe consentire l'impiego di carrelli elevatori a forche. L'edificio, inoltre, dovrebbe disporre di spazio sufficiente per l'installazione di compressori supplementari in caso di futuri ampliamenti.

Anche l'altezza deve essere sufficiente per il sollevamento dei motori elettrici e di apparecchiature simili in caso di necessità. Per l'impianto di aria compressa è opportuno predisporre uno scarico a pavimento o altre strutture per la gestione della condensa prodotta dal compressore, del post-refrigeratore, del serbatoio dell'aria, degli essiccatori ecc. Lo scarico a pavimento, inoltre, deve essere conforme alle normative locali.

### 3.5.3 Fondazioni

Per l'installazione di un impianto di aria compressa normalmente basta un pavimento a livello in grado di sostenere il peso adeguato. Nella maggior parte dei casi, l'impianto integra appositi dispositivi antivibranti. Per gli impianti di nuova realizzazione, generalmente si utilizza un plinto per ogni

3:28



È importante che l'impianto di aria compressa sia organizzato in modo tale da semplificare la manutenzione e consentire ampliamenti futuri. Nei punti di servizio di fronte agli armadi elettrici dei macchinari lo spazio deve essere almeno 1,20 m.

modulo compressore, per facilitare la pulizia del pavimento.

Per i grossi compressori centrifughi o a pistoni potrebbe essere necessario realizzare una fondazione con una soletta di calcestruzzo ancorata a un substrato roccioso o terroso solido e compatto. L'impatto delle vibrazioni esterne negli impianti di aria compressa avanzati è stato ridotto al minimo. Negli impianti con compressori centrifughi potrebbe essere necessario smorzare le vibrazioni trasmesse alle fondazioni.

### 3.5.4 Prese d'aria

Le prese d'aria dei compressori devono essere pulite e prive di contaminanti solidi e gassosi. Le particelle di polvere possono accelerare l'usura, mentre i gas corrosivi possono produrre danni notevoli.

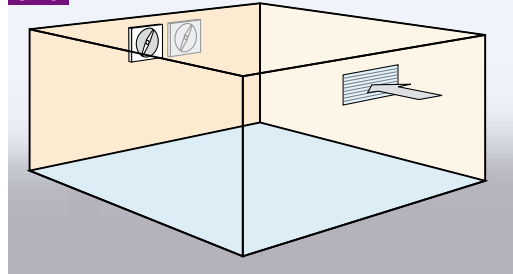
L'ingresso dell'aria del compressore generalmente è collocato sull'involucro antivibrante ma può essere collocato anche a distanza, in un luogo ove l'aria sia più pulita possibile. La contaminazione dei gas prodotti dai fumi di scarico dei veicoli può essere fatale se si mescola con l'aria che si respira. Negli impianti dove l'aria circostante contiene elevate concentrazioni di polvere è opportuno utilizzare un prefiltro (a ciclone, a pannello o rotativo); in questi casi, in fase di progetto occorre valutare la caduta di pressione causata dal prefiltro.

La presa d'aria, inoltre, dovrebbe aspirare aria fredda. Potrebbe essere opportuno instradare l'aria in tubi separati all'esterno dell'edificio.

È importante scegliere tubazioni resistenti alla corrosione, dotate di filtro all'ingresso, in modo da eliminare i rischi di aspirare neve o pioggia nel compressore. È importante, inoltre, utilizzare tubi di diametro sufficiente per ridurre il più possibile la caduta di pressione.

Il progetto delle tubazioni di ingresso nei compressori a pistone è particolarmente critico. La risonanza dei tubi delle onde sonore provocate dalla frequenza di pulsazione ciclica del compressore

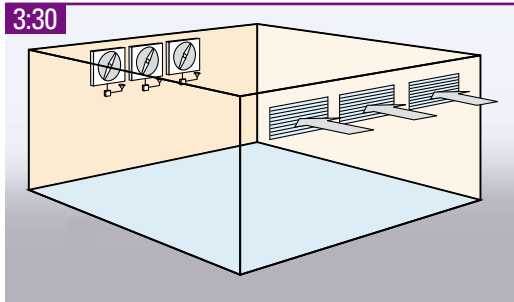
3:29



Soluzione di ventilazione basilare. Lo svantaggio è la ventilazione costante, indipendente dalla temperatura esterna. Se i compressori installati sono due, inoltre, le difficoltà aumentano. I ventilatori risulteranno sovradimensionati se si utilizza un solo compressore. Il problema può essere risolto adottando ventilatori con motori a velocità controllata che vengono avviati da un termostato multistadio.



3:30



Impianto con diversi ventilatori controllati da termostati, che gestiscono insieme i requisiti di ventilazione totali. I termostati sui singoli ventilatori sono impostati per diversi intervalli, per cui la quantità di aria di ventilazione varia a seconda della temperatura esterna e/o del numero di compressori utilizzati (dal momento che i termostati attivano i ventilatori uno dopo l'altro a seconda della temperatura del locale compressori). In alternativa, i ventilatori possono essere avviati tramite un termostato multistadio.

può danneggiare le tubazioni e il compressore, e produrre vibrazioni e rumori a bassa frequenza che potrebbero infastidire.

### 3.5.5 Ventilazione del locale compressori

Tutti i compressori emettono calore nel locale compressori; questo calore viene evacuato ventilando il locale. La quantità di aria di ventilazione dipende dalla taglia del compressore e dalla modalità di raffreddamento (ad aria o liquido).

L'aria di ventilazione per i compressori raffreddati ad aria contiene quasi il 100% dell'energia consumata dal motore elettrico sotto forma di calore. L'aria di ventilazione per i compressori raffreddati ad acqua contiene circa il 10% dell'energia consumata dal motore elettrico. Per mantenere una temperatura accettabile nel locale compressori, il calore deve essere eliminato. Il produttore del compressore deve fornire informazioni dettagliate sui requisiti della ventilazione; tali dati, però, possono essere calcolati utilizzando le seguenti relazioni:

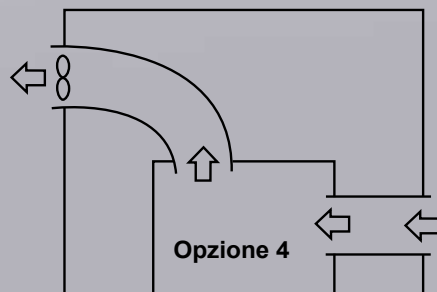
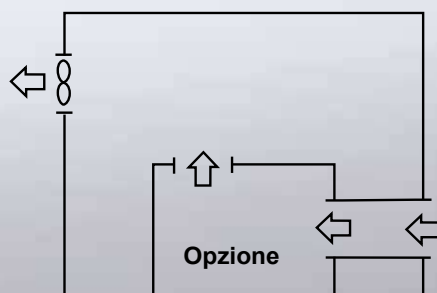
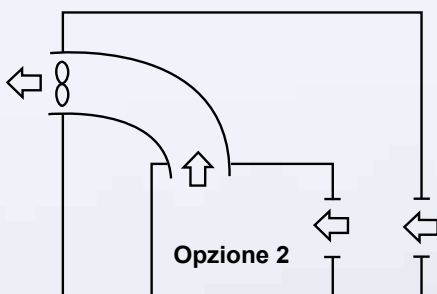
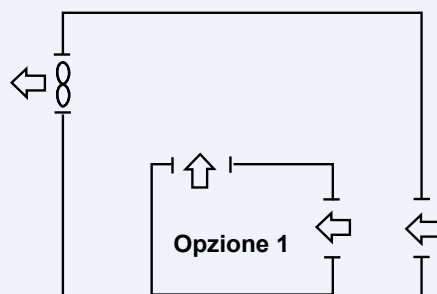
$$q_v = \frac{P_v}{1.21 \times \Delta T}$$

$q_v$  = quantità di aria di ventilazione [m<sup>3</sup>/s]

$P_v$  = flusso termico [kW]

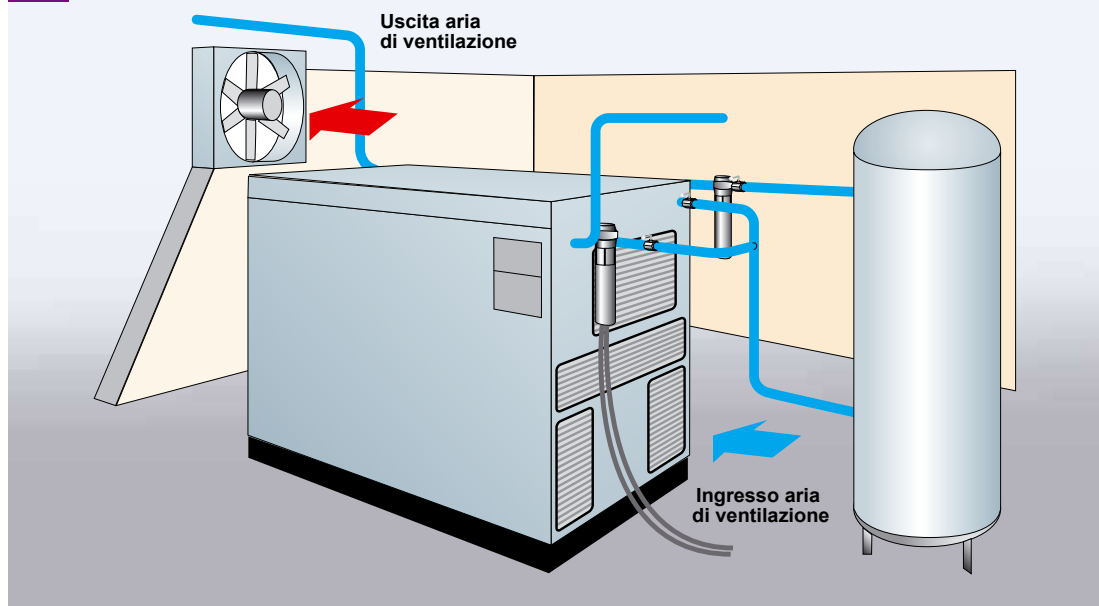
$\Delta T$  = aumento della temperatura consentito [°C]

3:31



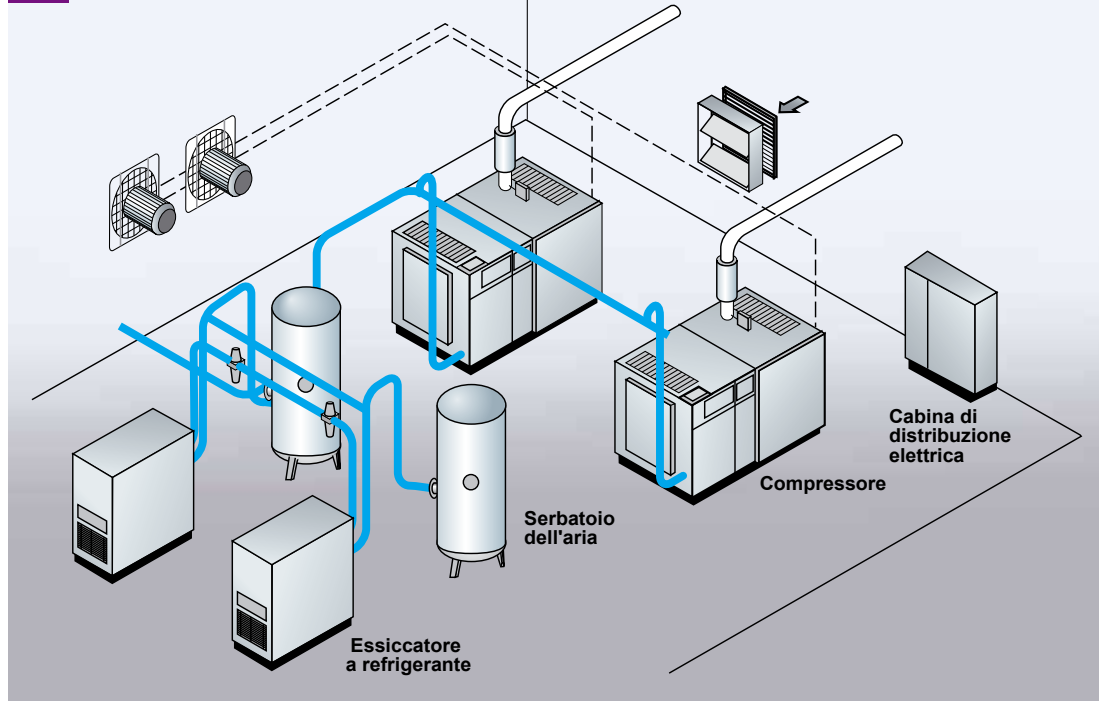
Esempi di diverse soluzioni di ventilazione.

3.32



Un semplice impianto di aria compressa. Se l'acqua di condensa può contenere olio, è necessario installare un separatore dell'olio.

3.33

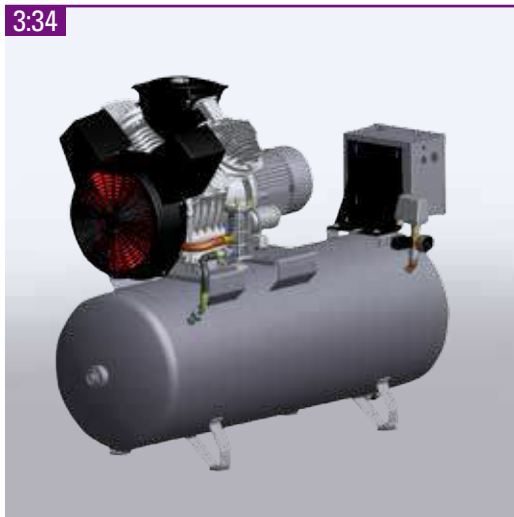


Esempio di impianto ospedaliero con alimentazione chiusa lato aspirazione e sistema ridondante al 100%.

Un metodo più efficace per gestire il problema dell'accumulo di calore consiste nel recupero dell'energia termica di scarto per riutilizzarla internamente.

L'aria di ventilazione deve essere aspirata dall'esterno, limitando il più possibile la lunghezza dei condotti. La presa d'aria, inoltre, deve essere collocata più in basso possibile ma a un'altezza tale che non possa essere coperta dalla neve nella stagione invernale. Occorre valutare attentamente anche i rischi della penetrazione di polvere, sostanze esplosive o corrosive nel locale compressori. I ventilatori devono essere collocati in alto su una parete perimetrale della sala compressori e la presa d'aria deve essere collocata sulla parete opposta. La velocità dell'aria all'ingresso dell'impianto di ventilazione non deve essere superiore a 4 m/s; a tal fine, è opportuno utilizzare ventilatori controllati tramite termostati. Questi ventilatori devono essere dimensionati in modo da gestire la caduta di pressione nei condotti, nelle feritoie delle pareti esterne ecc. La quantità di aria di ventilazione deve essere sufficiente a limitare l'aumento della temperatura del locale a 7-10 °C. Se non è possibile ventilare adeguatamente il locale, occorre valutare l'opportunità di scegliere compressori raffreddati ad acqua.

3:34



### 3.5.6 La sicurezza dei serbatoi dell'aria

I serbatoi d'acciaio utilizzati per l'aria compressa sono sempre soggetti alla corrosione interna; per tale motivo, per garantire al serbatoio una durata adeguata lo spessore del guscio include sempre una certa "tolleranza alla corrosione".

La corrosione interna è un fenomeno complesso, dovuto principalmente alla presenza di acqua di condensa all'interno del serbatoio; la corrosione interna è evidente nei serbatoi che raccolgono aria senza un essiccatore d'aria a monte, anche se una certa corrosione si verifica anche in presenza di un essiccatore.

Anche l'ambiente esterno (ad es. ambienti marini o presenza di zolfo) può causare la corrosione interna di un serbatoio.

**Un serbatoio corroso può causare fuoriuscite improvvise che in alcuni casi possono essere vere e proprie esplosioni.**

**Si tratta di un rischio enorme per l'incolumità delle persone e l'integrità degli impianti.**

Per mantenere un serbatoio in buone condizioni, occorre svuotare frequentemente l'acqua di condensa interna (ogni 8 ore o almeno una volta al giorno).

Varie normative nazionali impongono un'ispezione periodica dei serbatoi da parte di enti pubblici o da funzionari delegati; nel corso di tali ispezioni viene misurato lo spessore del guscio per accertarsi che il serbatoio sia sicuro. Se lo spessore del guscio è inferiore a un determinato limite indicato dal produttore, il serbatoio deve essere messo fuori servizio.

La misura dello spessore delle parti normalmente viene effettuata a ultrasuoni o tramite ispezione diretta, attraverso i tappi collocati alle estremità dei gusci.

Per motivi di sicurezza, non è mai concesso apportare modifiche o effettuare saldature sui serbatoi dell'aria.

## 3.6 DISTRIBUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

### 3.6.1 Generalità

Un impianto di distribuzione dell'aria compressa inefficiente implica un aumento delle bollette energetiche e una riduzione della produttività e dell'efficienza degli utensili ad aria compressa. Un impianto di distribuzione dell'aria compressa deve soddisfare tre requisiti: caduta di pressione limitata tra il compressore e il punto di consumo, perdite minime dalle tubazioni di distribuzione e separazione efficace della condensa in mancanza di un essiccatore dell'aria compressa.

Tali requisiti valgono per le tubazioni principali e per i consumi di aria compressa previsti per le esigenze attuali e future. I costi iniziali per l'installazione di tubazioni e raccordi di diametro superiore sono bassi rispetto a quelli necessari per un futuro adeguamento dell'impianto di distribuzione. Il percorso della rete dell'aria, il progetto e il dimensionamento sono importanti dal punto di vista dell'efficienza, dell'affidabilità e dei costi di produzione di aria compressa. A volte una notevole caduta di pressione nelle tubazioni è compensata dall'aumento della pressione di esercizio del compressore da 7 a 8 bar(e); questa soluzione, comunque, implica un aumento dei costi dell'aria compressa. Inoltre, quando si riduce il consumo di aria compressa, la caduta di pressione e la pressione al punto di consumo aumentano oltre la soglia consentita.

Le reti fisse di distribuzione dell'aria compressa dovrebbero essere dimensionate in modo tale che la caduta di pressione nelle tubazioni non sia superiore a 0,1 bar tra il compressore e il punto di consumo più remoto. Occorre tenere conto anche della caduta di pressione nei flessibili, nei manicotti e in altri tipi di raccordi. È particolarmente importante dimensionare correttamente questi componenti, dal momento che la massima caduta di pressione spesso si riscontra proprio in questi collegamenti. La lunghezza massima della rete di tubazioni per

una determinata caduta di pressione può essere calcolata utilizzando la seguente equazione:

$$l = \frac{\Delta p \times d^5 \times p}{450 \times q_c^{1.85}}$$

$l$  = lunghezza complessiva della tubazione [m]

$\Delta p$  = caduta di pressione consentita nella rete [bar]

$p$  = pressione di ingresso assoluta [bar(a)]

$q_c$  = portata di aria libera del compressore (FAD) [l/s]

$d$  = diametro interno della tubazione [mm]

La soluzione migliore richiede la progettazione di una rete di tubazioni ad anello chiuso attorno alla zona di consumo dell'aria; da tale anello si dipartono le tubazioni secondarie dirette ai vari punti di consumo. Questo tipo di configurazione della rete garantisce una fonte d'aria compressa uniforme, anche se l'utilizzo è intermittente, in quanto l'aria arriva nel punto di consumo da due direzioni.

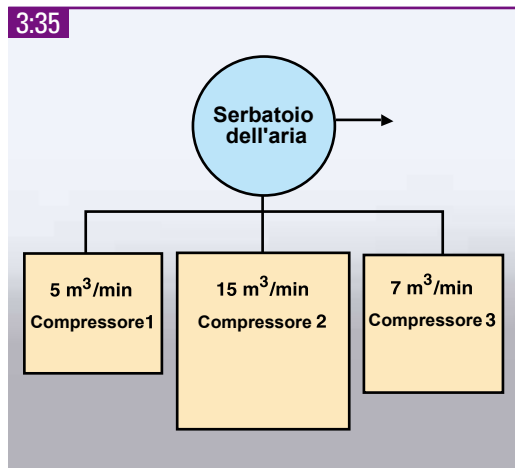
Questo sistema dovrebbe essere utilizzato in tutti gli impianti, ad eccezione di alcuni punti di consumo dove il fabbisogno d'aria è nettamente superiore e la distanza dall'impianto di aria compressa è notevole. In questi punti è opportuno predisporre una tubazione principale separata.

#### 3.6.1.1 Serbatoio dell'aria

Ogni impianto di aria compressa include uno o più serbatoi d'aria. Le dimensioni dipendono dalla capacità del compressore, dal sistema di regolazione e dalla modalità di consumo dell'aria. Il serbatoio dell'aria assolve a varie funzioni: è un contenitore tampone, bilancia le pulsazioni provenienti dal compressore, raffredda l'aria e raccoglie la condensa, per cui deve essere dotato di un dispositivo di scarico della condensa.

Nel dimensionamento del volume di un serbatoio si applica la seguente relazione (valida solo per i compressori con possibilità di regolazione carico/scarico):

3:35



Se un impianto contiene vari compressori, il serbatoio dell'aria è sempre dimensionato in base al compressore di taglia maggiore.

$$V = \frac{0.25 \times q_c \times p_1 \times T_0}{f_{\max} \times (p_U - p_L) \times T_1}$$

$V$  = volume del serbatoio dell'aria [l]

$q_c$  = FAD del compressore [l/s]

$p_1$  = pressione di ingresso del compressore [bar(a)]

$T_1$  = temperatura massima di ingresso del compressore [K]

$T_0$  = temperatura dell'aria del compressore nel serbatoio [K]

$(p_U - p_L)$  = differenza della pressione impostata tra carico e scarico

$f_{\max}$  = massima frequenza di carico (per i compressori Atlas Copco equivale a 1 ciclo ogni 30 secondi)

Per i compressori dotati di variatori di velocità (VSD), il volume del serbatoio dell'aria può essere ridotto notevolmente. Quando si utilizza la formula sopra riportata, il valore di  $q_c$  deve considerato come FAD alla minima velocità.

Quando la domanda di aria compressa implica picchi elevati in brevi periodi di tempo, economicamente non conviene dimensionare il compressore o la rete di tubazioni tenendo conto esclusivamente di queste condizioni di picco, ma è opportuno predisporre un serbatoio dell'aria separato in prossimità del punto di consumo, dimensionato in base alla massima domanda d'aria.

In casi più estremi, per soddisfare elevati picchi di domanda a breve termine è opportuno predisporre un compressore ad alta pressione di taglia inferiore con un grosso serbatoio. In questo caso, la taglia del compressore deve essere scelta in base al consumo medio e il serbatoio può essere dimensionato in base alle seguenti relazioni:

$$V = \frac{q \times t}{p_1 - p_2} = \frac{L}{p_1 - p_2}$$

$V$  = volume del serbatoio dell'aria [l]

$q$  = flusso d'aria durante la fase di svuotamento [l/s]

$t$  = durata della fase di svuotamento [s]

$p_1$  = pressione di esercizio normale nella rete [bar]

$p_2$  = pressione minima per l'utenza [bar]

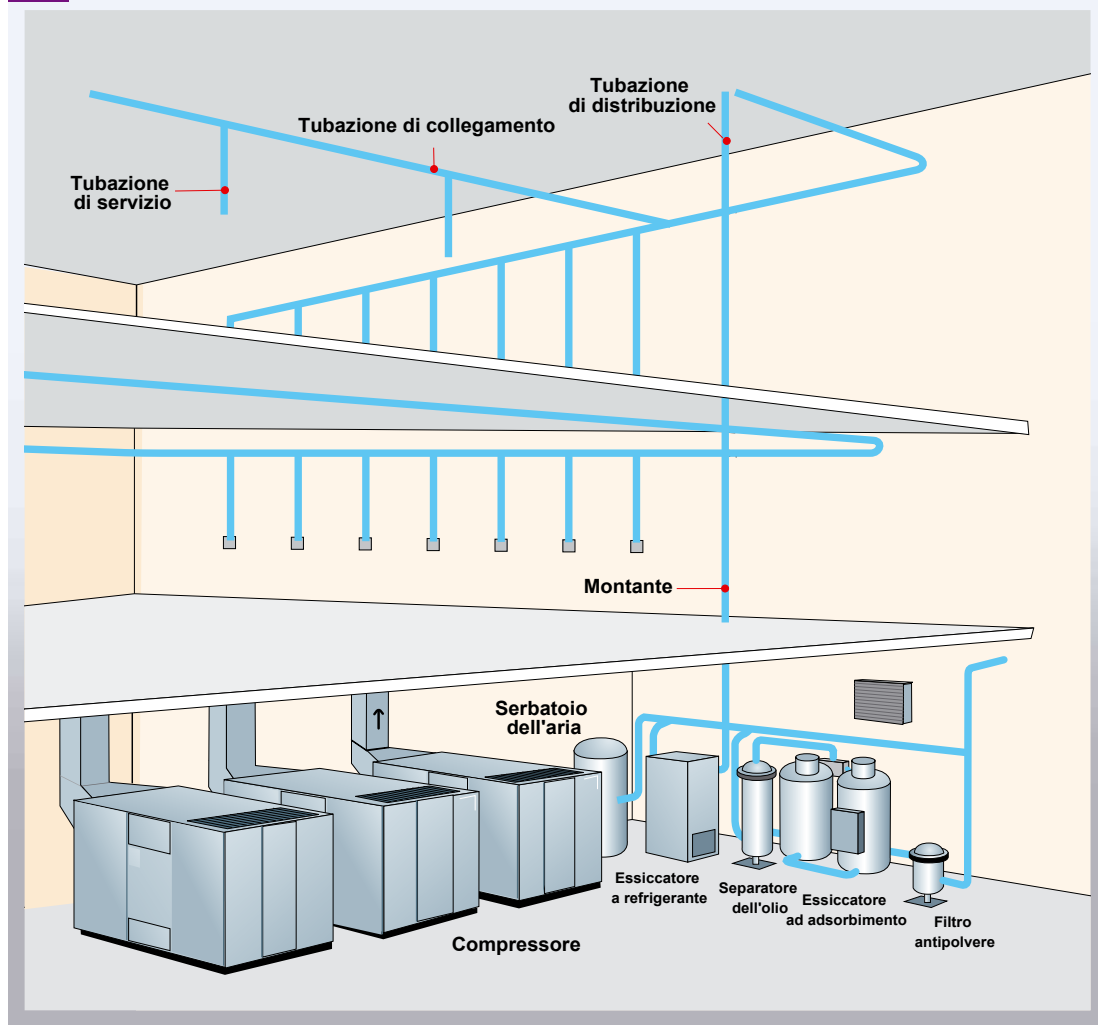
$L$  = aria necessaria nella fase di riempimento [l/ciclo di lavoro]

La formula non tiene conto della possibilità del compressore di fornire aria durante la fase di svuotamento. Un'applicazione comune è l'avviamento di grossi motori navali, in cui la pressione di riempimento del serbatoio è 30 bar.

### 3.6.2 Progettazione della rete di aria compressa

Il primo punto nella progettazione e nel dimensionamento di una rete di aria compressa consiste nella compilazione di un elenco di tutte le apparecchiature che devono essere alimentate dall'aria compressa, con uno schema che ne riporta le singole posizioni. Le utenze vengono raggruppate in unità logiche e vengono alimentate dalle stesse tubazioni di distribuzione, che a loro volta sono alimentate dalle montanti dell'impianto di aria compressa. Una rete di aria compressa di maggiori dimensioni può essere divisa in quattro parti principali: montanti, tubazioni di distribuzione, tubazioni di servizio e raccordi di aria compressa. Le montanti trasportano l'aria compressa prodotta dall'impianto alla zona di consumo; le tubazioni di distribuzione suddividono l'aria nella zona di distribuzione; le tubazioni di servizio dirigono l'aria dalle tubazioni di distribuzione alle utenze.

3.36



### 3.6.3 Dimensionamento della rete di aria compressa

La pressione ottenuta immediatamente a valle del compressore generalmente non è mai totalmente utilizzabile, dal momento che la distribuzione dell'aria compressa implica una certa perdita di pressione, principalmente a causa dell'attrito nelle tubazioni. Nelle valvole e nelle curve delle tubazioni, inoltre, si verificano strozzamenti e cambi di direzione del flusso. Le perdite, che si convertono in calore, determinano cadute di pressione calcolabili con la seguente equazione, valida per tubazioni dritte:

$$\Delta p = 450 \times \frac{q_c^{1.85} \times l}{d^5 \times p}$$

$\Delta p$  = caduta di pressione [bar]

$q_c$  = flusso d'aria (FAD) [l/s]

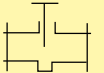

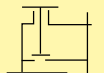



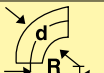
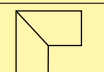
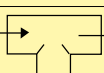
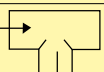
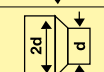
$d$  = diametro interno della tubazione [mm]

$l$  = lunghezza della tubazione [m]

$p$  = pressione iniziale assoluta [bar(a)]

Nel calcolo dei vari componenti della rete di aria compressa è possibile utilizzare i seguenti valori per determinare la caduta di pressione consentita:

3:37

Lunghezza equivalente in metri												
Componente		Diametro interno del tubo in mm (d)										
		25	40	50	80	100	125	200	250	300	400	
Valvola a sfera (flusso totale)		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Valvola a diaframma totalmente aperta		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Valvola a squadra totalmente aperta		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Valvola a otturatore		7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Valvola di ritegno a farfalla		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Gomito R = 2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Gomito R = d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Angolo 90°		1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Raccordo a T con passaggio diretto		0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
Raccordo a T con passaggio laterale		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Niplo di riduzione		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

Alcuni raccordi con le relative perdite nelle tubazioni di vario diametro. Le perdite vengono ricalcolate valutando la lunghezza corrispondente della tubazione (m).

Caduta di pressione nelle tubazioni di servizio	0,03 bar
Caduta di pressione nelle tubazioni di distribuzione	0,05 bar
Caduta di pressione nelle montanti	0,02 bar
Caduta di pressione totale nella rete di tubazioni fisse	0,10 bar

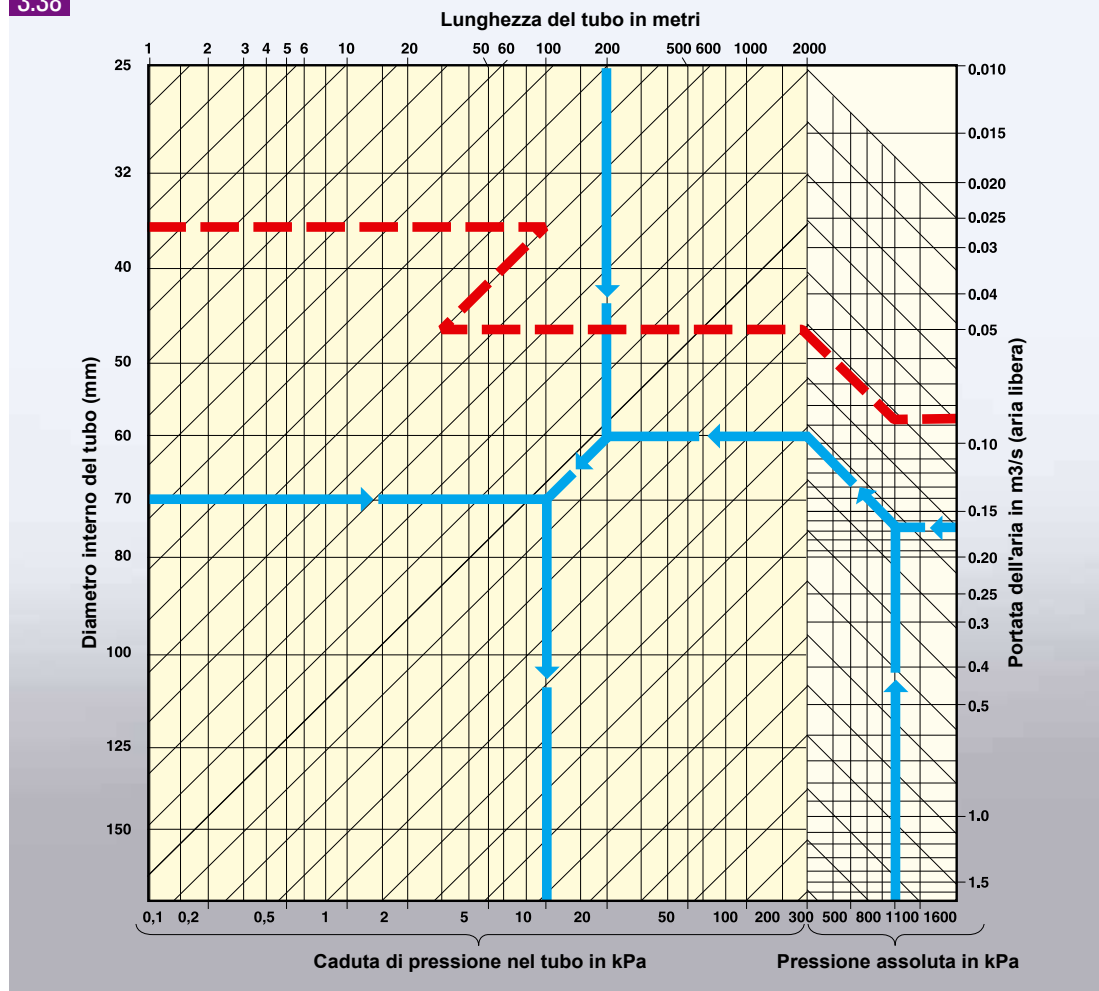
Occorre determinare la lunghezza richiesta delle tubazioni per i vari componenti della rete (montanti, tubazioni di distribuzione e di servizio). A tale scopo, è possibile utilizzare una planimetria in

scala. La lunghezza delle tubazioni viene corretta con l'aggiunta delle lunghezze delle tubazioni per le valvole, le curve, le giunzioni ecc., come illustrato nella Figura 3.36.

Come alternativa alla formula sopra indicata, nel calcolo del diametro delle tubazioni è possibile utilizzare un nomogramma (illustrato nella Figura 3.37) per determinare il diametro ideale delle tubazioni. Per effettuare il calcolo occorre conoscere la portata, la pressione, la caduta di pressione consentita e la lunghezza delle tubazioni. A questo punto, occorre determinare il diametro massimo e minimo delle tubazioni.

Le lunghezze delle tubazioni equivalenti per tut-

3.38



ti i componenti dell'impianto vengono calcolate utilizzando un elenco di tutti i raccordi e i componenti delle tubazioni con la resistenza al flusso espressa in lunghezza equivalente delle tubazioni. Alla lunghezza delle tubazioni dritte viene aggiunta una lunghezza supplementare. Le dimensioni scelte per la rete, quindi, vengono ricalcolate per accertarsi che la caduta di pressione non sia eccessiva. Per gli impianti di dimensioni notevoli, le singole sezioni (tubazioni di servizio, di distribuzione e montanti) dovrebbero essere calcolate separatamente.

### 3.6.4 Misurazione del flusso

La collocazione strategica di appositi flussometri semplifica l'addebito interno e la ripartizione eco-

nomica dell'uso dell'aria compressa in azienda. L'aria compressa è un mezzo di produzione che dovrebbe essere incluso nei costi di produzione dei singoli reparti aziendali. Da questo punto di vista, tutti gli interessati potrebbero trarre vantaggio dal tentativo di ridurre i consumi nei vari reparti.

I flussometri attualmente disponibili sul mercato forniscono vari dati: valori numerici per la lettura manuale ma anche dati di misurazione inviati direttamente a un computer o a un modulo di addebito.

Questi flussometri generalmente sono montati in prossimità delle valvole di intercettazione. Le misurazioni nelle tubazioni ad anello richiedono particolare attenzione, dal momento che il misuratore deve essere in grado di misurare i flussi in entrambi i sensi.



## 3.7 IMPIANTO ELETTRICO

### 3.7.1 Generalità

Il dimensionamento e l'installazione di un compressore richiede la conoscenza dell'interazione dei vari componenti e delle regolazioni e interventi da effettuare.

Di seguito è riportata una panoramica dei parametri da considerare per realizzare un impianto di aria compressa con un impianto elettrico efficace.

### 3.7.2 Motori

Per il funzionamento dei compressori vengono utilizzati per lo più motori trifase a induzione a gabbia di scoiattolo. I motori a bassa tensione sono utilizzati per potenze comprese tra 450 e 500 kW, mentre potenze maggiori impongono l'uso di motori ad alta tensione.

La classe di protezione dei motori è regolata dalle normative. I modelli resistenti alla polvere e agli schizzi d'acqua (IP55) sono preferibili rispetto ai modelli aperti (IP23), che richiedono regolarmente lo smontaggio e la pulizia. In altri casi, i depositi di polvere nelle macchine causano surriscaldamenti che riducono la durata delle apparecchiature. Dal momento che il modulo compressore fornisce una protezione basilare contro acqua e polvere, è possibile utilizzare una classe di protezione inferiore a IP55.

Il motore, che in genere è raffreddato tramite ventole, viene scelto per il funzionamento a una temperatura ambiente non superiore a 40 °C e un'altitudine non superiore a 1000 m. Alcuni produttori offrono motori standard in grado di funzionare a una temperatura ambiente di 46 °C. Maggiore è la temperatura o l'altitudine, maggiore è la declassificazione da applicare al motore. Il motore generalmente è montato tramite flange ed è collegato direttamente al compressore. La velocità è adatta al tipo di compressore, ma in pratica vengono utilizzati solo motori bipolari o quadripolari con velocità rispettivamente di 3.000 e 1.500 giri/min.

Anche il rendimento nominale del motore dipende dal compressore e deve soddisfare il più possibile i requisiti del compressore.

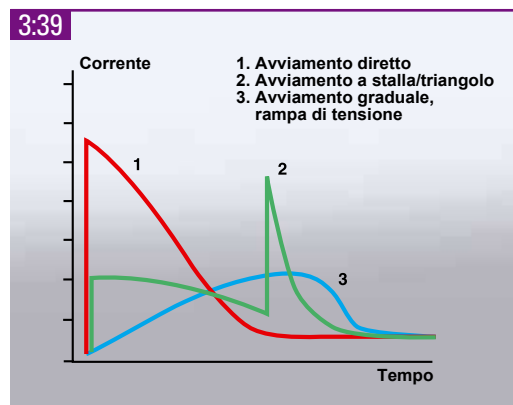
Un motore sovradimensionato è più costoso, richiede una corrente di avviamento superiore, fusibili più grandi, con un fattore di potenza e un'efficienza inferiori; un motore sottodimensionato, invece, si sovraccarica rapidamente e potrebbe rompersi.

Nella scelta del motore occorre valutare anche un altro parametro: la modalità di avviamento. Il motore si avvia solo a un terzo della coppia di avviamento nominale per un avviamento stella/triangolo. Un confronto tra le curve di coppia del motore e del compressore, quindi, sarà senz'altro utile per garantire il corretto avviamento dei compressori.

### 3.7.3 Metodi di avviamento

I metodi di avviamento più comuni sono l'avviamento diretto, stella/triangolo e graduale (soft start). L'avvio diretto è semplice e richiede solo un contattore e una protezione dai sovraccarichi. Lo svantaggio è rappresentato dalla corrente di avviamento elevata (6-10 volte la corrente nominale del motore) e dalla coppia di avviamento elevata che potrebbe, ad esempio, danneggiare gli alberi e i giunti.

L'avviamento stella/triangolo limita la corrente di avviamento. Lo starter è costituito da tre contattori, una protezione dai sovraccarichi e un timer. Il motore viene avviato con il collegamento a stella e dopo un determinato periodo di tempo (al raggiungimento del 90% della velocità nominale) il timer attiva i contattori in modo che il motore sia collegato a stella (cioè la modalità di funzionamento). Per ulteriori dettagli, si rimanda al paragrafo 1.6.5.7.



Corrente di avviamento con diversi metodi di avviamento.

Rispetto all'avviamento diretto, l'avviamento stella/triangolo riduce a 1/3 la corrente di avviamento e anche la coppia di avviamento. Una coppia di avviamento relativamente bassa limita il carico sul motore durante la fase di avviamento, per cui il motore virtualmente raggiunge la velocità nominale prima del passaggio al collegamento a triangolo. Se la velocità è insufficiente, viene generato un piccolo corrente/coppia, come con l'avviamento diretto, durante il passaggio al collegamento a triangolo.

L'avvio graduale, che può rappresentare un metodo di avviamento alternativo a quello stella/triangolo, avviene tramite uno starter costituito da semiconduttori (commutatori IGBT) che sostituisce i contattori meccanici. L'avvio avviene in maniera graduale e la corrente di avviamento non è superiore al triplo della corrente nominale.

Gli starter per l'avviamento diretto e l'avviamento stella/triangolo nella maggior parte dei casi sono integrati nel compressore. Negli impianti di aria compressa di maggiori dimensioni, le unità possono essere collocate separatamente in un quadro elettrico a causa dei requisiti di spazio, della generazione di calore e dell'accesso per la manutenzione.

Lo starter per l'avvio graduale generalmente viene collocato separatamente in prossimità del compressore, a causa dell'irraggiamento termico, ma può essere integrato all'interno del modulo compressore purché l'impianto di raffreddamento sia adeguatamente protetto. Per i compressori ad alta tensione, le apparecchiature di avviamento sono sempre collocate in un armadio elettrico separato.

### 3.7.4 Tensione di controllo

Generalmente al compressore non viene applicata una tensione di controllo separata, in quanto quasi tutti i compressori integrano un trasformatore di controllo. L'estremità primaria del trasformatore è collegata alla fonte di alimentazione del compressore; questa configurazione garantisce un funzionamento più affidabile. In caso di disturbi nella fonte di alimentazione, il compressore viene arrestato immediatamente, inibendone il riavvio.

Questa funzione con una tensione di controllo alimentata internamente dovrebbe essere utilizzata nei casi in cui lo starter si trova lontano dal compressore.

### 3.7.5 Protezione dai corto circuiti

Come protezione dai corto circuiti, da collocare in uno dei punti di partenza dei cavi, è possibile scegliere fusibili o interruttori. A prescindere dalla scelta, se la soluzione è dimensionata correttamente in base all'impianto, garantisce un livello di protezione adeguato.

Entrambi i metodi presentano vantaggi e svantaggi. I fusibili sono ampiamente collaudati e garantiscono una maggiore sicurezza degli interruttori in caso di correnti di corto circuito elevate, ma non garantiscono l'isolamento completo dell'interruzione del circuito; i tempi di sgancio, inoltre, sono maggiori se le correnti di guasto sono minori. Un interruttore garantisce un isolamento rapido e completo, anche se le correnti di guasto sono limitate, ma complica il lavoro progettuale. Il dimensionamento della protezione dai corto circuiti si basa sul carico previsto e sui limiti dello starter.

Per una protezione dai corto circuiti dello starter, consultare la norma IEC (International Electrotechnical Commission) 60947-4-1, tipo 1 e tipo 2. La scelta del tipo 1 o 2 si basa sugli effetti di un corto circuito sullo starter.

**Tipo 1:** in condizioni di corto circuito, il contattore o lo starter non causano danni alle persone o all'impianto, ma potrebbero non funzionare più se non vengono riparati o sostituiti i componenti.

**Tipo 2:** in condizioni di corto circuito, il contattore o lo starter non causano danni alle persone o all'impianto e possono essere utilizzati ancora. Il rischio di saldature difettose dei contattori è noto, per cui il produttore deve indicare chiaramente gli interventi di manutenzione necessari.

### 3.7.6 Cavi

In base alle normative, i cavi devono essere dimensionati in modo tale che durante il normale funzionamento non raggiungano temperature eccessive e non subiscano danni termici o meccanici in caso di corto circuito. Il dimensionamento e la scelta dei cavi si basa sul carico, sulla caduta di tensione

3:40



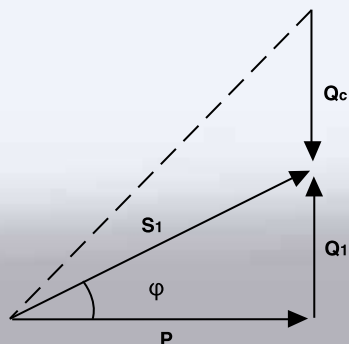
Schema semplificato del collegamento di un motore elettrico alla rete di alimentazione.

consentita, sul metodo di instradamento (su passerella, nella parete ecc.) e sulla temperatura ambiente. È possibile, ad esempio, scegliere i fusibili per proteggere i cavi e per garantire una protezione dai corto circuiti e dai sovraccarichi. Per il funzionamento dei motori, si utilizza una protezione dai corto circuiti (ad es. i fusibili) e una protezione dai sovraccarichi separata (generalmente la protezione del motore inclusa nello starter).

La protezione dai sovraccarichi salvaguarda l'integrità del motore e dei cavi scollegando lo starter nel caso in cui il carico di corrente superi un determinato valore. La protezione dai corto circuiti salvaguarda lo starter e i cavi dai sovraccarichi. Il dimensionamento dei cavi in base al carico è trattato nella norma IEC 60364-5-52.

Nel dimensionamento dei cavi e della protezione dai corto circuiti occorre tenere presente un altro parametro: la "condizione di sgancio". Questa condizione implica che l'impianto debba essere progettato in modo che in caso di corto circuito in un punto qualunque dell'impianto l'interruzione del circuito deve avvenire in maniera rapida e sicura. L'idoneità delle contromisure è determinata, tra l'altro, dalla protezione dai corto circuiti e dalla lunghezza e dalla sezione dei cavi.

3:41



La potenza reattiva  $Q_c$  serve ad incrementare a 1 il fattore di potenza del motore  $\cos(\varphi)$ .

### 3.7.7 Compensazione delle fasi

Il motore elettrico non solo consuma energia (che può essere convertita in lavoro meccanico) ma anche potenza reattiva necessaria per la magnetizzazione del motore. La potenza reattiva rappresenta un carico sui cavi e sul trasformatore. La relazione tra la potenza attiva e reattiva è determinata dal fattore di potenza ( $\cos\varphi$ ), che generalmente è compreso tra 0,7 e 0,9; il valore minore caratterizza i motori di taglia inferiore.

Il fattore di potenza virtualmente può essere 1 se la generazione della potenza reattiva avviene direttamente nel macchinario grazie a un condensatore, che riduce l'assorbimento di potenza reattiva dalla rete elettrica. L'importanza della compensazione delle fasi risiede nel fatto che il fornitore dell'energia elettrica può addebitare il prelievo di potenza reattiva oltre un livello predeterminato con la necessità di scaricare trasformatori e cavi molto carichi.

## 3.8 EMISSIONI ACUSTICHE

### 3.8.1 Generalità

Tutti i macchinari producono rumori e vibrazioni. Le emissioni acustiche sono onde sonore longitudinali che attraversano l'aria, che è un mezzo elastico. Le onde sonore causano lievi modifiche nella pressione dell'aria dell'ambiente, registrabili da uno strumento sensibile alla pressione (ad es. un microfono).

Una fonte acustica irradia potenza sonora e produce un'oscillazione della pressione sonora nell'aria. La potenza sonora è la causa di questo fenomeno, mentre la pressione sonora è l'effetto.

Si consideri l'analogia seguente: un riscaldatore elettrico irraggia nell'ambiente provocando un cambiamento della temperatura. La variazione della temperatura nell'ambiente, ovviamente, dipende dall'ambiente stesso. Per la stessa fonte di potenza elettrica, tuttavia, il riscaldatore irraggia la stessa potenza che è pressoché indipendente dall'ambiente. La relazione tra la potenza sonora e la pressione sonora è simile. Il suono che si avverte dipende dalla pressione sonora, ma tale pressione è causata dalla potenza sonora della fonte di emissioni acustiche.

La potenza sonora si esprime in Watt, mentre il livello di potenza sonora si esprime in decibel (dB) con una scala logaritmica rapportata a un valore di riferimento standardizzato:

$$L_W = 10 \times \log\left(\frac{W}{W_0}\right)$$

$L_W$  = livello di potenza sonora [dB]

$W$  = potenza sonora effettiva [W]

$W_0$  = potenza sonora di riferimento [ $10^{-12}$  W]

La pressione sonora si esprime in Pa. Anche il livello di pressione sonora si esprime in decibel (dB) con una scala logaritmica rapportata a un valore di riferimento standardizzato:

$$L_p = 10 \times \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20 \times \log\left(\frac{p}{p_0}\right)$$

$L_p$  = livello di pressione sonora [dB]

$p$  = pressione sonora effettiva [Pa]

$p_0$  = pressione sonora di riferimento [ $20 \times 10^{-6}$  Pa]

La pressione sonora osservata dipende dalla distanza dalla fonte e dall'ambiente acustico in cui si propagano le onde sonore. Se i rumori si propagano all'interno, dipende dalla dimensione dell'ambiente e dall'assorbimento acustico delle superfici. Di conseguenza, il rumore emesso da una macchina non è totalmente quantificabile misurando la pressione sonora. A differenza della pressione sonora, la potenza sonora è più o meno indipendente dall'ambiente.

Per tale motivo, i dati sul livello di pressione sonora devono essere completati con altri dati: la distanza della posizione di misurazione dalla fonte acustica (specificata, ad es., in base a determinate norme) e

la costante ambientale del locale in cui viene effettuata la misurazione. In alternativa, si presume che l'ambiente sia illimitato (cioè aperto). In un ambiente illimitato non esistono pareti che riflettono le onde sonore influenzando sulla misurazione.

## 3.8.2 Assorbimento

Quando le onde sonore si scontrano con una superficie, alcune onde vengono riflesse, altre vengono assorbite nel materiale di cui è costituita la superficie. La pressione sonora in un determinato istante è rappresentata in parte dal suono generato dalla fonte, in parte dal suono riflesso dalle superfici circostanti (dopo una o più riflessioni).

L'efficacia con cui una superficie assorbe il suono dipende dal materiale di cui è costituita. Tale efficacia è espressa generalmente come fattore di assorbimento (compreso tra 0 e 1, dove 0 implica una riflessione totale e 1 un assorbimento totale).

## 3.8.3 Costante ambientale

L'impatto dell'ambiente sulla propagazione delle onde sonore può essere determinato dalla costante ambientale, che per un ambiente con varie pareti e superfici può essere calcolata, tenendo conto delle dimensioni e delle caratteristiche di assorbimento delle varie superfici, con la seguente equazione:

$$K = \frac{A \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\text{total absorption}}{\text{total surface area}}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{A_1 \alpha_1 + A_2 \alpha_2 + \dots}{A_1 + A_2 + \dots}$$

$K$  = costante ambientale

$\bar{\alpha}$  = fattore di assorbimento medio dell'ambiente

$A$  = superficie totale dell'ambiente [ $m^2$ ]

$A_1, A_2$  ecc. sono le singole superfici dell'ambiente i cui fattori

di assorbimento sono  $\alpha_1, \alpha_2$  ecc.

## 3.8.4 Riverbero

La costante ambientale può essere determinata anche con la durata del riverbero misurata. La durata del riverbero  $T$  è il tempo impiegato dalla pressione sonora per ridursi di 60 dB una volta che il suono è terminato. Il fattore di assorbimento

medio per l'ambiente viene calcolato come segue:

$$\bar{\alpha} = \frac{0.163 \cdot V}{T}$$

V = volume dell'ambiente [m<sup>3</sup>]

T = durata del riverbero [s]

La costante ambientale K viene ottenuta dalla seguente espressione:

$$K = \frac{A \cdot \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

A = superficie totale dell'ambiente [m<sup>2</sup>]

I coefficienti di assorbimento per i vari materiali delle superfici dipendono dalla frequenza e sono rappresentati dalla durata del riverbero ricavata e dalla costante ambientale.

### 3.8.5 Relazione tra potenza sonora e pressione sonora

In determinate condizioni, la relazione tra la potenza sonora e la pressione sonora può essere espressa in maniera semplice.

Se il suono viene emesso da una fonte sonora puntiforme in un ambiente privo di superfici riflettenti oppure all'esterno, in assenza di pareti vicine alla fonte sonora, il suono si distribuisce in maniera uniforme in tutte le direzioni, per cui l'intensità sonora è la stessa in ogni punto collocato alla stessa distanza della fonte sonora. Di conseguenza, l'intensità è costante in tutti i punti su una superficie sferica che circonda la fonte sonora.

Quando la distanza dalla fonte raddoppia, la superficie sferica a tale distanza si quadruplica, per cui si deduce che la pressione sonora si riduce di 6 dB ogni volta che la distanza dalla fonte sonora raddoppia. Questo risultato, però, non è valido se l'ambiente include pareti dure e riflettenti; in questo caso, invece, occorre tenere conto del suono riflesso dalle pareti.

$$L_p = L_w + 10 \times \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right)$$

L<sub>p</sub> = livello di pressione sonora [dB]

L<sub>w</sub> = livello di potenza sonora [dB]

Q = fattore direzionale

r = distanza dalla fonte sonora

Per Q è possibile utilizzare valori empirici (per altre posizioni della fonte sonora il valore di Q deve essere stimato):

Q = 1	se la fonte sonora è sospesa al centro di un grosso ambiente.
Q = 2	Se la fonte sonora è collocata vicino al centro di una parete dura e riflettente.
Q = 4	Se la fonte sonora è collocata vicino all'intersezione di due pareti.
Q = 8	Se la fonte sonora è collocata vicino a un angolo (intersezione di tre pareti).

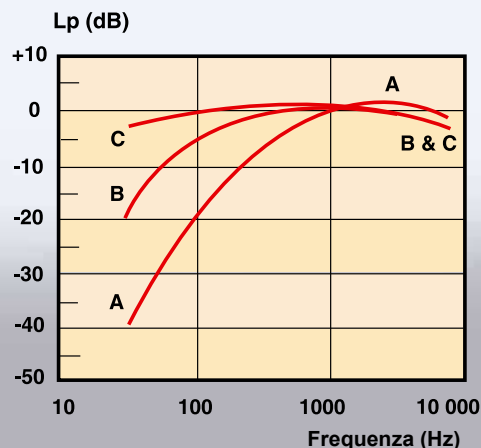
se la fonte sonora è collocata in un ambiente le cui superfici non assorbono tutti i suoni, la pressione sonora aumenta a causa del riverbero. Questo incremento è inversamente proporzionale alla costante ambientale:

$$L_p = L_w + 10 \times \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{K}\right)$$

In prossimità della fonte, la pressione sonora diminuisce di 6 dB al raddoppio della distanza. Se la distanza dalla fonte aumenta, tuttavia, la pressione sonora dipende dalla riflessione, per cui la riduzione con l'aumento della distanza è minima.

Le macchine che trasmettono il rumore non si comportano come fonti puntiformi se chi ascolta

3:42



Dipendenza della frequenza dei vari filtri utilizzata per valutare i livelli sonori nella misurazione del suono. La soluzione più comune è il filtro A.

si trova a una distanza dal centro della macchina inferiore a 2-3 volte le dimensioni massime della macchina.

### 3.8.6 Misurazione del suono

L'orecchio umano distingue i suoni di varie frequenze con diversa efficienza di percezione. Le frequenze basse o molto alte sono percepite con minore intensità rispetto alle frequenze comprese tra 1000 e 2000 Hz. Vari filtri standardizzati regolano i livelli misurati a basse e alte frequenze per emulare la capacità dell'orecchio umano di percepire i suoni. Quando si misurano i rumori nei luoghi di lavoro e negli ambienti industriali, si utilizza per lo più il filtro A e il livello sonoro viene espresso in dB(A).

### 3.8.7 Interazione delle diverse fonti sonore

Quando esistono più fonti sonore che emettono suoni verso un ricevitore comune, la pressione

3:43

Differenza tra fonti sonore (dB)	Aggiunta alle fonti sonore più potenti (dB)
0	3
1	2.5
2	2.0
3	1.5
4	1.5
5	1.0
6	1.0
7	0.8
8	0.6
9	0.5
10	0.4
11	0.3
12	0.3
13	0.2
14	0.2
15	0.1

Il nomogramma definisce quanti dB devono essere aggiunti al livello sonoro più elevato nell'aggiunta di due livelli sonori.

3:44

Differenza tra il livello di rumorosità totale e il rumore di fondo	Sottrazione dal livello di rumorosità totale (dB)
3	3
4	2
5	1.5
6	1.5
7	1
8	0.75
9	0.5
10	0.4
11	0.4
12	0.3
13	0.2
14	0.2
15	0.1

Il nomogramma definisce quanti dB devono essere sottratti dal livello sonoro totale con diversi livelli di rumore di fondo per stimare il livello sonoro netto.

sonora aumenta. Tuttavia, dal momento che i livelli acustici sono definiti in maniera logaritmica, non possono essere semplicemente sommati in maniera algebrica. Quando sono attive più di due fonti sonore, si aggiungono le prime due, poi si aggiunge la terza alla somma delle prime due e così via. Quando occorre aggiungere due fonti sonore con gli stessi livelli acustici, il risultato è un incremento di 3 dB. La formula per l'aggiunta di due livelli acustici (pressione sonora e potenza sonora) è la seguente:

$$L_p(\text{sum}) = 10 \times \log(10^{L_p(1)} + 10^{L_p(2)})$$

Per sottrarre livelli acustici si applica una formula simile.

Il rumore di fondo rappresenta un caso particolare che richiede una sottrazione. Il rumore di fondo viene considerato come fonte sonora separata e il valore viene sottratto dal livello acustico misurato.

### 3.8.8 Attenuazione del suono

Esistono cinque metodi per attenuare il suono: isolamento del suono, assorbimento del suono, isolamento delle vibrazioni, smorzamento delle vibrazioni e smorzamento della fonte sonora.

L'isolamento del suono richiede la collocazione di una barriera acustica tra la fonte sonora e il ricevitore. Ciò implica che solo una parte del suono può essere isolata, a seconda della superficie della barriera e delle sue caratteristiche isolanti. Una barriera più grande e più pesante è più efficiente di una più piccola e più leggera.

Per assorbire il suono occorre circondare la fonte sonora con sostanze assorbenti porose e leggere applicate a una barriera. Gli assorbenti di maggiore spessore sono più efficaci di quelli più sottili; generalmente le densità minime sono circa 30 kg/m<sup>3</sup> per le schiume poliuretatiche a celle aperte e circa 150 kg/m<sup>3</sup> per la lana minerale.

L'isolamento delle vibrazioni serve a impedire il trasferimento delle vibrazioni da una parte all'altra di una struttura. Un problema comune consiste nel trasferimento delle vibrazioni da una macchina incorporata alla barriera fonoisolante circostante o applicata al pavimento. Molle d'acciaio, molle pneumatiche, sughero, plastica e gomma sono esempi di materiali utilizzati per l'isolamento delle vibrazioni. La scelta dei materiali e il relativo dimensionamento sono determinati dalla frequenza delle vibrazioni e dai requisiti di stabilità della macchina.

Lo smorzamento delle vibrazioni richiede una struttura dotata di una superficie di smorzamento esterna costituita da materiale elastico con elevata isteresi. Quando la superficie di smorzamento applicata è sufficientemente spessa, una parete non vibra ma conseguentemente emette un suono. Lo smorzamento di una fonte sonora spesso influisce sul funzionamento; inoltre può fornire risultati limitati ma incide solo marginalmente sui costi.

### 3.8.9 Rumorosità degli impianti di aria compressa

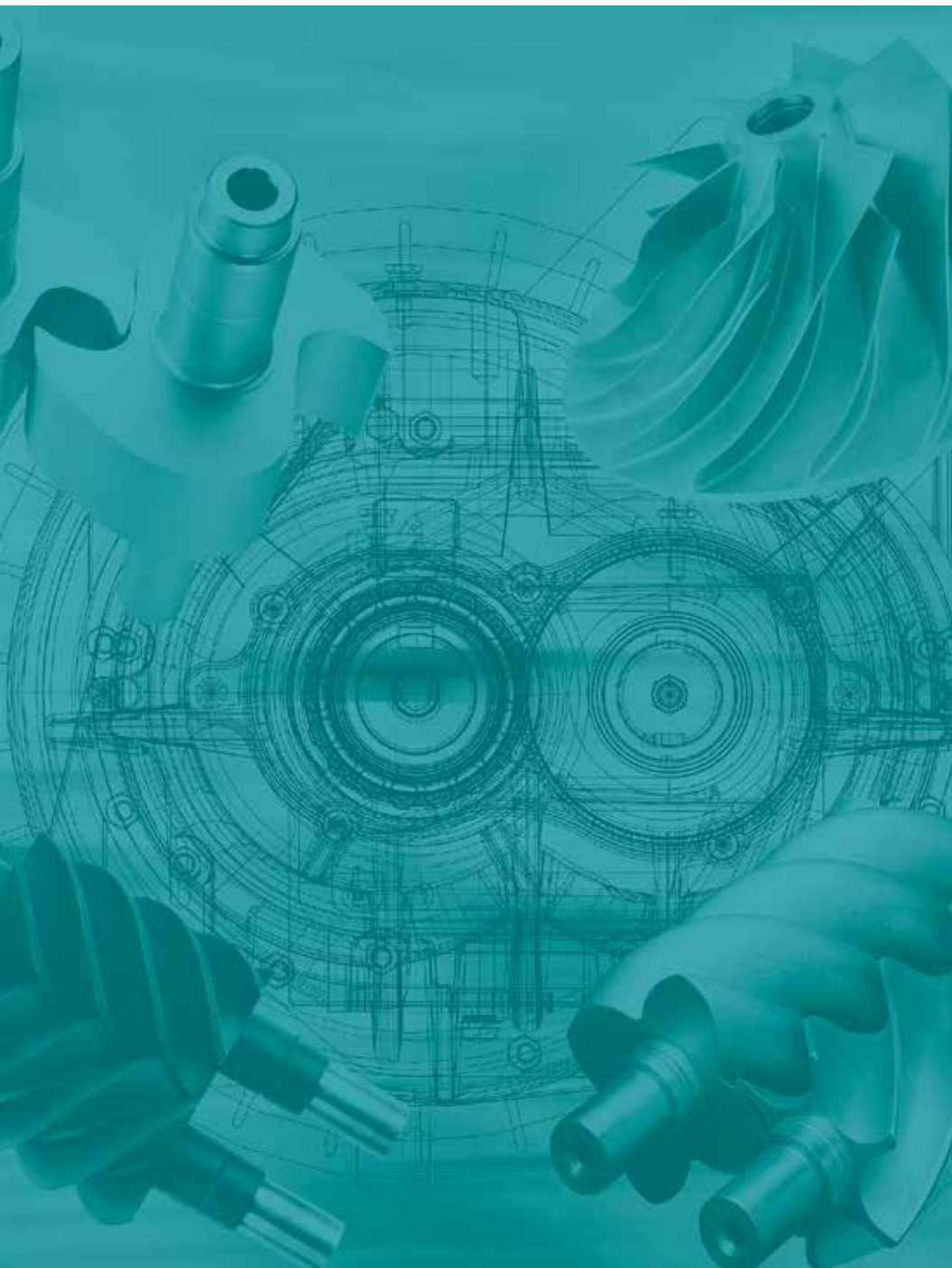
Il livello di rumorosità dei compressori si misura in maniera standardizzata su una macchina (in un campo acustico libero, ad es. all'esterno, senza pareti o tramite una tecnica di scansione dell'intensità acustica). Quando il compressore è

installato in un ambiente, il livello di rumorosità dipende dalle proprietà dell'ambiente. L'impatto delle dimensioni dell'ambiente, dei materiali utilizzati per pareti e soffitti e della presenza di altre apparecchiature (altrettanto rumorose) è notevole. Anche la posizione del compressore nell'ambiente influisce sul livello di rumorosità dovuto alla struttura e al collegamento delle tubazioni e altri componenti. L'irradiazione del suono dalle tubazioni dell'aria compressa spesso è più problematica del rumore prodotto dal compressore stesso e della sua potenza sonora, dal momento che le vibrazioni vengono trasferite meccanicamente alle tubazioni e spesso si sommano a quelle trasferite tramite l'aria compressa. Per tale motivo, è importante applicare dispositivi che isolano le vibrazioni e racchiudere le sezioni delle reti di tubazioni utilizzando una combinazione di materiali fonoassorbenti e una barriera isolante sigillata.





# 4 *CONSIDERAZIONI*



## 4.1 COSTI

### 4.1.1 Costi di produzione dell'aria compressa

#### 4.1.1.1 Generalità

L'energia elettrica è la fonte energetica più utilizzata per la produzione di aria compressa industriale. In molti impianti di aria compressa esistono svariate opportunità di risparmio energetico non sfruttate, ad esempio il recupero dell'energia, la riduzione della pressione, la riduzione delle perdite e l'ottimizzazione delle attività tramite la scelta corretta di un sistema di controllo e regolazione, e la scelta della taglia del compressore.

Quando si pianifica un nuovo investimento, conviene pensare il più possibile al futuro e tentare di valutare gli impatti di nuove situazioni e requisiti sull'impianto di aria compressa. Esempi tipici sono i requisiti ambientali, i requisiti di risparmio energetico, i requisiti di incremento della qualità e gli investimenti per l'ampliamento della produzione.

L'ottimizzazione del funzionamento dei compressori è sempre più importante, specialmente nelle grosse industrie che dipendono dall'aria compressa. La produzione cambierà nel tempo, seguendo gli sviluppi dell'industria, per cui cambieranno anche le condizioni di funzionamento dei compressori; è importante, quindi, che la fonte di aria compressa sia basata sui requisiti attuali ma anche sui piani di sviluppo futuri. L'esperienza dimo-

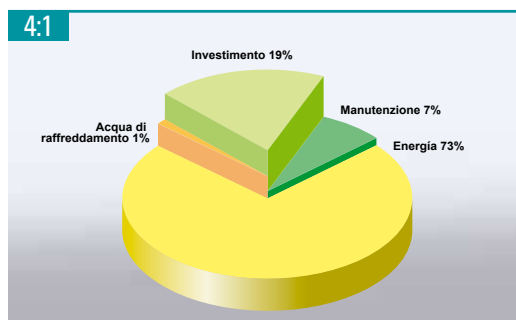
stra che un'analisi approfondita e imparziale della situazione operativa produrrà sempre un miglioramento dei risultati economici.

I costi energetici ovviamente rappresentano la fetta maggiore dei costi globali di un impianto, per cui è importante trovare soluzioni conformi ai requisiti di rendimento e qualità, ma anche ai requisiti di efficienza energetica. I costi aggiuntivi associati all'acquisto dei compressori e di altre apparecchiature conformi ad entrambi questi requisiti saranno percepiti nel tempo come ottimi investimenti.

Dal momento che i consumi energetici spesso rappresentano circa l'80% dei costi complessivi, occorre particolare attenzione nella scelta del sistema di regolazione. La notevole differenza nei sistemi di regolazione disponibili in commercio è superiore alla differenza tra i vari tipi di compressori. La situazione ideale si ottiene quando si abbina perfettamente l'intera capacità del compressore con i consumi di aria compressa, come spesso avviene nel settore produttivo. Quasi tutti i tipi di compressori sono forniti con sistemi di controllo e regolazione integrati, ma l'aggiunta di apparecchiature per il controllo condiviso con altri compressori presenti nell'impianto può migliorare ulteriormente l'economia di esercizio.

La regolazione della velocità è un metodo molto diffuso in virtù delle notevoli opportunità di risparmio energetico che offre. Occorre valutare con attenzione i requisiti applicativi per scegliere correttamente l'apparecchiatura di regolazione e ottenere risultati ottimali.

Se una piccola quantità di aria compressa continua ad essere richiesta durante la notte e i fine settimana, potrebbe essere conveniente installare un piccolo compressore da utilizzare al di fuori dei normali orari lavorativi. Se per qualunque motivo un'applicazione particolare richiede una pressione di esercizio differente, questo requisito deve essere analizzato per capire se tutta la produzione di aria compressa deve essere centralizzata in un impianto di aria compressa centralizzato o se è meglio dividere la rete in base dei diversi livelli di pressione richiesti. È possibile anche valutare l'opportunità di sezionare la rete di aria compressa, per arrestare determinate sezioni durante la notte e nei fine settimana, per ridurre i consumi di aria o per ripartire i costi internamente in base alle misurazioni del flusso.



Nell'analisi dei fattori che contribuiscono ai costi della produzione di aria compressa, si ottiene una ripartizione simile a quella illustrata nella figura. Il peso relativo dei vari tipi di costi, tuttavia, può variare in base al numero di ore di funzionamento all'anno, alle apparecchiature ausiliarie incluse nel calcolo, al tipo di macchina, al sistema di raffreddamento scelto e così via.

### 4.1.1.2 Ripartizione dei costi

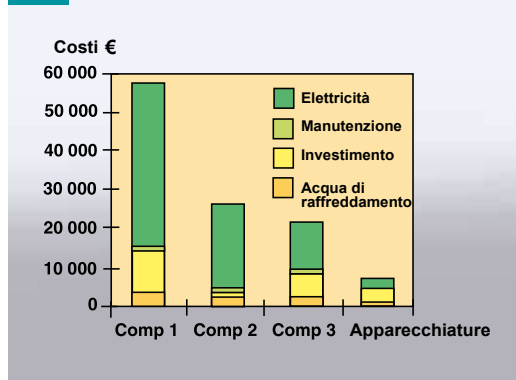
Gli investimenti rappresentano costi fissi che includono il prezzo di acquisto, i costi infrastrutturali, l'installazione e la copertura assicurativa.

La condivisione dei costi di investimento nell'ambito dei costi complessivi è determinata in parte dalla scelta dei livelli di qualità dell'aria compressa e in parte dal periodo di ammortamento e dal tasso di interesse in vigore.

La condivisione dei costi energetici viene determinata dalle ore di funzionamento annuali, dal grado di utilizzo in condizioni di carico/scarico e dal costo unitario dell'energia.

Ulteriori investimenti (ad es. in apparecchiature per il recupero energetico) consentono di recuperare direttamente i costi sotto forma di riduzione dei costi di esercizio e di manutenzione.

4:2



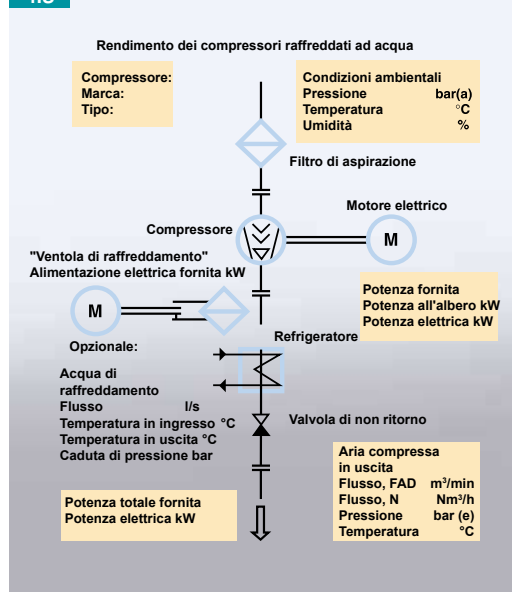
Il grafico illustra la modalità di ripartizione dei costi tra 3 compressori con relative apparecchiature ausiliarie. Le notevoli differenze possono essere dovute alla modalità di valutazione delle macchine, al valore del capitale della singola apparecchiatura, al livello di sicurezza selezionato che si ripercuote sui costi di manutenzione ecc.

## 4.2 OPPORTUNITÀ DI RISPARMIO

### 4.2.1 Requisiti di potenza

In fase di calcolo, è importante valutare un concetto importante: i requisiti di potenza complessivi. Occorre tenere conto di tutte le utenze energetiche appartenenti a un impianto di aria compressa, ad esempio filtri all'ingresso, ventilatori e pompe,

4:3



Un modello semplice ma utile che può essere utilizzato per fornire un quadro reale dei requisiti elettrici di un compressore.

essiccatori e separatori.

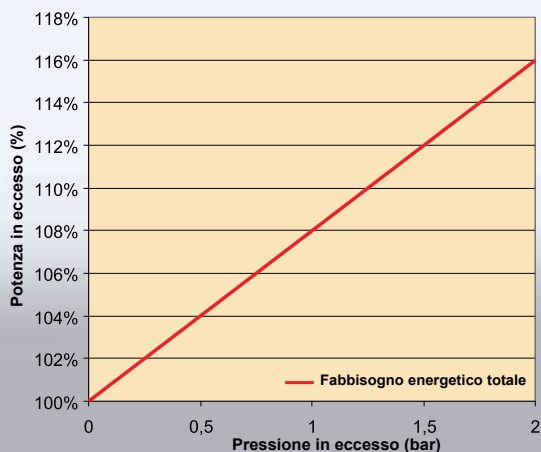
Per un confronto tra le varie alternative di investimento è molto importante considerare valori tra loro comparabili, per cui tali valori devono essere indicati come specificato nelle norme e nei regolamenti riconosciuti a livello internazionale, ad esempio la norma ISO 1217 Ed. 4 - 2009.

### 4.2.2 Pressione di esercizio

La pressione di esercizio influisce direttamente sui requisiti di potenza. Maggiore è la pressione, maggiori sono i consumi energetici, mediamente l'8% di energia in più per ogni aumento di pressione di 1 bar. L'aumento della pressione di esercizio per compensare le cadute di pressione è sempre una scelta errata dal punto di vista economico.

Nonostante questo impatto economico, l'aumento della pressione del compressore è un metodo comune per ovviare alle cadute di pressione causate dal sottodimensionamento della rete di tubazioni o dall'intasamento dei filtri. In un impianto dotato di vari filtri, specialmente se sono rimasti in servizio per lungo tempo senza essere sostituiti, la caduta di pressione è nettamente superiore e fa lievitare enormemente i costi se nel tempo questo problema non viene risolto.

4:4



Requisiti di potenza in eccesso derivanti dalla sovrappressurizzazione per compensare le cadute di pressione. Per un compressore da 300 l/s, l'aumento di 1 bar della pressione di esercizio implica un aumento dei consumi energetici di 6 kW. Se le ore annue di funzionamento sono 4000, si ottengono 24.000 kWh/anno, cioè € 2.400/anno.

In molti impianti non è possibile implementare grosse riduzioni di pressione, ma l'uso di moderne apparecchiature di regolazione consente di ridurre la pressione di 0,5 bar, che si concretizza in un risparmio di potenza di qualche punto percentuale; tale risultato potrebbe apparire insignificante, ma considerando che l'efficienza complessiva dell'impianto viene incrementata di un grado equivalente, il valore di questa riduzione della pressione in termini di risparmio reale diventa immediatamente più percepibile.

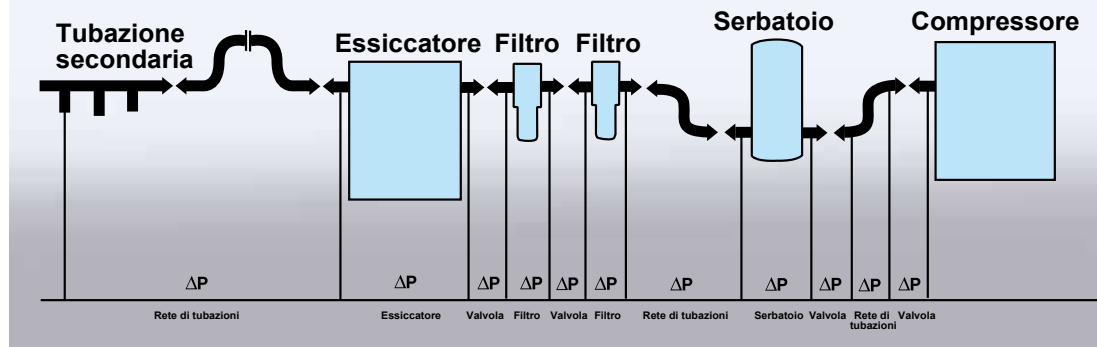
### 4.2.3 Consumo d'aria

Analizzando le procedure e l'uso dell'aria com-

pressa, è possibile trovare soluzioni per bilanciare maggiormente il carico sull'impianto di aria compressa, evitando l'aumento di produzione del flusso d'aria e riducendo i costi di esercizio.

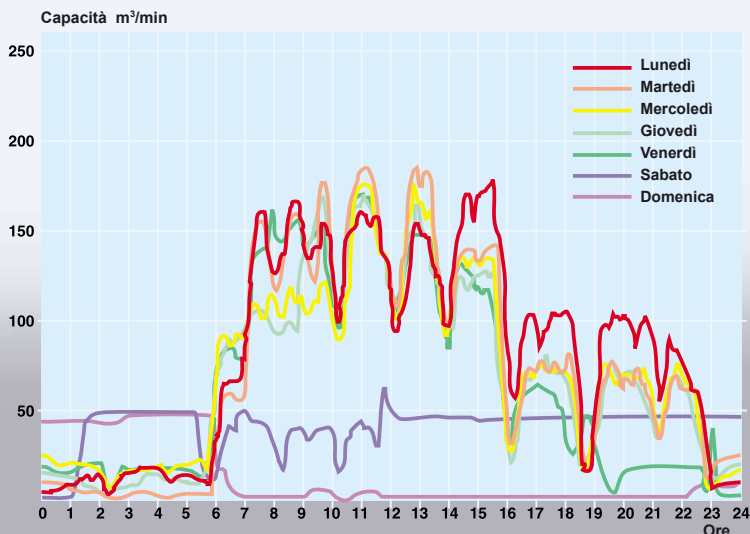
Gli sprechi, dovuti generalmente alle perdite, all'usura delle apparecchiature, all'inadeguata configurazione dei processi e all'uso improprio dell'aria compressa, possono essere evitati aumentando il livello generale di consapevolezza. La divisione dell'impianto di aria compressa in sezioni separabili tramite valvole di intercettazione può essere utile per ridurre i consumi durante la notte e i fine settimana. Quasi tutti gli impianti sono suscettibili di un certo grado di perdite, che sono perdite pure

4:5







La caduta di pressione nei vari componenti della rete influisce sui requisiti di pressione di esercizio.

## 4:6



La figura illustra le variazioni dei consumi di aria durante una settimana di 24 ore al giorno. I consumi sono contenuti durante il turno notturno, sono elevati durante i turni diurni, si riducono durante le pause ma sono costanti durante i fine settimana (perdite?).

## 4:7

Diametro del foro	Flusso in uscita con pressione di esercizio di 7 bar	Fabbisogno energetico per il compressore
Dimensioni mm	l/s	kW
 1	1.2	0.4
 3	11.1	4.0
 5	31	10.8
 10	124	43

La tabella illustra la relazione tra perdite e consumi energetici per perdite di entità limitata con una pressione dell'impianto pari a 7 bar(e).

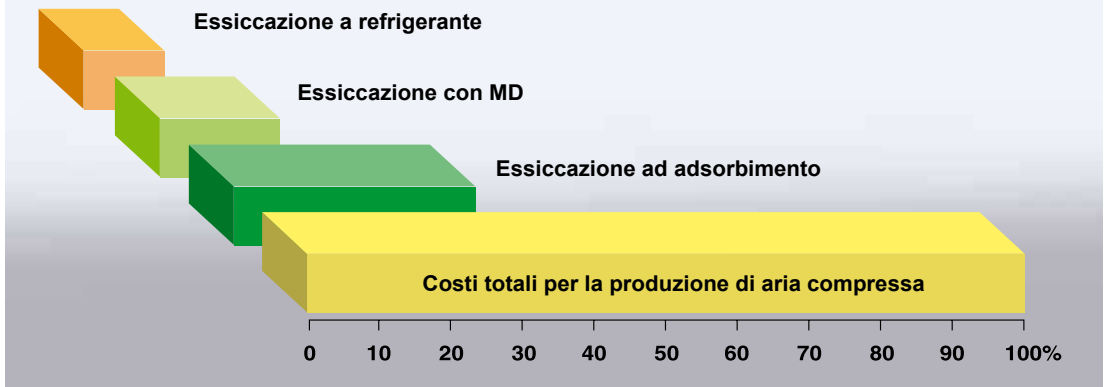
e quindi da ridurre al minimo. Spesso le perdite possono rappresentare il 10-15% del flusso d'aria compressa prodotto. Le perdite, inoltre, sono proporzionali alla pressione di esercizio, per cui è fondamentale riparare le apparecchiature che perdono e ridurre la pressione di esercizio, ad esempio nelle ore notturne.

Una riduzione della pressione di appena 0,3 bar riduce le perdite del 4%; se la perdita in un impianto da 100 m<sup>3</sup>/min è pari al 12% e la pressione si riduce di 0,3 bar, si risparmiano circa 3 kW.

#### 4.2.4 Metodo di regolazione

Utilizzando un moderno sistema di controllo generale, l'impianto di aria compressa centralizzato può funzionare in maniera ottimale in varie situazioni, con maggiore sicurezza e disponibilità. La scelta corretta del metodo di regolazione consente di incrementare il risparmio energetico grazie all'abbassamento della pressione dell'impianto e al miglioramento del grado di utilizzo, che risulta ottimizzato per ogni macchina presente nell'impianto. Al tempo stesso aumenta anche la disponibilità e si riducono i tempi di fermo non previsti. Il controllo centralizzato, inoltre, consente di programmare una riduzione automatica della pressione

4:8



Confronto dei costi di vari metodi di essiccazione.

in tutto l'impianto durante le ore notturne e i fine settimana.

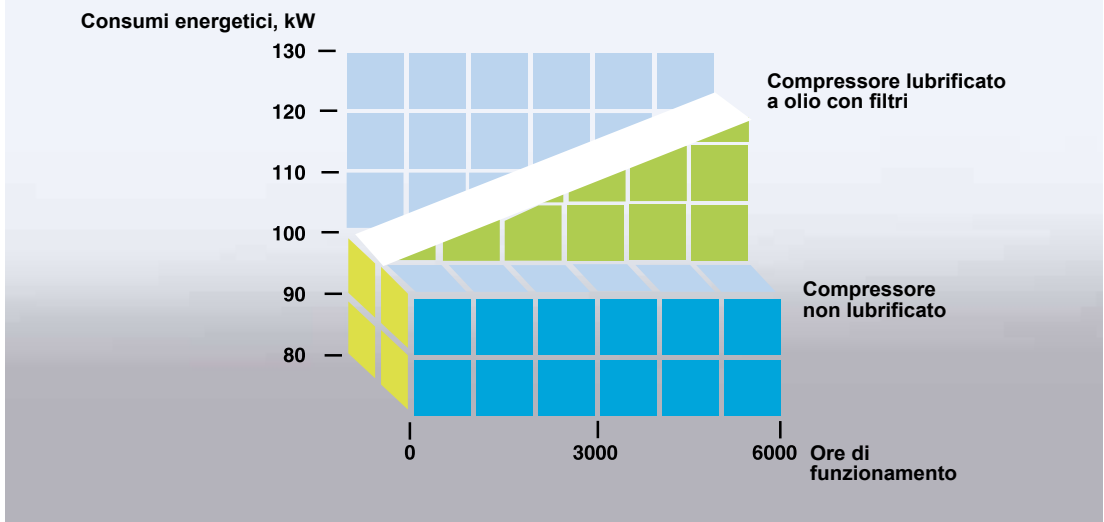
Dal momento che il consumo di aria compressa raramente è costante, l'impianto di aria compressa deve essere progettato in maniera flessibile, con una combinazione di compressori di varia capacità e motori a velocità controllata. I compressori a vite sono particolarmente adatti al funzionamento a velocità controllata, in quanto la loro portata e i loro consumi energetici sono virtualmente proporzionali alla loro velocità.

#### 4.2.5 Qualità dell'aria

Se la qualità dell'aria compressa è elevata, si riducono i requisiti di manutenzione, si aumenta l'affidabilità dell'impianto pneumatico, del sistema di controllo e della strumentazione, limitando l'usura dei macchinari alimentati ad aria.

Se l'impianto di aria compressa è concepito sin dall'inizio per la produzione di aria compressa secca e priva di olio, sarà più semplice e meno costoso, dal momento che la rete di tubazioni non

4:9



I compressori non lubrificati forniscono aria compressa di qualità costante e costi energetici fissi.

deve essere dotata di separatore dell'acqua, dal momento che non occorre scaricare l'aria secca nell'atmosfera per eliminare la condensa ed è possibile eliminare lo scarico della condensa, riducendo anche i costi di installazione e manutenzione. La soluzione più economica può essere ottenuta installando un essiccatore dell'aria compressa centralizzato. La decentralizzazione dei moduli di trattamento dell'aria con varie unità di taglia inferiore collocate nell'impianto è più costosa e complica la manutenzione dell'impianto.

L'esperienza dimostra che la riduzione dei costi di installazione e manutenzione per un impianto con aria compressa secca compensa i costi di investimento nell'apparecchiatura di essiccazione. Questa soluzione si rivela particolarmente conveniente anche quando l'apparecchiatura di essiccazione deve essere aggiunta a un impianto già in opera. I compressori non lubrificati non richiedono separatori d'olio e apparecchiature di pulizia per la condensa; inoltre non occorrono filtri, per cui si eliminano i costi delle sostituzioni. Di conseguenza, non si presenta di problema della compensazione della caduta di pressione nei filtri ed è possibile ridurre la pressione di esercizio dei compressori. Tutto ciò contribuisce a migliorare ancora di più l'economia dell'impianto.

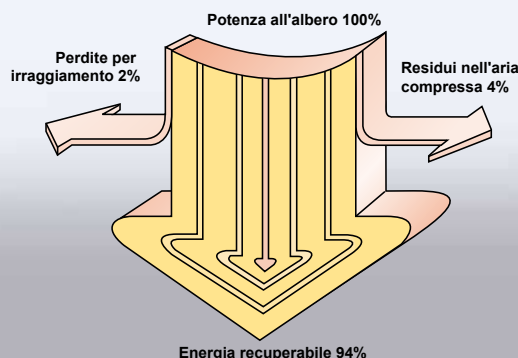
## 4.2.6 Recupero dell'energia

Quando si utilizza l'elettricità, il gas o l'olio per qualunque forma di riscaldamento nelle

strutture o nei processi produttivi, è opportuno valutare la possibilità di sostituire interamente o parzialmente questa energia di scarto recuperata dall'impianto di aria compressa. I fattori decisivi sono i costi dell'energia in €/kWh, il grado di utilizzo e l'entità degli investimenti necessari. Un corretto investimento nel recupero dell'energia di scarto spesso si ripaga in appena 1-3 anni. Oltre il 90% dell'energia fornita al compressore può essere recuperata sotto forma di calore altamente riutilizzabile. La temperatura dell'energia recuperata determinata le possibilità di applicazione e quindi il suo valore.

Il massimo grado di efficienza generalmente si ottiene dagli impianti raffreddati ad acqua, dove l'uscita dell'acqua calda di raffreddamento dell'impianto di aria compressa può essere collegata direttamente a una fonte di domanda di riscaldamento continua, ad esempio il circuito di ritorno di una caldaia per riscaldamento. L'energia di scarto recuperata può essere riutilizzata in maniera efficiente tutto l'anno. I vari modelli di compressore forniscono diversi prerequisiti. In alcuni casi, quando è richiesto un notevole flusso termico di picco, le distanze di trasporto del calore fino al punto di utilizzo sono lunghe oppure i requisiti variano durante l'anno, può essere opportuno individuare le possibilità di vendita dell'energia recuperata sotto forma di calore, raffreddamento, elettricità ecc.

4:10



Energia recuperata kWh/anno:

$$W = [(K_1 \times Q_1) + (K_2 \times Q_2)] \times T_R$$

$$\text{Risparmio/anno: } W \times \eta \text{ e}_p$$

Olio risparmiato m<sup>3</sup>/año

$T_R$  = Tempo annuo in cui è richiesto il recupero energetico (ore/anno)

$K_1$  = Parte di  $T_R$  con compressore caric

$K_2$  = Parte di  $T_R$  con compressore scaric

$Q_1$  = Energia disponibile nel refrigeranti con compressore carico (kW)

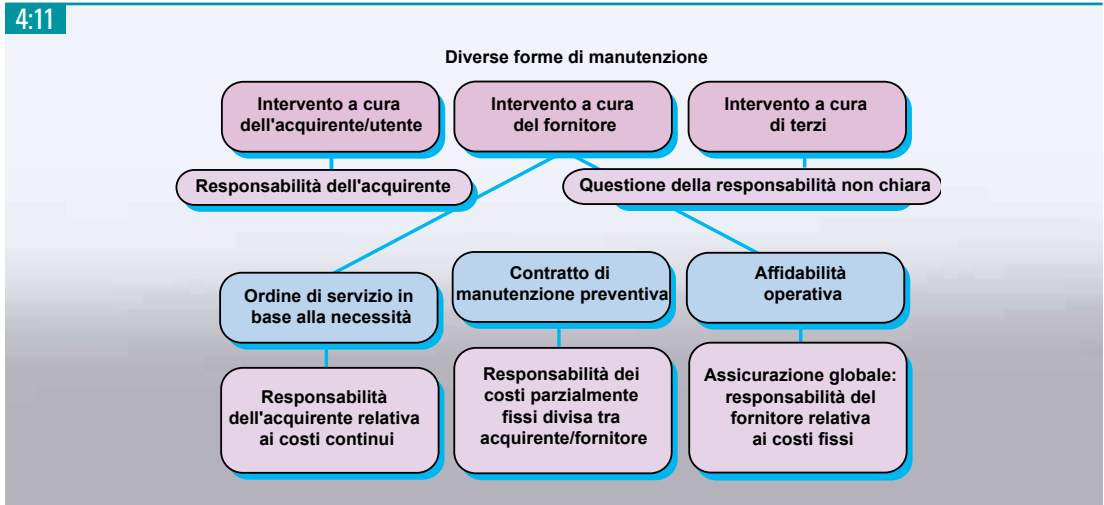
$Q_2$  = Energia disponibile nel refrigeranti con compressore scarico (kW)

$e_p$  = Prezzo dell'energia

$\eta$  = Efficienza normale della fonte di c

Quando il compressore produce aria compressa, converte l'energia fornita in calore che viene trasferito al refrigerante (aria o acqua). Solo una piccola parte è contenuta nell'aria compressa e viene emessa sotto forma di radiazione dalla macchina e dalle tubazioni.

4:11



Il massimo grado di utilizzo possibile riduce i costi di servizio e manutenzione espressi in €/ora di esercizio. È realistico prevedere un utilizzo del 100% con una disponibilità di almeno il 98%.

## 4.2.7 Manutenzione

Come tutte le altre apparecchiature, un impianto di aria compressa richiede una certa manutenzione. I costi di manutenzione, tuttavia, sono contenuti rispetto ad altri costi e possono essere ulteriormente ridotti con un'attenta pianificazione. La scelta del livello di manutenzione è determinata dai requisiti di affidabilità e di rendimento dell'impianto di aria compressa.

La manutenzione rappresenta la minima parte dei costi totali di installazione e di proprietà, e dipende dalla modalità di pianificazione generale dell'impianto e dalla scelta particolare del compressore e delle apparecchiature ausiliarie.

I costi possono essere ridotti combinando il monitoraggio delle condizioni con altre funzioni quando si utilizzano apparecchiature per operazioni totalmente automatiche e il monitoraggio dell'impianto di aria compressa centralizzato. Il budget totale per la manutenzione dipende da vari fattori:

- Tipo di compressori
- Apparecchiature ausiliarie (essiccatori, filtri, apparecchiature di controllo e regolazione)
- Ciclo di carico/scarico
- Condizioni dell'impianto
- Qualità del mezzo
- Programma di manutenzione
- Scelta del livello di sicurezza

- Sistema di raffreddamento e recupero dell'energia
- Grado di utilizzo

I costi annui di manutenzione generalmente rappresentano il 5-10% del valore dell'investimento nei macchinari.

### 4.2.7.1 Programma di manutenzione

Un corretto programma di manutenzione dei compressori consente di prevedere i costi e aumentare la durata delle macchine e delle apparecchiature ausiliarie. In tal modo, i costi per le riparazioni di piccoli guasti diminuiscono e la durata dei tempi di fermo si riduce.

Se si utilizzano apparecchiature elettroniche avanzate, i macchinari sono dotati di strumenti per l'esame diagnostico, per cui è possibile utilizzare i componenti in maniera ottimale e le riparazioni vengono eseguite solo quando sono strettamente necessarie. La necessità di ricondizionamento dei componenti può essere individuata con largo anticipo prima che i danni diventino significativi, in modo che non si propaghino causando inutili tempi di fermo.

Sfruttando i servizi after-market offerti dal fornitore del compressore, il personale e i ricambi originali del produttore, è possibile garantire un elevato standard tecnico-operativo, con la possibilità di apportare adeguate modifiche, basate sulle recenti



esperienze, durante il ciclo di vita della macchina. La valutazione dei requisiti di manutenzione viene effettuata da tecnici specializzati che addestrano il personale interno all'esecuzione degli interventi di manutenzione più urgenti. Il personale addestrato interno dovrebbe essere impiegato preferibilmente per le ispezioni quotidiane, in quanto l'esame continuo di persona implica l'esecuzione di operazioni che non possono essere demandate a un'apparecchiatura di monitoraggio remoto.

#### 4.2.7.2 Apparecchiature ausiliarie

È semplice ampliare un impianto aggiungendo varie apparecchiature ausiliarie, ad esempio per

incrementare la qualità dell'aria o per monitorare l'impianto. Anche le apparecchiature ausiliarie, tuttavia, implicano costi di servizio e manutenzione (ad es. sostituzione dei filtri, sostituzione dell'essiccante, adattamento ad altre apparecchiature e addestramento del personale).

Occorre tenere conto anche dei costi di manutenzione secondari, ad esempio per la rete di distribuzione e le macchine per la produzione su cui influisce la qualità dell'aria compressa, nonché dei costi di stoccaggio dell'olio e delle cartucce filtranti. Tutti questi costi devono essere considerati nel calcolo dei costi totali di proprietà, elemento basilare per ogni nuovo investimento nei compressori.

4:12

#### Esempio di dati per il calcolo del compressore

<b>Dati di input</b>							
Prezzo dell'elettricità	€/kWh	0,10					
Interesse calcolato	%	12					
Periodo di ammortamento	anni	10					
Tempo di funzionamento	ore/anni	6,000					
<b>Consumo annuo</b>		<b>Comp 1</b>	<b>Comp 2</b>	<b>Comp 3</b>	<b>Essiccatori</b>	<b>TOTALE</b>	
Elettricità	MWh/anni	1,200	550	400	133	2,294	
Acqua (impianto di ricircolo)	m <sup>3</sup> /anni	---	---	---	---	---	
<b>Ripartizione dei costi di esercizio</b>							
Elettricità	€/anni	120,000	55,500	40,000	13,300	229,400	
Acqua	€/anni	1,000	500	300	0	1,650	
<b>Costi annuali senza recupero energetico</b>		<b>€/año</b>	<b>152,500</b>	<b>75,000</b>	<b>51,000</b>	<b>22,500</b>	<b>301,000</b>
Costi di esercizio	€/anni	121,000	56,000	40,300	13,300	230,600	
Costi di capitale	€/anni	25,000	15,000	8,000	7,000	55,000	
Assistenza e manutenzione	€/anni	6,500	4,000	2,700	2,200	15,400	
<b>Produzione d'aria - totale</b>		<b>mm<sup>3</sup>/anni</b>	<b>12,660</b>	<b>5,770</b>	<b>3,640</b>	<b>-</b>	<b>22,070</b>
<b>Recupero energetico</b>							
Costi energetici (per l'utilizzo alternativo)	€/kWh	0,08	0,08	0,08	-	-	
Periodo di recupero	mesi/anni	10	10	8	-	-	
Grado di recupero	%	93	93	93	-	-	
Quantità di energia recuperat	MWh/anni	<b>874</b>	<b>402</b>	<b>234</b>	-	<b>1510</b>	
<b>Costi annuali con recupero energetico</b>		<b>€/anni</b>	<b>82,500</b>	<b>43,000</b>	<b>32,000</b>	<b>22,500</b>	<b>180,000</b>
<b>Risparmio con recupero energetico</b>		<b>€/anni</b>	<b>70,000</b>	<b>32,000</b>	<b>19,000</b>	<b>-</b>	<b>121,000</b>
<b>Costi specifici senza recupero energetico</b>		<b>€/m<sup>3</sup></b>	<b>0,0120</b>	<b>0,0130</b>	<b>0,0140</b>	<b>0,0012</b>	<b>0,0136</b>
<b>Costi specifici con recupero energetico</b>		<b>€/m<sup>3</sup></b>	<b>0,0065</b>	<b>0,0075</b>	<b>0,0088</b>	<b>-</b>	<b>0,0082</b>

Nota: valori arrotondati;  
costo stimato dell'elettricità: 0,1 €/kWh

## 4.3 COSTO DEL CICLO DI VITA

### 4.3.1 Generalità

Un metodo comune per descrivere e analizzare l'investimento in un prodotto, un materiale o un servizio particolare in maniera semplice e sistematica consiste nell'analisi dei costi del ciclo di vita. Questa analisi esamina tutte le fasi del ciclo di vita del prodotto o del servizio e include tutti gli elementi, dalla scelta delle materie prime fino allo smaltimento o al riciclo dei rifiuti.

L'analisi spesso viene utilizzata come strumento di confronto tra varie opzioni di investimento, ad esempio per prodotti o sistemi con funzioni equivalenti. I risultati dell'analisi dei costi del ciclo di vita spesso vengono utilizzati come ausilio per la soluzione di problemi inerenti a processi particolari o alla progettazione di prodotti specifici. Per

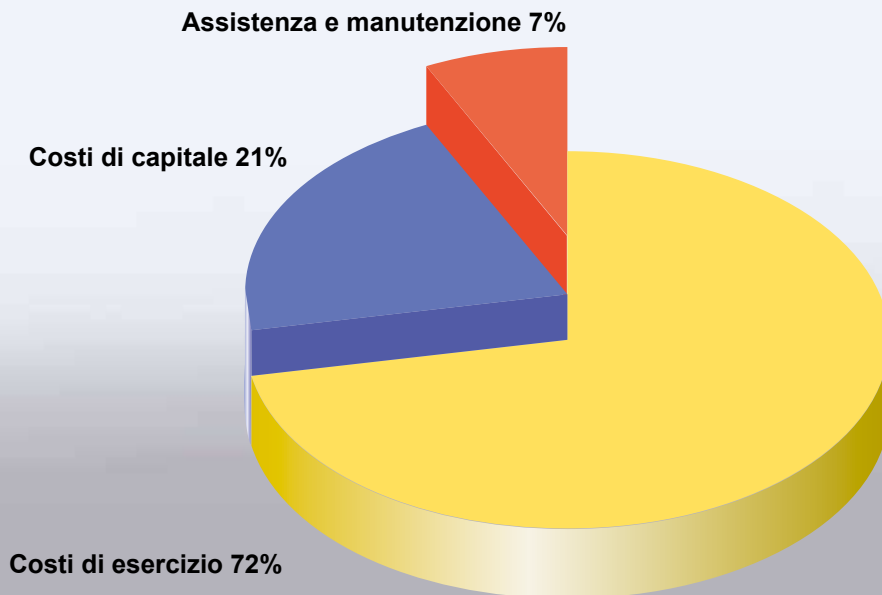
la determinazione delle caratteristiche del sistema, le analisi dei costi del ciclo di vita possono essere effettuate dalle aziende con la collaborazione dei subappaltatori, dei clienti o dei vari enti.

I risultati di un'analisi dei costi del ciclo di vita possono rivelarsi estremamente utili per i processi decisionali finalizzati a ridurre al minimo l'impatto ambientale di un prodotto o un servizio. L'analisi dei costi del ciclo di vita, però, non fornisce le risposte a tutte le domande possibili; per ottenere un quadro completo, quindi, è necessario esaminare altri aspetti, ad esempio la qualità e le tecnologie disponibili.

### 4.3.2 Calcolo dei costi del ciclo di vita

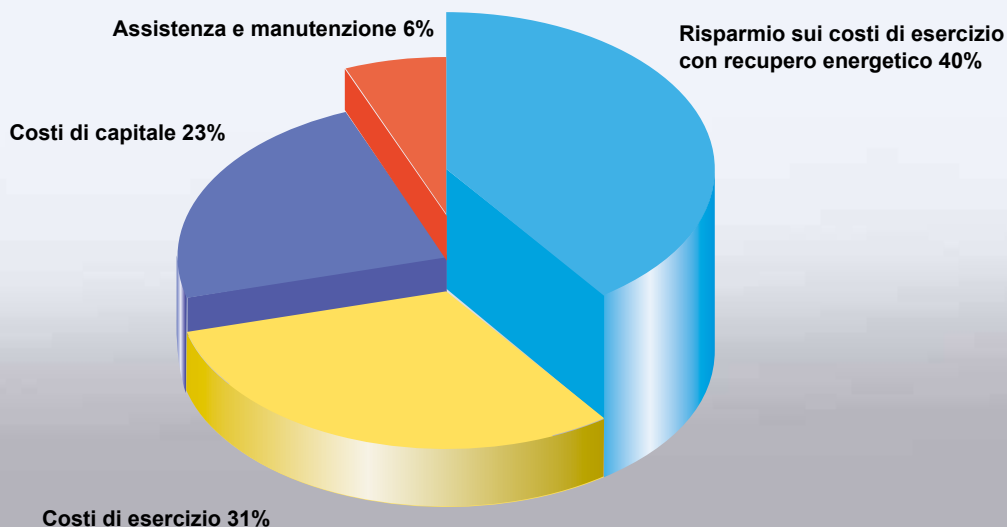
I calcoli dei costi del ciclo di vita sono utilizzati sempre di più come strumento per valutare le varie opzioni di investimento. Tali calcoli includono i costi di produzione in un determinato periodo, le

4:13



Fattori che contribuiscono ai costi dell'aria compressa senza recupero dell'energia.

4:14



Fattori che contribuiscono ai costi dell'aria compressa con recupero dell'energia.

spese di capitale, i costi di esercizio e quelli per la manutenzione.

Il calcolo dei costi del ciclo di vita spesso viene implementato sulla base di un progetto di un impianto da realizzare o di un impianto già realizzato, ed è fondamentale per la definizione dei requisiti per i nuovi impianti. È opportuno sottolineare che il calcolo dei costi del ciclo di vita spesso rappresenta solo una stima razionale dei costi futuri e talvolta è limitato alle attuali conoscenze delle condizioni delle apparecchiature e all'andamento futuro dei prezzi dell'energia.

Questo calcolo non tiene conto di altri fattori altrettanto importanti, ad esempio la sicurezza della produzione e i relativi costi.

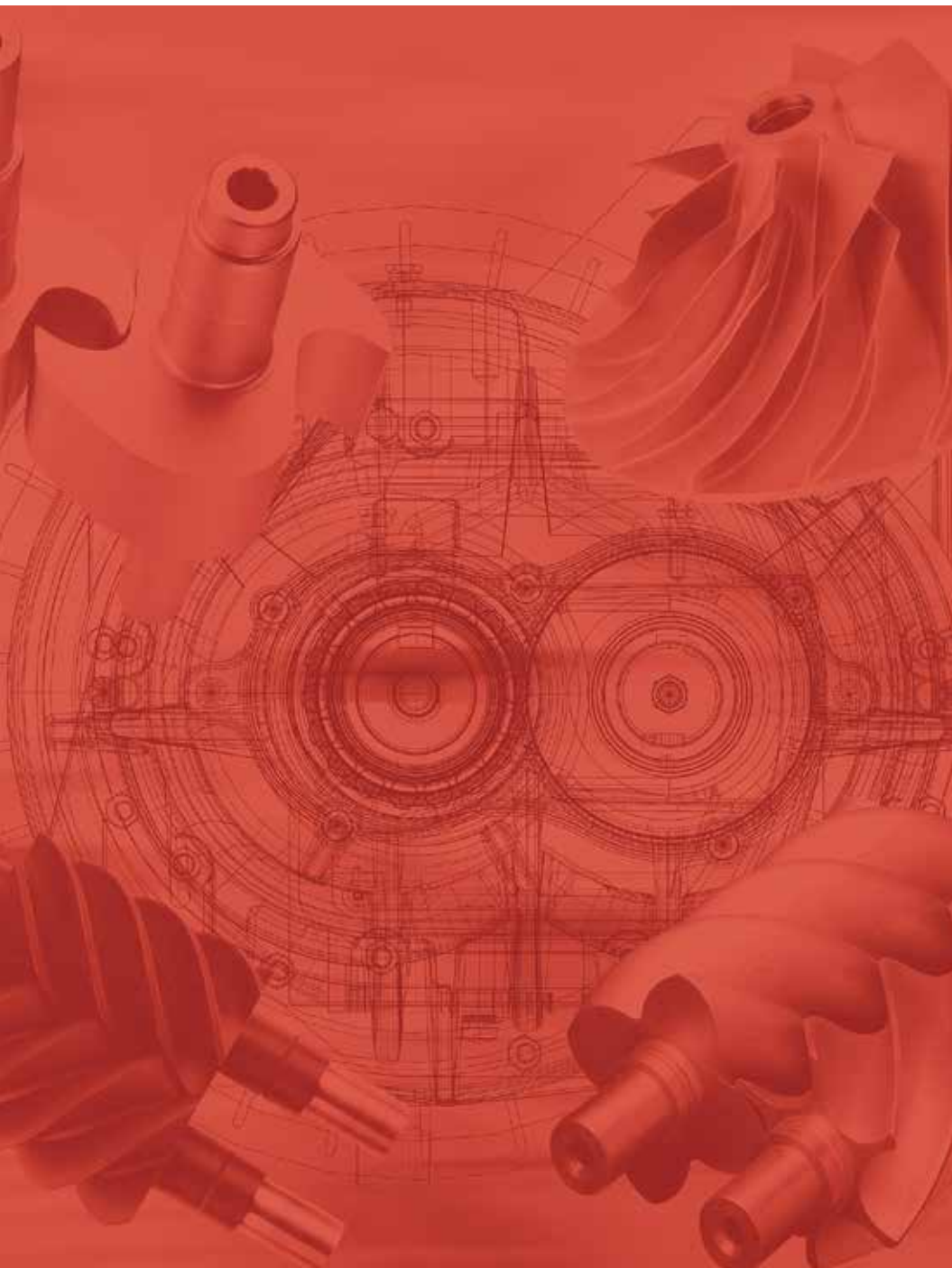
Il calcolo dei costi del ciclo di vita richiede conoscenze approfondite e preferibilmente un'esperienza pregressa con altri impianti di aria compressa. Per ottenere risultati ottimali, tale calcolo dovrebbe essere effettuato dall'acquirente assieme al venditore. Le problematiche critiche includono

il risultato delle varie opzioni di investimento su determinati fattori, ad esempio la qualità della produzione, la sicurezza della produzione, i requisiti di investimenti futuri, la manutenzione dei macchinari per la produzione e della rete di distribuzione, l'impatto ambientale, la qualità del prodotto finale e i rischi delle interruzioni della produzione e degli scarti. In quest'ambito, un concetto da tenere sempre presente è il profitto del ciclo di vita, che esprime i profitti ottenibili, ad esempio, con il recupero dell'energia e la riduzione degli scarti. Nella valutazione dei costi di servizio e manutenzione, occorre tenere presente anche la previsione delle condizioni delle apparecchiature alla fine del periodo di calcolo (usura, necessità di riparazioni ecc.).

Il modello di calcolo, inoltre, deve essere adattato al tipo di compressore. L'esempio fornito nel capitolo 5 può essere utile come modello di valutazione economica di un impianto di aria compressa, con o senza recupero dell'energia.



# 5 *ESEMPIO DI CALCOLO*



## 5.1 ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO DI ARIA COMPRESSA

I paragrafi che seguono contengono i calcoli per il dimensionamento di un tipico impianto di aria compressa. Lo scopo è illustrare l'uso delle formule e dei dati di riferimento forniti nei capitoli precedenti. L'esempio si basa su un determinato fabbisogno di aria compressa e i dati del dimensionamento ottenuti si basano sui componenti scelti per questo particolare impianto di aria compressa.

Dopo il paragrafo che descrive un caso tipico, i paragrafi successivi spiegano come gestire i casi particolari: altitudine elevata, fabbisogno intermittente, recupero dell'energia e calcolo delle cadute di pressione nelle tubazioni.

## 5.2 DATI DI INPUT

Prima di gestire il problema del dimensionamento, occorre valutare il fabbisogno quantitativo di aria compressa e le condizioni ambientali. Oltre a questi requisiti quantitativi, occorre effettuare una selezione qualitativa, ossia scegliere un compressore lubrificato a olio oppure non lubrificato, e scegliere se l'apparecchiatura deve essere raffreddata ad acqua o ad aria.

### 5.2.1 Fabbisogno di aria compressa

Si supponga che l'impianto sia costituito da tre utenze di aria compressa con i seguenti dati:

Utenza	Flusso d'aria	Pressione	Punto di rugiada
1	12 Nm <sup>3</sup> /min	6 bar(e)	+6 °C
2	67 l/s (FAD)	7 bar(a)	+6 °C
3	95 l/s (FAD)	4 bar(e)	+6 °C

### 5.2.2 Condizioni ambientali per il dimensionamento

Temperatura ambiente normale: 20 °C

Massima temperatura ambiente: 30 °C

Pressione ambientale: 1 bar(a)

Umidità: 60%

### 5.2.3 Altre specifiche

Solo apparecchiature raffreddate ad aria.

Qualità dell'aria compressa dei compressori lubrificati ad olio.

## 5.3 SCELTA DEI COMPONENTI

Prima di procedere al dimensionamento dei vari componenti, occorre ricalcolare tutti i dati di input della Tabella 5.2.1 con i requisiti per normalizzarli rispetto alle unità di misura.

### Conversione del flusso:

In generale, come unità di misura per definire la capacità di un compressore si utilizzano i litri al secondo (l/s), per cui l'utenza 1, indicata in Nm<sup>3</sup>/min, deve essere ricalcolata in l/s.

$$12 \text{ Nm}^3/\text{min} = 12 \times 1000 / 60 = 200 \text{ NI/s.}$$

Inserendo i nuovi dati di input nella formula, si ottiene:

$$q_{FAD} = \frac{q_N \times (273 + T_{FAD}) \times 1,013}{273 \times p_{FAD}} = \frac{200 \times (273 + 30) \times 1,013}{273 \times 1,00} \approx 225 \text{ l/s}$$

$q_{FAD}$  = portata di aria libera [l/s]

$q_N$  = portata volumetrica del flusso [NI/s]

$T_{FAD}$  = massima temperatura di ingresso [30 °C]

$T_N$  = temperatura di riferimento normale [0 °C]

$p_{FAD}$  = pressione di ingresso standard [1,00 bar(a)]

$p_N$  = pressione normale di riferimento [1,013 bar(a)]

### Conversione della pressione:

L'unità di misura più utilizzata per definire la pressione dei componenti dell'aria compressa è la pressione effettiva (detta anche pressione manometrica), indicata in bar(e).

L'utenza 2 è indicata in pressione assoluta, 7 bar(a). Per ottenere la pressione effettiva, occorre sottrarre la pressione ambientale da quella assoluta (7 bar). In questo caso, siccome la pressione ambientale è 1 bar(a), la pressione per l'utenza 2 può essere scritta come (7-1) bar(e) = 6 bar(e).

Con i ricalcoli sopra effettuati, la tabella con i dati uniformi relativi ai requisiti diventa:

Utenza	Flusso d'aria	Pressione	Punto di rugiada
1	225 l/s (FAD)	6 bar(e)	+5 °C
2	67 l/s (FAD)	6 bar(e)	+5 °C
3	95 l/s (FAD)	4 bar(e)	+5 °C

### 5.3.1 Dimensionamento del compressore

Il consumo d'aria totale è la somma delle tre utenze: 225 + 67 + 95 = 387 l/s. Tenendo conto delle possibili variazioni nei dati di consumo d'aria previsti e di ulteriori aumenti del fabbisogno di aria compressa, è opportuno aggiungere un margine di sicurezza di circa il 10-20%, per cui si ottiene un portata dimensionata di 387 × 1,15 ≈ 450 l/s (incluso un margine di sicurezza del 15%).

La massima pressione richiesta per tutte le utenze è 6 bar(e). In corrispondenza dell'utenza 3, il cui fabbisogno è 4 bar(e), è opportuno prevedere una valvola riduttrice.

Supponendo che la caduta di pressione complessiva nell'essiccatore, nei filtri e nelle tubazioni non sia superiore a 1,5 bar, in questo caso occorre scegliere un compressore la cui massima capacità di pressione di esercizio non sia inferiore a  $6 + 1,5 = 7,5$  bar(e).

### 5.3.2 Scelta finale del compressore

Viene scelto un compressore con le seguenti caratteristiche:

Compressore a vite a iniezione di olio  
 Massima pressione di uscita = 7,5 bar(e)  
 FAD a 7 bar(e) = 450 l/s

Il fabbisogno è coperto da un compressore con un motore da 162 kW di potenza all'albero.

La temperatura dell'aria compressa in uscita dal post-refrigeratore del compressore è uguale alla temperatura ambiente +10 °C.

Inoltre, il compressore scelto è dotato di regolazione carico/scarico con una massima frequenza del ciclo pari a 30 secondi. Utilizzando la regolazione carico/scarico, la pressione del compressore scelto oscilla tra 7,0 e 7,5 bar(e).

### 5.3.3 Dimensionamento del volume del serbatoio dell'aria

$q_C$  = capacità del compressore = 450 l/s

$p_1$  = pressione di ingresso del compressore = 1 bar(a)

$T_1$  = massima temperatura di ingresso = 30 °C = 273 + 30 = 303 °K

$f_{\max}$  = massima frequenza del ciclo = 1 ciclo/30 secondi

$(p_U - p_L)$  = differenza di pressione tra compressore carico e scarico = 0,5 bar

$T_0$  = temperatura dell'aria compressa in uscita dal compressore scelto = +10 °C rispetto alla temperatura ambiente, quindi la massima temperatura del serbatoio dell'aria sarà = 273 + 40 = 313 °K

La formula per il volume del serbatoio dell'aria con un compressore dotato di regolazione carico/scarico è la seguente:

$$V = \frac{0.25 \times q_C \times T_0}{f_{\max} \times (p_U - p_L) \times T_1} = \frac{0.25 \times 450 \times 313}{1/30 \times 0.5 \times 303} = 6.895 \text{ liter}$$

Questo è il minimo volume raccomandato del serbatoio dell'aria; generalmente si sceglie la taglia immediatamente superiore.

### 5.3.4 Dimensionamento dell'essiccatore

Il punto di rugiada richiesto in questo esempio è +5 °C, per cui un essiccatore a refrigerante rappresenta la scelta ottimale. Nella scelta della taglia dell'essiccatore occorre tenere presenti numerosi fattori; la capacità dell'essiccatore a refrigerante, inoltre, deve essere corretta adoperando fattori di correzione adeguati, che sono esclusivi per ogni modello di essiccatore a refrigerante. Nel caso precedente, si utilizzano i fattori di correzione per gli essiccatori a refrigerante Atlas Copco, indicati nelle specifiche tecniche del prodotto, ossia:

#### 1. Temperatura di ingresso dell'essiccatore a refrigerante e punto di rugiada della pressione.

Siccome la temperatura dell'aria compressa in uscita dal compressore è 10 °C più alta della temperatura



ambiente, la temperatura di ingresso dell'essiccatore a refrigerante non dovrà essere superiore a  $30 + 10 = 40$  °C. Il punto di rugiada della pressione, inoltre, sarà +5 °C.

Il fattore di correzione 0,95 appropriato è indicato nelle specifiche tecniche Atlas Copco.

## 2. Pressione di esercizio

La pressione di esercizio effettiva è ca. 7 bar, che rappresenta un fattore di correzione 1,0.

## 3. Temperatura ambiente

Se la massima temperatura ambiente è 30 °C, il valore di correzione è 0,95.

Di conseguenza, l'essiccatore a refrigerante deve gestire la capacità totale del compressore moltiplicata per i fattori di correzione sopra indicati.

$$450 \times 0,95 \times 1,0 \times 0,95 = 406 \text{ l/s.}$$

### 5.3.5 Riepilogo per i calcoli successivi

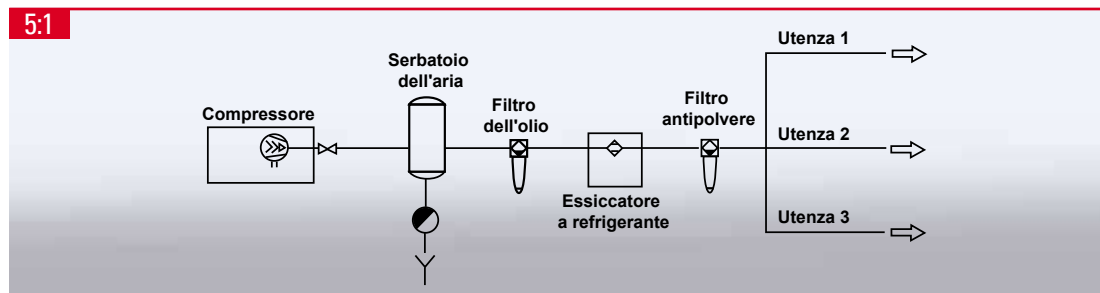
Viene scelto un essiccatore a refrigerante raffreddato ad aria con le seguenti caratteristiche:

Capacità a 7 bar(e) = 450 l/s

Consumo energetico totale = 5,1 kW

Flusso termico emesso nell'ambiente circostante = 14,1 kW

Caduta di pressione nell'essiccatore = 0,09 bar



### 5.3.6 Calcoli di controllo

Dopo che sono stati scelti tutti i componenti dell'impianto di aria compressa, è necessario accertarsi che la caduta di pressione non sia eccessiva. Tale operazione viene effettuata sommando tutte le cadute di pressione dei componenti e delle tubazioni. Può essere opportuno tracciare uno schema dell'impianto di aria compressa come quello illustrato nella Figura 5.1.

La caduta di pressione dei componenti si ottiene dai relativi fornitori, mentre la caduta di pressione nella rete di tubazioni non deve essere superiore a 0,1 bar.

A questo punto, è possibile calcolare la caduta di pressione totale:

Componente	Caduta di pressione (bar)
Filtro dell'olio (caduta di pressione con filtro nuovo)	0,08
Essiccatore a refrigerante	0,09
Filtro antipolvere (caduta di pressione con filtro nuovo)	0,08
Rete di tubazioni nell'impianto di aria compressa centralizzato	0,05
Rete di tubazioni dall'impianto di aria compressa centralizzato ai punti di consumo	0,1
<b>Caduta di pressione totale:</b>	<b>0,4</b>

La massima pressione di scarico di 7,5 bar(e) e la massima pressione di carico di 7,0 bar(e) del compressore scelto forniscono una pressione minima alle utenze pari a  $7,0 - 0,4 = 6,6$  bar(e). A ciò bisogna aggiungere l'ulteriore incremento della caduta di pressione nel filtro che si verifica nel corso del tempo. Questo incremento della caduta di pressione è esclusivo per ogni tipo di filtro e può essere ricavato dalle specifiche tecniche Atlas Copco.

## 5.4 ALTRI CALCOLI PER IL DIMENSIONAMENTO

### 5.4.1 Calcolo della quantità di condensa

Poiché è stato scelto un compressore lubrificato ad olio, l'acqua di condensa separata nel compressore e nell'essiccatore a refrigerante conterrà piccole quantità d'olio. L'olio deve essere separato prima che l'acqua venga scaricata nell'impianto fognario, per cui occorre un separatore d'olio. Occorre sapere la quantità d'acqua di condensa per dimensionare correttamente il separatore d'olio.

La quantità totale di acqua nel flusso d'aria aspirato dal compressore si ottiene dalla seguente relazione:

$f_1 = \text{umidità relativa} \times \text{quantità d'acqua (g/litro) nell'aria alla massima temperatura ambiente di } 30^\circ\text{C} \times \text{flusso d'aria.}$

$$f_1 = 0,6 \times 0,030078 \times 445 \approx 8,0 \text{ g/s}$$

$f_2 = \text{quantità di acqua rimanente nell'aria compressa dopo l'essiccazione (condizione di saturazione a } +6^\circ\text{C).}$

$$f_2 = \frac{1 \times 0,007246 \times 445}{8} \approx 0,4 \text{ g/s}$$

Il flusso di condensa totale dell'impianto  $f_3$ , quindi, diventa:

$$f_3 = f_1 - f_2 = 8,0 - 0,4 = 7,6 \text{ g/s} \approx 27,4 \text{ kg/ora}$$

Questa cifra presuppone un carico continuo per un'ora.

Con il flusso di condensa calcolato, a questo punto è possibile scegliere il separatore d'olio ottimale.

### 5.4.2 Requisiti di ventilazione nel locale compressori

Per determinare i requisiti di ventilazione nella sala compressori, si utilizza il principio per cui il calore rilasciato nell'aria dell'ambiente deve essere rimosso con l'aria della ventilazione.

Per questo calcolo si utilizza la seguente relazione:

$$P = m \times c_p \times \Delta T$$

$$P = \text{flusso termico totale [kW]}$$

$$m = \text{portata massica [kg/s]}$$

$$c_p = \text{calore specifico [J/kg}\times\text{K]}$$

$$\Delta T = \text{differenza di temperatura [K]}$$

La formula della portata massica della ventilazione può essere scritta come segue:

$$m = \frac{P}{c_p \times \Delta T}$$

dove:

$\Delta T$  = massimo aumento consentito della temperatura dell'aria di ventilazione (si supponga 10 °K)

$c_p$  = 1,006 kJ/kg×K (a 1 bar e 20 °C)

$P$  = (circa il 94% della potenza all'albero fornita al compressore + differenza tra la potenza totale fornita al modulo compressore e la potenza all'albero fornita al compressore + flusso termico dichiarato dell'essiccatore a refrigerante) =  $(0,94 \times 162) + (175 - 162) + 14,1 \approx 180$  kW

La portata massica dell'aria di ventilazione, quindi, è la seguente:

$$m = \frac{P}{c_p \times \Delta T} = \frac{180}{1,006 \times 10} = 17,9 \text{ kg/s}$$

Con una densità dell'aria di 1,2 kg/m<sup>3</sup>, la portata massica equivale a 17,9/1,2  $\approx$  15 m<sup>3</sup>/s.

## 5.5 CASO PARTICOLARE: ALTITUDINE ELEVATA

### Domanda:

si supponga lo stesso fabbisogno di aria compressa descritto nell'esempio precedente, ma a un'altitudine di 2.500 metri sul livello del mare e con una massima temperatura ambiente di 35 °C. In questo caso, qual è la capacità del compressore (espressa in portata di aria libera)?

Risposta: L'aria è più rarefatta all'aumentare dell'altitudine, per cui occorre tenere conto di questa situazione nel dimensionamento delle apparecchiature ad aria compressa per soddisfare il fabbisogno di aria compressa per le normali condizioni, in Nm<sup>3</sup>/min. Per i casi in cui il fabbisogno di aria dell'utenza sia dichiarato in portata di aria libera (FAD), non occorre alcun ricalcolo.

Siccome l'utenza 1 dell'esempio precedente è specificata in Nm<sup>3</sup>/min a 1,013 bar(a) e 0 °C, il flusso FAD necessario per questa utenza deve essere ricalcolato tenendo conto di una temperatura di 35° °C e di un'altitudine di 2.500 m s.l.m. Utilizzando una tabella, la pressione ambientale a 2.500 metri s.l.m. è 0,74 bar. Il flusso per l'utenza 1 ricalcolato in NI/s (12 Nm<sup>3</sup>/min = 200 NI/s) deve essere inserito nella formula seguente:

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{T_{FAD}}{T_N} \times \frac{P_N}{P_{FAD}} = 200 \times \frac{(273 + 35)}{273} \times \frac{1,013}{0,74} \approx 309 \text{ l/s}$$

La capacità totale della domanda di aria compressa, quindi, è 309 + 67 + 95 = 471 l/s (FAD).

## 5.6 CASO PARTICOLARE: FABBISOGNO INTERMITTENTE

### Domanda:

Si supponga che in questo esempio di calcolo si introduca un fabbisogno supplementare dell'utenza 1 di ulteriori 200 l/s per 40 secondi ogni ora. Durante questa fase intermittente, la pressione nell'impianto può diminuire fino a 5,5 bar(e). Per soddisfare questo fabbisogno extra quale deve essere il volume del serbatoio?

Risposta: Durante un breve periodo è possibile prelevare più aria compressa di quanta ne possa gestire il compressore tramite un serbatoio di stoccaggio dell'aria compressa. Per riempire questo serbatoio tra i periodi di intermittenza tra i quali occorre aria supplementare, il compressore deve essere dotato di una maggiore capacità. La relazione è la seguente:

$$V = \frac{q \cdot t}{p_1 - p_2}$$

$q$  = flusso d'aria durante la fase di svuotamento = 200 l/s

$t$  = durata della fase di svuotamento = 40 secondi

$p_1 - p_2$  = caduta di pressione consentita durante la fase di svuotamento = pressione normale dell'impianto – pressione minima accettabile nella fase di svuotamento = 6,42 – 5,5 = 0,92 bar

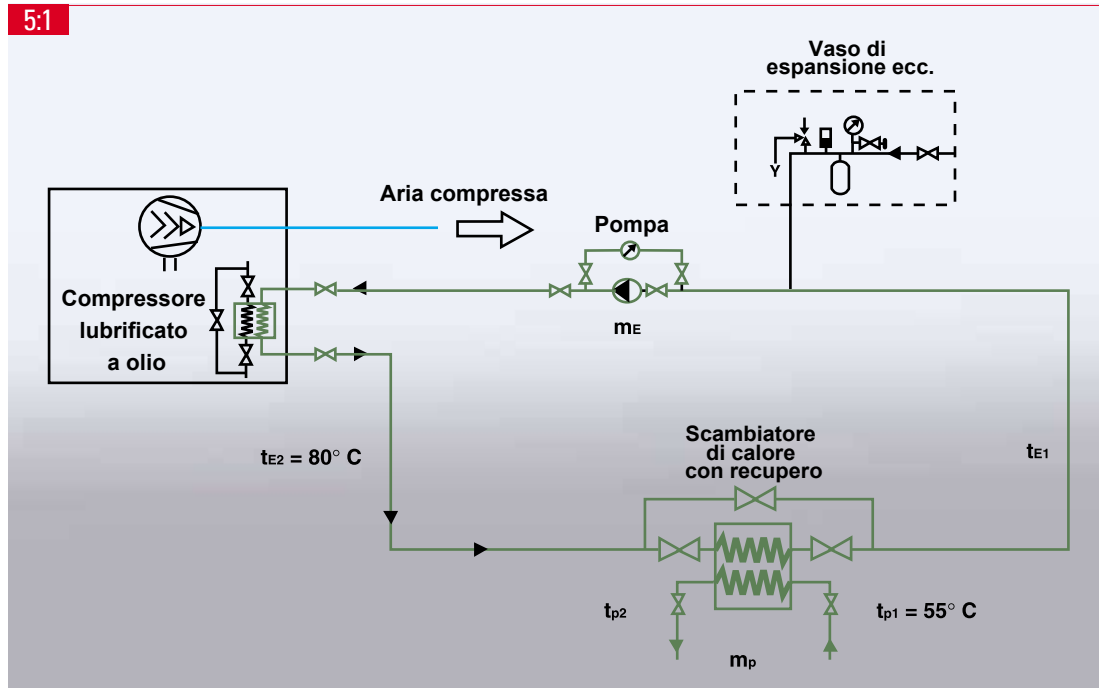
Nella formula precedente per il volume necessario del serbatoio d'aria occorre inserire:

$$V = \frac{q \cdot t}{p_1 - p_2} = \frac{200 \cdot 40}{0,92} \approx 8700 \text{ l}$$

Inoltre, il compressore deve essere dotato di una capacità aggiuntiva in modo che sia in grado di riempire il serbatoio dell'aria dopo la fase di svuotamento. Se il compressore scelto è dotato di una capacità aggiuntiva di 5 l/s = 18.000 litri/ora, con il volume del serbatoio sopra calcolato il serbatoio si riempie in un'ora. Siccome il serbatoio dell'aria si riempie una sola volta ogni ora, la capacità aggiuntiva di questo compressore è sufficiente.

## 5.7 CASO PARTICOLARE: RECUPERO ENERGETICO TRAMITE L'ACQUA

5:1



### Domanda:

Come realizzare un circuito di recupero energetico tramite l'acqua per il compressore scelto nell'esempio? L'acqua da scaldare è una linea di ritorno di acqua calda (da una caldaia) con una temperatura di ritorno di 55 °C. Calcolare il flusso necessario per il circuito di recupero energetico e la potenza recuperabile dall'applicazione. Calcolare anche il flusso e la temperatura in uscita dal ritorno della caldaia.

Risposta: Cominciare tracciando graficamente il circuito di recupero dell'energia, assegnando simboli alle potenze, ai flussi e alle temperature. Eseguire, a questo punto, il calcolo seguente.

$P_E$  = potenza trasferita dal compressore al circuito di recupero energetico [kW]

$P_A$  = potenza trasferita dal circuito di recupero energetico all'applicazione [kW]

$m_E$  = flusso d'acqua nel circuito di recupero energetico [l/s]

$m_A$  = flusso d'acqua nel ritorno della caldaia [l/s]

$t_{E1}$  = temperatura dell'acqua a monte del compressore [°C]

$t_{E2}$  = temperatura dell'acqua a valle del compressore [°C]

$t_{A1}$  = temperatura in ingresso nel ritorno della caldaia [°C]

$t_{A2}$  = temperatura in uscita nel ritorno della caldaia [°C]

### 5.7.1 Presupposti

I presupposti sono i seguenti:

La temperatura dell'acqua in uscita dal compressore idonea al recupero energetico può essere ottenuta dal fornitore del compressore. Si supponga  $t_{E2} = 80$  °C.

Presupposto per il circuito dell'acqua che attraversa lo scambiatore di calore per il recupero energetico:

$$t_{E1} = t_{A1} + 5 \text{ }^\circ\text{C} = 55 \text{ }^\circ\text{C} + 5 \text{ }^\circ\text{C} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{A2} = t_{E2} - 5 \text{ }^\circ\text{C} = 80 \text{ }^\circ\text{C} - 5 \text{ }^\circ\text{C} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ulteriore presupposto è l'assenza di scambio termico con l'esterno della rete di tubazioni e dello scambiatore di calore.

### 5.7.2 Calcolo del flusso d'acqua nel circuito di recupero energetico

$$P = m \times c_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = \text{aumento della temperatura nel compressore} = t_{E2} - t_{E1} = 80 \text{ }^\circ\text{C} - 60 \text{ }^\circ\text{C} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_p = \text{capacità termica specifica per l'acqua} = 4,185 \text{ kJ/kg} \times \text{K}$$

$$m = \text{portata massica nel circuito di recupero energetico} = m_E$$

$$P = 70\% \text{ della potenza all'albero fornita} = P_E = 0,70 \times 162 = 113 \text{ kW}$$

Questa è la massima potenza recuperabile dal compressore selezionato.

La formula può essere scritta come segue:

$$m_E = \frac{P_E}{c_p \times \Delta T} = \frac{113}{4,185 \times 20} = 1,35 \text{ kg/s} = 1,35 \text{ l/s}$$

### 5.7.3 Bilancio energetico tra lo scambiatore di calore di recupero

Per lo scambiatore di calore di recupero si applicano le seguenti relazioni:

$$P_E = m_E \times c_p \times (t_{E2} - t_{E1})$$

$$P_A = m_A \times c_p \times (t_{A2} - t_{A1})$$

Siccome il presupposto era l'assenza di scambio termico con l'ambiente circostante, la potenza trasferita al circuito di recupero energetico dal compressore sarà uguale alla potenza trasferita nello scambiatore di calore di recupero, ossia  $P_A = P_E = 113 \text{ kW}$ .

La formula può essere scritta come segue:

$$m_A = \frac{P_A}{(t_{A2} - t_{A1}) \times c_p} = \frac{113}{(75 - 55) \times 4,185} \approx 1,35 \text{ kg/s} = 1,35 \text{ l/s}$$

### 5.7.4 Riepilogo

Dal calcolo si desume che la potenza recuperabile è 113 kW, che richiede un flusso d'acqua nel circuito di recupero energetico pari a 1,35 l/s. Anche per il ritorno della caldaia un flusso appropriato è pari a 1,35 l/s con un aumento della temperatura di alimentazione della caldaia di 20 °C.

## 5.8 CASO PARTICOLARE: CADUTA DI PRESSIONE NELLE TUBAZIONI

### Domanda:

Una tubazione di 23 metri con un diametro interno di 80 mm fornisce un flusso di aria compressa pari a  $q_c = 140$  l/s. La tubazione contiene 8 gomiti con raggio di curvatura pari al diametro interno della tubazione. Quale sarà la caduta di pressione nella tubazione con una pressione iniziale di 8 bar(a)?

Risposta: Occorre innanzitutto determinare la lunghezza equivalente della tubazione con 8 gomiti. La lunghezza equivalente della tubazione di 1,3 m può essere determinata dalla Figura 3.36. La lunghezza totale della tubazione, quindi, sarà  $8 \times 1,3 + 23 = 33,4$  metri. Per calcolare la caduta di pressione si utilizza la formula seguente:

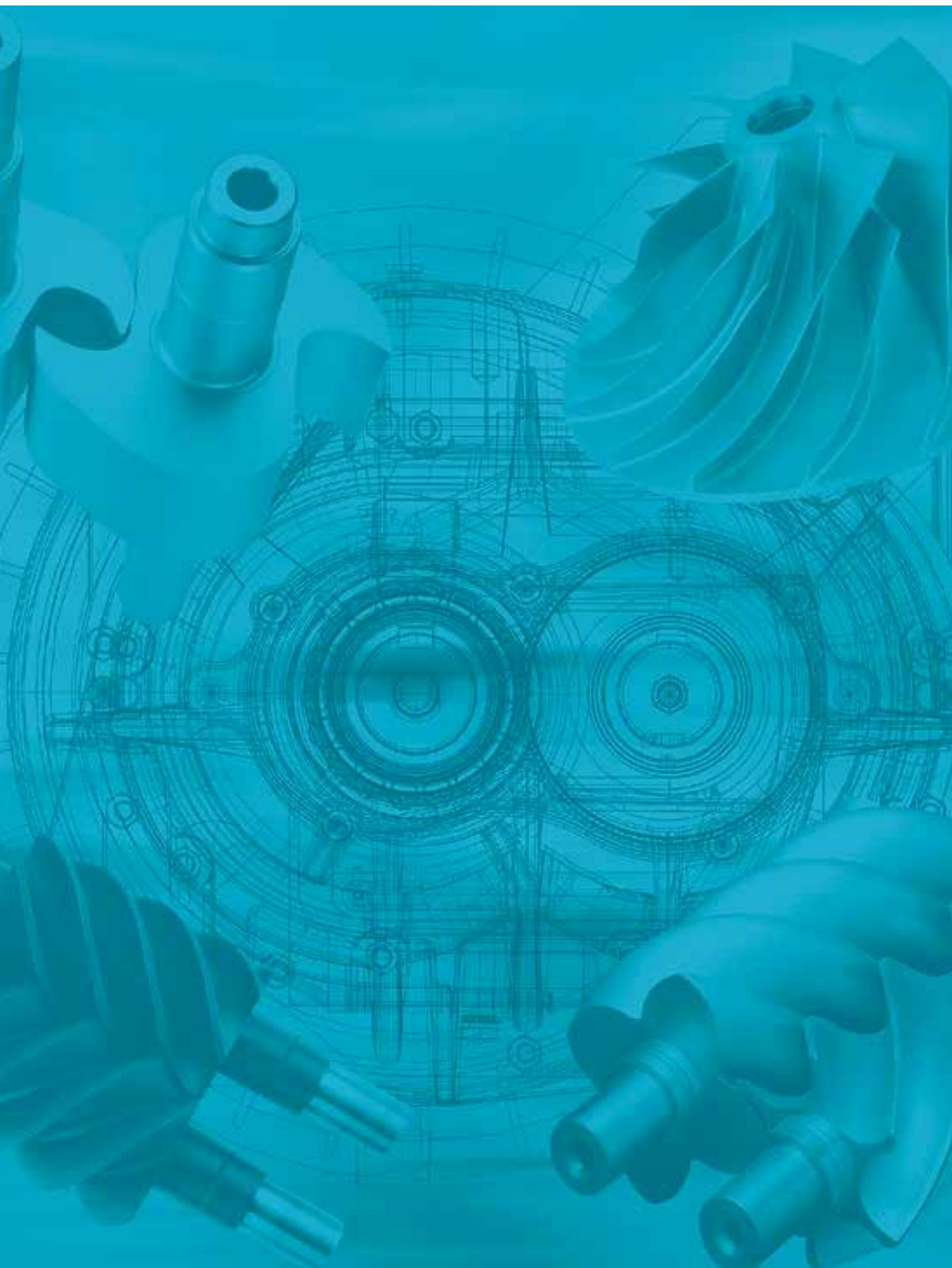
$$\Delta p = 450 \frac{q_c^{1.85} \times l}{d^5 \times p} = 450 \frac{140^{1.85} \times 33.4}{80^5 \times 8} \approx 0.0054 \text{ bar}$$

Conseguentemente, la caduta di pressione totale nella tubazione sarà 0,0054 bar, molto bassa.





# 6 APPENDICI



## 6.1 IL SYSTEM SI

Una quantità fisica è il prodotto di un valore numerico e di un'unità di misura. A partire dal 1964, il Sistema Internazionale delle unità di misura (sistema SI) è stato adottato via via in tutto il mondo, tranne in Liberia, Myanmar e negli Stati Uniti. Le informazioni basilari sono reperibili nella norma ISO 31, attualmente in revisione, che sarà sostituita dalla norma ISO/IEC 80000: Quantità e Unità di misura.

Le unità di misura si dividono in quattro classi differenti:

- Unità di misura fondamentali
- Unità di misura supplementari
- Unità di misura aggiuntive

Le prime tre unità di misura sono denominate unità SI. Le unità di misura aggiuntive non sono unità di misura SI, anche se vengono utilizzate assieme alle unità SI. Le unità di misura fondamentali sono

fisse e indipendenti, e possono essere utilizzate per esprimere tutte le altre unità di misura.

Il sistema SI comprende 7 unità di misura fondamentali:

Lunghezza	metro	m
Mass	chilogrammo	kg
Tempo	secondo	s
Corrente elettrica	ampere	A
Temperatura	kelvin	K
Intensità luminoso	candela	cd
Quantità di materia	mole	mol

Le unità di misura derivate sono espresse sotto forma di potenza o prodotto di potenze di una o più unità fondamentali e/o supplementari, secondo le leggi della fisica, per le relazioni tra queste diverse unità di misura.

Unità di misura aggiuntive:

un numero limitato di unità di misura non incluse nel sistema SI che non possono essere eliminate per vari motivi continuano ad essere utilizzate assieme alle unità di misura SI come unità di misura aggiuntive..

Alle 15 unità di misura derivate più importanti sotto indicate sono stati forniti nomi generici:

Quantità	Unità	Simbolo	Espressa in altre unità di misura SI
frequenza	hertz	Hz	s <sup>-1</sup>
forza	newton	N	kg×m×s <sup>-2</sup>
pressione/ sollecitazione meccanica	pascal	Pa	N/m <sup>2</sup>
energia/lavoro	joule	J	N×m
potenza	watt	W	J/s
quantità/carica elettrica	coulomb	C	A×s
tensione elettrica	volt	V	W/A
capacitanza	farad	F	C/V
resistenza	ohm	Ω	V/A
conduttività	siemens	S	A/V
flusso magnetico	weber	Wb	V×s
densità del flusso magnetico	tesla	T	Wb/m <sup>2</sup>
induttanza	henry	H	Wb/A
flusso luminoso	lumen	lm	Cd×sr
luce	lux	lx	Lm/m <sup>2</sup>
angolo	radiante	rad	m/m
angolo solido	steradiano	sr	m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>

Di seguito sono riportate le unità di misura aggiuntive impiegate per usi tecnici:

Uniti	Unità di misura	Simbolo	Notazione
volume	litro	l	1 l = 1 dm <sup>3</sup>
tempo	minuto	min	1 min = 60 s
tempo	ora	h	1 h = 60 min
massa	tonnellata metrica	t	1 t = 1.000 kg
pressione	bar	bar	1 bar = 10 <sup>5</sup> Pa
angolo piano	grado	°	1° = $\pi/180$ rad
angolo piano	minuto	'	1' = 1°/60
angolo piano	secondo	''	1'' = 1'/60

A un'unità di misura può essere aggiunto un prefisso per esprimere un multiplo dell'unità di misura originaria. Tutti questi multipli sono potenze intere di 10, ad esempio:

- il prefisso kilo indica un multiplo di 1000 (10<sup>3</sup>)
- il prefisso milli indica un multiplo di un millesimo (10<sup>-3</sup>)

Quattordici di questi prefissi sono elencati nelle raccomandazioni internazionali (standard) riportate nella tabella seguente.

Potenza	Designazione prefisso	Simbolo prefisso	Esempio	Simbolo
10 <sup>12</sup>	tera	T	1 terajoule	1 TJ
10 <sup>9</sup>	giga	G	1 gigahertz	1 GHz
10 <sup>6</sup>	mega	M	1 megawatt	1 MW
10 <sup>3</sup>	kilo	k	1 kilometer	1 km
10 <sup>2</sup>	hecto	h	1 hectoliter	1 hl
10 <sup>1</sup>	deca	da	1 decalumen	1 dalm
10 <sup>-1</sup>	deci	d	1 decibel	1 dB
10 <sup>-2</sup>	centi	c	1 centimeter	1 cm
10 <sup>-3</sup>	milli	m	1 milligram	1 mg
10 <sup>-6</sup>	micro	μ	1 micrometer	1 μm
10 <sup>-9</sup>	nano	n	1 nanohenry	1 nH
10 <sup>-12</sup>	pico	p	1 picofarad	1 pF
10 <sup>-15</sup>	femto	f	1 femtometer	1 fm
10 <sup>-18</sup>	atto	a	1 attosecond	1 as

A scopo di riferimento, v. [www.bipm.org/en/si/](http://www.bipm.org/en/si/)

## 6.2 SIMBOLO GRAFICI



Filtro dell'aria



Silenziatore



Diffusore



Compensatore



Valvola di regolazione



Compressore a vite



Valvola di non ritorno



Valvola di arresto



Valvola di sicurezza



Valvola manuale



Valvola che si apre in assenza di energia



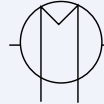
Valvola che si chiude in assenza di energia



Separatore dell'olio



Espulsore



Refrigeratore raffreddato ad acqua



Separatore d'acqua



Serbatoio della condensa



Direzione del flusso



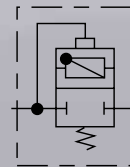
Refrigeratore raffreddato ad aria



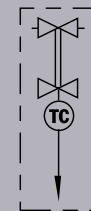
Ventola



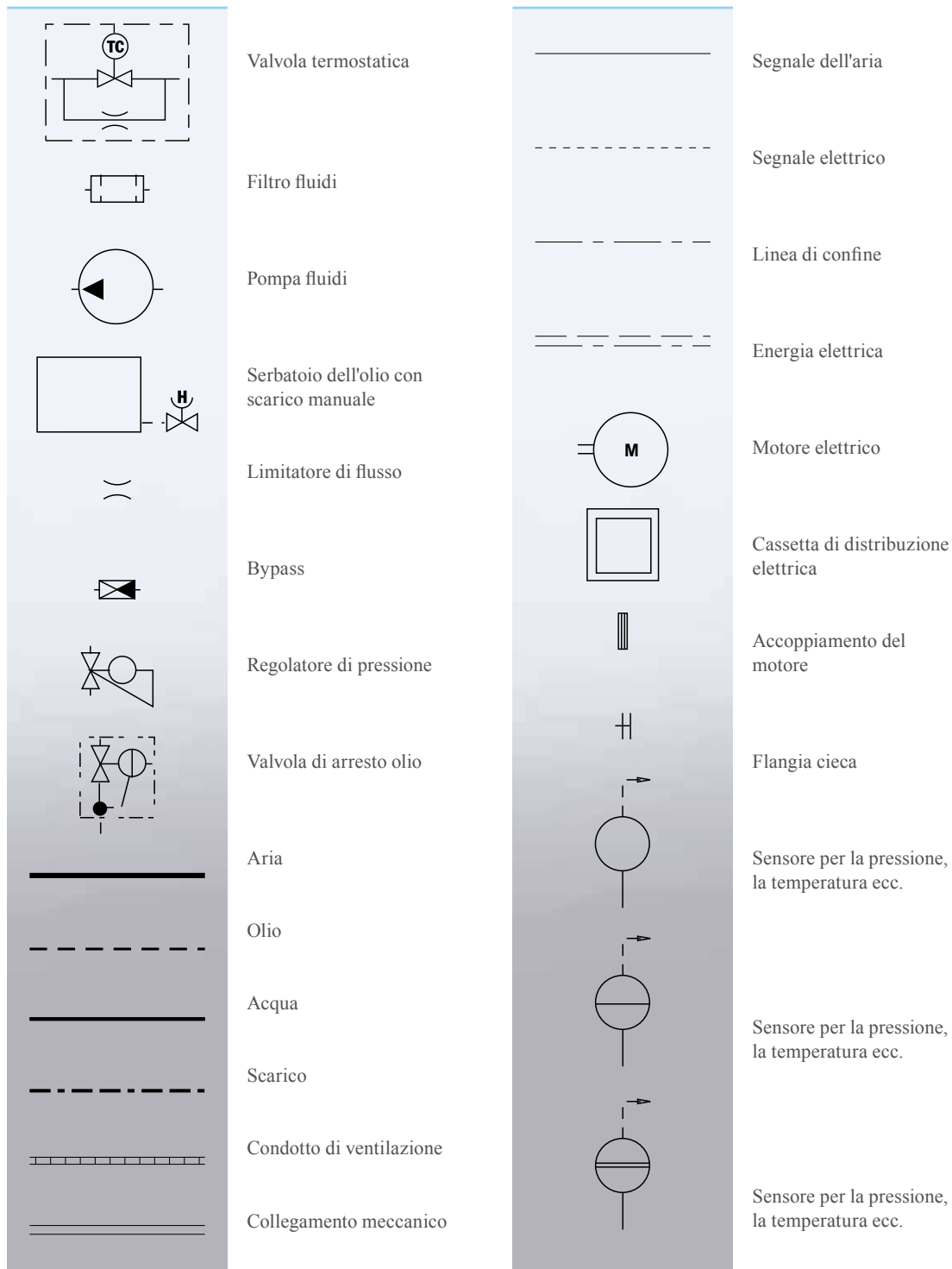
Vaso di espansione



Valvola di minima pressione



Valvola termostatica



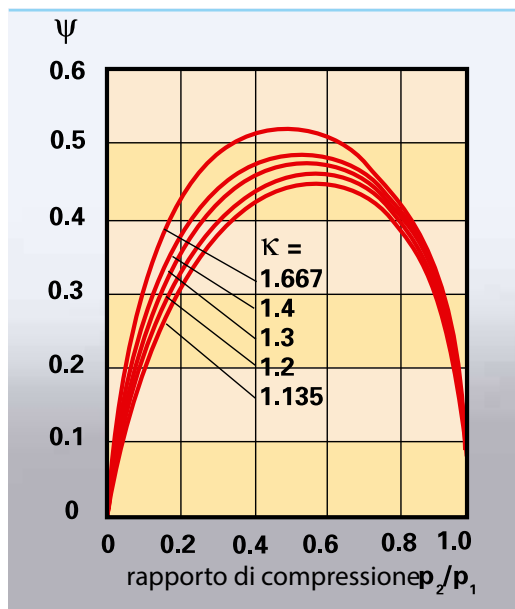
## 6.3 DIAGRAMMI E TABELLE

Materiale	J/kg x K
aria (pressione atmosferica)	1 004
alluminio	920
rame	390
olio	1 670-2 140
acciaio	460
acqua	4 185
zinco	385

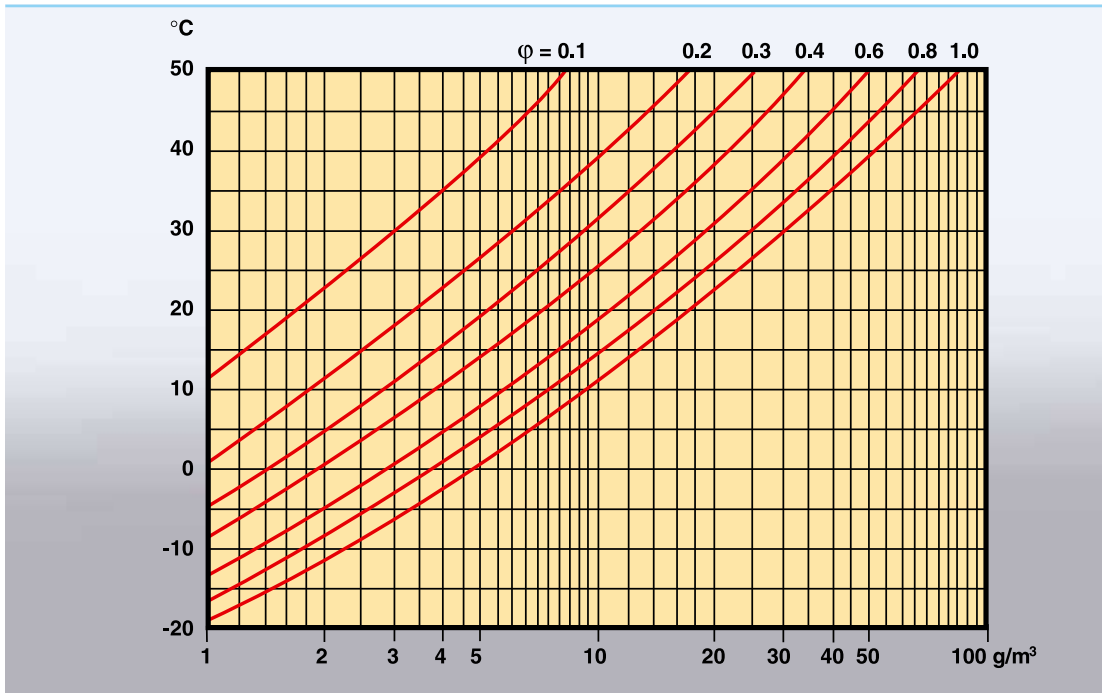
Capacità termica specifica di alcuni materiali.

punto di ebollizione	78.8	K
pressione critica (a)	97.66	bar
temperatura critica	132.52	K
peso specifico	1.225	kg/m <sup>3</sup>
viscosità dinamica	17.89x10 <sup>-6</sup>	Pa x s
punto di congelamento	57-61	K
costante gas	287.1	J/(kg x K)
viscosità cinematica	14.61x10 <sup>-5</sup>	m/s <sup>2</sup>
massa molare	28.964	senza dimensione
capacità termica a:		
pressione costante	1.004	kJ/(kg x K)
rapporto di capacità termica specifica	1.40	senza dimensione
velocità del suono	340.29	m/s
conduttività termica	0.025	W/(m x K)

Alcune proprietà fisiche dell'aria secca a 15 °C e 1,013 bar.



Coefficienti di flusso in funzione della relazione della pressione per valori K differenti.



Contenuto di acqua nell'aria a diverse pressioni di vapore relative ( $\phi$ )

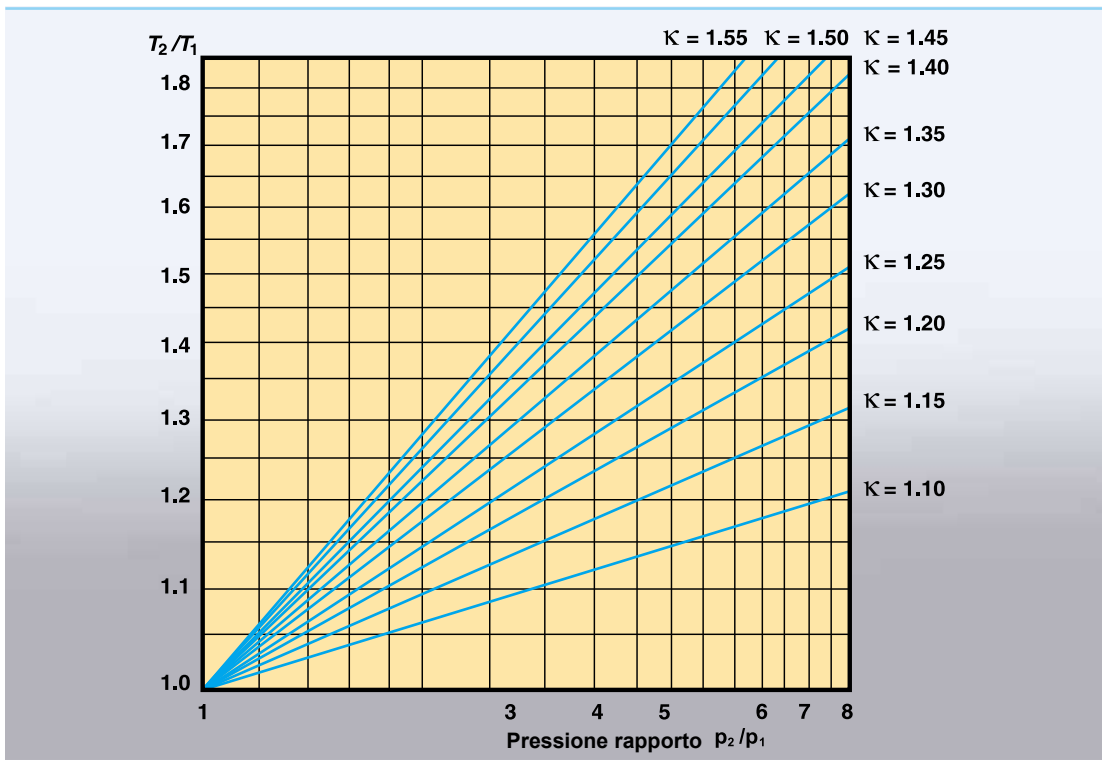


Diagramma che illustra il rapporto di temperatura  $T_2/T_1$  per vari gas con valori K differenti durante la compressione isoentropica.

t °c	Ps mbar	ρw g/m <sup>3</sup>	t °c	Ps mbar	ρw g/m <sup>3</sup>
-40	0.128	0.119	5	8.72	6.80
-38	0.161	0.146	6	9.35	7.26
-36	0.200	0.183	7	10.01	7.75
-34	0.249	0.225	8	10.72	8.27
-32	0.308	0.277	9	11.47	8.82
-30	0.380	0.339	10	12.27	9.40
-29	0.421	0.374	11	13.12	10.01
-28	0.467	0.413	12	14.02	10.66
-27	0.517	0.455	13	14.97	11.35
-26	0.572	0.502	14	15.98	12.07
-25	0.632	0.552	15	17.04	12.63
-24	0.689	0.608	16	18.17	13.63
-23	0.771	0.668	17	19.37	14.48
-22	0.850	0.734	18	20.63	15.37
-21	0.937	0.805	19	21.96	16.31
-20	1.03	0.884	20	23.37	17.30
-19	1.14	0.968	21	24.86	18.34
-18	1.25	1.06	22	26.43	19.43
-17	1.37	1.16	23	28.09	20.58
-16	1.51	1.27	24	29.83	21.78
-15	1.65	1.39	25	31.67	23.05
-14	1.81	1.52	26	33.61	24.38
-13	1.98	1.65	27	35.65	25.78
-12	2.17	1.80	28	37.80	27.24
-11	2.38	1.96	29	40.06	28.78
-10	2.60	2.14	30	42.43	30.38
-9	2.84	2.33	31	44.93	32.07
-8	3.10	2.53	32	47.55	33.83
-7	3.38	2.75	33	50.31	35.68
-6	3.69	2.99	34	53.20	37.61
-5	4.02	3.25	35	56.24	39.63
-4	4.37	3.52	36	59.42	41.75
-3	4.76	3.82	37	62.76	43.96
-2	5.17	4.14	38	66.28	46.26
-1	5.62	4.48	39	69.93	48.67
0	6.11	4.85	40	73.78	51.19
1	6.57	5.19	41	77.80	53.82
2	7.06	5.56	42	82.02	58.56
3	7.58	5.95	43	86.42	59.41
4	8.13	6.36	44	91.03	62.39

Gas	Volume %	Peso %
azoto N <sub>2</sub>	78.084	75.520
ossigeno O <sub>2</sub>	20.947 6	23.142
argo Ar	0.934	1.288
anidride carbonica CO <sub>2</sub>	0.031 4	0.047 7
neon Ne	0.001 818	0.001 267
elio He	0.000 524	0.000 072 4
cripto Kr	0.000 114	0.000 330
xeno Xe	0.000 008 7	0.000 039
idrogeno H <sub>2</sub>	0.000 05	0.000 003
metano CH <sub>4</sub>	0.000 2	0.000 1
ossido nitroso N <sub>2</sub> O	0.000 05	0.000 08
ozono O <sub>3</sub>	estate : 0 to 0.000 007	0 a 0.000 01

Composizione dell'aria pulita e secca a livello del mare (relativamente costante fino a un'altitudine di 25 km).

Pressione di saturazione (pS) e densità (ρW) del valore acqueo saturato.



Tipo e dimensione del macchinario	Max fabbisogno d'aria l/s
<b>Perforatrice, Ø = diametro punta (mm)</b>	
Piccola Ø < 6.5	6.0
Media 6.5 < Ø < 10	7.5
Grande 10 < Ø < 16	16.5
<b>Maschiatrici</b>	6
<b>Cacciavite, d = dimensione vite</b>	
Piccola d < M6	5.5
Media M6 < d < M8	7.5
<b>Avvitatore a impulsi, d = dimensione bullone</b>	
Piccola d < M10	5.0
Media M10 < d < M20	7.5
Grande d ≥ M20	22.0
<b>Limatrice</b>	7.5
<b>Lucidatrici/smerigliatrici dritte, e = potenza (kW)</b>	
Piccola e < 0,5	8.0
Grande e < 0,5	16.5
<b>Smerigliatrici, e = potenza (kW)</b>	
Piccola 0,4 < e < 1,0	20.0
Media 1,0 < e < 2	40.0
Grande e < 2	60.0
<b>Scalpellatrici</b>	
Luce	6.0
Pesante	13.5
<b>Paranchi pneumatici t = capacità di sollevamento</b>	
t < 1 tonnellata	35
t > 1 tonnellata	45
<b>Raschiatrici</b>	5.0
<b>Ugello di pulizia</b>	6.0
<b>Avvitabulloni, d = dimensione del bullone</b>	
d ≤ M8	9
d ≥ M10	19

Consumo tipico di aria di alcuni macchinari e utensili elettrici di uso comune, basato sull'esperienza. Questi valori rappresentano la base per il calcolo dei requisiti di capacità del compressore.

punto di rugiada °C	g/m <sup>3</sup>	punto di rugiada °C	g/m <sup>3</sup>	punto di rugiada °C	g/m <sup>3</sup>	punto di rugiada °C	g/m <sup>3</sup>
+100	588.208	+58	118.199	+16	13.531	-25	0.55
99	569.071	57	113.130	15	12.739	26	0.51
98	550.375	56	108.200	14	11.987	27	0.46
97	532.125	55	103.453	13	11.276	28	0.41
96	514.401	54	98.883	12	10.600	29	0.37
95	497.209	53	94.483	11	9.961	30	0.33
94	480.394	52	90.247	10	9.356	31	0.301
93	464.119	51	86.173	9	8.784	32	0.271
92	448.308	50	82.257	8	8.243	33	0.244
91	432.885	49	78.491	7	7.732	34	0.220
90	417.935	48	74.871	6	7.246	35	0.198
89	403.380	47	71.395	5	6.790	36	0.178
88	389.225	46	68.056	4	6.359	37	0.160
87	375.471	45	64.848	3	5.953	38	0.144
86	362.124	44	61.772	2	5.570	39	0.130
85	340.186	43	58.820	1	5.209	40	0.117
84	336.660	42	55.989	0	4.868	41	0.104
83	324.469	41	53.274			42	0.093
82	311.616	40	50.672	-1	4.487	43	0.083
81	301.186	39	48.181	2	4.135	44	0.075
80	290.017	38	45.593	3	3.889	45	0.067
79	279.278	37	43.508	4	3.513	46	0.060
78	268.806	36	41.322	5	3.238	47	0.054
77	258.827	35	39.286	6	2.984	48	0.048
76	248.840	34	37.229	7	2.751	49	0.043
75	239.351	33	35.317	8	2.537	50	0.038
74	230.142	32	33.490	9	2.339	51	0.034
73	221.212	31	31.744	10	2.156	52	0.030
72	212.648	30	30.078	11	1.96	53	0.027
71	204.286	29	28.488	12	1.80	54	0.024
70	196.213	28	26.970	13	1.65	55	0.021
69	188.429	27	25.524	14	1.51	56	0.019
68	180.855	26	24.143	15	1.38	57	0.017
67	173.575	25	22.830	16	1.27	58	0.015
66	166.507	24	21.578	17	1.15	59	0.013
65	159.654	23	20.386	18	1.05	60	0.011
64	153.103	22	19.252	19	0.96	65	0.0064
63	146.771	21	18.191	20	0.88	70	0.0033
62	140.659	20	17.148	21	0.80	75	0.0013
61	134.684	19	16.172	22	0.73	80	0.0006
60	129.020	18	15.246	23	0.66	85	0,00025
59	123.495	17	14.367	24	0.60	90	0.0001

Contenuto di acqua nell'aria con diversi punti di rugiada.

## 6.4 RACCOLTA DI NORME E REGOLAMENTI IN VIGORE

### 6.4.1 Generalità

Nel settore dell'aria compressa, come in molti altri settori industriali, si applicano apposite norme, che possono includere requisiti definiti dalle leggi e regolamenti o raccomandazioni opzionali, come per le norme nazionali e internazionali. A volte i regolamenti nelle norme possono essere vincolanti quando vengono applicati per legge. Anche una norma citata in un accordo commerciale può essere vincolante.

Regolamenti vincolanti si possono applicare, ad esempio, per la sicurezza delle persone e dei beni, mentre le norme opzionali si utilizzano per semplificare il lavoro di specifica, scelta della qualità, esecuzione di misure, disegni e così via.

### 6.4.2 Norme

I vantaggi della standardizzazione internazionale sono ovvi sia per i produttori, sia per gli intermediari, ad esempio le società di ingegneria e i clienti finali: semplificazione dell'interscambiabilità di prodotti e sistemi, e confronto dei dati prestazionali, che possono includere, ad esempio, caratteristiche del funzionamento, caratteristiche ambientali, della sicurezza ecc.

I legislatori fanno spesso riferimento alle norme per contribuire alla creazione di un mercato uniforme. Le norme possono essere prodotte, emesse e gestite da organizzazioni per la standardizzazione a livello nazionale, europeo e internazionale, ma anche da associazioni commerciali specifiche di particolari settori industriali (petrolio, aria compressa, elettronica ecc.).

Le norme prodotte dall'Organizzazione internazionale per la standardizzazione (ISO) possono essere convertite in norme nazionali dai paesi membri ISO a loro discrezione. Le norme prodotte dal Comitato europeo per la standardizzazione (CEN) sono sviluppate da 30 paesi membri e la conversione in norme nazionali può essere obbligatoria in caso di armonizzazione delle norme.

Tutte le norme possono essere acquisite tramite le varie organizzazioni nazionali per la standardizzazione.

Nel settore dell'aria compressa, le norme possono essere prodotte da associazioni commerciali, ad es. il Comitato europeo dei produttori di apparecchiature di aria compressa, pompe per vuoto, utensili pneumatici e apparecchiature affini (PNEUROPE) o dalla controparte CAGI (Compressed Air and Gas Institute) statunitense. Esempi di tali documenti sono le norme sulla misura del rendimento per la capacità dei compressori, il contenuto d'olio nell'aria compressa ecc., emessi nell'attesa dello sviluppo di una norma internazionale.

### 6.4.3 Raccolta

Di seguito si riporta un elenco non esaustivo delle norme vigenti nel 2010 nel settore dell'aria compressa. I riferimenti sono europei e statunitensi. Le norme proposte da Pneurop generalmente sono emesse in parallelo all'edizione CAGI per il mercato americano.

Si raccomanda di consultare l'ente emittente per accertarsi di utilizzare l'ultima edizione, a meno che un mercato, un requisito o una domanda particolare faccia riferimento a un'edizione specifica.

#### 6.4.3.1 Sicurezza dei macchinari

Direttiva macchine UE 2006/42/CE, che fa riferimento alle seguenti norme:

EN 1012-1 Compressori e pompe per vuoto - Requisiti di sicurezza

EN ISO 12100-1:2003 AMD 1 2009, Sicurezza del macchinario - Concetti fondamentali, principi generali di progettazione - Parte 1: Terminologia di base, metodologia.

EN ISO 12100-2:2003 AMD 1 2009, Sicurezza del macchinario - Concetti fondamentali, principi generali di progettazione - Parte 2: Principi tecnici

#### 6.4.3.2 Sicurezza delle apparecchiature a pressione

Direttiva UE 87/404/CE, Recipienti a pressione semplici

Direttiva UE 97/23/CE, Apparecchiature a pressione, che fa riferimento alle seguenti norme:  
EN 764 da 1 a 7, Apparecchiature a pressione

EN 286 da 1 a 4, Recipienti a pressione semplici, non esposti alla fiamma, destinati a contenere aria o azoto

### 6.4.3.3 Ambiente

Direttiva UE 2000/14/CE, Emissione sonora di apparecchiature destinate all'uso in ambiente esterno, che fa riferimento alle seguenti norme:

EN ISO 3744:2009, Determinazione dei livelli di potenza sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora - Metodo tecnico progettuale

EN ISO 2151:2004, Procedura per prove di rumorosità di compressori e pompe per vuoto - Metodo tecnico progettuale

Direttiva UE 2004/26/CE, Emissione di inquinanti gassosi e particolato inquinante prodotti dai motori a combustione interna destinati all'installazione su macchine mobili non stradali - Fase III, livelli implementati dal 2006 al 2013, Fase IV dal 2014

US Federal Emission standard for non-road engines - Tier III, livelli implementati dal 2006 al 2008, Tier IV, livelli dal 2008 al 2015

### 6.4.3.4 Sicurezza elettrica

Direttiva UE 2004/108/CE, Compatibilità elettromagnetica, che fa riferimento alle seguenti norme:

EN 61000-6-2:2005, Compatibilità elettromagnetica (EMC) - Parte 6-2: Norme generiche - Immunità per gli ambienti industriali

EN 61000-6-4:2006, Compatibilità elettromagnetica (EMC) - Parte 6-4: Norme generiche - Emissione per gli ambienti industriali

Direttiva UE 2006/95/CE, Apparecchiature a bassa tensione, che fa riferimento alle seguenti norme:

EN 60034 da 1 a 30, Macchine elettriche rotanti - Caratteristiche nominali e di funzionamento

EN 60204-1:2009, Sicurezza del macchinario - Equipaggiamento elettrico delle macchine - Parte 1: Regole generali

EN 60439-1:2004, Apparecchiature assemblate di protezione e manovra per bassa tensione (quadri BT) - Parte 1: Apparecchiature di serie soggette a prove di tipo (AS) e apparecchiature non di serie parzialmente soggette a prove di tipo

### 6.4.3.5 Apparecchiature sanitarie - Generalità

Direttiva UE 93/42/CE, che fa riferimento alle seguenti norme:

EN ISO 13485:2000, Tubazioni in plastica - Metodi di test di resistenza alle perdite con pressione interna

EN ISO 14971:2007, Dispositivi medici - Applicazione della gestione dei rischi ai dispositivi medici

### 6.4.3.6 Standardizzazione

ISO 3857-1:1977, Compressori, utensili pneumatici e macchinari - Glossario - Parte 1: Generalità

ISO 3857-2:1977, Compressori, utensili pneumatici e macchinari - Glossario - Parte 2: Compressori

ISO 5390:1977, Compressori - Classificazione

### 6.4.3.7 Specifiche e test

ISO 1217:2009, Compressori volumetrici - Test di accettazione

ISO 5389:2005, Turbocompressori - Procedure di test delle prestazioni

ISO 7183:2007, Essiccatori di aria compressa - Specifiche e test

ISO 12500:2007 da 1 a 3, Filtri per aria compressa - Metodi di test

ISO 8573 da 1 a 9, Aria compressa - Contaminanti e classi di purezza - Metodi di test



# INDICE

---

<b>A</b>	
pressione assoluta	1.2.1
zero assoluto	1.2.2
assorbimento	2.4.1
essiccatori ad assorbimento	2.4.1.4
carboni attivi	3.2.9
potenza attiva	1.6.4
adsorbimento	2.4.1
essiccatori ad adsorbimento	2.4.1.5
post-refrigeratore	2.4.1.1, 3.2.6
aria	1.4
recupero dell'energia tramite l'aria	3.4.3.2
composizione dell'aria	1.4.1
consumo d'aria	1.1.2, 4.2.3
compressore raffreddato ad aria	3.3.2
serbatoio dell'aria	3.6.1.1
fabbisogno d'aria	3.1.1.2
trattamento dell'aria	3.2
corrente alternata	1.6.1
potenza apparente	1.6.4
pressione atmosferica	1.2.1
numero atomico	1.1.1
compressori assiali	2.2.3
<b>B</b>	
surpressori	2.3.2
legge di Boyle	1.3.2
regolazione bypass	2.5.2.2
<b>C</b>	
cavi	3.7.6
sistema di misurazione capacitivo	2.5.5.2
filtro a carboni	2.4.2, 3.2.5
scala Celsius	1.2.2
controllo centralizzato	2.5.7
impianto centralizzato	3.1.2.2
compressori centrifughi	2.2.2
cambiamenti di stato	1.3.4
legge di Charles	1.3.2
interruttore	3.7.5
spazio morto	1.5.3
impianto di raffreddamento chiuso	3.3.1.4
centrale aria compressa	3.5.1, 3.5.2, 3.5.3
distribuzione dell'aria compressa	3.6.1
qualità dell'aria compressa	3.2.2
<b>D</b>	
compressione nelle varie fasi	1.5.5
calcolo del compressore	4.3.2
centrale compressori	3.1.2, 3.5
modulo compressore	3.5.1
conduttività	1.3.3
contattore	3.7.3
regolazione continua della capacità	2.5.1
controllo e monitoraggio	2.5.4
convezione	1.3.3
metodi di raffreddamento	1.6.5.5, 3.3
ripartizione dei costi	4.1.1.1, 4.3.2
rapporto di compressione critico	1.3.5.
<b>E</b>	
monitoraggio dei dati	2.5.5
impianti decentralizzati	3.1.2.3
decibel	3.8.1
grado di recupero	3.4.2, 4.2.6
collegamento a triangolo	1.6.5.7.
punto di rugiada	1.4.2
compressori a membrana	2.1.4
filtro a membrana	3.2.8
dimensionamento	3.1.3, 3.1.5.1
avviamento diretto	3.7.3
compressori volumetrici	1.5.2, 2.1.1
compressori a doppia azione	1.5.2, 2.1.2
simboli per la disegnazione	6.2
essiccazione	2.4.1
compressori dinamici	1.5.4., 2.2.1
<b>F</b>	
motore elettrico	1.6.5
corrente elettrica	1.6.1
tensione elettrica	1.6.1
elettricità	1.6
forza elettromotrice (fem)	1.6.2
elettroni	1.1.1
recupero energetico	3.4
lunghezza equivalente della tubazione	3.6.3
emissioni di scarico	2.6.2
<b>F</b>	
FAD	1.2.6
filtro	2.4.2, 3.2.5
efficienza del filtro	2.4.2
flusso nelle tubazioni	1.3.6
frequenza	1.6.1
convertitore di frequenza	2.5.4.3
fusibili	3.7.5

## G

costante dei gas	1.3.2
leggi dei gas	1.3.2
avviamento graduale	3.7.3

## H

scambiatore di calore	5.7.1, 5.7
trasferimento termico	1.3.3
compressore ad alta pressione	3.6.1.1
alta tensione	1.6.1

## I

tempo di funzionamento a vuoto	2.5.4.2
impedenza	1.6.2
costante individuale dei gas	1.3.2
regolazione ingresso	2.5.3.1
economia complessiva dell'impianto	4.1.1.1
classe di isolamento	1.6.5.3
presa d'aria	3.5.4
variazione della pressione di ingresso	3.1.3.2
processo isoentropico	1.3.4.4
ISO	6.4
processo isobarico	1.3.4.2
processo isocoro	1.3.4.1
processo isoterico	1.3.4.3

## J

effetto Joule-Thomson	1.3.7
-----------------------	-------

## K

scala Kelvin	1.2.2
--------------	-------

## L

flusso laminare	1.3.6
perdita	3.1.1.3, 4.2.3
costo del ciclo di vita	4.3
compressori a vite a iniezione di liquido	2.1.5.2
carico	2.5.1
differenza media logaritmica della temperatura	1.3.3
bassa tensione	1.6.1

## M

tensione di rete	1.6.3
costi di manutenzione	4.2.7
manutenzione programmata	4.2.7.1
essiccatore MD	2.4.1.5
aria sanitaria	3.2.9

essiccatori a membrana	2.4.1.6
resistenza metallica	2.5.1
microorganismi	3.2.4
compressori mobili	2.6
modulazione	2.5.3.4
aria umida	1.4.2
movimento molecolare	1.1.2
molecole	1.1.1
monitoraggio	2.5.5.3, 2.5.8
scarico multistadio	2.5.2.8

## N

neutroni	1.1.1
nuovo investimento	4.1.1.1
rumore	3.8.9
forme d'onda non sinusoidali	1.6.1
litro normale	1.2.6
ugello	1.3.5

## O

scarico/carico	2.5.1
legge di Ohm	1.6.2
filtro dell'olio	3.2.5
compressori non lubrificati	2.1.3
compressori a vite non lubrificati	2.1.5.1
controllo della temperatura dell'olio	2.6.3
separazione olio/acqua	3.2.8
impianto di raffreddamento aperto	3.3.1.2, 3.3.1.3
analisi operativa	3.1.1.3
costi di esercizio	4.1.1.1, 4.1.1.2
ottimizzazione del funzionamento del compressore	4.1.1.1
regolazione uscita	2.5.3.2
sovracompressione	2.4.1.3
costi complessivi	4.3.2
protezione dai sovraccarichi	3.7.5

## P

misurazione del flusso dei componenti	3.6.4
filtro antiparticolato	2.4.2
compensazione delle fasi	3.7.7
sfasamento	1.6.2
tensione di fase	1.6.3
risonanza delle tubazioni	3.5.4
tubazioni	1.3.3
compressori a pistone	1.5.1, 1.5.2, 2.1.2
plasma	1.1.2
processo politropico	1.3.4.5
potenza	1.2.5, 1.6.4

fattore di potenza	1.6.4
prefiltro	3.5.4
pressione	1.2.1
moltiplicatore di pressione	2.3.3
intervallo di pressione	2.5.4.2
punto di rugiada della pressione	2.4.1
caduta di pressione	1.3.6, 4.2.2
misurazione della pressione	1.2.1, 2.5.5.2
rapporto di compressione	1.5.2
limitazione della pressione	2.5.2.1, 2.5.3.4
limitazione della pressione con strozzamento dell'ingresso	2.5.2.4
pressostato	2.5.4.2
classi di protezione	1.6.5.4
protoni	1.1.1

## Q

classe di qualità conforme alle norme ISO	3.2.2
quantità dell'aria di ventilazione	3.5.5

## R

compressori radiali	2.1.1, 2.2.2
radiazione	1.1.1
reattanza	1.6.2
potenza reattiva	1.6.4
opportunità di recupero	3.4.2, 4.2.6
essiccatore a refrigerante	2.4.1.2
regolazione	2.5.1
sistema di regolazione	2.5.1
monitoraggio remoto	2.5.8
resistenza	1.6.2
termometro a resistenza	2.5.5.1
sistema di misurazione resistivo	2.5.5.2
riverbero	3.8.4
numero di Reynolds	1.3.6
tubazioni ad anello	3.6.2
costante ambientale	3.8.3
soffianti Roots	2.1.9

## S

opportunità di risparmio	4.2
compressori a vite	2.15
compressori scroll	2.1.7
efficienza della separazione	2.4.2
controllo della sequenza	2.5.6.1
protezione dai corto circuiti	3.7.5
compressore a singola azione	1.5.2, 2.1.2
sistema SI	6.1
suono	3.8
assorbimento del suono	3.8.8
smorzamento del suono	3.8.8

misurazioni del suono	3.8.6
livello di potenza sonora	3.8.1
livello di pressione sonora	3.8.1
regolazione della velocità	2.5.2.6, 2.5.4.3
normative	6.4
collegamento a stella	1.6.3, 1.6.5.7
avviamento stella/triangolo	3.7.3
selettore della sequenza di avviamento	2.5.6.1
regolazione avvio/arresto	2.5.2.5
starter	3.7.3, 3.7.5
filtri sterili	3.2.5
volume della corsa	1.5.3
scarico della valvola di aspirazione	2.5.2.8
velocità sincrona	1.6.5.1

## T

tabelle	6.3
temperatura	1.2.2
misurazione della temperatura	2.5.5.1
capacità termica	1.2.3
numero di conduttività termica	1.3.3
termistore	2.5.5.1
termodinamica	1.3
sistema trifase	1.6.3
strozzamento	1.3.7
strozzamento dell'ingresso	2.5.2.3
compressore a camme	2.1.6
coppia	1.6.5.8
turbocompressore	2.2.1
flusso turbolento	1.3.6
compressori a viti controrotanti	2.1.5
tipi di compressori	1.5

## V

pompe per vuoto	2.3.1
valvola di scarico	2.5.2.8
compressori a turbina	2.1.8
regolazione a turbina	2.5.3.2, 2.5.3.3
bocca di scarico variabile	2.5.2.7
ventilatore	3.5.5
portata volumetrica del flusso	1.2.6

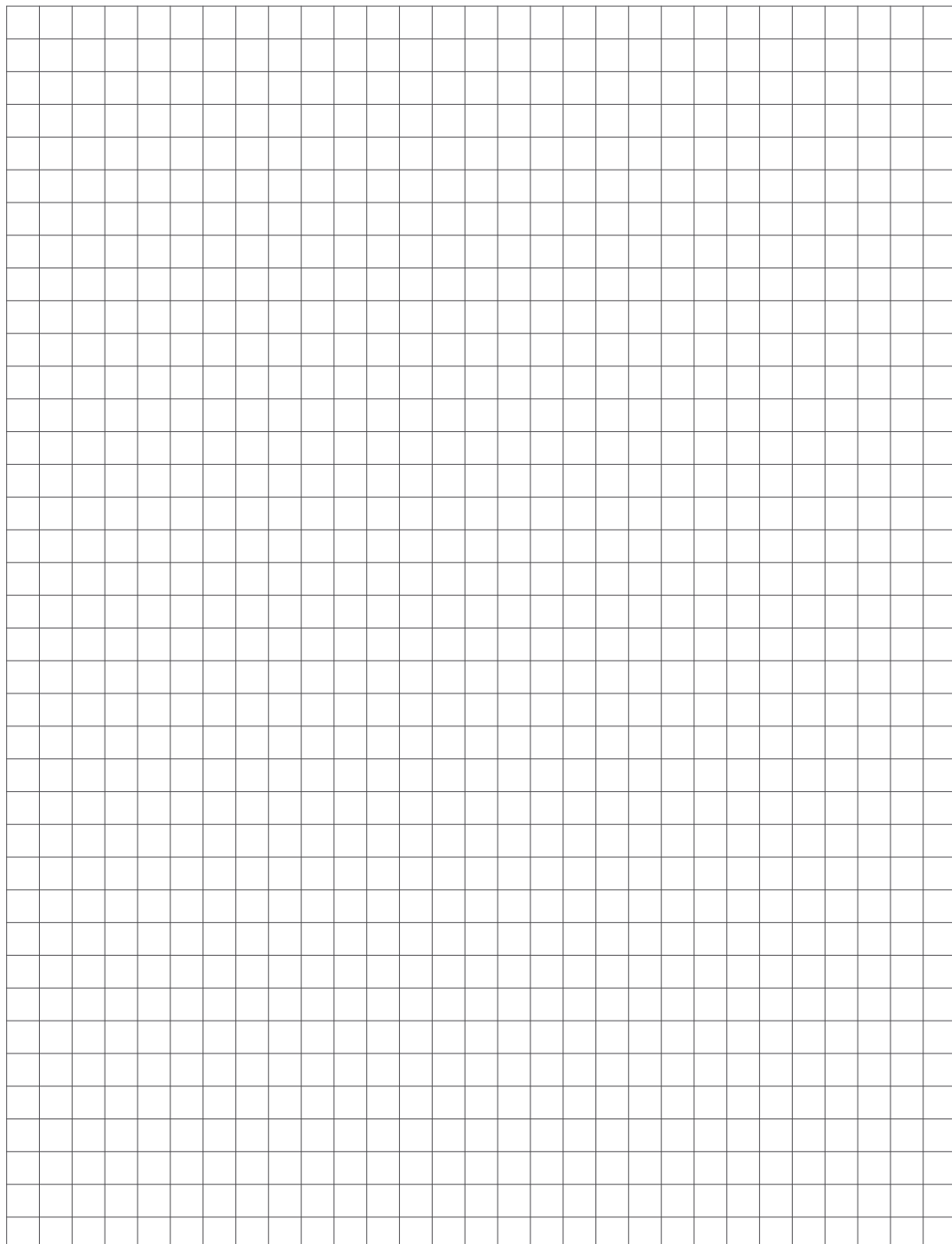
## W

contenuto d'acqua nell'aria compressa	2.4.1, 3.2.2
compressore raffreddato ad acqua	3.3.1
separatori d'acqua	2.4.1.1
vapore acqueo	3.2.2
recupero energetico tramite l'acqua	3.4.3.3
lavoro	1.2.4
pressione di esercizio	3.1.1.1



# NOTE

---







# *Sustainable Productivity*

