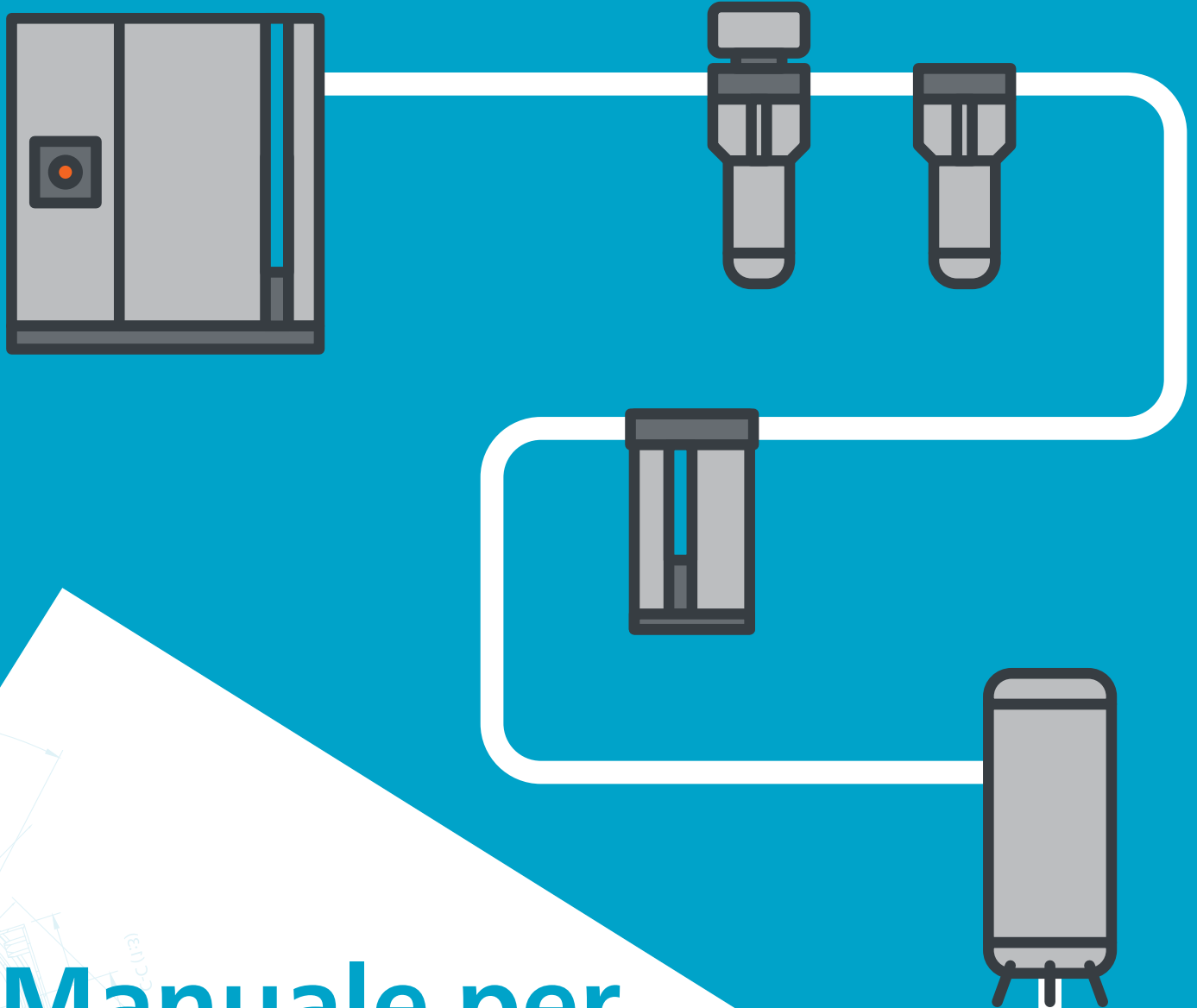


Atlas Copco



Manuale per le installazioni di compressori

Impianti per l'aria compressa
efficienti

Distributed by the Industrial Air Division in 2024

Compressore di compressori

Impianti per l'aria compressa efficienti



Atlas Copco

Distributed by the Industrial Air Division in 2024

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

Questo Manuale per le installazioni di compressori è un documento prettamente per uso interno, riservato esclusivamente al destinatario, e non può essere riprodotto o condiviso al di fuori dell'azienda.

La riproduzione del contenuto di questa pubblicazione, sia integrale che parziale, è vietata, in conformità alle leggi sul copyright, in assenza di una preventiva autorizzazione scritta da parte di Atlas Copco Airpower NV. Tale divieto riguarda qualsiasi forma di riproduzione attraverso la stampa, la duplicazione, la fotocopiatura, la registrazione, ecc.

Atlas Copco Airpower NV
Responsabile del progetto: Steven De Mesmaker

PN 2926 7212 80
Edizione 1-2022

Prefazione

Le idee che Atlas Copco propone per l'industria consentono ai nostri clienti di crescere e di far progredire la società per un domani migliore. Il nostro ruolo consiste nel fornire ai clienti gli strumenti e le conoscenze necessarie per trovare la soluzione migliore alle loro esigenze di aria compressa.

In tal modo possiamo supportare i nostri addetti alle vendite affinché siano in grado di fornire agli acquirenti gli strumenti e le conoscenze di cui hanno bisogno al momento di scegliere un prodotto. Questo comprende tutto, dall'aiuto offerto all'acquirente per identificare un problema all'assistenza ai nostri campioni di soluzioni per costruire il consenso con i nostri stakeholder. I nostri addetti alle vendite sono fondamentali per realizzare la nostra visione di diventare "First in Mind - First in Choice" per i nostri clienti e le altre parti interessate.

Questo Manuale per le installazioni di compressori è destinato ad avere un valore pratico per tutti coloro che lavorano con impianti ad aria compressa. Si tratta di una risorsa preziosa per chi desidera imparare a utilizzare i propri impianti dell'aria compressa in maniera più efficiente, agevole e rispettoso dell'ambiente. In questa prima edizione, il manuale tratta i principi fondamentali relativi alle installazioni per l'aria compressa, soffermandosi sia sulle questioni teoriche che su quelle pratiche che gli addetti ai lavori si trovano ad affrontare quotidianamente. Esso spazia tra fondamenti teorici e consigli pratici per una migliore comprensione delle applicazioni dell'aria compressa.

Con la crescente importanza data alla qualità dell'aria e al risparmio energetico per ridurre l'impatto ambientale e l'impronta di carbonio dei sistemi ad aria compressa, è fondamentale dispensare buoni consigli ai nostri clienti e dimostrare le nostre capacità di consulenza in qualità di azienda fornitrice di soluzioni complete. Applicando gli ultimi sviluppi nella tecnologia dell'aria compressa, possiamo consentire ai nostri clienti di realizzare impianti dell'aria compressa a prova di futuro per le industrie a basse emissioni di carbonio di domani.

Il manuale è stato redatto con il contributo di molti esperti dell'aria compressa, sia sul campo che fuori. Senza i loro sforzi concertati non sarebbe stato possibile redigerlo. Sono fiducioso che questo manuale fungerà da libro di testo per i principianti e da guida da consultare per gli utenti più esperti.



Joeri Ooms
Presidente
Divisione Industrial Air

Contenuti

1. Compressori

- 1.1 Condizioni ambientali
- 1.2 Requisiti di pressione di esercizio
- 1.3 Consumo di aria compressa
 - 1.3.1 Determinazione del consumo d'aria (FAD) di un nuovo impianto
 - 1.3.2 Determinazione del consumo d'aria (FAD) di un impianto esistente
- 1.4 Qualità dell'aria compressa
 - 1.4.1 Identificazione della qualità dell'aria richiesta
 - 1.4.2 Scelta dell'apparecchiatura per ottenere l'aria di qualità corretta
 - 1.4.3 Impianti con requisiti di qualità dell'aria misti
- 1.5 Disposizione centralizzata o decentralizzata dei compressori
 - 1.5.1 Vantaggi di un impianto con compressori installati in posizione centrale
 - 1.5.2 Vantaggi di un impianto con compressori decentralizzati
- 1.6 Scegliere tra un unico compressore grande o più compressori piccoli
- 1.7 Fabbisogno dei compressori di backup
- 1.8 Miglioramento dell'efficienza mediante l'assegnazione di una priorità ai compressori in un impianto composto da più unità
 - 1.8.1 Sequenza di commutazione in funzione della pressione (commutazione in cascata)
 - 1.8.2 Controllo tramite sequenziatore
- 1.9 Compressori con azionamento a velocità variabile (VSD)
 - 1.9.1 Dimensionamento ottimale di un compressore VSD
 - 1.9.2 Garanzia che il compressore VSD si trovi nella propria zona di efficienza ottimale
 - 1.9.3 Prioritizzazione dei compressori VSD
- 1.10 Miglioramento dell'efficienza scegliendo la configurazione corretta per un impianto composto da più unità
- 1.11 Impianti costituiti solo da compressori VSD

2. Filtri

- 2.1 Dimensionamento dei filtri
- 2.2 Sequenza di installazione dei filtri
 - 2.2.1 In combinazione con un essiccatore a refrigerazione esterno

- 2.2.2 In combinazione con un essiccatore a refrigerazione integrato

- 2.2.3 In combinazione con un essiccatore ad adsorbimento o un essiccatore a membrana

- 2.3 Indicatore della caduta di pressione

3. Essiccatori

- 3.1 Asciugare o non asciugare: nessun essiccatore d'aria
- 3.2 Asciugare o non asciugare: con essiccatore d'aria
- 3.3 Disposizione degli essiccatori
- 3.4 Installazione di un essiccatore a refrigerazione dopo il serbatoio dell'aria compressa
- 3.5 Installazione di un essiccatore a refrigerazione prima del serbatoio dell'aria compressa
- 3.6 Installazione di un essiccatore ad adsorbimento dopo il serbatoio dell'aria compressa
- 3.7 Installazione di un essiccatore ad adsorbimento prima del serbatoio dell'aria compressa
- 3.8 Considerazioni importanti per la scelta degli essiccatori
- 3.9 Dimensionamento di un impianto comprendente essiccatori ad adsorbimento o a membrana (percentuale d'aria di rigenerazione)

4. Serbatoi dell'aria compressa

- 4.1 Scopo dell'utilizzo di un serbatoio dell'aria compressa
- 4.2 Design e caratteristiche
- 4.3 Considerazioni importanti relative ai serbatoi per aria compressa
- 4.4 Frequenza di commutazione e cicli di funzionamento per i compressori a velocità fissa
- 4.5 Calcolo dettagliato del volume del serbatoio
- 4.6 Calcolo semplice del volume del serbatoio
- 4.7 Calcolo delle dimensioni del serbatoio dell'aria compressa con capacità tampone
- 4.8 Calcolo del tempo di mantenimento massimo
- 4.9 Controllo delle dimensioni del serbatoio dell'aria compressa in caso di espansione dell'impianto
- 4.10 Come dimensionare i serbatoi dell'aria compressa con un compressore VSD
- 4.11 Collegamento dei serbatoi dell'aria compressa
 - 4.11.1 Attacchi di ingresso e uscita collegati
 - 4.11.2 Collegamento con tubo singolo

5. Sala compressore/i

- 5.1 Ubicazione della sala compressore/i
- 5.2 Fondazione della sala compressori
- 5.3 Dimensioni della sala compressore/i
- 5.4 Bilancio termico di un compressore
- 5.5 Condizioni ambientali della sala compressore/i
- 5.6 Aerazione
 - 5.6.1 Alternativa I: nessun condotto installato presso l'ingresso e l'uscita dell'aria
 - 5.6.2 Alternativa II: condotto installato presso l'uscita dell'aria
 - 5.6.3 Alternativa III: condotto installato presso l'ingresso dell'aria
 - 5.6.4 Alternativa IV: condotti installati presso l'ingresso e l'uscita dell'aria
 - 5.6.5 Scelta dell'alternativa più adatta e altre considerazioni
- 5.7 Aperture di aerazione
- 5.8 Ventole
 - 5.8.1 Calcolo della portata d'aria di raffreddamento necessaria in assenza di condutture di aerazione
 - 5.8.2 Quando installare una ventola di aerazione
 - 5.8.3 Scelta delle ventole per il sistema di aerazione
- 5.9 Installazione dei condotti di scarico dell'aria
 - 5.9.1 Introduzione riguardante le condutture
 - 5.9.2 Caduta di pressione nelle condutture
 - 5.9.3 Suggerimenti generali riguardanti le condutture
 - 5.9.4 Condutture presso gli essiccatori
- 5.10 Compressori raffreddati ad acqua
 - 5.10.1 Qualità dell'acqua di raffreddamento
 - 5.10.2 Sistemi di alimentazione dell'acqua di raffreddamento
 - 5.10.3 Sistemi di raffreddamento aperti
 - 5.10.4 Sistemi di ricircolo totalmente ermetici
 - 5.10.5 Caduta di pressione negli impianti idraulici
- 5.11 Sistemi di recupero energetico
 - 5.11.1 Introduzione
 - 5.11.2 Principio di funzionamento
 - 5.11.3 Regolazione della temperatura
 - 5.11.4 Circuiti dell'acqua aperti e chiusi
- 5.12 Condensa
 - 5.12.1 Introduzione sul tema della condensa
 - 5.12.2 Installazione del separatore olio/acqua
 - 5.12.3 Collegamento di più uscite di scarico della condensa
 - 5.12.4 Scarichi della condensa
 - 5.12.5 Impianto di scarico della condensa
- 5.13 Telai a tenuta
- 5.14 Installazione all'aperto/Containerizzazione
 - 5.14.1 Installazione all'aperto
 - 5.14.2 Containerizzazione
- 5.15 Configurazione dell'impianto dell'aria compressa
 - 5.15.1 Configurazioni con bypass
 - 5.15.2 Bypass e ridondanza
 - 5.15.3 Configurazioni con più compressori/essiccatori
- 5.16 Impianto elettrico
- 5.17 Tubazioni
 - 5.17.1 Quali materiali si dovrebbero utilizzare?
 - 5.17.2 Come dovrebbero essere strutturate le tubazioni?
 - 5.17.3 Quale caduta di pressione è accettabile?
 - 5.17.4 Calcolo delle cadute di pressione
 - 5.17.5 Quale pressione dovrebbe essere calcolata?
 - 5.17.6 Progettare un buon sistema di tubazioni
 - 5.17.7 Suggerimenti per l'installazione
 - 5.17.8 Perdite d'aria
- 5.18 Documentazione
- 5.19 Lista di controllo per l'espansione
- 5.20 Sintesi su come migliorare l'efficienza di un impianto per l'aria compressa

Appendice

Appendice 1: Definizioni

- Pressione effettiva o manometrica
- Portata in aria libera (FAD)
- Consumo energetico di un compressore
- Fabbisogno energetico specifico (SER)
- Umidità relativa (RH)
- Punto di rugiada (DP)
- Costo del ciclo di vita (LCC)
- Ritorno dell'investimento (ROI)

Appendice 2: esempi di capacità d'aria richieste

Appendice 3: Dimensionamento dei cavi

Appendice 4: tipi diversi di reti

Appendice 5: Schema della caduta di pressione





1. Compressori

Distributed by the Industrial Air Division in 2024



Condizioni ambientali diverse da quelle indicate nella scheda tecnica possono avere effetto su:

- Capacità
- Pressione di esercizio massima
- requisiti di raffreddamento
- Consumo di corrente

Chiedere sempre ai propri clienti di verificare le condizioni dell'ambiente in cui funzioneranno i compressori.

1.1 Condizioni ambientali

- 1) L'inquinamento atmosferico**, come la presenza di particelle di polvere e gas aggressivi, deve essere identificato per proteggere sufficientemente i compressori e tutti gli accessori attraverso la filtrazione. Questa operazione può essere effettuata direttamente a monte della presa d'aria del compressore o all'ingresso della sala compressore/i. Per ridurre al minimo gli effetti delle polveri e dei gas aggressivi presenti nell'aria circostante, occorre prendere in considerazione la direzione del vento dominante al momento dell'installazione dell'ingresso dell'aria del compressore e delle aperture per la presa d'aria di aerazione. Considerare l'idea di aggiungere un condotto all'ingresso del compressore per portare aria pulita da un'altra area se l'aria della sala compressore/i è molto inquinata. Se il compressore viene posto in una camera bianca, in una sala compressore/i è possibile raggiungere temperature ambientali superiori (purché entro i limiti di temperatura applicabili al compressore), grazie alla riduzione della contaminazione dovuta a refrigeratori, ecc. È vero il contrario se un compressore è installato in un ambiente in cui la contaminazione dell'aria non è controllata.
- 2) La temperatura minima prevista** potrebbe richiedere il riscaldamento della sala compressore/i. A tal fine, è possibile utilizzare una combinazione di elementi riscaldanti e/o convogliare lo scarico del compressore nella sala compressore/i. In alternativa, per garantire che il compressore sia pronto per essere avviato a basse temperature (e ridurre i costi di riscaldamento), è possibile aggiungere una protezione antigelo opzionale.
- 3) La temperatura massima prevista** definisce l'aerazione dell'ambiente necessaria per garantire che tutte le apparecchiature funzionino entro i valori limite. Ogni 10 °C in più rispetto alla temperatura ambiente normale provoca una riduzione della portata massica di circa il 3%.
- 4) La posizione geografica** può influire sulla durata dell'apparecchiatura. Ad esempio, le apparecchiature installate vicino al mare saranno più facilmente colpite dalla corrosione poiché l'aria salata e umida proveniente dall'oceano corrode i metalli 10 volte più velocemente rispetto all'aria con umidità normale. Questi impianti potrebbero richiedere verniciature speciali, versioni prive di rame e/o la sostituzione dei componenti con una versione in acciaio inox.
- 5) L'altitudine sopra il livello del mare** riduce la pressione e la temperatura ambientale. Essa influisce sul rapporto di pressione (sia per i compressori che per le apparecchiature collegate), il quale condiziona il consumo di corrente e di aria. Allo stesso tempo, i cambiamenti incidono anche sulla potenza nominale disponibile da parte dei motori

Pressione atmosferica		
Altitudine sotto/sopra il livello del mare	Pressione (bar)	Temperatura (°C)
-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 mostra le variazioni standardizzate di pressione e temperatura a diverse altitudini. La pressione dipende dalle condizioni atmosferiche e varia di $\pm 5\%$, mentre le variazioni di temperatura dipendenti dall'andamento stagionale locale possono essere considerevoli.

elettrici. Per servire al meglio i propri clienti, si dovrebbe anche essere consapevoli di come le condizioni ambientali influiscano sulle esigenze dell'utilizzatore finale. È richiesta una portata massica specifica (ad esempio, in un processo) o una portata volumetrica? Per dimensionare l'impianto si è tenuto conto del rapporto di pressione, della pressione assoluta o della sovrappressione? La temperatura dell'aria compressa è significativa? Tutti questi fattori creano condizioni diverse per il dimensionamento di un impianto per l'aria compressa installato ad alta quota e possono essere abbastanza complessi da calcolare. L'altitudine può avere l'impatto maggiore a causa delle variazioni della pressione di aspirazione.

Esempio: un compressore con un rapporto di pressione pari a 8,0 al livello del mare quale rapporto di pressione avrà a un'altitudine di 3000 metri (a condizione che la pressione di esercizio sia costante)?

$$\text{Rapporto } P = (P_{\text{eff}} + P_{\text{atm}}) / P_{\text{atm}}$$

$$P_{\text{eff}} \text{ al livello del mare } (P_{\text{atm}} = 1,013 \text{ bar}) \text{ con rapporto } P 8 = (8 \times 1,013) - 1,013 = 7,091 \text{ bar}$$

$$\text{Rapporto } P \text{ a } 3000 \text{ m s.l.m. } (P_{\text{atm}} = 0,701 \text{ bar}) = (7,091 + 0,701) / 0,701 = 11,1$$

Questo significa che un compressore con un rapporto di pressione pari a 8,0 al livello del mare avrà un rapporto di pressione pari a 11,1 ad un'altitudine di 3000 metri. Questo influirà sulla sua efficienza e di conseguenza sul fabbisogno energetico.

L'aria più rarefatta in alta quota compromette anche il raffreddamento dei motori elettrici. I motori elettrici standard dovrebbero funzionare fino a 1000 m di altitudine (e con una temperatura ambientale fino a 40°C) senza che i loro valori nominali si deteriorino. La tabella seguente può essere utilizzata come riferimento per la riduzione della potenza erogata dai motori standard ad altezze superiori.

Altitudine sotto/ sopra il livello del mare (metri)	Temperatura ambientale (°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

La tabella mostra il carico consentito in % della potenza nominale del motore elettrico.

La temperatura ambientale, l'umidità e la temperatura del liquido refrigerante interagiscono e influenzano le prestazioni del compressore in misura diversa. A titolo indicativo, la tabella seguente è utile per determinare quanto questo inciderà sulla portata massica di un compressore a vite a iniezione di olio:

	Aumento	Riduzione della portata massica
Altitudine	Ogni 1000 m sul livello del mare	12%
Temperatura	Ogni 10 °C sopra i 20 °C di temperatura ambientale	3%
Umidità	Ogni 20% sopra lo 0% RH	0,50%



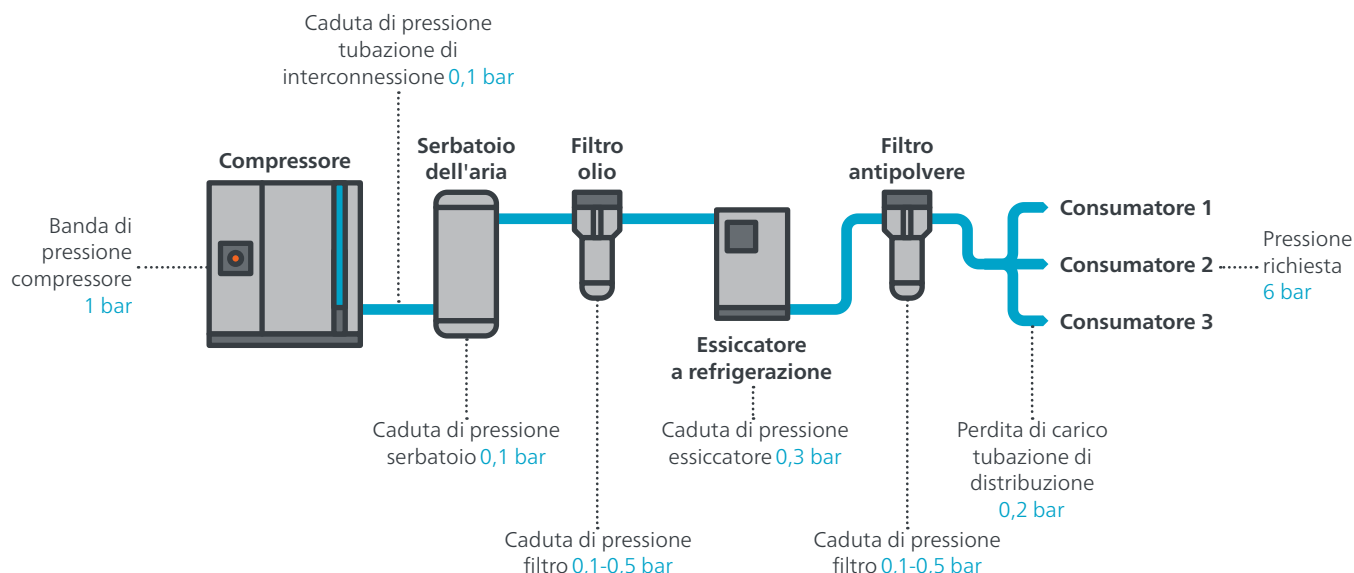
1.2 Requisiti di pressione di esercizio

La pressione di esercizio è determinata dalle apparecchiature ad aria compressa nell'impianto. La corretta pressione di esercizio non dipende solo dal compressore ma anche dalla progettazione dell'impianto dell'aria compressa, comprendente tubazioni, valvole, essiccatori dell'aria compressa, filtri, ecc.

Diversi tipi di apparecchiature possono richiedere una pressione diversa nello stesso impianto. Normalmente, la pressione massima determina la pressione di installazione richiesta e le altre apparecchiature sono dotate di valvole di riduzione nel punto di consumo. Poiché questo metodo può essere antieconomico, una delle soluzioni possibili è l'installazione di un compressore separato per esigenze particolari (vedere il capitolo 1.5).

Inoltre, occorre tenere presente che la caduta di pressione aumenta rapidamente all'aumentare della portata. Se si prevede una variazione del consumo, i clienti dovrebbero considerare in anticipo l'adeguamento dell'impianto a queste condizioni.

I filtri, in particolare i filtri antipolvere, determinano una caduta di pressione iniziale bassa. Tuttavia, col tempo, si ostruiscono e devono essere sostituiti. Questo sarà un fattore di cui tenere conto nel calcolo. Anche la regolazione della portata del compressore comporta variazioni di pressione e questo aspetto dovrebbe essere incluso nella valutazione. L'esempio seguente offre alcune indicazioni sulla valutazione del corretto fabbisogno di pressione per un compressore a velocità fissa:



Regola pratica**1 bar =
7% di energia**

Innanzitutto è il punto finale di utilizzo (insieme alla caduta di pressione tra il compressore e l'utenza) che determina la pressione che il compressore deve produrre. Aggiungendo la caduta di pressione che si verifica nell'impianto, è possibile determinare la pressione di esercizio, come mostrato nell'esempio seguente.

Un aumento della pressione di esercizio di 1 bar comporta un incremento dei costi energetici di circa il 7%. Pertanto, è importante scegliere la pressione di esercizio del compressore corretta per creare un impianto che funzioni in modo efficiente.

Per gli impianti esistenti, è importante verificare sempre la pressione nel punto di utenza con il cliente e confrontarla con il valore di pressione letto sul controller del compressore. Questo mostrerà se vi sia una caduta di pressione elevata. Una tale caduta di pressione nel punto di utenza potrebbe essere la conseguenza di

- un impianto sottodimensionato. In genere, questo problema è riconoscibile dal rapporto di carico elevato sui compressori
- filtri ostruiti
- una caduta di pressione eccessiva nelle tubazioni (dovuta al diametro sottodimensionato)
- perdite nella rete dell'aria

La risoluzione di eventuali problemi legati alla caduta di pressione si tradurrà in un risparmio energetico per il cliente.

Descrizione	Caduta di pressione (bar(e))
Utenza finale	6
Filtro finale	0,1-0,5
Sistema di tubazioni	0,3
Filtro antipolvere	0,1-0,5
Essiccatore	0,3
Range di regolazione del compressore (*)	1
Pressione di esercizio massima del compressore	7,8-8,6

(*) Per un'unità di azionamento a velocità variabile è possibile scegliere un valore inferiore. Altrimenti selezionare un minimo di 0,5 bar

1.3 Consumo di aria compressa

Per scegliere il tipo corretto di compressore per il proprio cliente, è importante conoscere il consumo di aria compressa. Può essere difficile stabilirlo con precisione, soprattutto nel caso di grandi reti di distribuzione dell'aria compressa a cui sono collegate diverse utenze. Vedere anche la sezione 1.3.2.



Ogni volta che una portata viene definita "portata normale", verificare le condizioni di riferimento utilizzate, poiché ciò può influire sul dimensionamento dell'apparecchiatura.

Assicurarsi che la rete di distribuzione dell'aria compressa sia sempre sovradimensionata, **ma mai con un margine di sicurezza superiore al 15%**. Un compressore eccessivamente sovradimensionato può provocare la formazione di condensa al proprio interno, con la possibilità che si verifichino guasti prematuri all'apparecchiatura. Evitare di scegliere un compressore di 2 misure più grande.

Applicare un fattore di sicurezza troppo elevato avrà delle conseguenze:

- compressore d'aria troppo grande (ingombro maggiore)
- aumento dei costi di investimento
- aumento dei costi di manutenzione
- potenziale aumento dei costi per la corrente elettrica
- maggiore rischio di formazione di condensa dovuta al basso utilizzo

Al momento di valutare il "potenziale futuro" o di dimensionare nuovi progetti "greenfield", è importante tenere conto del fatto che l'espansione dell'impianto potrebbe non avvenire mai o che la domanda di aria potrebbe anche ridursi in seguito a un rallentamento dell'economia. Il sovradimensionamento comporta un rischio di affidabilità e si tradurrà in un aumento dei costi di gestione per il cliente.

Per fare un'offerta migliore tenere conto dei seguenti aspetti:

- **approccio graduale**, vale a dire avere tutto pronto per installare un altro compressore al momento giusto;
- **suddividere la domanda d'aria** tra 2 o più compressori;
- per gli impianti esistenti, sfruttare l'ampio intervallo di velocità di un compressore con azionamento a velocità variabile (unità VSD) quando la domanda d'aria oscilla tra il 40 e l'80%;
- il **dimensionamento** di un impianto dell'aria compressa dovrebbe sempre avvenire in

base alla portata in aria libera (FAD) richiesta, **mai in base alla potenza del compressore**.

Se il cliente richiede una certa potenza, ad esempio per sostituire un compressore esistente con esattamente la stessa potenza e pressione, è opportuno verificare questa richiesta con il cliente poiché nella maggior parte dei casi il problema sarà dovuto al dimensionamento errato.

Verificare i livelli di produzione passati e futuri. La pressione nel punto di utilizzo è scesa?

Il valore FAD è fondamentale per il dimensionamento, non la potenza: si potrebbe riuscire a fornire apparecchiature di dimensioni inferiori in grado di garantire la capacità dell'apparecchiatura di un concorrente.

Quando si parla di portate è necessario assicurarsi che tutti i valori di portata siano espressi in base agli stessi dati di riferimento:

La "portata effettiva di un compressore" è espressa in l/s (cfm o m³/min) **di portata in aria libera (FAD)**, vale a dire che viene misurato il volume dell'aria alla mandata del compressore e convertito in pressione di aspirazione e temperatura di aspirazione. Le cifre pubblicate nel nostro elenco macchine AML (Atlas Copco Machine List) si basano su aria secca aspirata a una pressione assoluta di 1 bar, a una temperatura di 20 °C, che corrisponde a una densità dell'aria di $\rho = 1,189 \text{ kg/m}^3$. Le prestazioni dell'unità sono misurate in conformità alla norma ISO 1217 ed. 4 2009, Allegato °C, ultima edizione.

Quando la portata è definita "**portata normale**", è considerata una portata con una determinata condizione di riferimento.

Ad esempio, Nm³/min è un'unità di misura della portata corrispondente 1 m³ di gas al minuto a una pressione di 1 atmosfera e una determinata temperatura di riferimento, spesso 0 °C (32 °F) o 20 °C (68 °F).



1.3.1 Determinazione del consumo d'aria (FAD) di un nuovo impianto

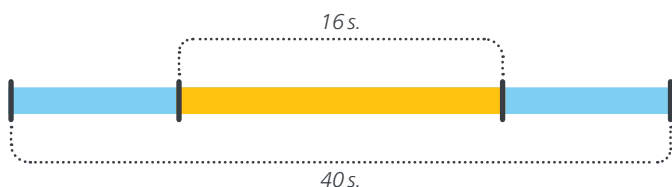


Calcolare la portata massima richiesta non significa necessariamente determinare la somma di tutte le utenze dell'aria compressa in quanto potrebbero non funzionare tutte contemporaneamente.

Qual è il consumo effettivo di aria delle singole macchine ad uso continuativo?

I valori sono consultabili nella documentazione del prodotto del fabbricante o possono essere richiesti al fornitore.

Fattore di carico = $16/40 = 40\%$



Qual è il fattore di carico delle singole macchine?

Se tralasciamo le applicazioni per il trasporto dell'aria o altre applicazioni che prevedono un consumo di aria costante, la maggior parte delle apparecchiature ad aria compressa non viene utilizzata in maniera continuativa. Pertanto, viene determinato un fattore di carico medio, espresso come fattore o percentuale (questo richiede un'analisi del processo produttivo). Di norma il consumo d'aria medio è compreso tra il 20 e il 60% (rapporto di carico 0,2-0,6 in base al consumo effettivo di aria durante il funzionamento in continuo). Se un dispositivo funzionante al minimo consuma aria, è necessario tenere in considerazione anche questo. Si veda l'esempio seguente.

Esempio: un trapano consuma 23,3 l/s d'aria a pieno carico e 5,5 l/s al minimo. Se il dispositivo funziona per il 40% del tempo operativo a pieno carico, il fattore di carico è il seguente:

$$\text{Fattore di carico} = \frac{(23,3 \times 0,4) + (5,5 \times 0,6)}{23,3} \times 100 = 54\%$$

Qual è il consumo simultaneo delle macchine?

Il fattore per l'uso simultaneo (= fattore di probabilità) è un valore pratico per calcolare l'utilizzo di utenze di aria compressa. Esso viene applicato a utenze simili e tiene conto del fatto che non sempre più macchine indipendenti vengono accese contemporaneamente.

Possano essere utilizzati i seguenti valori pratici:

2 macchine	$\pm 0,96$
4 macchine	$\pm 0,90$
6 macchine	$\pm 0,85$
8 macchine	$\pm 0,80$
>10 macchine	$\pm 0,70$

Moltiplicando il consumo d'aria delle singole macchine durante il funzionamento continuo per il fattore di carico e per il fattore per l'uso simultaneo si ottiene il consumo d'aria medio delle apparecchiature collegate.

Spetta sempre al cliente stabilire il consumo d'aria totale necessario!



1.3.2 Determinazione del consumo d'aria (FAD) di un impianto esistente

Per ottimizzare il dimensionamento del/i compressore/i, è necessario conoscere la portata minima, media e massima utilizzata dal cliente eseguendo una delle seguenti operazioni:

1. calcolo del rapporto di carico delle apparecchiature esistenti (*)
2. verifica delle utenze dell'aria compressa
3. utilizzo dei dati SMARTLINK/ICONE dei compressori per verificare gli andamenti del carico, se disponibili
4. esecuzione di una misurazione con il software AIRchitect (tramite SMARTLINK/ICONE o in loco)

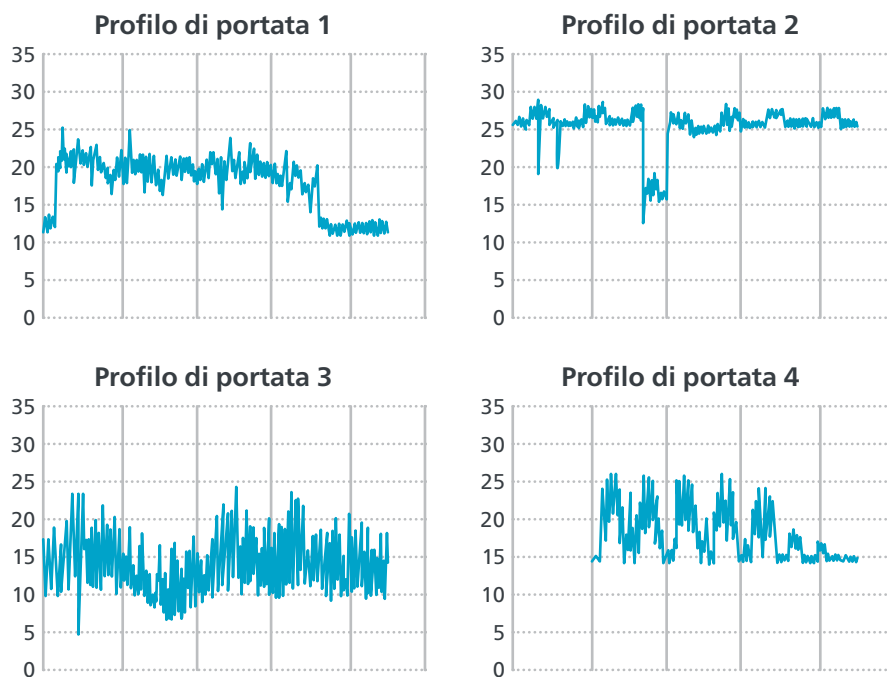
Si tenga presente che il consumo d'aria potrebbe variare in orari diversi, ad esempio durante il fine settimana o di notte: assicurarsi di comprendere appieno il fabbisogno d'aria del cliente in ogni momento.

(*) Calcolo del rapporto di carico medio dai dati del compressore

Utilizzando i contatori delle macchine possiamo dividere le ore con carico per le ore di funzionamento totali per calcolare il rapporto di carico medio del compressore.

$$\text{Fattore di carico} = \frac{\text{Ore con carico}}{\text{Ore di funzionamento}}$$

Come mostrato negli esempi seguenti, il profilo di portata del cliente può variare in modo significativo nel corso del tempo. Pertanto, è importante concedere un tempo sufficiente tra la registrazione delle ore di funzionamento e quelle con carico per ottenere una media rappresentativa.





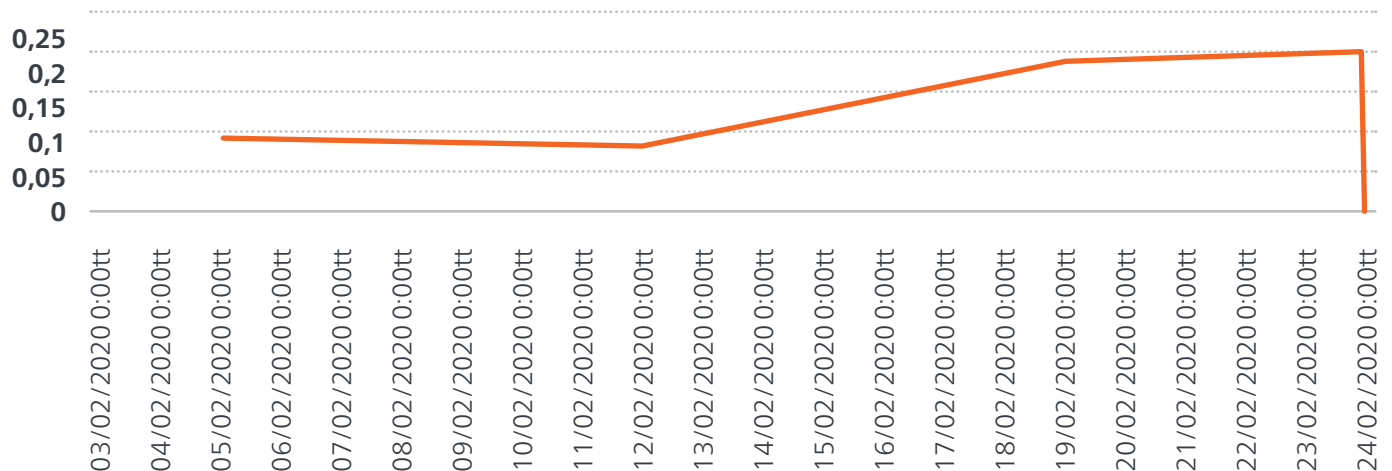
Si tenga presente che il rapporto di carico può cambiare nel corso del tempo. Questo valore può anche essere calcolato:

Rapporto di carico medio (dati estratti)

Data e ora di funzionamento macchina	Ore di funzionamento	Ore con carico
03/02/2020 17:59tt (indicatore di formato personalizzato)	16224	7670
05/02/2020 17:18tt	16256	7673
12/02/2020 17:18tt	16314	7676
14/02/2020 13:00tt	16332	7680
19/02/2020 17:18tt	16375	7688
24/02/2020 15:21tt	16419	7697
24/02/2020 21:20tt	16419	7697
24/02/2020 21:25tt	16419	7697
Analisi		
Rapporto di carico basato sui contatori delle macchine (=media)		7697/16419 = 0,47

Il rapporto di carico basato sugli ultimi 30 giorni è inferiore alla metà della media!
(7673-7670) / (16256-16224) = 0,09

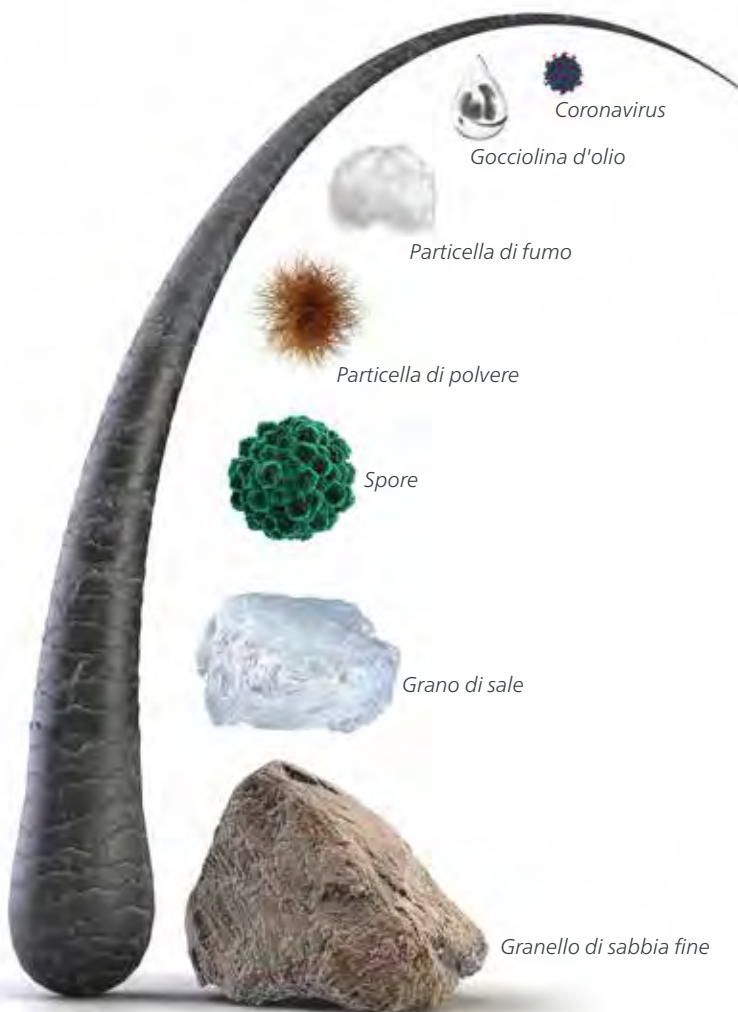
Rapporto di carico



1.4 Qualità dell'aria compressa

1.4.1 Identificazione della qualità dell'aria richiesta

Ogni impianto dell'aria compressa richiede un trattamento dell'aria efficace per proteggere processi, apparecchiature e prodotti finali. Un buon trattamento dell'aria è il risultato della rimozione delle impurità fino al livello richiesto con la caduta di pressione minima possibile.



Sappiamo che l'utilizzo di aria compressa secca e libera da polvere e olio è più efficace e affidabile. Essa riduce le dispersioni e i guasti alle apparecchiature (dovuti, ad esempio, ad erosione, ossidazione di lubrificanti, ostruzione dei condotti e usura) grazie all'efficace rimozione dei contaminanti.

In genere, i requisiti di purezza dell'aria compressa sono determinati dall'applicazione di destinazione. Il tipo di compressore (oil-free o a iniezione d'olio) e le apparecchiature associate devono pertanto essere selezionati tenendo conto dell'applicazione specifica.

Questi requisiti di purezza sono suddivisi in classi di purezza dell'aria descritte nella norma ISO 8573-1. Questa norma stabilisce 7 classi di purezza da 0 a 6. Più bassa è la classe, migliore è la qualità dell'aria.

Si tenga presente che, una volta che la sequenza di trattamento dell'aria dell'impianto del cliente corrisponderà alla qualità dell'aria richiesta, l'installazione di filtri o essiccatori supplementari non avrà alcun beneficio aggiuntivo e determinerà unicamente una maggiore caduta di pressione e un aumento dei costi energetici per il cliente. Di conseguenza, occorre evitare di stabilire requisiti di qualità dell'aria inutilmente elevati. In alcuni casi, la scelta di una qualità dell'aria troppo elevata potrebbe addirittura compromettere il prodotto finale. Ad esempio, l'aria troppo secca potrebbe essere dannosa per alcune applicazioni.

Ognuna di queste classi definisce i livelli massimi di contaminazione residua di particelle solide, acqua e quantità totale di olio nell'aria compressa. La Classe 0 è un caso speciale in cui il cliente specifica determinati limiti, più rigorosi rispetto alla Classe 1.



L'aria può contenere molti tipi diversi di contaminanti

Classe di purezza	Particelle solide			Acqua		Olio totale*
	Numero massimo di particelle per m ³			Punto di rugiada in pressione massimo		Concentrazione massima
	0,1-0,5 micron	0,5-1,0 micron	1,0-5,0 micron	°C	°F	mg/m ³
0	Requisiti di purezza specificati dall'utilizzatore o dal fornitore dell'apparecchiatura più rigorosi rispetto alla Classe 1					
1	20000	400	10	-70	-94	≤0,01
2	400000	6000	100	-40	-40	≤0,1
3	-	90000	1000	-20	-4	≤ 1
4	-	-	10000	3	37,4	≤ 5
5	-	-	100000	7	44,6	-
6	-	-	-	10	50,0	-

*Aerosol, liquido e vapore.

Per le varie applicazioni si consigliano classi di qualità specifiche. Pertanto, è importante comprendere le esigenze del cliente.

Le condizioni ambientali sono fondamentali, in particolare al momento di scegliere i punti di rugiada.

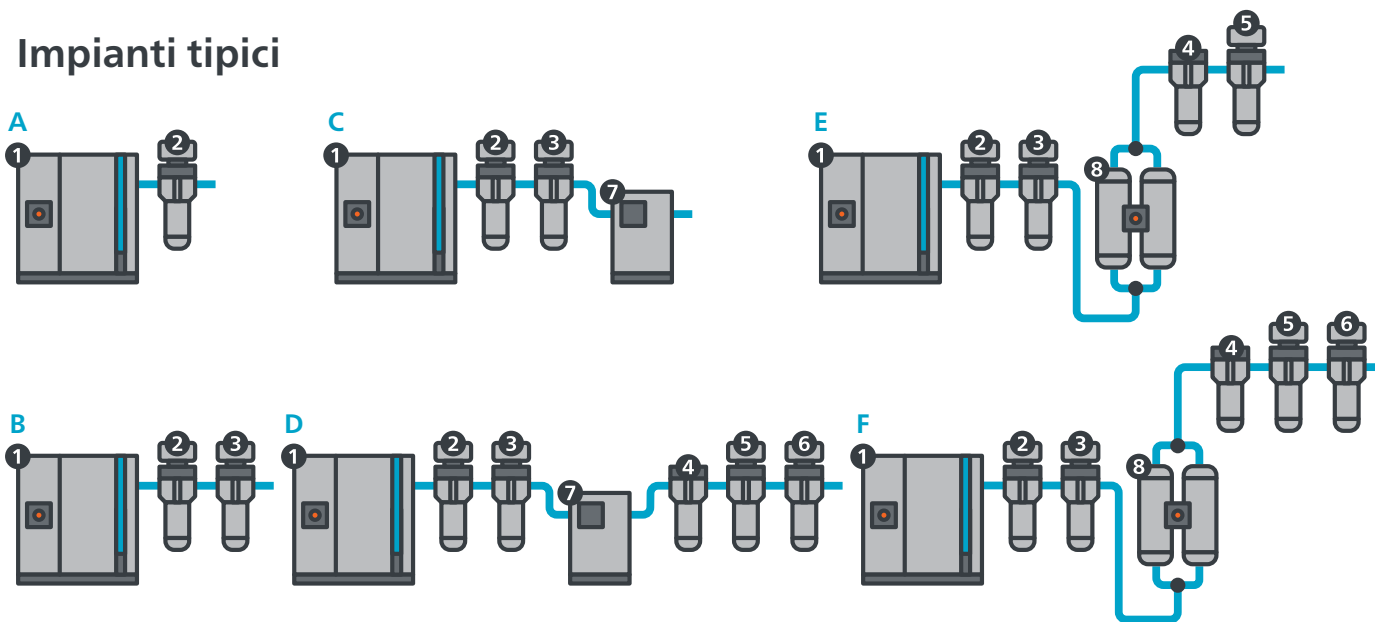
	Aria di servizio		[2:4:4]
	Aria per strumentazione		[1:3:2]
	Aria di processo indiretto alimenti		[1:4:1]
	Aria di processo diretto alimenti		[1:2:1]

Le classi di qualità costituiscono dei valori di riferimento per una soluzione pratica.

1.4.2 Scelta dell'apparecchiatura per ottenere l'aria di qualità corretta

Una volta definita la classe di purezza dell'aria del cliente, è possibile consigliare l'installazione di una combinazione di uno o più filtri e/o un essiccatore per ottenere la qualità dell'aria richiesta.

Impianti tipici



1 Compressore con postrefrigeratore e separatore d'acqua 2 Prefiltro/Filtro a coalescenza grossolano 3 Postfiltro/Filtro a coalescenza fine (*) 4 Filtro a carboni attivi 5 Prefiltro/Filtro grossolano a secco/antiparticolato 6 Postfiltro/Filtro fine a secco/antiparticolato 7 Essiccatore a refrigerazione 8 Essiccatore ad adsorbimento

A Protezione per impieghi generali che raggiunge una purezza dell'aria di un filtro grossolano secondo la norma ISO 8573-1:2010 [2:-:3]

B Protezione per scopi generali e purezza dell'aria con concentrazione di olio ridotta secondo la norma ISO 8573-1:2010 [1:-:2]

C Aria di qualità elevata con purezza dell'aria con punto di rugiada ridotto secondo la norma ISO 8573-1:2010 [1:4:2]

D Aria di qualità elevata con punto di rugiada ridotto e purezza dell'aria con concentrazione di olio secondo la norma ISO 8573-1:2010 [1:4:1]

E Aria di qualità elevata con purezza dell'aria con punto di rugiada ridottissimo secondo la norma ISO 8573-1:2010 [2:2:1]

F Aria di qualità elevata con purezza dell'aria con punto di rugiada estremamente secondo la norma ISO 8573-1:2010 [1:2:1]

(*) Quando si utilizza un filtro singolo che combina prefiltro e postfiltro, assicurarsi che sia installato **prima dell'essiccatore**, ove possibile.

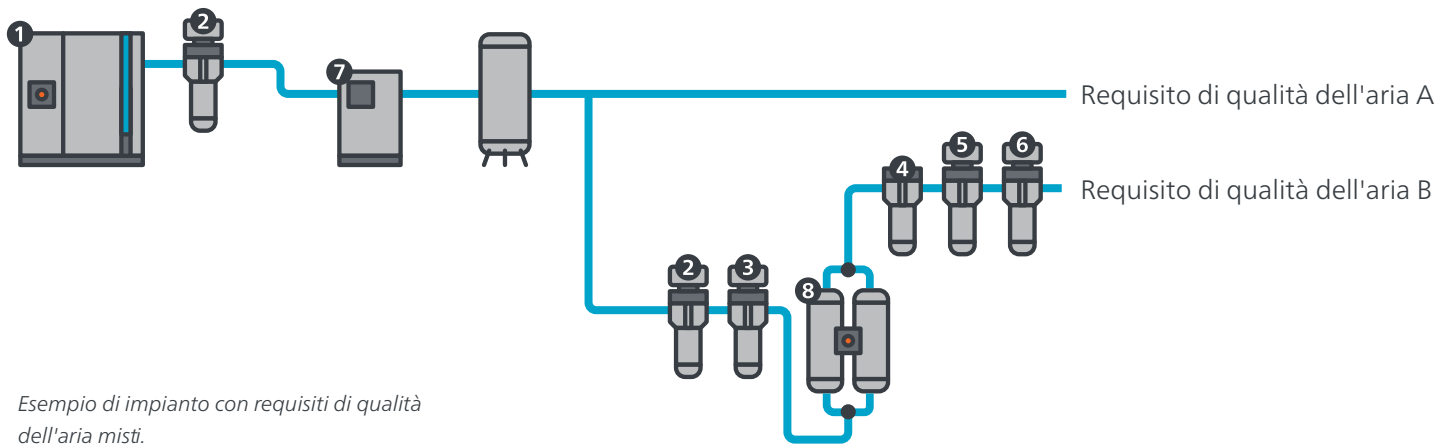
Per consentire ai filtri e agli essiccatori di funzionare in modo efficiente e proteggerli adeguatamente, è importante installare un postrefrigeratore e un separatore d'acqua all'interno o immediatamente dopo il compressore.

Si consiglia sempre di installare un serbatoio (vedere il capitolo 4 per maggiori informazioni).

Il limite di concentrazione di odore dell'olio è 0,3 mg/m³. La qualità di quest'aria compressa rientra nella Classe 2.

1.4.3 Impianti con requisiti di qualità dell'aria misti

Se il cliente ha esigenze di aria con requisiti di qualità misti, è necessario valutare se sarebbe più economico prevedere configurazioni con tubature dell'aria separate in base alla qualità dell'aria. Come spiegato al capitolo 1.4.1, in genere non è consigliabile specificare eccessivamente i requisiti di qualità dell'aria.



Esempio di impianto con requisiti di qualità dell'aria misti.

1 Compressore con postrefrigeratore e separatore d'acqua **2** Prefiltro/Filtro a coalescenza grossolano **3** Postfiltro/ Filtro a coalescenza fine **4** Filtro a carbone attivo **5** Prefiltro/Filtro grossolano a secco/antiparticolato **6** Postfiltro/ Filtro fine a secco/antiparticolato **7** Essiccatore a refrigerazione **8** Essiccatore ad adsorbimento

Identificare quali applicazioni del cliente necessitano di una qualità dell'aria diversa e raggrupparle per valutare se sarà più economico prevedere linee separate con qualità dell'aria diverse.

Un impianto che necessiti solo in minima parte di una qualità dell'aria più elevata trarrà sempre vantaggio da una configurazione come quella illustrata sopra.

1.5 Disposizione centralizzata o decentralizzata dei compressori

La risposta alla domanda se sia più efficiente produrre aria compressa a livello centrale o locale dipende dai requisiti stabiliti dall'azienda.



Verificare se il cliente necessita della stessa pressione per tutte le sue diverse applicazioni per identificare quale sarà la soluzione migliore per lui.

Entrambe le opzioni hanno i loro vantaggi e svantaggi. La soluzione più efficace deve essere stabilita caso per caso. Poiché negli ultimi anni è aumentato a dismisura il numero di utenti di aria compressa che richiedono livelli di pressione diversi, è opportuno chiedersi se sia meglio ricevere l'aria compressa da un impianto di compressori con un'unica pressione impostata.

Per le utenze con un basso consumo d'aria a bassa pressione potrebbe non essere economico fornire un impianto separato poiché sarebbe più efficiente lavorare con delle valvole riduttrici di pressione (PRV).

Se la richiesta di aria a una pressione più elevata (rispetto ai 7 o 8 bar standard) è bassa, un impianto ad alta pressione separato sarà economicamente più vantaggioso. Non è conveniente portare l'intero impianto dell'aria compressa dello stabilimento a una pressione più elevata, poiché ciò comporterebbe:

- un maggiore consumo di energia dell'intero impianto;
- un aumento delle perdite d'aria dovuto alla pressione più elevata; e
- ulteriori perdite dovute ai riduttori di pressione.

Occorre considerare che un aumento della pressione di esercizio di 1 bar determina un incremento dei costi energetici di circa il 7% e che i costi energetici costituiscono la maggior parte dei costi operativi di un impianto di compressori.

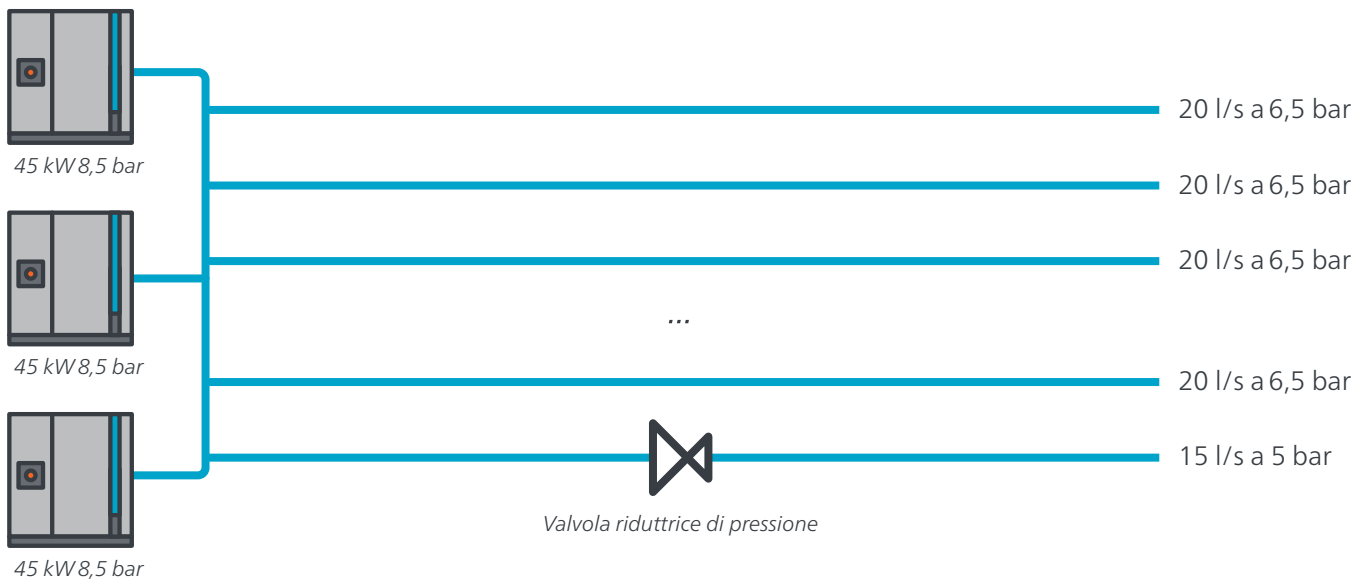
Pertanto, in molti casi è più efficiente avere utenze di aria ad alta e bassa pressione alimentate da compressori decentralizzati.

1.5.1 Vantaggi di un impianto con compressori installati in posizione centrale

- Costi di installazione ridotti, ingombro contenuto e controllo operativo semplice grazie alla filtrazione centralizzata dell'aria di aspirazione, all'aerazione centralizzata, al trattamento dell'acqua di raffreddamento, al raffreddamento dell'aria compressa e all'essiccazione.
- L'isolamento acustico dei compressori installati in posizione centrale può essere effettuato in maniera efficace.
- Costi energetici inferiori grazie alla maggiore efficienza dei motori e degli elementi di compressione più grandi. Lo stesso vale per gli accessori alimentati elettricamente, come gli essiccatori a refrigerazione e le ventole. Gli impianti di compressori possono essere interconnessi in maniera efficiente, il che si traduce in un minore consumo energetico.
- Costi inferiori per lavori di manutenzione e ispezione.
- Bassa capacità di standby necessaria per assorbire picchi di consumo di aria compressa irregolari.
- Migliori condizioni per il recupero energetico.
- In genere è richiesto meno spazio complessivo.



Di norma l'installazione del compressore in posizione centrale è consigliata.



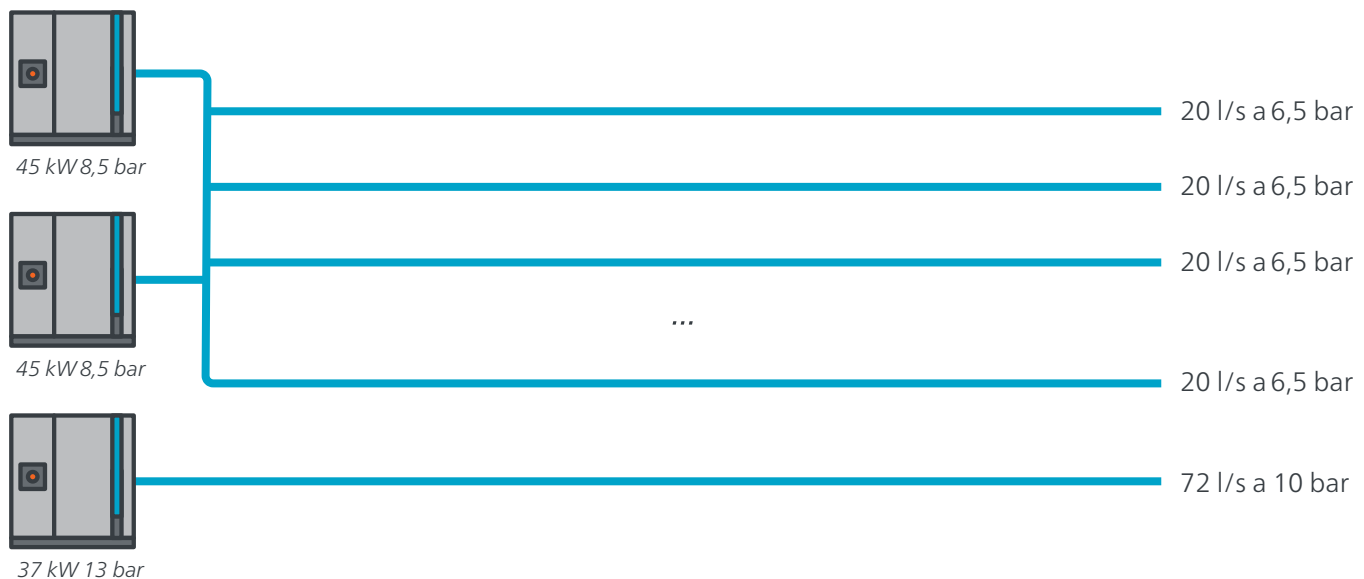
Esempio di un'installazione con requisiti di pressione diversi, in cui una configurazione centralizzata sarà più economica.

1.5.2 Vantaggi di un impianto con compressori decentralizzati

- Adattamento ottimale dei compressori alla pressione operativa realmente richiesta.
- Le reti di distribuzione dell'aria compressa di piccole dimensioni comportano minori perdite di carico grazie alla riduzione delle perdite interne. Anche le reti dell'aria compressa più piccole avranno una caduta di pressione inferiore perché le tubazioni sono più corte. Ciò contribuirà a ridurre ulteriormente i costi energetici.
- Potenziale mancata necessità di posare tubature all'aria aperta, con una minore possibilità che si formi condensa e nessun rischio di congelamento.
- In caso di malfunzionamento, l'alimentazione dell'aria compressa può essere garantita tramite collegamenti (bypass) dei tubi.



La configurazione decentralizzata può essere vantaggiosa solo in pochi casi: ad esempio quando le utenze si trovano distanti tra loro o quando sono necessarie grandi quantità di aria compressa a pressioni diverse.



Esempio di un'installazione con requisiti di pressione diversi in cui una configurazione decentralizzata risulterà più economica.

1.6 Scegliere tra un unico compressore grande o più compressori piccoli

Considerare in anticipo i punti elencati di seguito per aiutare il cliente a fare la scelta migliore tra un compressore di grandi dimensioni o una combinazione di compressori più piccoli.

- Quali costi sorgono in caso di interruzione della produzione dovuta a un malfunzionamento dell'impianto del compressore?
- È possibile prevedere un aumento del consumo di aria compressa nel prossimo futuro?
- Come si presenta il ciclo di prelievo dell'aria compressa nell'arco di 24 ore; ci sono grosse differenze nei consumi?
- Quanto spazio è disponibile per l'installazione dei compressori?
- Quali sono gli impianti di alimentazione elettrica disponibili?
- Serve ridondanza/backup?

Gli argomenti più importanti a favore della distribuzione della capacità di aria compressa richiesta su più compressori sono l'efficienza e la garanzia di una portata continuo di aria compressa.

Il cliente deve verificare se esiste una capacità di backup e cosa accadrebbe alla produzione se uno dei compressori venisse arrestato (vedere anche il capitolo 1.7).

Un impianto composto da più compressori di diverse dimensioni in un'installazione centrale può essere **controllato in sequenza** per migliorare l'efficienza complessiva. Un singolo compressore di grandi dimensioni può avere maggiori difficoltà a soddisfare grandi variazioni del fabbisogno aria compressa senza sacrificare l'efficienza.

Per gli impianti con un unico compressore di grandi dimensioni, è necessario valutare con il cliente se valga la pena affiancarlo con un compressore più piccolo, da utilizzare in determinati periodi, come durante i turni di notte o i fine settimana, per soddisfare tale fabbisogno.

Un altro fattore di cui è opportuno tenere conto è l'impatto dell'avviamento di un motore elettrico di grande potenza sulla rete elettrica, in quanto la corrente di avviamento sarà maggiore.

1.7 Fabbisogno di compressori di backup

In una fase iniziale parlare con il cliente del suo fabbisogno di ridondanza o compressori di backup.

Cosa accadrebbe se uno dei compressori dovesse fermarsi:

- Questo fatto comporterebbe un'interruzione o una riduzione della capacità di produzione?
- Questo fatto comporterebbe una perdita di materie prime?
- La qualità del prodotto finale sarebbe influenzata da una calo della portata e/o della pressione?
- E soprattutto: quale sarebbe il costo conseguente?

Il costo di investimento aggiuntivo per un compressore di backup potrebbe essere molto ridotto rispetto ai costi indiretti potenzialmente elevati derivanti da un compressore fermo. Inoltre, aumenterà la tranquillità dei clienti.

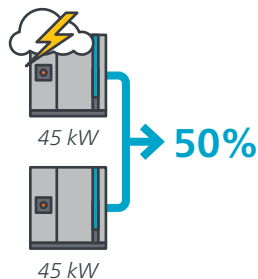
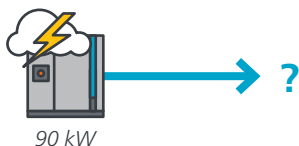
Come ulteriore vantaggio, un compressore di backup semplificherà la manutenzione dei compressori senza interrompere la produzione. Esso offre una flessibilità molto maggiore rispetto al fatto di limitare gli interventi di manutenzione ai fine settimana o ai giorni festivi, il che a sua volta può ridurre ulteriormente i costi operativi.

Al momento di stabilire le dimensioni del compressore di backup, è opportuno tenere conto dello scenario peggiore: cosa accadrebbe se il compressore con la capacità maggiore si fermasse all'improvviso?

Esempio: consideriamo il caso in cui il cliente necessiti della capacità di un compressore da 90 kW.

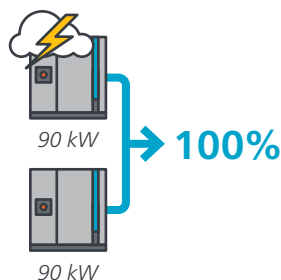
1 X 100%

Se offriamo 1 compressore da 90 kW e questo compressore si ferma, non sarà possibile fornire al cliente alcuna aria compressa.



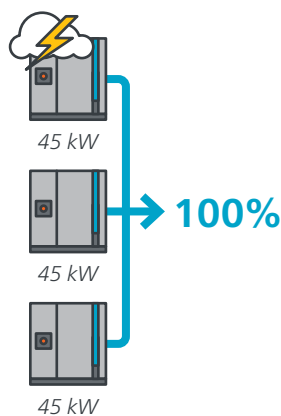
2 X 50%

In molti casi è sufficiente distribuire la produzione della quantità di aria compressa necessaria tra due compressori. Perciò, se un compressore si guasta, è ancora disponibile il 50% di capacità.



2 X 100%

Tuttavia, se la produzione di aria compressa deve avvenire in maniera continuativa, potremmo considerare di proporre l'installazione di un altro compressore da 90 kW come unità di backup.



3 X 50%

Per rendere più efficace la nostra proposta, è consigliabile utilizzare tre compressori, ciascuno con una portata del 50%. In questo caso, è sempre presente una macchina di riserva per subentrare a un compressore che dovesse smettere di funzionare. È anche possibile eseguire interventi di manutenzione ordinaria su uno dei compressori senza che si verifichino perdite di produzione.

Offrendo una capacità pari a 3 x 50%, possiamo ridurre la potenza totale installata rispetto a un impianto 2 x 100% e migliorare ulteriormente la sicurezza operativa (anche se 2 compressori dovessero fermarsi, il 50% della capacità sarà comunque disponibile).

Fabbisogno del cliente = 90 kW

Opzione 1: Compressore da 90 kW + compressore di backup da 90 kW = 180 kW installati

Opzione 2: 2 compressori da 45 kW + compressore di backup da 45 kW = 135 kW installati

1.8 Miglioramento dell'efficienza mediante l'assegnazione di una priorità ai compressori in un impianto composto da più unità

Nei casi in cui più compressori siano collegati ad una rete dell'aria compressa, è consigliabile commutare i singoli compressori in una sequenza specifica. In questo modo si riducono al minimo la commutazione frequente e i tempi di inattività.

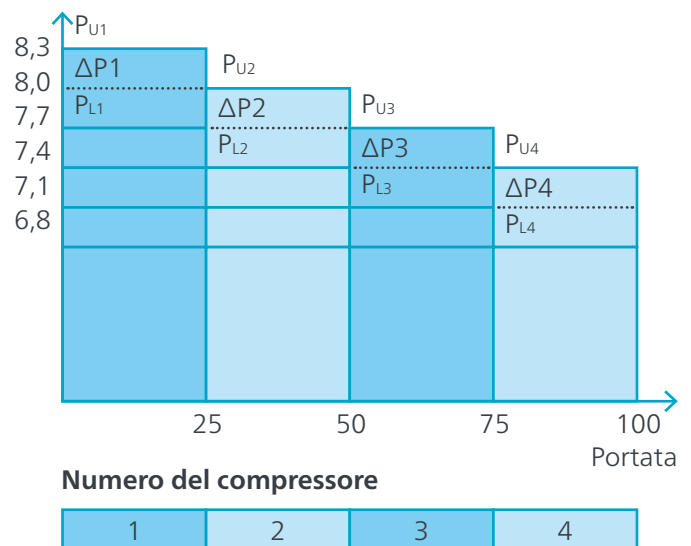
1.8.1 Sequenza di commutazione in funzione della pressione (commutazione in cascata)

La forma di controllo più semplice è un interruttore di accensione o spegnimento in base alla pressione. Vedere la figura.

In questo esempio vengono utilizzati quattro compressori con la stessa capacità. Ogni macchina è tarata con uguale ΔP e con pressioni di carico e di vuoto diverse (P_L e P_U). Dopo l'accensione dell'impianto, tutti i compressori funzionano a pieno carico fino al raggiungimento della pressione di vuoto più bassa (P_{U4}).

Il compressore n. 4 quindi passa a vuoto. A condizione che non si verifichi alcuna caduta di pressione, il compressore si arresterà automaticamente in base all'impostazione del controller. Se la pressione aumenta ulteriormente, al raggiungimento della pressione P_{U3} il compressore successivo passa a vuoto.

Pressione di esercizio effettiva (bar)



Il disegno mostra che quando il consumo d'aria è basso il compressore n. 1 funziona con una pressione massima di 8,3 bar. Se l'impianto completo consuma la capacità d'aria massima, può fornire una pressione netta minima di 6,8 bar.



Impostando per ciascun compressore un valore di pressione in cascata, il cliente può evitare di avviare/ caricare uno o più compressori contemporaneamente, ottimizzando il loro impiego e preservando l'energia. Così facendo però la banda di pressione totale aumenta per ogni compressore aggiunto all'impianto secondo la logica del collegamento in cascata. Facendo funzionare alcuni compressori a una pressione superiore a quella necessaria per l'applicazione, il consumo energetico di queste unità aumenta. Questo è considerato il principale svantaggio della commutazione in base alla pressione.

Per limitare la differenza nei range di pressione (e indirettamente i costi di esercizio dell'impianto), per questo tipo di controllo dovrebbero essere utilizzati solo pochi compressori.

Una riduzione del differenziale nel range di pressione ($\Delta P1 \rightarrow \Delta P4$) aumenterebbe i cicli di carico, con conseguente aumento dell'usura del compressore.

Una riduzione della differenza dei range di pressione, a parità di numero di cicli di carico, ($\Delta P1 \rightarrow \Delta P4$) può essere ottenuta solo aumentando il volume del serbatoio tampone (vedere il capitolo Calcolo del volume del serbatoio dell'aria compressa).

Vantaggi:

- Nessun investimento aggiuntivo necessario
- Commutazione frequente e tempi di inattività ridotti al minimo

Svantaggi

- Aumento della banda di pressione
- Solo l'unità con la priorità più bassa funzionerà con un'impostazione di pressione ottimale
- Aumento del consumo di energia elettrica dovuto alla pressione più elevata (1 bar di aumento della pressione = aumento del consumo energetico del 7%)
- Difficoltà a modificare la sequenza di priorità



Dopo un tempo prestabilito i motori si spengono a meno che, nel frattempo, non sia stato dato un nuovo comando di accensione. La pressione di rete scende a causa del consumo d'aria crescente o costante. Il sistema di controllo della selezione avvia e/o carica il compressore n. 1 quando la pressione di rete scende al di sotto del setpoint programmato.

Se la pressione di rete scende ulteriormente, gli altri compressori vengono avviati tramite il programma.

Vantaggi:

- Risparmio di corrente elettrica grazie alla misurazione della pressione in un unico punto (pressione ridotta)
- Riduzione dei costi di manutenzione grazie alla distribuzione delle ore di funzionamento tra macchine selezionate
- Risparmio di energia grazie all'utilizzo di bande di pressione pre-programmate basate su timer per ottimizzare la pressione
- Risparmio di energia grazie allo spegnimento/al riavvio programmato dell'impianto
- La gestione della priorità basata su timer consente di regolare l'ordine di funzionamento delle macchine in base al consumo dell'impianto
- Utilizzo ottimale dell'unità VSD di regolazione (se installata): in questa situazione le macchine standard vengono quindi utilizzate solo come macchine con carico di base
- Garantendo che le macchine standard siano caricate al 100% e che l'unità VSD non sia mai caricata al 100%, l'efficienza operativa dell'impianto aumenta
- È possibile gestire impianti di regolazione carico/vuoto con più compressori VSD installati facendo funzionare la 2^a, la 3^a, ecc. unità VSD alla velocità ottimale

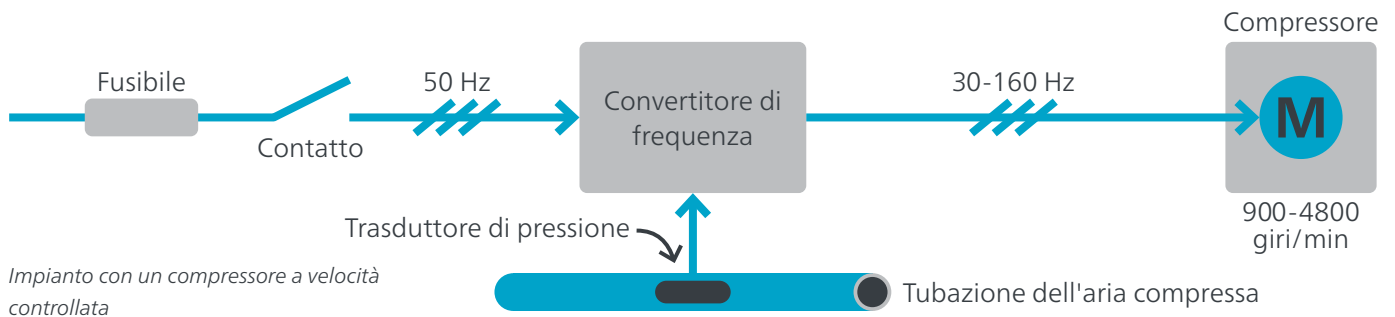
Svantaggio

- Aumento dei costi di investimento

1.9 Compressori con azionamento a velocità variabile (VSD)

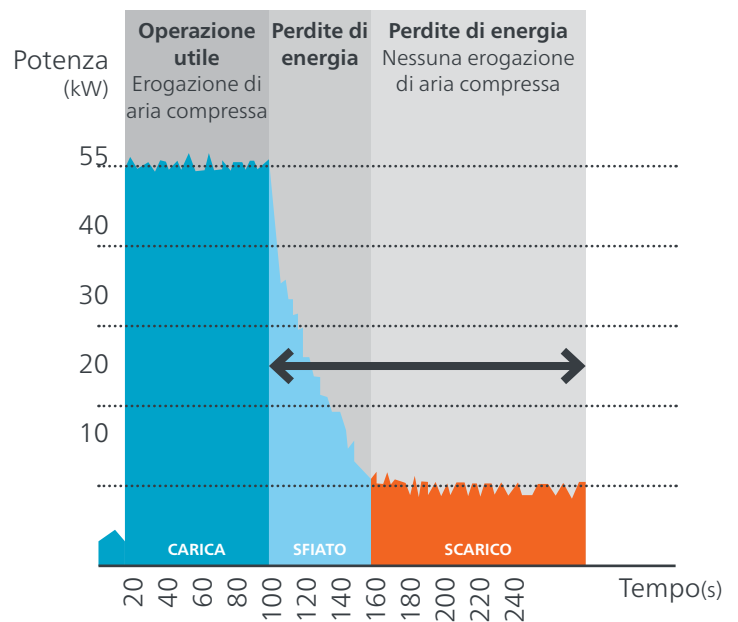
I compressori dotati di un convertitore di frequenza la cui velocità è controllata elettronicamente offrono una grande opportunità di mantenere l'aria compressa costante entro un intervallo di pressione molto ristretto.

La capacità del compressore può essere adattata con precisione al fabbisogno d'aria misurando in maniera costante e precisa la pressione dell'impianto e consentendo quindi ai segnali di pressione di controllare il convertitore di frequenza del motore e dunque la velocità di quest'ultimo. La pressione all'interno dell'impianto può essere mantenuta entro $\pm 0,1$ bar.



Un compressore con azionamento a velocità variabile offre eccezionali opportunità di risparmio energetico poiché il consumo di energia viene adattato al fabbisogno di portata. È possibile ottenere ulteriori risparmi, limitando o evitando le perdite di sfiato e le perdite di scarico comuni nei compressori a velocità fissa.

I compressori con azionamento a velocità variabile aventi un'efficienza più elevata non si scaricheranno una volta raggiunta la velocità minima, ma rimarranno in pressione per evitare perdite di sfiato e di scarico delle perdite, smettendo semplicemente di funzionare per risparmiare ulteriormente energia.



Perdite di energia tipiche su un compressore a velocità fissa.

1.9.1 Dimensionamento ottimale di un compressore VSD

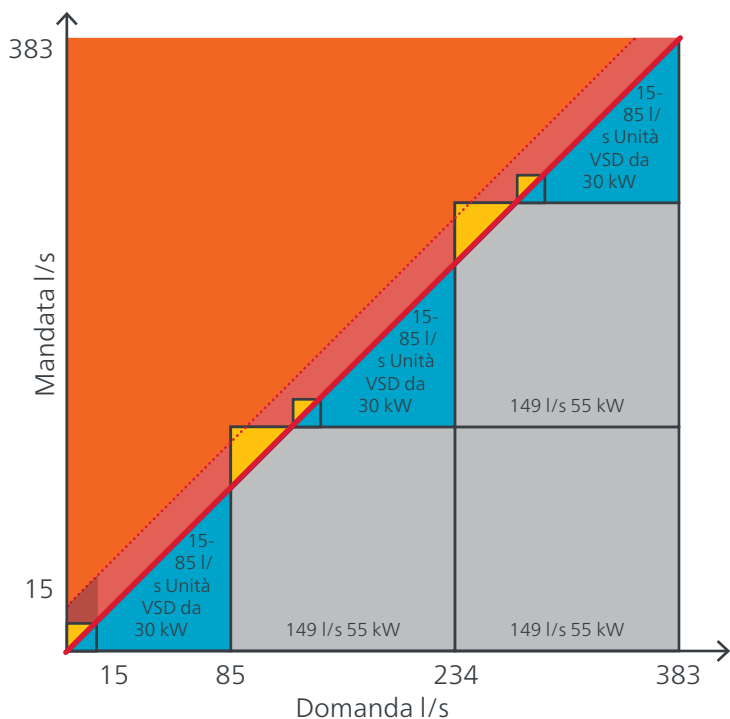
Negli impianti dell'aria compressa distinguiamo tra mandata, distribuzione e domanda. Con la giusta combinazione di macchine è possibile creare il lato di mandata perfetto.

Ma cosa si intende con lato di mandata perfetto? Nella sua forma più elementare, il lato di mandata perfetto dovrebbe essere sempre in grado di fornire la quantità di aria che le utenze si aspettano (domanda).

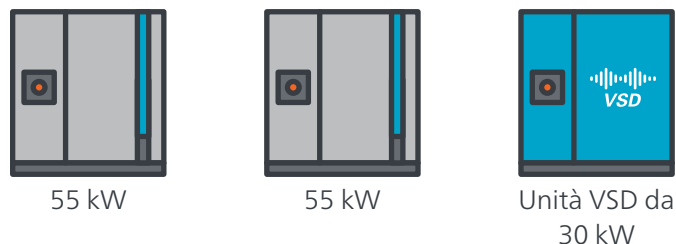
1.9.1.1 Compressore VSD più piccolo del/i compressore/i a velocità fissa

Consideriamo un esempio in cui il cliente installa un compressore VSD più piccolo dei compressori a velocità fissa. In questo esempio abbiamo due unità a velocità fissa da 55 kW e un'unità VSD da 30 kW.

Se si dovesse inserire questa situazione in un grafico (con la domanda riportata sull'asse X e la mandata sull'asse Y), si otterrebbe la linea diagonale rossa riportata sotto. Qualsiasi valore superiore a questa linea significherebbe che, per quella domanda, l'aria compressa erogata sarebbe sempre troppa e la macchina si avvierebbe/arresterebbe o si caricherebbe/scaricherebbe. E ciò equivale sostanzialmente a uno spreco.



Combinazione di macchine



Il compressore VSD eroga 15 l/s di aria compressa alla velocità minima e 85 l/s alla velocità massima. Quindi, tra 15 l/s e 85 l/s, il compressore VSD è in grado di seguire la linea diagonale. Questo è positivo.

Se la domanda supera gli 85 l/s, il cliente dovrà accendere il primo compressore a velocità fissa da 55 kW, che eroga 149 l/s. A questo punto si sta erogando troppa aria rispetto alla portata. Di conseguenza, qualsiasi richiesta d'aria compressa tra 85 e 149 l/s comporterà un comportamento di carico/messa a vuoto inefficiente del compressore a velocità fissa, indicato in giallo nel disegno a sinistra.

Se la richiesta aumenterà ulteriormente, si avvierà il compressore con azionamento a velocità variabile. Tuttavia, poiché la portata minima del compressore VSD è di 15 l/s, sarà comunque sottoposto a un processo di avvio e arresto e/o di carico e messa a vuoto.

La combinazione di questi due compressori può erogare tra i 164 e i 234 l/s di aria compressa. Questo significa che in questo intervallo di valori limitato il cliente potrà contare su una buona regolazione.

La stessa cosa accade quando entra in funzione il secondo compressore da 55 kW a velocità fissa, determinando nuovamente una regolazione sfavorevole.

Le dimensioni del serbatoio tampone determinano il grado di tolleranza possibile in caso di combinazioni di macchine in cui sia oltrepassata la linea diagonale. Non è così semplice calcolare realmente l'impatto che questo avrà sul cliente, poiché ciò dipenderà dalla variabilità della domanda. Tuttavia, in generale, è possibile affermare che più grande è il serbatoio tampone, minore sarà l'impatto sul cliente.

Ciò significa che tutta la zona in arancione è la "zona vietata".

Dall'esempio precedente si evince che **non è consigliabile** scegliere un compressore a velocità variabile di dimensioni inferiori a quelle del compressore o dei compressori a velocità fissa.

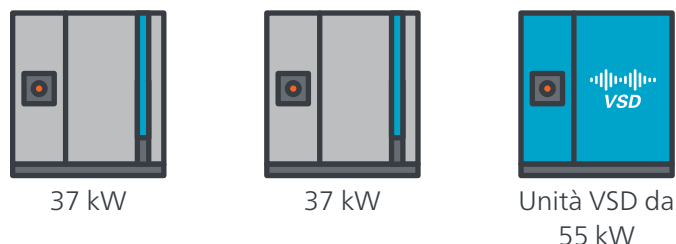


1.9.1.2 Compressore VSD più grande del/i compressore/i a velocità fissa

Consideriamo ora un esempio in cui è installato un compressore VSD più grande dei compressori a velocità fissa. In questo esempio il cliente dispone di due unità a velocità fissa da 37 kW e un'unità VSD da 55 kW.

Riportiamolo su un grafico simile a quello precedente per vedere l'effetto sulla regolazione.

Combinazione di macchine



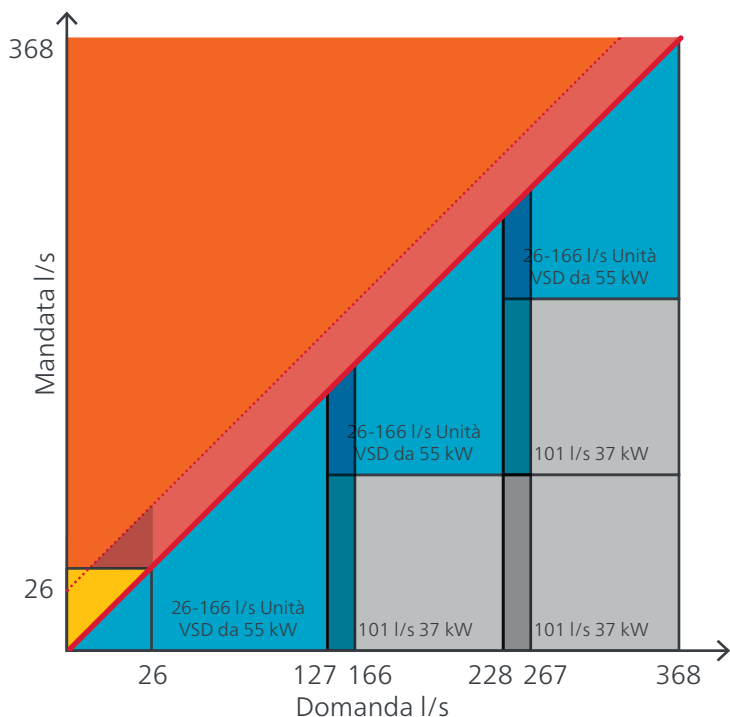
Il compressore VSD eroga 26 l/s di aria compressa alla velocità minima e 166 l/s alla velocità massima. Pertanto, tra 26 l/s e 166 l/s, il compressore VSD è in grado di seguire la linea diagonale. Questo è positivo.

Al di sotto di 26 l/s, il compressore VSD inizierà il ciclo di avvio/arresto. Lo svantaggio qui non è tanto l'efficienza, ma piuttosto il fatto che questo compressore non si scalderà mai abbastanza durante il funzionamento, il che potrebbe causare problemi di condensa.

Se la domanda supera i 166 l/s, il cliente dovrà accendere un primo compressore a velocità fissa da 37 kW, che eroga 101 l/s. Di conseguenza, la combinazione di questi due compressori potrà erogare tra i 127 e i 166 l/s di aria compressa. Questo significa che vi è una sovrapposizione in cui il compressore VSD può erogare la portata d'aria da solo, oppure essa può provenire da una combinazione di un compressore VSD da 37 kW a velocità fissa e uno da 55 kW a velocità inferiore.

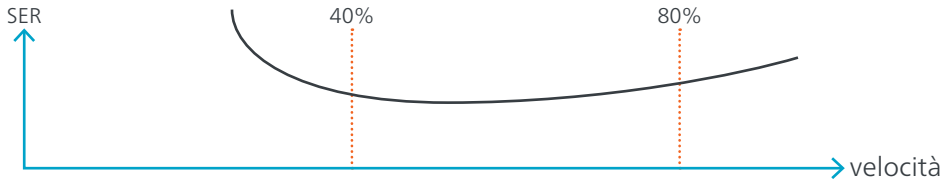
Lo stesso accade di nuovo quando entra in funzione il secondo compressore a velocità fissa da 37 kW.

Dall'esempio descritto sopra possiamo vedere che la regolazione è molto più favorevole. Garantendo che le macchine standard siano caricate al 100% e che l'unità VSD non sia mai caricata al 100%, l'efficienza operativa dell'impianto aumenta.



Assicurarsi di scegliere un compressore VSD più grande di quelli a velocità fissa: evitare spazi per la regolazione.

1.9.2 Garanzia che il compressore VSD si trovi nella propria zona di efficienza ottimale



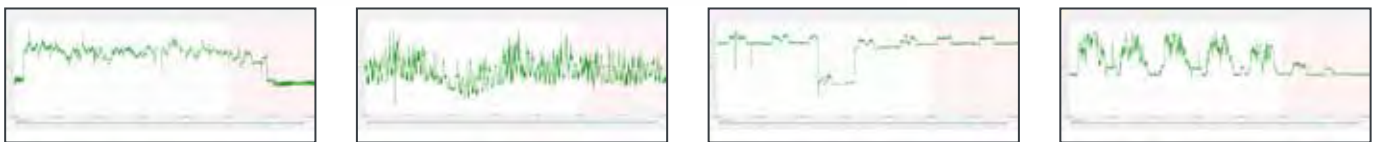
In genere, un compressore con azionamento a velocità variabile è ottimizzato per funzionare al 40-80% dell'intervallo di velocità.

Pertanto, occorre dimensionare il compressore VSD in modo tale che funzioni entro questo intervallo ottimale per la maggior parte del tempo, per ottimizzare il risparmio energetico.

Utilizzare il software AIRchitect per analizzare se vi siano brevi picchi di domanda di portata da parte del cliente.

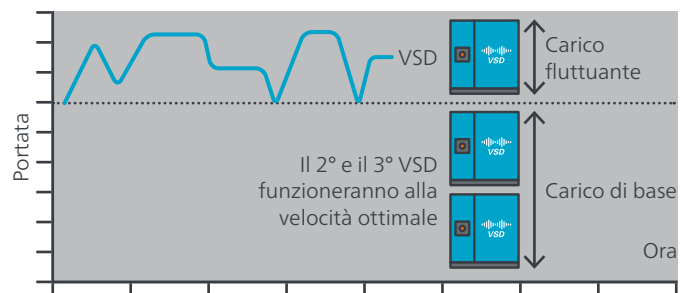


Non dimensionare un compressore VSD sulla base di un picco di domanda che si verifica raramente. Piuttosto, sopperire al raro picco di domanda con una seconda macchina a velocità fissa più piccola.



La maggior parte di tutti gli impianti mostrerà fluttuazioni importanti in cui il fattore di carico sarà del 40-80%

Nel caso di un impianto con più compressori con azionamento a velocità variabile, è necessario installare un sequenziatore capace di garantire che i compressori VSD che forniscono il carico di base funzionino alla velocità ottimale.

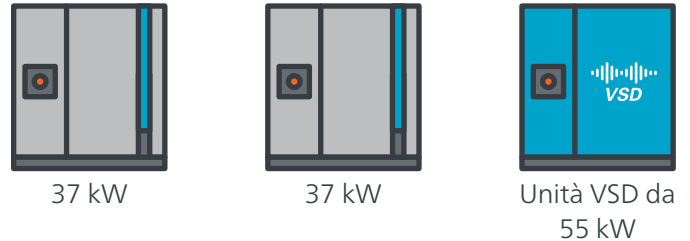


1.9.3 Prioritizzazione dei compressori VSD

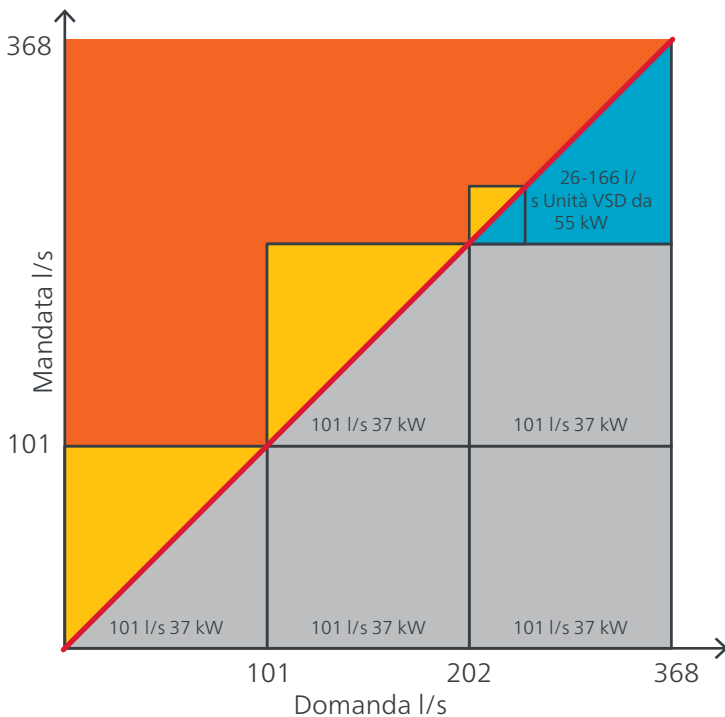
Prendiamo di nuovo in considerazione la stessa combinazione di macchine: due compressori a velocità fissa da 37 kW e un compressore con azionamento a velocità variabile da 55 kW.

La priorità di utilizzo dei compressori avrà un grande impatto sull'efficienza dell'impianto.

Combinazione di macchine

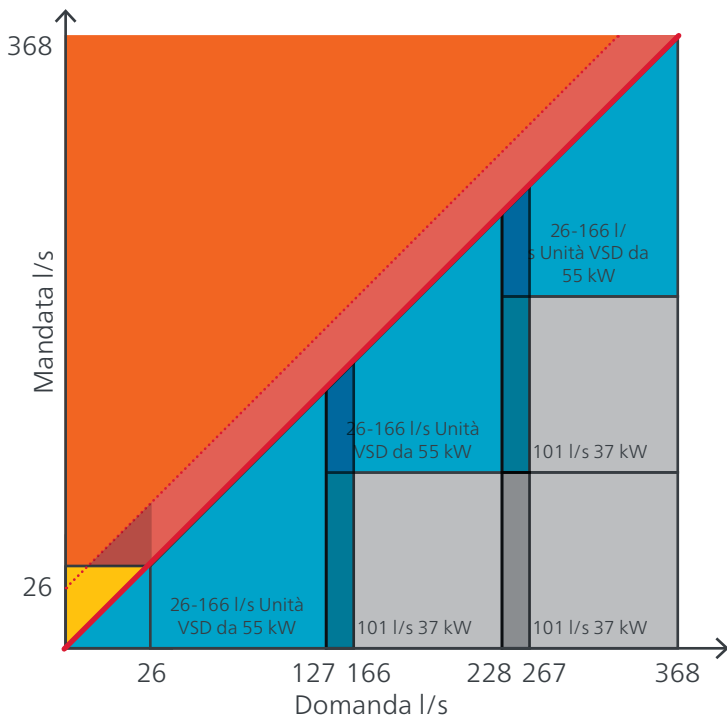


1.9.3.1 Priorità ai compressori a velocità fissa



Possiamo vedere che avviando per primi i compressori a velocità fissa si determina uno scenario sfavorevole con un'elevata quantità di scarico di tali compressori. Dare la priorità a uno o più compressori a velocità fissa in combinazione con uno o più compressori VSD provoca uno spreco di energia e dovrebbe essere evitato.

1.9.3.2 Priorità al compressore VSD



Si consiglia sempre di dare priorità al compressore con azionamento a velocità variabile. In questo modo, insieme al corretto dimensionamento delle apparecchiature, si ridurrà al minimo lo scarico dei compressori e si otterrà la migliore efficienza energetica.



Assicurarsi che il compressore VSD si avvii sempre per primo.

1.9.3.3 Modifica della priorità dei compressori

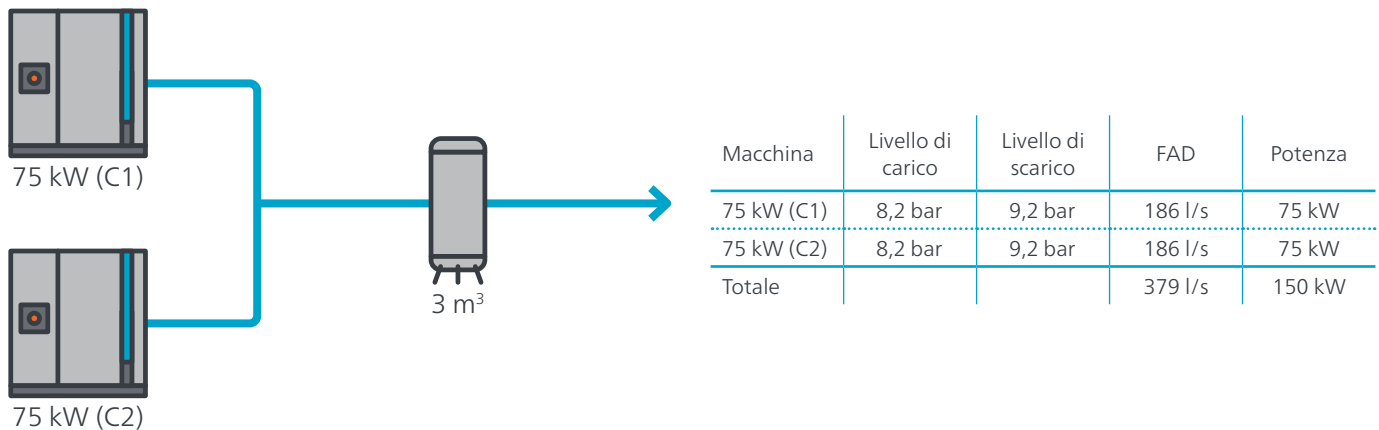
È possibile assegnare la priorità ai compressori come segue:

1 Senza sequenziatore: Il carico del compressore è impostato come impostazione massima di pressione nella configurazione del compressore. Utilizzare il timer settimanale del controller (se disponibile) per automatizzare la modifica della pressione e quindi anche la modifica della priorità. Per esempio: utilizzare una soluzione con timer settimanale per tre compressori al 50% modificando la priorità sulle due unità a velocità fissa, mentre l'unità VSD funziona sempre.

2 Con sequenziatore: Programmazione del compressore con l'impostazione di massima priorità nel sequenziatore.

1.10 Miglioramento dell'efficienza scegliendo la configurazione corretta per un impianto composto da più unità

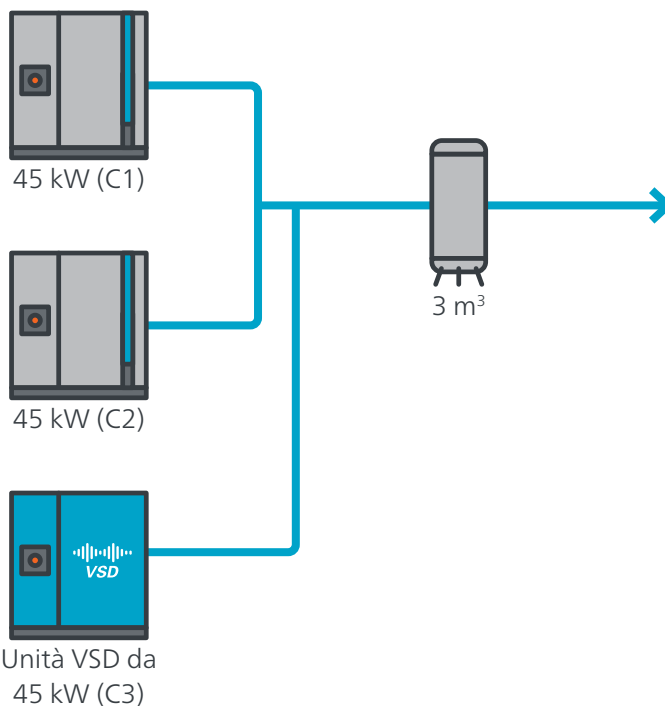
Vediamo un esempio di come sia possibile ridurre il consumo energetico di un impianto esistente composto da due compressori da 75 kW.



Dopo aver registrato il profilo di portata, si può notare che il profilo presenta molte fluttuazioni e che quindi vi è una grande opportunità di ottenere risparmi energetici utilizzando un compressore VSD.

Utilizzando il software AIRchitect, è possibile esaminare alcune alternative diverse e vedere quale si adatta meglio alle esigenze del cliente:

Alternativa 1 Installazione di 2 compressori da 45 kW con 1 unità VSD da 45 kW



Layout alternativa 1

Macchina	45 kW	45 kW	Unità VSD da 45 kW	Totale
FAD	111 l/s	111 l/s	159 l/s	381 l/s
Potenza	45 kW	45 kW	45 kW	135 kW

Costo dell'investimento: **± 55000**

Risparmio energetico ottenuto: **38%**

Risparmio energetico annuo: **55601**

Tempo di recupero dell'investimento: **1 anno**

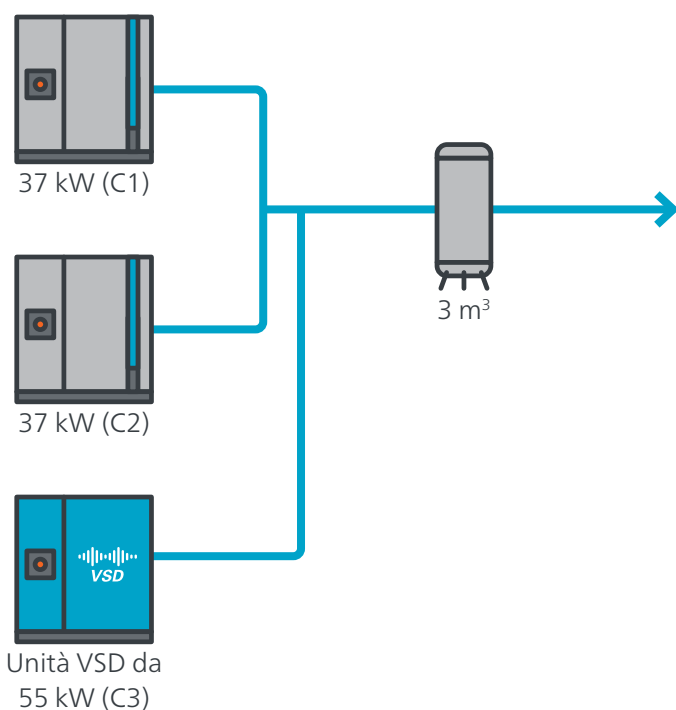
Osservazioni in merito all'Alternativa 1

Nonostante il costo dell'investimento sia il più basso tra tutte le alternative, il risparmio energetico è il meno favorevole tra tutte le alternative (e il tempo di ammortamento più lungo).

La configurazione originale avrebbe richiesto l'installazione di un altro compressore da 75 kW come unità di backup. Nell'Alternativa 1 servirebbe solo un compressore aggiuntivo da 45 kW.

In questo esempio, abbiamo scelto per il compressore VSD la stessa potenza in kW dei compressori a velocità fissa, il che lascia spazio per un'ulteriore ottimizzazione dell'impianto.

La scelta di modificare il numero di compressori dalle due unità iniziali a tre ha comportato un aumento dell'ingombro dell'impianto, il che significa che è necessario verificare se vi sia spazio sufficiente disponibile nella sala compressori.

Alternativa 2 Installazione di 2 compressori da 45 kW con 1 unità VSD da 45 kW**Layout alternativa 1**

Macchina	37 kW	37 kW	Unità VSD da 55 kW	Totale
FAD	95 l/s	95 l/s	189 l/s	379 l/s
Potenza	37 kW	37 kW	55 kW	129 kW

Costo dell'investimento: **± 56000**

Risparmio energetico ottenuto: **41%**

Risparmio energetico annuo: **58391**

Tempo di recupero dell'investimento: **0,96 anno**

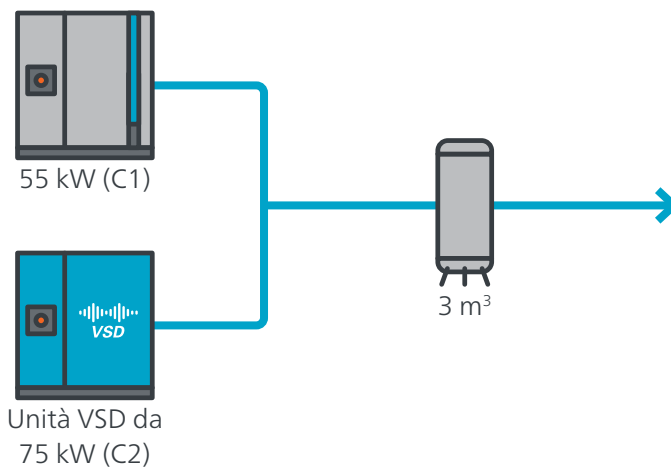
Osservazioni in merito all'Alternativa 2

Con un costo di investimento leggermente superiore, è stato possibile migliorare il risparmio energetico e ridurre il tempo di recupero dell'investimento.

Il motivo principale di questo miglioramento dell'efficienza energetica rispetto all'Alternativa 1 è che è stato scelto un compressore VSD con una potenza in kW maggiore rispetto a quella dei compressori a velocità fissa. In questo modo si ottimizza l'impianto limitando ulteriormente lo scarico dei compressori a velocità fissa.

Questa configurazione richiederebbe un'unità di backup da 55 kW per garantire una portata sufficiente nel caso in cui il compressore VSD smetta di funzionare.

La scelta di modificare il numero di compressori dalle due unità iniziali a tre ha comportato un aumento dell'ingombro dell'impianto, il che significa che è necessario verificare se vi sia spazio sufficiente disponibile nella sala compressori.

Alternativa 3 Installazione di 1 compressore x 55 kW con 1 unità VSD da 75 kW**Layout alternativa 3**

Macchina	55 kW	Unità VSD da 75 kW	Totale
FAD	150 l/s	226 l/s	376 l/s
Potenza	55 kW	75 kW	130 kW

Costo dell'investimento: **± 59000**Risparmio energetico ottenuto: **43%**Risparmio energetico annuo: **62135**Tempo di recupero dell'investimento: **0,95 anni****Osservazioni sull'Alternativa 3**

In questa configurazione, abbiamo scelto di utilizzare due compressori ad alta efficienza, in cui l'unità VSD ha una potenza in kW maggiore rispetto al compressore a velocità fissa.

Questa configurazione offre il miglior risparmio energetico, ma presenta anche il costo di investimento più elevato. Di conseguenza, possiamo vedere che il recupero dell'investimento è migliorato solo marginalmente, seppure offrendo un maggiore risparmio energetico.

Una considerazione importante: **non sempre l'impianto che offre il maggior risparmio energetico è la configurazione preferita dal cliente**, in quanto potrebbe implicare un maggiore costo d'investimento

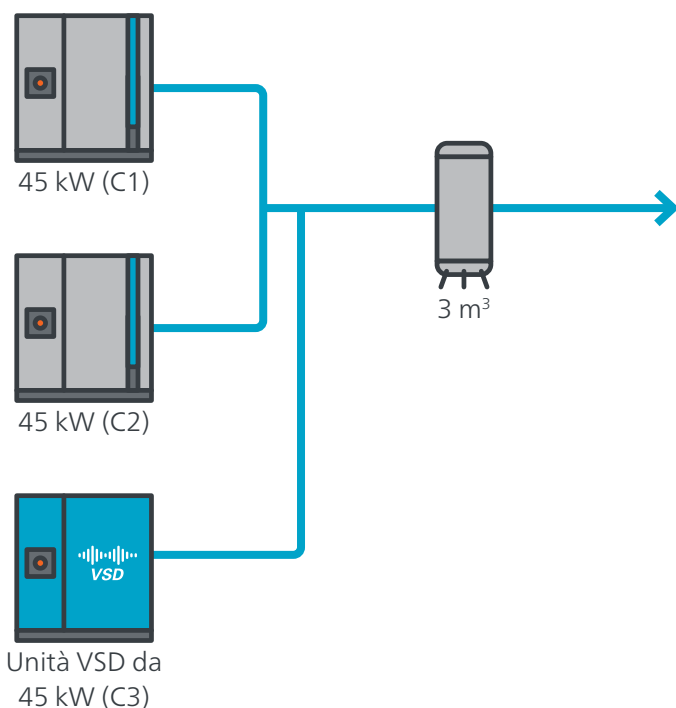
e, di conseguenza, un tempo di recupero dell'investimento più lungo. Occorrerà dunque tenerlo in considerazione nel proporre una o più soluzioni al cliente.

Questa configurazione richiederebbe un'unità di backup da 75 kW per garantire una portata sufficiente nel caso in cui il compressore VSD smetta di funzionare.

In questa alternativa l'ingombro dell'impianto rimane simile all'originale perché vengono installati solo due compressori. Una tale soluzione potrebbe essere necessaria se lo spazio a disposizione per il compressore è limitato.

Esempio di modifica della priorità di avvio dei compressori

Esaminiamo nuovamente l'Alternativa 1 dagli esempi precedenti: i compressori hanno tutti dimensioni (e potenza) simili; dunque, quale sarebbe l'effetto se si assegnasse a un compressore a velocità fissa o a un compressore VSD la priorità di avvio massima?



Layout alternativa 1

Macchina	45 kW	45 kW	Unità VSD da 45 kW	Totale
FAD	111 l/s	111 l/s	159 l/s	381 l/s
Potenza	45 kW	45 kW	45 kW	135 kW

A) Priorità data al compressore a velocità fissa

Costo dell'investimento: **± 55000**

Risparmio energetico ottenuto: **28%**

Risparmio energetico annuo: **41177**

Tempo di recupero dell'investimento: **1,4 anni**

B) Priorità data al compressore con azionamento a velocità variabile

Costo dell'investimento: **± 55000**

Risparmio energetico ottenuto: **38%**

Risparmio energetico annuo: **55601**

Tempo di recupero dell'investimento: **1 anno**

Si otterrà un risultato molto diverso con la stessa apparecchiatura ma con impostazioni di priorità diverse.

Questo esempio mostra che si dovrebbe **sempre dare priorità al compressore VSD per ottenere il massimo risparmio energetico.**

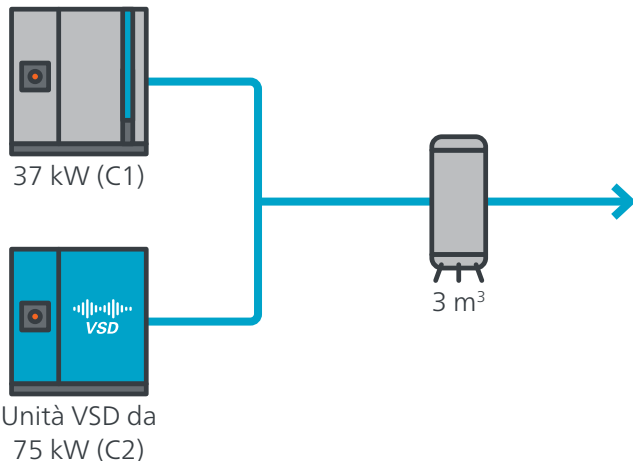
1.11 Impianti costituiti solo da compressori VSD

Le più recenti tecnologie, che prevedono compressori controllati tramite inverter e motori ad alta efficienza, offrono una maggiore efficienza energetica rispetto ai compressori a velocità fissa, anche quando funzionano a pieno carico. Questo dimostra che utilizzare solo compressori controllati da inverter è la strada giusta da seguire.

Un impianto costituito da più compressori, tutti con azionamento a velocità variabile offre i seguenti vantaggi:

- tutte le macchine sono uguali, quindi anche tutti i materiali di consumo saranno identici, agevolando la logistica della manutenzione;
- niente più picchi di carico sulla rete elettrica del cliente;
- efficienza migliorata grazie alla combinazione di un inverter e un motore ad alta efficienza;

Opzione 1: installazione di 1 compressore VSD da 75 kW con 1 unità a velocità fissa da 37 kW



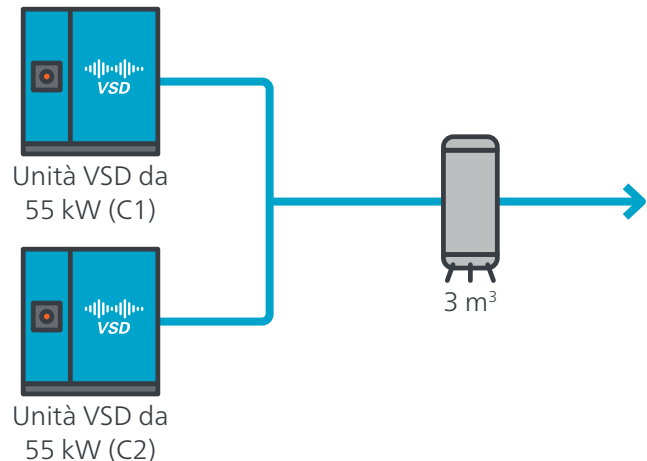
Proiezione annuale	
Proiezione settimane di funzionamento	48
Proiezione consumo di corrente fase di carico	519 MWh
Proiezione consumo di corrente fase di vuoto	0 MWh
Proiezione consumo di corrente totale	519 MWh

L'opzione 1 sembra essere una buona soluzione: il compressore VSD scelto ha una capacità maggiore rispetto all'unità a velocità fissa per evitare lo scarico del compressore a velocità fissa.

- In combinazione con un controller centrale, è possibile ottimizzare ulteriormente l'efficienza lasciando che i compressori con azionamento a velocità variabile funzionino per la maggior parte del tempo nella loro zona di massima efficienza.

Esempio: Mettiamo a confronto un impianto costituito da una combinazione di due compressori, di cui uno a velocità fissa e uno VSD con un impianto costituito da due compressori VSD:

Opzione 2: installazione di 2 compressori VSD da 55 kW



Proiezione annuale	
Proiezione settimane di funzionamento	48
Proiezione consumo di corrente fase di carico	462 MWh
Proiezione consumo di corrente fase di vuoto	0 MWh
Proiezione consumo di corrente totale	462 MWh

Mettendo a confronto entrambe le simulazioni, si nota che l'opzione 2 comporta un consumo di corrente inferiore dell'11% grazie all'utilizzo di due compressori con azionamento a velocità variabile e di un controller centrale, il che determina un ulteriore e significativo risparmio energetico.





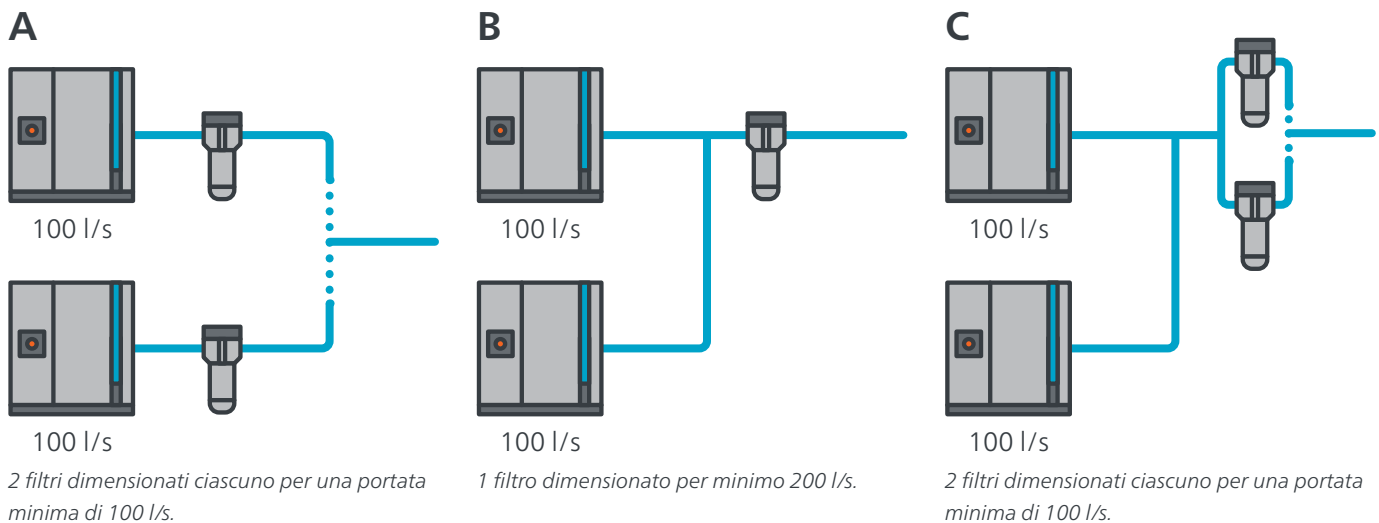
2. Filtri

Distributed by the Industrial Air Division in 2024

2.1 Dimensionamento dei filtri

La dimensione corretta dei filtri dipende dalla portata d'aria massima che li attraverserà. I fattori di correzione per pressioni diverse dalla pressione nominale (7 bar) per la scelta della dimensione corretta dei filtri per il cliente sono consultabili nella brochure dei filtri.

Esempi di dimensionamento dei filtri per le configurazioni con più compressori



Identificare la temperatura e la pressione di esercizio massime per adottare i fattori di declassamento applicabili al dimensionamento dei filtri, se necessario.

Ogni filtro causerà una caduta di pressione. Pertanto, sarà vantaggioso per il cliente utilizzare filtri con una caduta di pressione minima per rendere l'impianto più efficiente dal punto di vista energetico.

La durata di un filtro antiparticolato/antiparticolato secco varia in funzione della caduta di pressione dell'aria che passa attraverso il filtro, la quale aumenta con il trascorrere del tempo.

I filtri a coalescenza e per vapori d'olio non possono essere valutati in questo modo. Al termine della loro vita utile non mostrano un aumento della caduta di pressione dell'aria attraverso il filtro, ma piuttosto una perdita di efficienza che ne rende necessaria la sostituzione.

I filtri devono essere sottoposti a manutenzione entro l'intervallo di manutenzione consigliato per garantire prestazioni e qualità dell'aria ottimali.

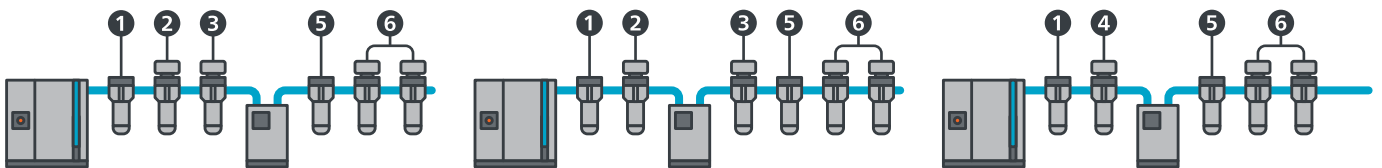
Si dovrebbe evitare di installare filtri troppo piccoli poiché ciò aumenterebbe la caduta di pressione e le loro prestazioni di filtrazione non potrebbero più essere garantite.

I filtri sovradimensionati non comporteranno alcun problema a parte il costo aggiuntivo.

2.2 Sequenza di installazione dei filtri

A seconda della qualità dell'aria richiesta (vedere il capitolo 1.4), potrebbe essere necessario montare diversi filtri ed è importante che essi siano installati nella sequenza corretta per funzionare nel modo adeguato.

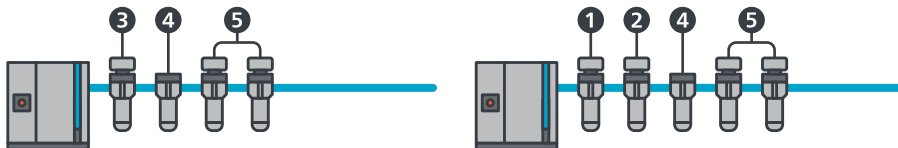
2.2.1 In combinazione con un essiccatore a refrigerazione esterno



Possibili sequenze di filtri quando si utilizza un essiccatore a refrigerazione esterno

- 1 Se il compressore d'aria non è già provvisto di un **separatore d'acqua (WSD)**, aggiungerlo come primo componente dopo il compressore. Se prima dell'essiccatore deve essere installato un serbatoio dell'aria compressa, anche questo sarebbe il posto giusto.
- 2 Un essiccatore a refrigerazione esterno deve sempre avere un **prefiltro/filtro a coalescenza grossolano** installato vicino all'ingresso.
- 3 Se è necessario un **postfiltro/filtro a coalescenza fine**, è possibile installarlo tra il pre/filtro a coalescenza grossolano e l'ingresso dell'essiccatore a refrigerazione. L'installazione di questo filtro all'uscita dell'essiccatore a refrigerazione fornirà un'efficienza simile e rappresenta una possibile alternativa.
- 4 In alternativa ai punti 2) e 3), è possibile utilizzare un **filtro a coalescenza che combini il filtro grossolano e quello fine in un unico dispositivo**. Dovrebbe essere installato vicino all'ingresso dell'essiccatore a refrigerazione.
- 5 Se occorre un **filtro per vapori d'olio**, lo si dovrà installare dopo il/i filtro/i a coalescenza grossolano/i e fine/i e l'essiccatore a refrigerazione.
- 6 In base alla classe di purezza dell'aria secondo la norma ISO8573-1 richiesta, il filtro per vapori d'olio deve essere seguito da un **filtro (antiparticolato/a secco) (prefiltro/grossolano)** e/o un **filtro (antiparticolato/a secco) (postfiltro/fine)**.

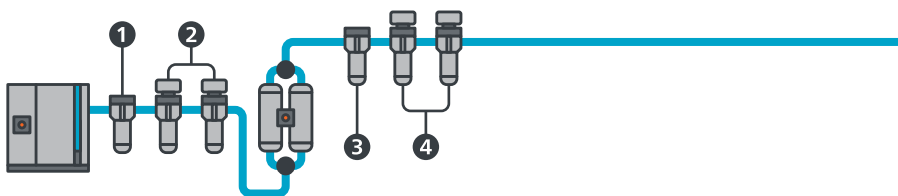
2.2.2 In combinazione con un essiccatore a refrigerazione interno



Con un compressore dotato di essiccatore integrato, i filtri saranno installati dopo l'essiccatore.

- 1 **Prefiltro/Filtro a coalescenza grossolano** installato dopo l'uscita dell'essiccatore integrato.
- 2 Se è necessario un **postfiltro/filtro fine a coalescenza** lo si dovrà installare dopo il prefiltro/filtro grossolano.
- 3 In alternativa ai punti 1) e 2), il cliente può possibile utilizzare un **filtro a coalescenza che combini il filtro grossolano e quello fine in un unico dispositivo**.
- 4 Se è necessario un **filtro per vapori d'olio** lo si dovrà installare dopo il/i filtro/i a coalescenza grossolano/i e fine/i.
- 5 In base alla classe di purezza dell'aria secondo la norma ISO8573-1 richiesta, il filtro per vapori d'olio deve essere seguito da un **filtro (antiparticolato/a secco) (prefiltro/grossolano)** e/o da un **filtro (antiparticolato/a secco) (postfiltro/fine)**.

2.2.3 In combinazione con un essiccatore ad adsorbimento o un essiccatore a membrana



- 1 Se il compressore d'aria non è già provvisto di un **separatori d'acqua**, aggiungerlo come primo componente dopo il compressore.
- 2 Il/i **filtro/i a coalescenza** deve/devono essere installati prima dell'essiccatore ad adsorbimento/essiccatore a membrana. Una combinazione di filtro grossolano e filtro fine garantirà la durata dell'essiccatore.
- 3 Se è necessaria una classe di purezza dell'olio maggiore, a valle dell'essiccatore ad adsorbimento/essiccatore a membrana dovrà essere installato un **filtro per vapori d'olio**.
- 4 **Filtro/i antiparticolato/a secco** dopo l'essiccatore/il filtro per vapori d'olio

Necessario/i se:

- vengono utilizzate perle essiccanti (per rimuovere le particelle di polvere)
- vengono utilizzati filtri per vapori d'olio

Non necessario/i se:

- viene utilizzato un essiccatore ad adsorbimento che utilizza una sostanza igroscopica solida (e se è richiesta la classe 2 per le particelle)
- viene utilizzato un essiccatore a membrana

Filtro (antiparticolato/a secco) (prefiltro/grossolano) e/o **filtro (antiparticolato/a secco) (postfiltro//fine)** da utilizzare a seconda della classe di purezza dell'aria richiesta.

2.3 Indicatore della caduta di pressione

Viene utilizzato un indicatore della caduta di pressione per fornire una stima del calo di pressione sul filtro. L'indicazione è codificata a colori. Quando la caduta di pressione rientra nella zona verde (bassa caduta di pressione) è tutto a posto, mentre se la caduta di pressione si trova nella zona rossa (caduta di pressione elevata), è necessario sostituire la cartuccia del filtro.

Alcuni aspetti importanti da ricordare per assicurare che l'indicatore della caduta di pressione venga utilizzato correttamente

Innanzitutto un indicatore di caduta di pressione **non è un indicatore di servizio**. Ad esempio, un filtro rotto non genererà alcuna caduta di pressione, per cui, la caduta di pressione risulterà nella zona verde anche se il filtro non filtra alcun contaminante. Pertanto, è importante seguire gli intervalli di manutenzione prescritti in termini di ore di funzionamento del filtro e controllare visivamente l'integrità dei filtri quando si fa visita al cliente per altri scopi di assistenza.

In secondo luogo, il misuratore della caduta di pressione fornisce un'"indicazione", **non una misurazione precisa**. Pertanto, se i clienti eseguono essi stessi una misurazione della caduta di pressione e notano una discrepanza tra la loro misurazione e quella indicata, questo non deve essere motivo di preoccupazione. L'indicatore è concepito in modo che l'indicazione più precisa sia quella che si trova al confine tra la zona verde e quella rossa, cioè proprio nella zona in cui è richiesta la massima precisione.





Atlas Copco





3. Essiccatori

3.1 Asciugare o non asciugare: nessun essiccatore d'aria

La quantità di vapore acqueo che l'aria può assorbire dipende dalla pressione e dalla temperatura. L'acqua presente nell'aria compressa si condensa quando l'aria compressa si raffredda. La presenza di condensa nell'aria compressa è considerata una contaminazione indesiderata.

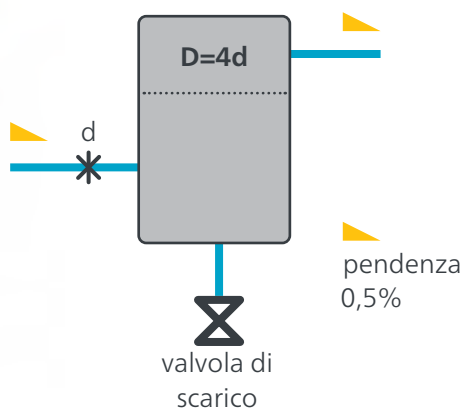


Implementazione corretta di un tubo di derivazione in una rete dell'aria compressa senza l'uso di un essiccatore d'aria.

Svantaggi

- Peggiora la lubrificazione degli utensili pneumatici
- Provoca la corrosione nei tubi
- Aumenta il rischio di congelamento se i tubi dell'aria non sono installati in modo da essere protetti dal gelo

La rete dell'aria compressa deve quindi essere progettata in modo tale che la condensa non possa raggiungere le utenze di aria compressa collegate.



Sifone di condensa con scarico nella rete di tubi con pendenza dello 0,5% circa

3.2 Asciugare o non asciugare: con essiccatore d'aria

Oggigiorno, per affrontare adeguatamente il rischio di corrosione, nell'impianto di solito viene incorporato un essiccatore a refrigerazione. Il rischio di corrosione non sussiste quando l'umidità relativa dell'aria compressa è inferiore al 50%. Un essiccatore a refrigerazione è in grado di evitare il rischio di corrosione finché la temperatura ambientale rimane superiore a +15 °C.

Esistono tuttavia anche essiccatori in grado di soddisfare requisiti ancora più elevati, ossia gli essiccatori ad adsorbimento, che evitano la formazione di condensa fino a una temperatura ambientale di -20 °C o inferiore.

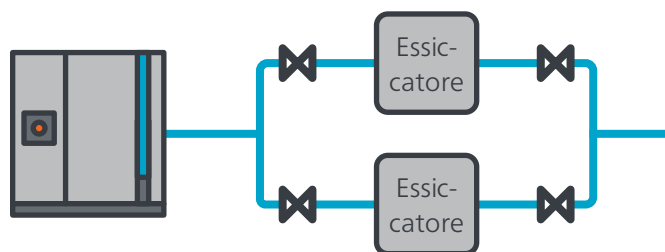
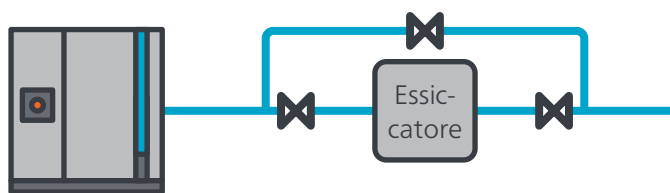
Infatti, in una rete dell'aria compressa in cui è installato un essiccatore a refrigerazione correttamente funzionante, non è necessario posare le tubazioni in pendenza, installare dei collettori di condensa, ecc.

È comunque consigliabile prevedere nella rete di tubi i punti di scarico necessari nell'eventualità che entrasse comunque della condensa nella rete (ad esempio in caso di guasto dell'essiccatore).

3.3 Disposizione degli essiccatori

Quando si installa un essiccatore c'è una serie di aspetti di cui tenere conto.

- In linea di principio l'essiccatore dell'aria compressa può essere installato nello stesso locale del compressore.
- Per un essiccatore a refrigerazione raffreddato ad aria è molto importante prevedere un'aerazione sufficiente.
- Per via del rischio di congelamento della condensa, la temperatura ambientale non deve scendere sotto i 2 °C e non deve superare la temperatura massima consentita. Tuttavia, occorre tenere presente che la capacità dell'essiccatore a refrigerazione è specificata a una temperatura ambientale di 20 °C, una temperatura di ingresso dell'aria compressa di 35 °C e una pressione di 7 bar (e).
- Temperature ambientali superiori a 20 °C, temperature di ingresso dell'aria compressa superiori a 35 °C e/o una pressione inferiore a 7 bar (e) riducono la capacità (o aumentano il punto di rugiada in pressione) dell'essiccatore a refrigerazione.
- Anche la quantità di acqua libera influenza le prestazioni dell'essiccatore. Per limitare l'acqua libera, il cliente dovrebbe prendere in considerazione l'installazione a monte di un separatore d'acqua con la giusta efficienza di separazione, se non è già installato.
- Pressioni superiori a 7 bar (e) aumentano la capacità dell'essiccatore a refrigerazione.
- La temperatura ambientale consentita per gli essiccatori ad adsorbimento è di 40-60 °C, a seconda del tipo di essiccatore.
- È possibile installare un essiccatore per l'aria compressa senza dover effettuare regolazioni su un pavimento piano e orizzontale, a condizione che non venga superata la pressione superficiale consentita.
- Una condotta di bypass con valvole di isolamento assicura che l'essiccatore possa essere sottoposto a manutenzione senza interrompere la produzione di aria compressa; se non si vuole assolutamente che la condensa entri nella rete dell'aria compressa, è consigliabile installare un essiccatore di riserva.



3.4 Installazione di un essiccatore a refrigerazione dopo il serbatoio dell'aria compressa

Vantaggi:

Il serbatoio dell'aria compressa, grazie alla sua ampia superficie di raffreddamento, funge da postrefrigeratore aggiuntivo. La temperatura di ingresso dell'aria compressa nell'essiccatore a refrigerazione sarà quindi più bassa. Questo riduce il rischio di sovraccaricare l'essiccatore a causa di una temperatura di ingresso eccessivamente elevata.

Un carico uniforme sull'essiccatore a refrigerazione è un altro vantaggio di questa configurazione. In questo caso il carico dell'essiccatore dipende dall'aspirazione e non dall'alimentazione di aria compressa del compressore (0-100%).

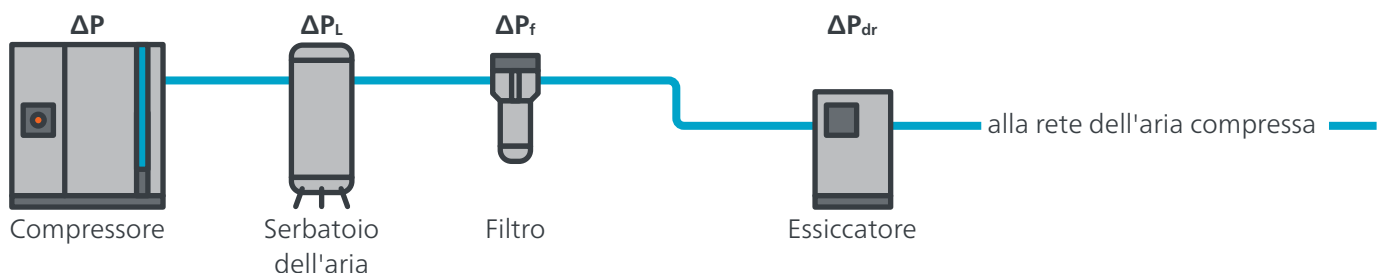
Garantisce che la resistenza nel tubo in pressione (causata dalla contaminazione dei filtri) non diventi uguale o superiore alla differenza di pressione di commutazione (carico/vuoto), in modo che il compressore passi costantemente da carico/a vuoto.

Il serbatoio dell'aria compressa funge da separatore d'acqua grazie alla bassa velocità dell'aria nel serbatoio. La linea in entrata è collegata nella parte inferiore del serbatoio dell'aria compressa e la linea in uscita è collegata nella parte superiore. In questo modo la nebbia (gocce fini d'acqua) presente nell'aria si deposita nel serbatoio.

Svantaggi

Quando il consumo d'aria è superiore alla capacità del compressore vi è il rischio di sovraccarico dell'essiccatore a refrigerazione. Il sovraccarico si verifica perché l'aria proveniente dal serbatoio dell'aria compressa si aggiunge al flusso d'aria proveniente dal compressore, per cui passa attraverso l'essiccatore a refrigerazione.

L'installazione del serbatoio dell'aria compressa prima dell'essiccatore lo trasformerà in un serbatoio a umido, il che comporterà un rischio molto più elevato di corrosione all'interno del serbatoio. Alcune applicazioni potrebbero richiedere l'uso di un rivestimento all'interno del serbatoio dell'aria compressa per prevenire la corrosione, il che ne aumenterà il costo. Assicurarsi anche di includere uno scarico sul serbatoio dell'aria compressa per evitare traboccamenti della condensa.



Installare un essiccatore a refrigerazione dopo il serbatoio dell'aria compressa è preferibile negli ambienti caldi e umidi

3.5 Installazione di un essiccatore a refrigerazione prima del serbatoio dell'aria compressa

Vantaggi:

L'essiccatore a refrigerazione non può essere sovraccaricato da una quantità di aria compressa aspirata superiore alla capacità del compressore; dopo tutto, sarebbe impossibile che attraverso l'essiccatore a refrigerazione passi più aria di quella fornita dal compressore.

Poiché nel serbatoio viene immagazzinata aria compressa secca, al suo interno non si forma condensa. Pertanto il serbatoio dell'aria compressa non necessita di uno scarico automatico della condensa.

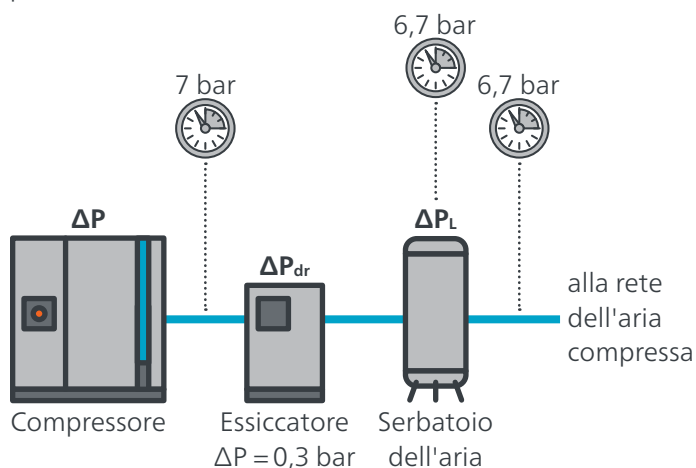
L'aria compressa secca previene la corrosione nel serbatoio.

Il controllo del punto di rugiada degli essiccatori a refrigerazione è generalmente progettato per un carico compreso tra lo 0% e il 100%. Il punto di rugiada costante si ottiene mantenendo costante la pressione di espansione del refrigerante (anche durante i periodi di funzionamento a vuoto). L'essiccatore perciò è sempre disponibile al 100%.



Svantaggi

Quando il compressore è nella fase di carico si verifica una caduta di pressione rispetto all'essiccatore, ad esempio di 0,3 bar. Supponiamo che il pressostato dell'aria del compressore (collegato all'uscita del compressore) sia impostato per scaricare e caricare il compressore rispettivamente a 7 bar(e) e 6 bar(e). Se l'essiccatore è installato a monte del serbatoio dell'aria, il pressostato mette a vuoto il compressore quando la pressione del serbatoio dell'aria compressa arriva a 6,7 bar(e) (valore corrispondente a 7 bar(e) all'uscita del compressore). Dopo lo scarico non vi è alcuna caduta di pressione dell'essiccatore. Il periodo di carico-vuoto è più breve (6,7 - 6 bar) rispetto al caso in cui l'essiccatore venga installato a valle del serbatoio dell'aria compressa (7 - 6 bar). Si tenga presente che questo vale solo per gli essiccatori installati esternamente (a differenza del caso di un essiccatore integrato dove il sensore di pressione che regola la pressione è installato all'uscita dell'essiccatore).



Nella maggior parte delle applicazioni generali è preferibile installare un essiccatore a refrigerazione prima del serbatoio dell'aria compressa

3.6 Installazione di un essiccatore ad adsorbimento dopo il serbatoio dell'aria compressa

Vantaggi:

Il serbatoio dell'aria compressa, grazie alla sua ampia superficie di raffreddamento, funge da postrefrigeratore aggiuntivo. La temperatura di ingresso dell'aria compressa nell'essiccatore ad adsorbimento sarà quindi più bassa. Questo riduce il rischio di sovraccaricare l'essiccatore a causa di una temperatura di ingresso eccessivamente elevata.

Un carico uniforme sull'essiccatore ad adsorbimento è un altro vantaggio di questa configurazione. In questo caso il carico dipende dall'aspirazione e non dall'alimentazione di aria compressa del compressore (0-100%).

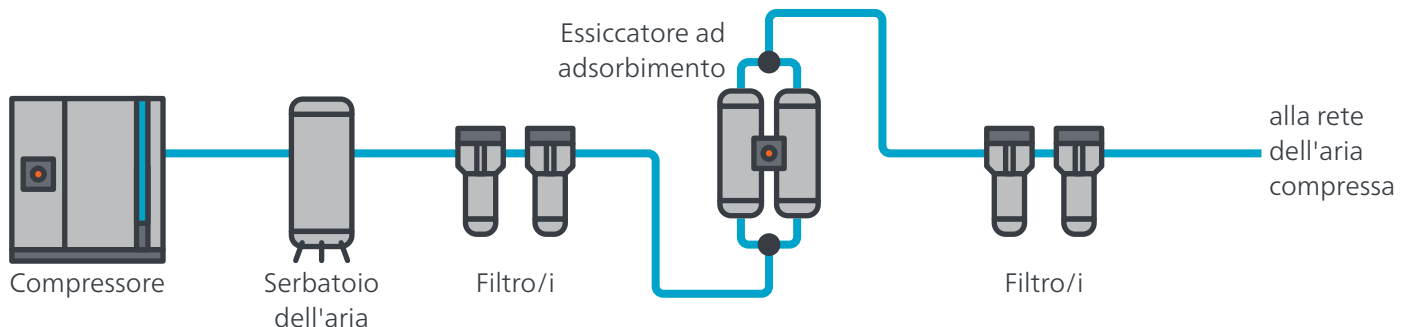
Cicli di carico/scarico del compressore in numero inferiore per via di una caduta di pressione nel tubo presente tra il compressore e l'essiccatore causata dallo spurgo dell'essiccatore.

Il serbatoio dell'aria compressa funge da separatore d'acqua grazie alla bassa velocità dell'aria nel serbatoio. La linea in entrata è collegata nella parte inferiore del serbatoio dell'aria compressa e la linea in uscita è collegata nella parte superiore. In questo modo la nebbia (gocce fini d'acqua) presente nell'aria si deposita nel serbatoio. In questo modo si riduce il rischio di ingresso di acqua allo stato liquido nell'essiccatore ad adsorbimento.

Svantaggi

Quando il consumo d'aria è superiore alla capacità del compressore vi è il rischio di sovraccarico dell'essiccatore ad adsorbimento. Il sovraccarico si verifica perché l'aria proveniente dal serbatoio dell'aria compressa si aggiunge al flusso d'aria proveniente dal compressore, per cui passa attraverso l'essiccatore ad adsorbimento.

L'installazione del serbatoio dell'aria compressa prima dell'essiccatore lo trasformerà in un serbatoio a umido, il che comporterà un rischio molto più elevato di corrosione all'interno del serbatoio. Alcune applicazioni potrebbero richiedere l'uso di un rivestimento all'interno del serbatoio dell'aria compressa per prevenire la corrosione, il che ne aumenterà il costo.



Questa configurazione è migliore per la maggior parte delle applicazioni generali

3.7 Installazione di un essiccatore ad adsorbimento prima del serbatoio dell'aria compressa

Vantaggi:

L'essiccatore ad adsorbimento non può essere sovraccaricato da una quantità di aria compressa aspirata superiore alla capacità del compressore; dopo tutto, sarebbe impossibile che attraverso l'essiccatore ad adsorbimento passi più aria di quella fornita dal compressore.

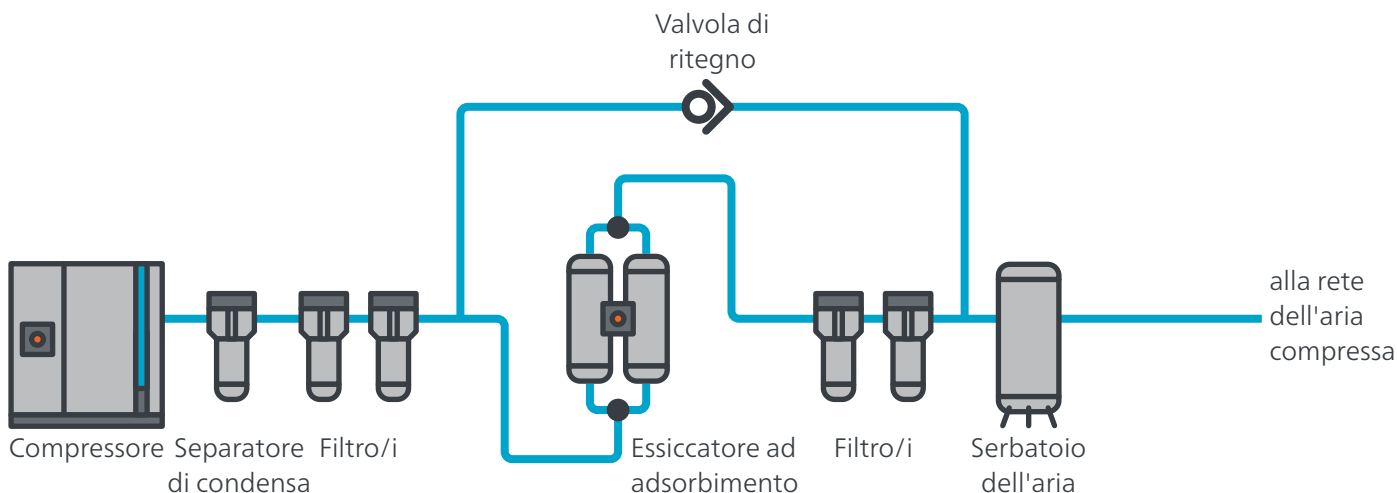
Poiché nel serbatoio viene immagazzinata aria compressa secca, al suo interno non si forma condensa. Pertanto il serbatoio dell'aria compressa non necessita di uno scarico automatico della condensa.

L'aria compressa secca previene la corrosione nel serbatoio.

Svantaggi

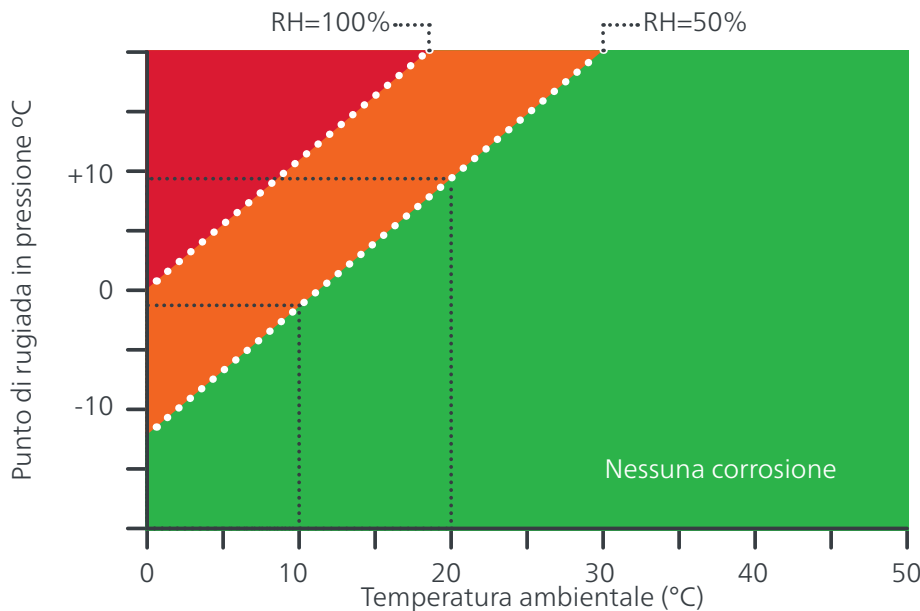
Lo spurgo dell'essiccatore ad adsorbimento consuma l'aria prelevata dal tubo presente tra il compressore e l'essiccatore. Questo fa sì che il compressore si carichi brevemente (se era scarico). Se la richiesta d'aria non è costante vi saranno molti cicli di carico/vuoto del compressore. Per evitare che questo accada, è possibile aggiungere all'essiccatore ad adsorbimento un bypass con valvola di ritegno.

Vi è un rischio maggiore che si vi sia acqua allo stato liquido e/o contaminazione all'ingresso dell'essiccatore. Si consiglia di aggiungere un separatore d'acqua supplementare prima dell'essiccatore per limitare tale rischio.



L'installazione dell'essiccatore ad adsorbimento prima del serbatoio dell'aria compressa richiederebbe l'aggiunta di un separatore d'acqua per limitare il rischio di contaminazione del liquido e di una valvola di ritegno per limitare la frequenza di carico/vuoto.

3.8 Considerazioni importanti per la scelta degli essiccatori



Assicurarsi che l'essiccatore e le sue dimensioni siano adatti all'applicazione e alle condizioni ambientali. Quanto segue avrà un impatto sul dimensionamento e sulla scelta dell'essiccatore:

- Temperatura di ingresso dell'essiccatore e punto di rugiada in pressione di ingresso
- Pressione di esercizio
- Temperatura ambientale
- Presenza/Quantità di acqua libera all'ingresso dell'essiccatore
- Punto di rugiada in pressione richiesto

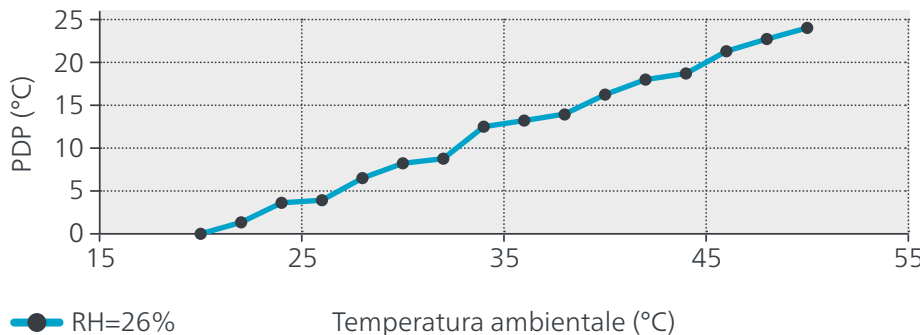
- Inizia la formazione di condensa ● Potrebbe iniziare la corrosione ● Umidità relativa inferiore al 50%

La qualità dell'aria fornita dall'essiccatore deve essere in linea con i requisiti dell'applicazione/delle applicazioni del cliente.

Per condizioni ambientali più calde, non è necessario avere un PDP di +3 °C se lo scopo dell'essiccatore è prevenire la corrosione (ovvero un'umidità relativa <50%).

Se l'aria è esposta a temperature <15 °C (59 °F), un essiccatore a refrigerazione che abbia il PDP più basso possibile = +3 °C, non sarà sufficiente a garantire l'assenza di corrosione (l'umidità relativa sarà > 50 %). Sarà necessario scegliere una tecnologia di essiccamento diversa, ad esempio un essiccatore ad adsorbimento.

Qualità dell'aria costante: PDP rispetto alla temperatura ambiente



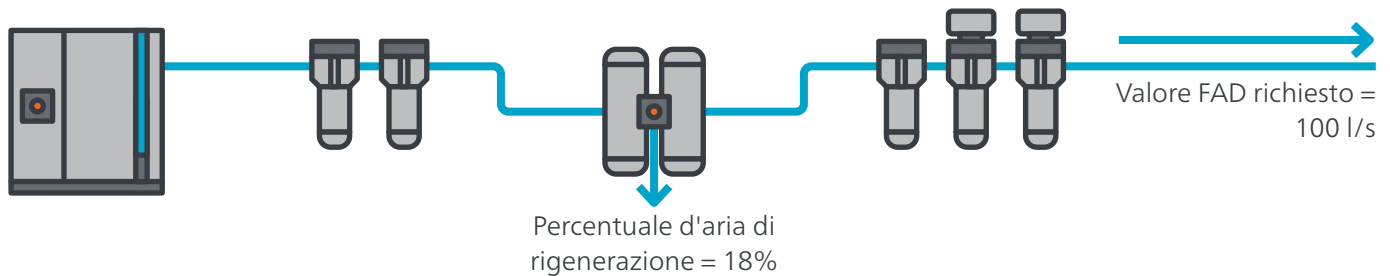
La qualità dell'aria con un PDP di 3 °C a una temperatura ambientale di 25 °C è la stessa dell'aria con un PDP di 20°C a una temperatura ambientale di 45 °C

3.9 Dimensionamento di un impianto comprendente essiccatori ad adsorbimento o a membrana (percentuale d'aria di rigenerazione)

Quando si dimensiona un impianto che comprende un essiccatore ad adsorbimento o a membrana, è importante tenere conto della percentuale d'aria di rigenerazione facente parte del principio di funzionamento dell'essiccatore:

Valore FAD minimo = FAD richiesto dal cliente + essiccatore con percentuale d'aria di rigenerazione

Esempio: Il cliente richiede una portata di 100 l/s e dovremo aggiungere un essiccatore ad adsorbimento che abbia una percentuale d'aria di rigenerazione pari al 18%. Quale sarebbe il valore FAD minimo richiesto dal compressore?



$$\text{Valore FAD minimo compressore} = \frac{100}{(1 - 0,18)} = 122 \text{ l/s}$$

Per migliorare l'efficienza di un impianto dell'aria compressa con un essiccatore ad adsorbimento, selezionare un essiccatore ad adsorbimento con una percentuale d'aria di rigenerazione.

Una percentuale d'aria di rigenerazione inferiore richiederà una portata aggiuntiva inferiore dal compressore e pertanto si tradurrà in un consumo energetico inferiore.





Atlas Copco

Industrial Air Division

A large, vertical, cylindrical metal tank, likely a compressed air receiver, stands in an industrial setting. The tank is supported by four legs and has a horizontal pipe connected to its side. To the left of the tank is a dark grey electrical control cabinet with a small display and a red emergency stop button. The background features a brick wall and a large window with a grid pattern, through which bright light is visible. The floor is dark with a yellow safety line.

4. Serbatoi dell'aria compressa

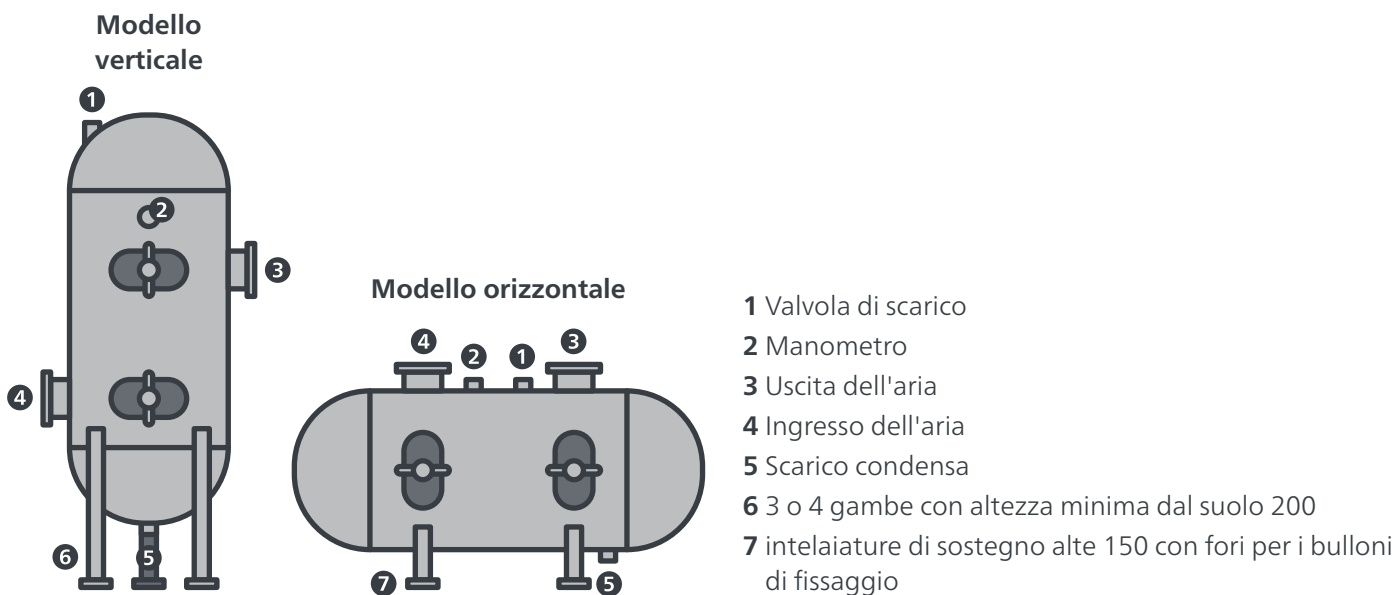
4.1 Scopo dell'utilizzo di un serbatoio dell'aria compressa

In ogni impianto di compressione sono inclusi uno o più serbatoi dell'aria compressa. Le loro dimensioni variano a seconda di fattori quali la capacità del compressore, il sistema di controllo e il fabbisogno d'aria dell'utenza.

Un serbatoio dell'aria compressa viene utilizzato per i seguenti motivi:

- uniformare il flusso d'aria compressa variabile (per i compressori a pistoni)
- separazione della condensa
- conservazione dell'aria compressa fornita
- limitazione del numero di cicli di carico/vuoto
- assorbimento di un consumo d'aria elevato a breve termine

4.2 Design e caratteristiche



Un serbatoio dell'aria compressa in genere prevede la presenza di un'apertura d'ispezione o un passo d'uomo, a seconda del contenuto del serbatoio.

Inoltre un serbatoio dell'aria compressa è dotato di una valvola di sicurezza, un manometro, un rubinetto con manometro e connettore di prova e un rubinetto di scarico della condensa (con o senza scarico automatico).

Poiché i serbatoi dell'aria sono generalmente realizzati in acciaio al carbonio, sono soggetti a corrosione interna dovuta all'acqua condensata contenuta nell'aria compressa. Se questa condensa si accumula nel serbatoio dell'aria a causa di uno scarico malfunzionante, il suo volume diminuisce, il che può portare ad un aumento del numero di cicli del compressore. La condensa può anche penetrare nelle tubazioni di distribuzione dell'aria e causare problemi con l'applicazione dell'aria.

L'effetto più dannoso della condensa è la corrosione interna del serbatoio dell'aria. Formandosi all'interno, è raro che il proprietario del serbatoio si accorga della sua presenza e i suoi effetti vengono spesso sottovalutati o ignorati. Il passo d'uomo del serbatoio consentirà ai proprietari di individuare l'eventuale presenza di corrosione. Il serbatoio dovrà essere ispezionato a intervalli regolari.

Nei casi più gravi, la corrosione potrebbe ridurre lo spessore del serbatoio al di sotto del limite minimo di spessore per le pareti previsto dai calcoli e/o dalla certificazione del serbatoio.

Dopo aver definito uno spessore delle pareti che soddisfi i requisiti meccanici (come la pressione, la temperatura e il peso dell'apparecchiatura), allo spessore delle pareti viene aggiunto un ulteriore spessore, chiamato "sovrasspessore di corrosione", per compensare la perdita di metallo prevista nel periodo di vita dell'apparecchiatura. Inoltre, poiché la profondità di penetrazione della corrosione può variare, viene applicato un fattore di sicurezza al sovrasspessore di corrosione. Il sovrasspessore di corrosione non è determinato solo dal progettista, ma anche (e soprattutto) da un ente nazionale o locale. Questi ultimi spesso possono vantare anni di esperienza con le condizioni del luogo, e in particolare con le condizioni meteorologiche, nella zona interessata.

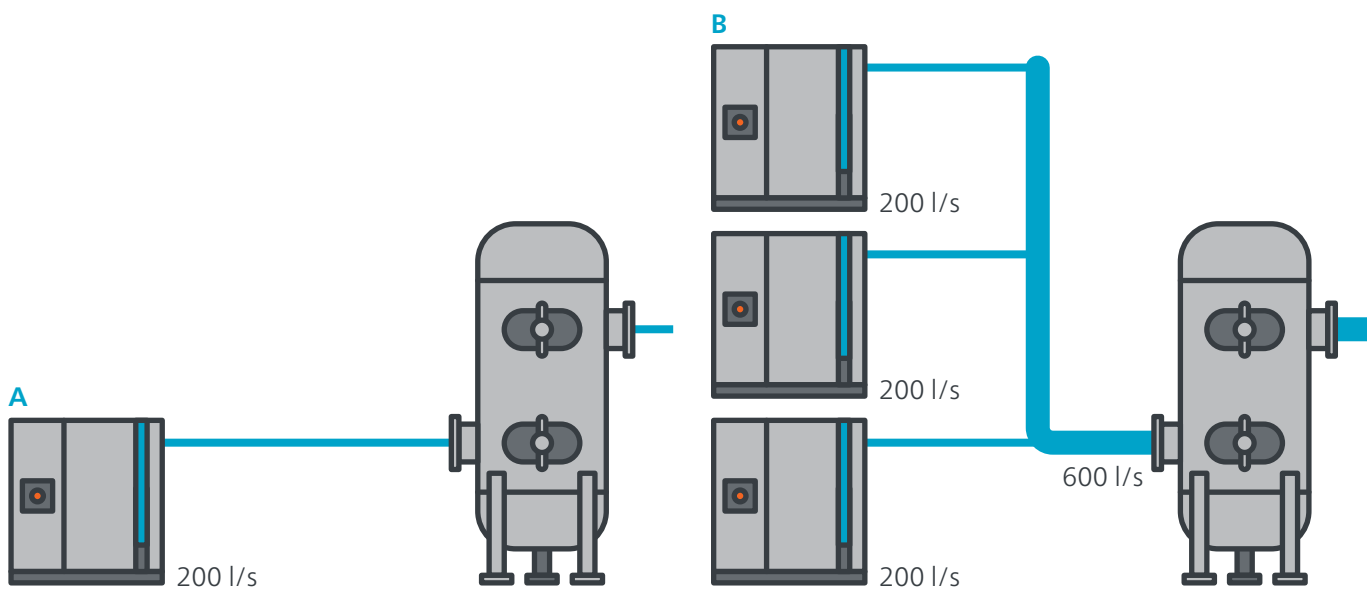
È possibile prevenire la corrosione all'interno del serbatoio adottando misure quali l'applicazione di un rivestimento interno o la scelta di un materiale diverso per il serbatoio (ad esempio, acciaio inossidabile). Tuttavia, questo aumenterà significativamente il costo del serbatoio dell'aria compressa. Anche installare il serbatoio dell'aria compressa dopo un essiccatore riduce notevolmente il rischio di corrosione.



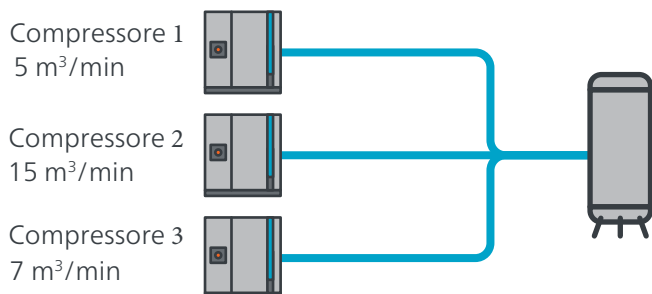
4.3 Serbatoi dell'aria compressa: cosa tenere a mente

- Oltre ai volumi dei serbatoi dell'aria compressa, sono standardizzate anche le prese di collegamento ai serbatoi.
- Se più compressori sono collegati a una sola linea di collegamento (tra i compressori e il serbatoio dell'aria compressa), al momento dell'ordine è necessario specificare il diametro del tronco di collegamento. Il diametro del tronco di collegamento per la rete

di tubazioni di distribuzione dell'aria compressa dipende dal consumo d'aria e dalla lunghezza della tubazione. Anche questi dati dovranno perciò essere forniti al momento dell'ordine del serbatoio dell'aria compressa. In caso di **più compressori** su una sola linea, gli attacchi sul serbatoio dell'aria compressa standard talvolta sono **troppo piccoli**.



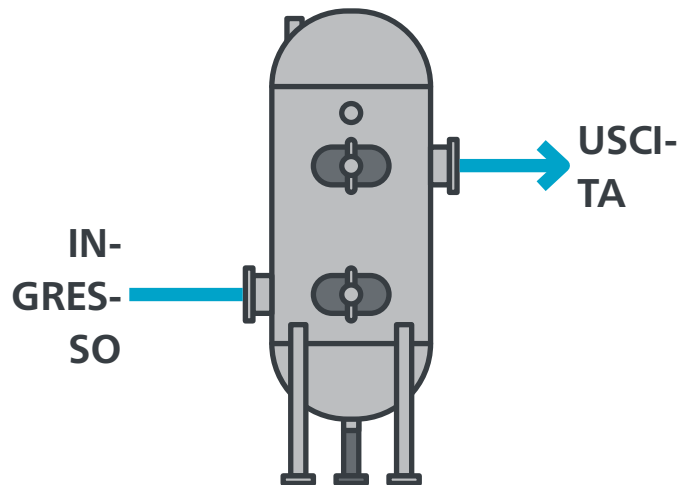
In entrambi gli esempi A e B il serbatoio dell'aria compressa potrebbe avere le stesse dimensioni. Tuttavia, soprattutto nell'esempio B, è necessario verificare se gli attacchi sul serbatoio siano abbastanza grandi da non causare una caduta di pressione.



- Quando un impianto è composto da più compressori, il serbatoio dell'aria compressa viene sempre dimensionato in base alla capacità del compressore più grande.

In questo esempio il serbatoio dell'aria compressa sarà dimensionato in base al compressore da 15 m³/min

- La progettazione, la costruzione e l'ispezione dei serbatoi per aria compressa devono essere eseguite in conformità alle normative locali e alle disposizioni degli organismi di controllo.
- Per i serbatoi per aria umida, l'ingresso dell'aria deve essere collegato all'attacco inferiore del serbatoio e l'uscita dell'aria al punto di attacco più alto.
- Se nella rete dell'aria è previsto un punto di picco di consumo, non è necessario aumentare il volume del serbatoio o del sistema di tubazioni. In questo caso è possibile installare un secondo serbatoio a monte di questo punto ad alto consumo.



Esempio: due bombole da 10 l, ciascuna funzionante una volta all'ora. Il movimento dell'asta avviene in un intervallo di tempo molto breve.

Calcolare la dimensione di questo serbatoio ausiliario in modo tale che, applicando il carico, la caduta di pressione non sia superiore a 0,3 bar a una pressione di esercizio effettiva di 7 bar.

$$V1 \times p1 = V2 \times p2$$

V1= volume prima del carico di picco (volume del serbatoio)

p1= pressione assoluta prima del carico di picco

V2= volume al carico di picco

P2= pressione assoluta al carico di picco

$$V1 \times 8 = (V1+20) \times (8-0,3)$$

V1 deve essere $(7,7 \times 20) / 0,3 = 513\text{ l}$.

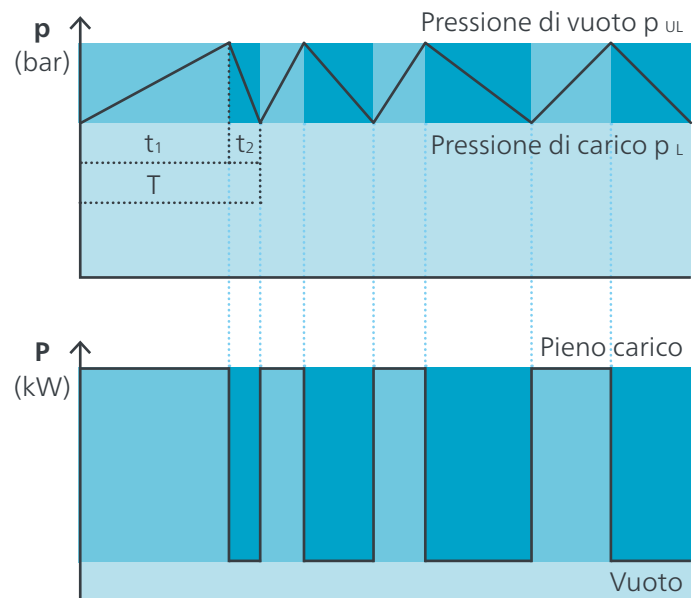
4.4 Frequenza di commutazione e cicli di funzionamento per i compressori a velocità fissa

Una caduta della pressione netta causata dal consumo dell'aria compressa determina l'attivazione del sistema di controllo del compressore. In base al tipo di controllo e ai valori impostati, il motore di azionamento viene riavviato, il compressore passa da vuoto a pieno carico (o, nel caso di un compressore con azionamento a velocità variabile, viene regolata la velocità del motore).

Per un compressore a vite a velocità fissa si consiglia una frequenza di cicli di funzionamento massima consentita di due cicli al minuto. Una frequenza più elevata provoca un'inutile usura della valvola di aspirazione del compressore.

L'impostazione della pressione differenziale ($\Delta p = p_{UL} - p_L$) in combinazione con il volume del serbatoio dell'aria compressa può essere selezionata in modo tale da non superare una determinata frequenza di ciclo (commutazione carico/vuoto).

Progressione pressione/tempo in base al controllo del compressore



T Durata del ciclo ($=1/f$), t_1 Tempo di carico (funzionamento a pieno carico), t_2 Tempo a vuoto (funzionamento a vuoto o arresto a seconda del controllo del compressore)

4.5 Calcolo dettagliato del volume del serbatoio

La dimensione necessaria del serbatoio dell'aria compressa può essere calcolata utilizzando la seguente formula:

$$V_{\text{serbatoio}} = \frac{0,25 \times Q_k \times P_1 \times T_2}{f_{\text{max}} \times \Delta p \times T_1}$$

V_{serbatoio} = Volume del serbatoio dell'aria compressa richiesto [l]; arrotondare il volume del serbatoio per eccesso

Q_k = Capacità del compressore [l/s] (in caso di più compressori, calcolare la capacità del compressore più grande)

P₁ = Pressione di aspirazione per compressore [bar (a)]

T₂ = temperatura dell'aria compressa nel serbatoio dell'aria compressa [K]

f_{max} = frequenza di ciclo massima consentita per compressori con controllo pieno carico/vuoto/arresto [s⁻¹] oppure

f_{max} = frequenza di ciclo massima consentita per compressori con controllo di avvio/arresto [s⁻¹]

Δp = Impostazione del pressostato aria compressa (p_o - p_b) [bar]

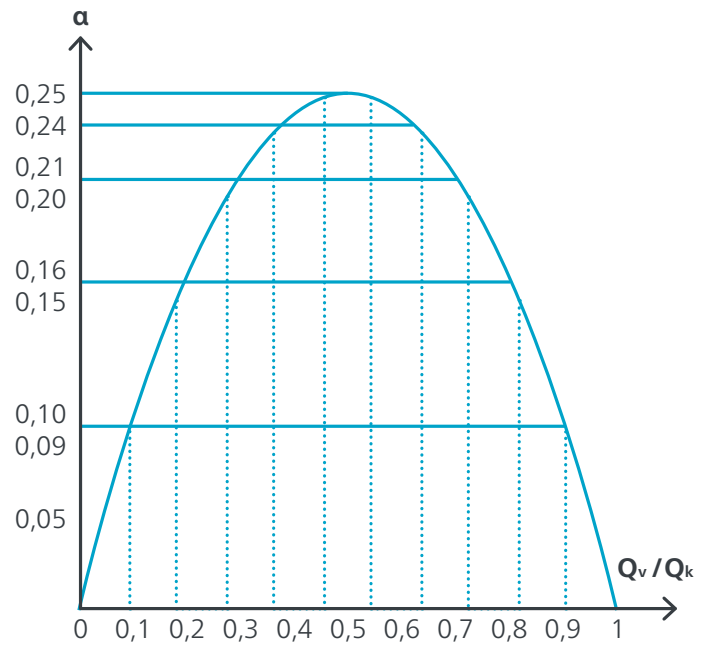
T₁ = temperatura dell'aria di aspirazione compressore [K]

0,25 = fattore dipendente dal consumo più sfavorevole (vedere il disegno)

Con:

Q_v = l/s di consumo di aria

Q_k = l/s capacità del compressore



Fattore dipendente dal consumo (a)

4.6 Calcolo semplice del volume del serbatoio

Quando si utilizzano i valori predefiniti di alcuni parametri (pressione di aspirazione, temperature, ...), è possibile semplificare la formula. Essi sono:

$$P_1 = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_1 = 20 \text{ °C} = (273 + 20)\text{K}$$

$$T_2 = 35 \text{ °C} = (273 + 35)\text{K}$$

$$f_{\max} = 1/30$$

$$V_{\text{serbatoio}} = \frac{0.25 \times Q_k \times 1,013 \times (273 + 35)}{1/30 \times \Delta p \times (273 + 20)}$$

$$V_{\text{serbatoio}} = \frac{8 \times Q_k}{\Delta p}$$

$V_{\text{serbatoio}}$ = volume del serbatoio dell'aria compressa richiesto [l]; arrotondare il volume del serbatoio per eccesso

Q_k = Capacità del compressore [l/s] (in caso di più compressori, calcolare la capacità del compressore più grande)

Δp = Impostazione del pressostato aria compressa ($p_o - p_b$) [bar]

Oppure, supponendo che la banda di pressione del compressore sia pari o superiore a 0,8 bar:

$$V_{\text{serbatoio}} \text{ (l)} = 10 \times \text{portata compressore (l/s)}$$

4.7 Calcolo delle dimensioni del serbatoio ricevitore con capacità tampone

Per calcolare la capacità del serbatoio dell'aria necessaria per fornire una portata maggiore per un breve periodo, è possibile utilizzare la formula seguente:

$$V_{\text{serbatoio}} = \frac{(\text{portata}_{\text{uscita}} - \text{portata}_{\text{in ingresso}}) \times t}{(P_{\text{esercizio}} - P_{\text{min}})}$$

$V_{\text{serbatoio}}$ = Volume del serbatoio aria compressa (l)

$\text{portata}_{\text{uscita}}$ = Consumo d'aria (l/s)

$\text{portata}_{\text{ingresso}}$ = Portata totale compressore/i (l/s)

T = Tempo di mantenimento pressione > p_{min} (s)

$P_{\text{esercizio}}$ = Pressione di esercizio normale nella rete (bar)

P_{min} = Pressione minima per la funzione di utenza (bar)

Esempio: quanto deve essere grande un serbatoio dell'aria compressa per fornire 300 l/s di aria per 30 secondi?

- La pressione minima consentita è 6 bar
- Il compressore ha una capacità di 120 l/s a 8 bar

$$V_{\text{serbatoio}} = \frac{(300 - 120) \times 30}{(8 - 6)}$$

$V_{\text{serbatoio}} = 2700$ litri

► Scegliere un serbatoio da 3000 L

4.8 Calcolo del tempo di mantenimento massimo

Quando si deve calcolare il tempo di mantenimento massimo necessario per fornire una portata maggiore per un serbatoio dell'aria compressa di una determinata capacità periodo, è possibile utilizzare la formula seguente:

$$t = \frac{(P_{\text{esercizio}} - P_{\text{min}}) \times V_{\text{serbatoio}}}{(\text{portata}_{\text{uscita}} - \text{portata}_{\text{ingresso}})}$$

V_{serbatoio} = Volume del serbatoio aria compressa (l)

portata_{uscita} = Consumo d'aria (l/s)

portata_{ingresso} = Portata totale compressore/i (l/s)

t = Tempo di mantenimento pressione > p_{min} (s)

P_{esercizio} = Pressione di esercizio normale nella rete (bar)

P_{min} = Pressione minima per la funzione di utenza (bar)

Esempio: con un serbatoio da 5.000 litri, per quanto tempo è possibile erogare 200 l/s di aria compressa prima che la pressione scenda da 10 a 7 bar se il compressore è fermo?

$$t = \frac{(10 - 7) \times 5000}{(200 - 0)} = 75 \text{ secondi}$$

4.9 Controllo delle dimensioni del serbatoio dell'aria compressa in caso di espansione dell'impianto

Uno degli scenari più comuni è che il cliente desideri aumentare la capacità dei propri compressori e abbia già installato un serbatoio per l'aria compressa.

Assicurarsi che il volume del serbatoio per l'aria compressa sia sufficiente (in base al compressore più grande presente nell'impianto del cliente).

Se la capacità del flusso totale aumenta, **assicurarsi che l'attacco di ingresso e uscita del serbatoio sia correttamente dimensionato** e sia in grado di gestire la portata totale senza causare un'ulteriore caduta di pressione. Il diametro del tronco di collegamento per la rete di tubazioni di distribuzione dell'aria compressa dipende dal consumo d'aria e dalla lunghezza della tubazione.

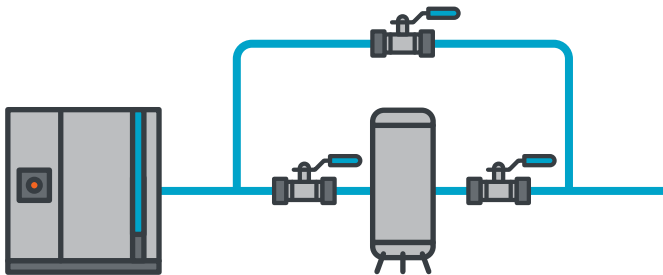
4.10 Come dimensionare i serbatoi dell'aria compressa con un compressore VSD

Per limitare il tempo in cui il compressore (VSD) funziona a basso numero di giri, si raccomanda di scegliere un serbatoio di dimensioni simili a quelle previste per un compressore a velocità fissa. In questo modo si contribuirà a prevenire problemi di condensa nel compressore.

Pertanto, per calcolare la dimensione corretta del serbatoio dell'aria compressa quando si utilizza un compressore VSD, utilizzare la stessa formula usata per i compressori a velocità fissa (vedere i capitoli 4.5 e 4.6).

4.11 Collegamento dei serbatoi dell'aria compressa

4.11.1 Attacchi di ingresso e uscita collegati

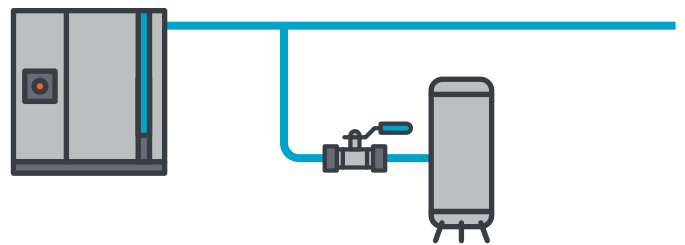


Il sistema più comune per collegare il serbatoio dell'aria compressa consiste nel far passare il flusso d'aria attraverso il serbatoio, collegando gli attacchi di ingresso e di uscita. Il serbatoio può essere installato prima dell'essiccatore (configurazione a serbatoio umido) o dopo l'essiccatore (configurazione a serbatoio secco).

Il vantaggio principale di questa configurazione è che il serbatoio dell'aria funge anche da separatore d'acqua.

Questa configurazione richiede tre valvole e un tubo aggiuntivo se si desidera aggiungere un bypass.

4.11.2 Collegamento con tubo singolo



Collegando il serbatoio dell'aria compressa tramite un collegamento con tubo singolo, il serbatoio può continuare a funzionare come serbatoio tampone. Tuttavia, non deve essere utilizzato come separatore d'acqua. Pertanto, in questo scenario, il serbatoio dovrebbe essere installato dopo un essiccatore.

Questa configurazione richiede una sola valvola se è deve essere aggiunto un bypass.





5. Sala compressore/i

5.1 Ubicazione della sala compressore/i

Negli impianti caratterizzati da una rete di distribuzione dell'aria di grandi dimensioni, è preferibile collocare il compressore in posizione centrale per ridurre al minimo la lunghezza delle tubazioni tra il compressore e la postazione di lavoro più lontana dell'impianto.



A seconda del tipo/dei tipi di compressore installato, questo comporterà diversi livelli di rumore. Il cliente dovrà tenere conto di questo possibile disturbo al momento di scegliere l'ubicazione della sala compressore/i. In alternativa, il cliente ha anche la possibilità di scegliere tipi di compressori con un livello di rumore minimo e che perciò possono essere installati vicino al luogo di lavoro.

L'impianto dovrebbe essere progettato in modo da ridurre al minimo il numero di valvole, curve, raccordi e ostruzioni al flusso d'aria, per limitare le perdite di carico. Pertanto, la sala compressore/i dovrebbe consentire tutto questo.

Ci sono molte altre considerazioni importanti da fare al momento di scegliere l'ubicazione della sala compressore/i. È necessario prevedere uno spazio adeguato attorno al compressore per assicurare una corretta aerazione e agevolare le ispezioni e la manutenzione periodici.

Se il compressore è raffreddato ad acqua, deve essere disponibile l'acqua per il raffreddamento e, in genere, si raccomanda che un impianto interno sia provvisto di dispositivi di riscaldamento per i periodi di arresto in inverno.

A volte l'ubicazione del compressore dipende dalla qualità dell'aria aspirata, che deve essere fresca, pulita e asciutta. Per tale ragione, la sala compressore/i deve

essere posta in un luogo lontano da vapore, vapori chimici, gas combustibili, gas di scarico di motori e polveri, o altre fonti di inquinamento diverse dall'aria normale.

La posizione centrale del compressore favorirebbe anche i compressori provvisti di unità di recupero del calore integrate. Esse consentono di posizionare il compressore nell'area di lavoro, utilizzando il calore residuo per riscaldare dell'ambiente o per altre applicazioni.

Se è necessario installare dei condotti per l'espulsione del calore (nei periodi estivi), la sala dovrebbe avere una o più pareti esterne.

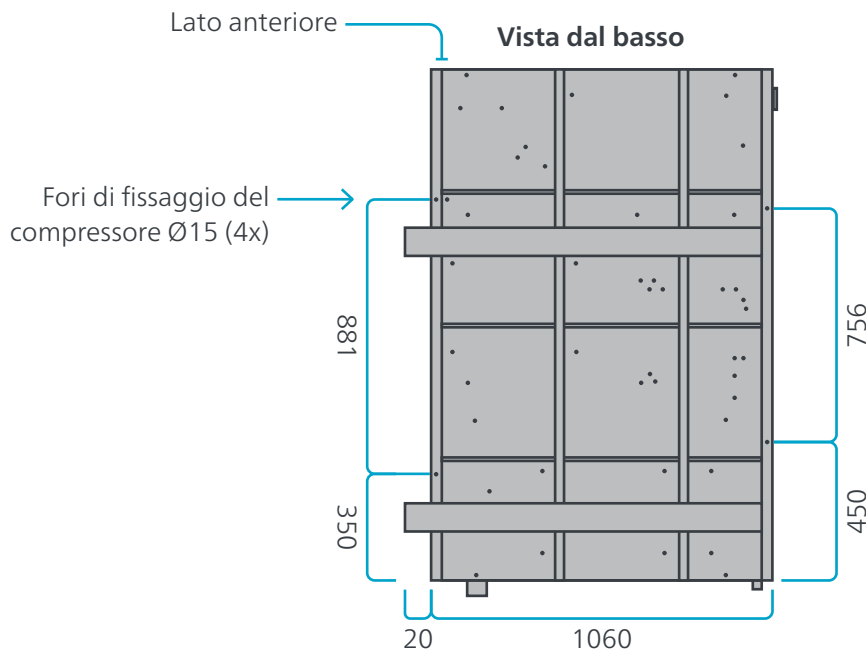
5.2 Fondazione della sala compressori

I compressori devono essere installati su un fondo solido (in genere in cemento liscio) e piano, adatto a sostenerne il peso.

Se il pavimento deve essere lavato con regolarità per scopi di pulizia o per proteggere le apparecchiature da possibili danneggiamenti causati da allagamenti, si consiglia di collocare il compressore e l'essiccatore su una base rialzata o su uno zoccolo gettato in opera.

In caso di utilizzo nelle condizioni nominali, non è necessario ancorare al pavimento il compressore, l'essiccatore o il serbatoio dell'aria compressa.

Facoltativamente è possibile installare bulloni di ancoraggio per fissare il compressore o l'essiccatore al pavimento. Di serie, nel telaio del compressore sono previsti fori di fissaggio per i bulloni di ancoraggio. Le loro posizioni e dimensioni sono riportate nel disegno dimensionale, come mostrato nell'esempio seguente.

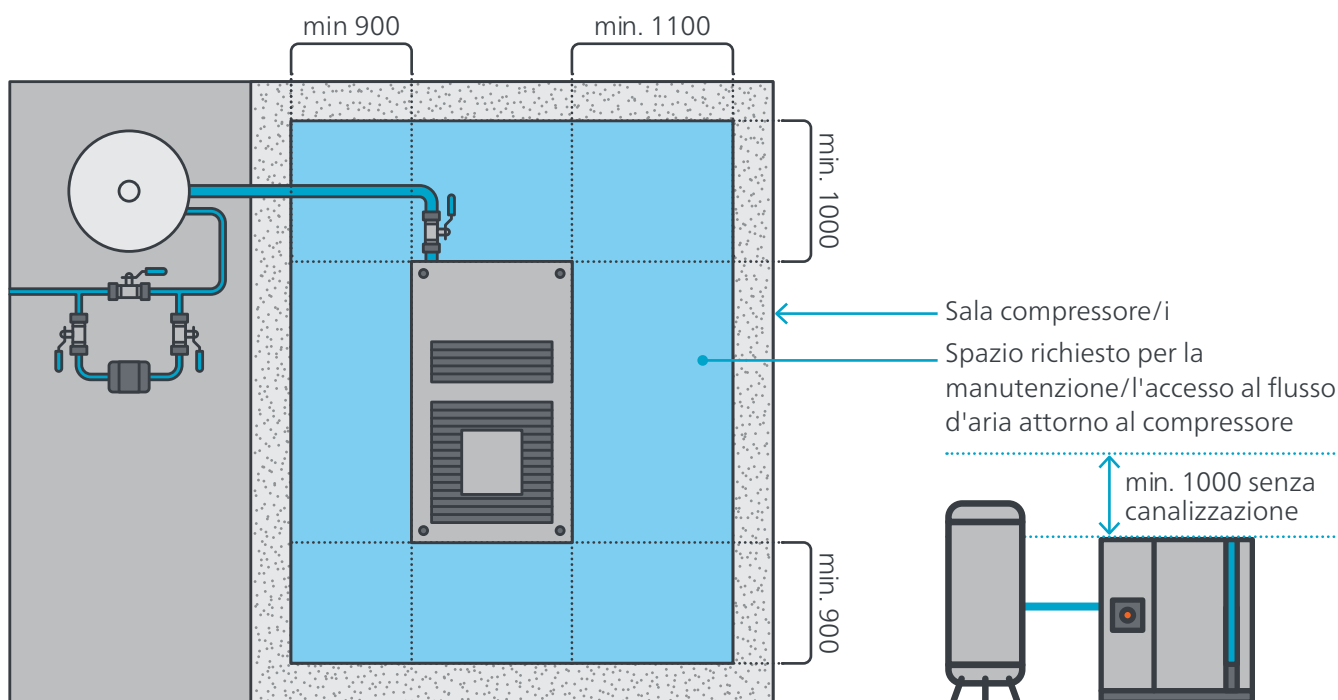


La sala dell'impianto dell'aria compressa deve essere dotata di uno scarico a pavimento o di altre infrastrutture per gestire lo scarico della condensa dal compressore, dal postrefrigeratore, dal serbatoio dell'aria compressa, dagli essiccatori, ecc. Il cliente dovrà posizionarle in prossimità del separatore olio/acqua, se del caso. Lo scarico a pavimento dovrà rispettare i requisiti previsti dalle direttive comunali.

5.3 Dimensioni della sala compressore/i

Consultare i disegni tecnici dei singoli impianti per le dimensioni del compressore/ dell'essiccatore e per lo spazio minimo richiesto intorno al compressore/all'essiccatore e assicurarsi che il cliente ne sia a conoscenza.

È necessario prevedere uno spazio minimo attorno al compressore/all'essiccatore per poter utilizzare l'apparecchiatura, avere un'aerazione adeguata e consentire ispezioni e manutenzioni regolari.

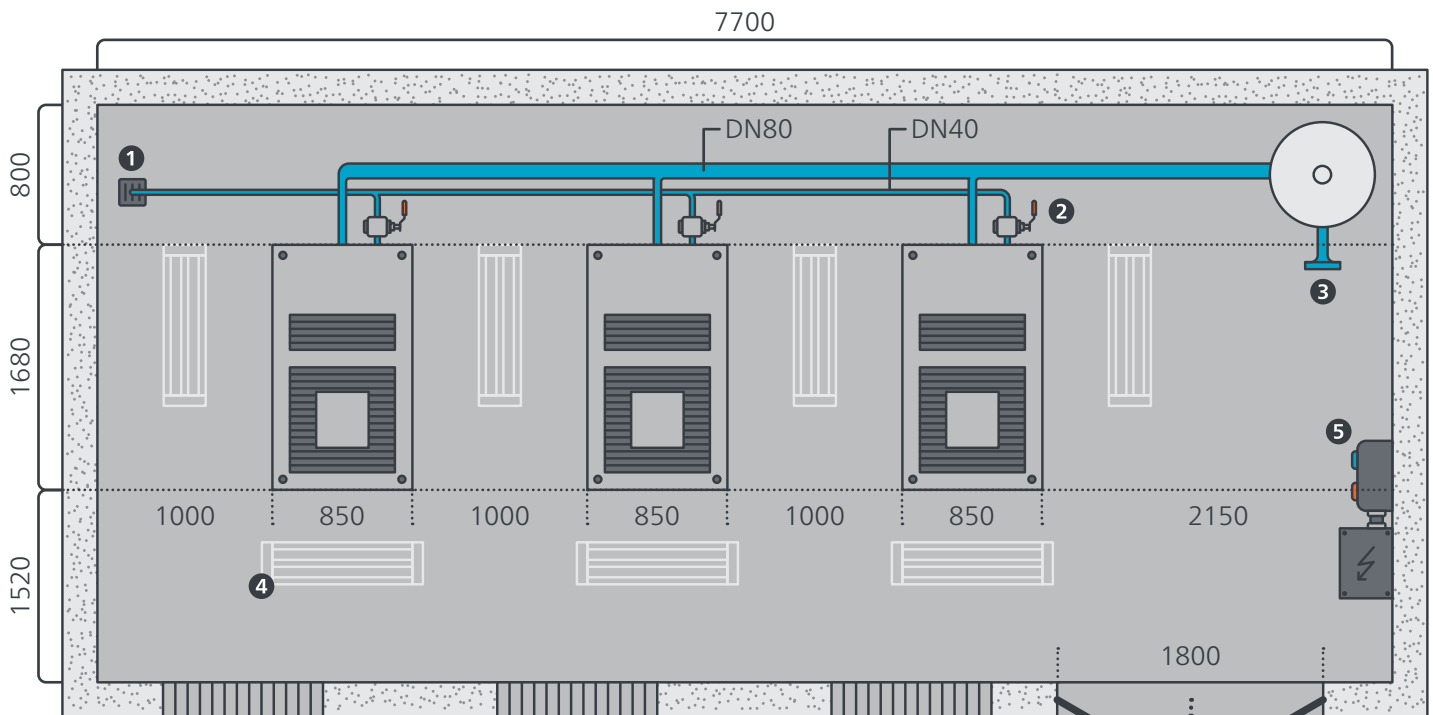


Esempio di un disegno tecnico dell'impianto che mostra la distanza richiesta attorno all'unità

Esempio di un disegno di impianto che mostra lo spazio libero richiesto sopra l'unità

Per evitare il ritorno dell'aria di scarico dell'ingresso del sistema di raffreddamento, è necessario prevedere uno spazio sufficiente sopra l'unità per lo sfiato dell'aria di scarico. In caso contrario occorrerà installare un condotto per l'aria di scarico.

Se devono essere installati dei condotti per i compressori, essi dovranno essere disposti in modo tale che la distanza dei condotti dalla parete esterna sia la più breve possibile e che le curve dei condotti siano limitate per ridurre la caduta di pressione.



- 1** Scarico a pavimento, condensa pulita **2** Scarico manuale della condensa
3 Collegamento per l'aria di esercizio **4** Illuminazione **5** Sequenziatore

Esempio di disegno di un impianto comprensivo di tre compressori con essiccatore integrato.

Per poter trasportare all'esterno ogni singolo compressore nella sua interezza, lo spazio libero davanti ai compressori (dal lato della porta di accesso) deve essere largo almeno 1200 mm.

Si consiglia di posizionare le porte di accesso di fronte al serbatoio dell'aria e di lasciare uno spazio libero tra di esse. L'unità di distribuzione dell'alimentazione elettrica può essere installato accanto al serbatoio dell'aria compressa.

La porta di accesso dovrebbe avere un passaggio libero sufficiente a che i compressori e/o il/i serbatoio/i dell'aria compressa possano essere trasportati dentro e fuori con l'aiuto di un carrello elevatore. Assicurarsi inoltre

che il cliente verifichi l'altezza delle porte. Si consiglia di prevedere un'altezza minima di 2800 mm. Nell'edificio dovrebbe essere disponibile un'attrezzatura di sollevamento idonea a movimentare i componenti più pesanti dell'impianto di compressione (solitamente il gruppo motore) e/o dovrebbe essere possibile utilizzare un carrello elevatore.

Inoltre, l'altezza libera deve essere sufficiente a consentire, il sollevamento di un motore elettrico o simile, in caso di necessità. L'altezza minima della sala compressore/i sarà determinata anche dall'altezza del serbatoio (verticale) dell'aria, poiché questo sarà generalmente il componente più alto.

Verificare che vi sia spazio sufficiente per il passaggio dei cavi elettrici per collegare tutte le apparecchiature

Ora che i componenti più importanti sono stati sistemati, è possibile stabilire le dimensioni principali della sala compressore/i. La domanda da porsi è se il cliente desidera riservare dello spazio per una futura espansione dell'impianto.

Per rispondere a questa domanda occorre sapere se nei piani dell'azienda è previsto un ampliamento delle capacità produttive. Esistono due modi per valutare l'espansione della capacità dell'aria compressa:

1 riservare spazio per un altro compressore;

2 assegnare spazio supplementare ai compressori in modo che possano essere sostituiti con modelli più grandi in caso di espansione. Una volta identificati tutti i componenti necessari per gli impianti di compressione (e le relative dimensioni), si consiglia di disegnare una planimetria comprendente tali componenti per ottimizzarne l'ubicazione e il posizionamento e per assicurarsi che tutti possano essere inseriti nello spazio disponibile.

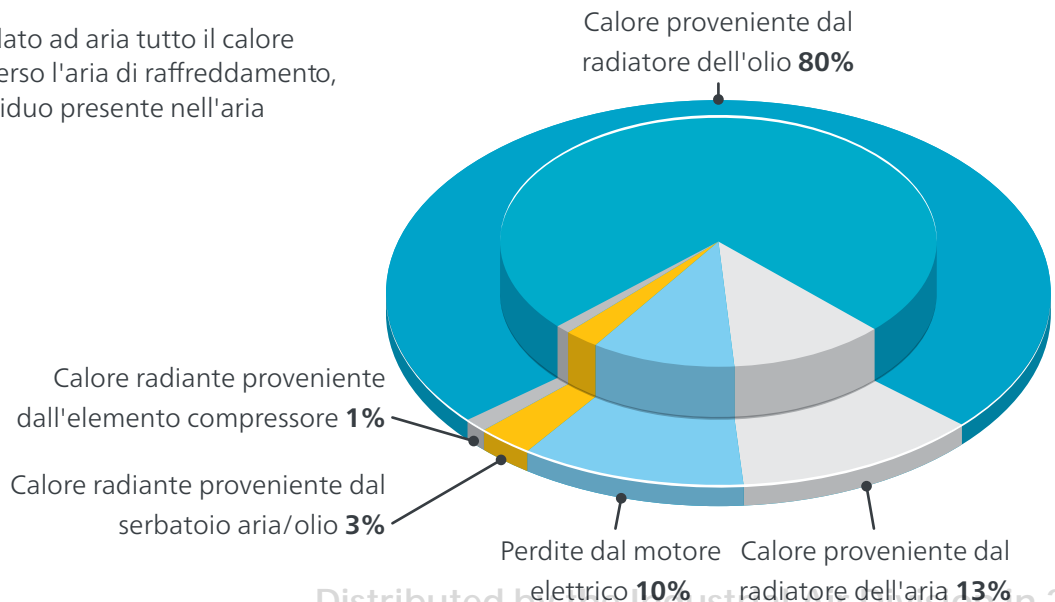
In linea di massima, le tubazioni di interconnessione necessarie possono essere mantenute il più corte possibile, con una quantità minima di curve, per limitare la caduta di pressione.

5.4 Bilancio termico di un compressore

Durante il processo di compressione, una grande quantità di energia elettrica viene convertita in calore.

In un compressore raffreddato ad aria tutto il calore deve essere rimosso attraverso l'aria di raffreddamento, ad eccezione del calore residuo presente nell'aria compressa.

Esempio di bilancio termico relativo a un compressore a vite a iniezione d'olio raffreddato ad aria di piccole dimensioni



5.5 Condizioni ambientali della sala compressore/i

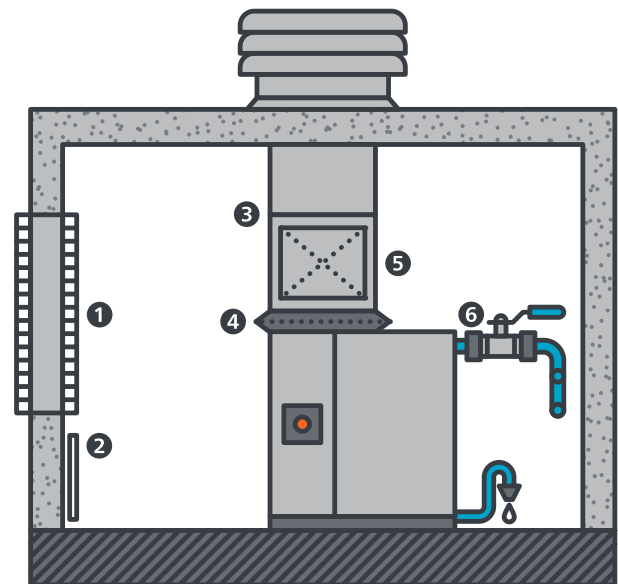
Se il compressore viene collocato in una sala compressore/i pulita, la possibilità di contaminare i dispositivi di raffreddamento, ecc. è minore. In questo modo, le temperature ambientali possono essere più elevate. Tuttavia, queste temperature dovrebbero comunque rimanere entro i limiti applicabili del compressore.

Le temperature ambientali elevate riducono anche la capacità dell'essiccatore (o degli essiccatori) dell'aria compressa. Assicurarsi che i punti di rugiada in pressione desiderati possano essere raggiunti con la modalità di aerazione selezionata.

Temperature troppo basse influiranno sulla viscosità dell'olio del/i compressore/i a iniezione d'olio fermo/i e potrebbero anche causare problemi di congelamento. Per mantenere la temperatura ambientale al di sopra dello zero quando i compressori sono spenti, la sala può essere provvista di:

- elemento riscaldante
- griglie di ingresso dell'aria chiudibili in caso di basse temperature (ad esempio utilizzando delle valvole di registro)

Quando il compressore funziona a basse temperature ambientali, il calore dello scarico del compressore può essere utilizzato per mantenere la temperatura della sala, installando una valvola di ricircolo a temperatura controllata sul condotto di scarico.



- 1 Valvola di registro
- 2 Elemento riscaldante
- 3 Pezzo di condotto rimovibile
- 4 Giunto flessibile
- 5 Valvola di ricircolo
- 6 Giunto a tre pezzi

Un esempio di sala compressore/i dotata di una griglia di ingresso dell'aria con valvola di registro, un elemento riscaldante e una valvola di ricircolo installata sullo scarico del compressore per proteggerlo dalle basse temperature.

5.6 Aerazione

L'aria di aerazione dei compressori raffreddati ad acqua contiene l'8-15% dell'energia consumata dal motore elettrico.

L'aria di aerazione dei compressori raffreddati ad aria contiene quasi il 100% dell'energia consumata dal motore elettrico sotto forma di calore.

Quando è installato un compressore raffreddato ad aria, nel locale viene immessa molta aria calda di raffreddamento e, di conseguenza, questo calore deve essere espulso tramite l'aerazione. Quando l'aria calda di raffreddamento viene canalizzata verso l'esterno, essa non influisce sulla temperatura del locale.

Il calore deve essere espulso per mantenere una temperatura accettabile nella sala compressore/i.

Se la temperatura dell'aria di aspirazione aumenta di 3 °C, la portata massica dell'aria diminuisce dell'1%.

Tutti i compressori a vite a iniezione d'olio offrono la possibilità di posizionare un condotto presso la presa d'aria e lo scarico dell'aria di raffreddamento. Ciò creerà quattro diverse alternative di impianto:

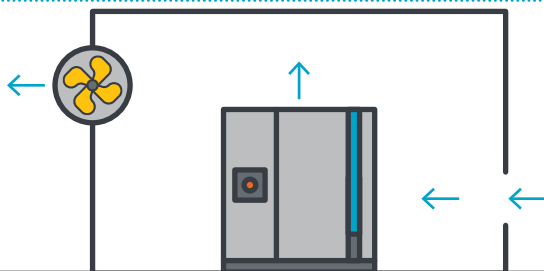
Alternativa I: nessun condotto installato presso la presa d'aria e lo scarico dell'aria

Alternativa II: condotto installato presso lo scarico dell'aria di raffreddamento

Alternativa III: condotto installato presso la presa d'aria

Alternativa IV: condotti installati presso la presa d'aria o lo scarico dell'aria

5.6.1 Alternativa I: nessun condotto installato presso l'ingresso o l'uscita dell'aria



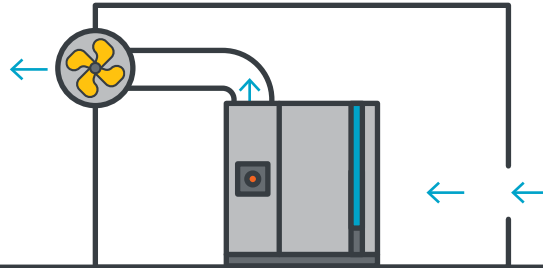
Vantaggi:

- Bassi costi di installazione
- Bassi costi di investimento
- Riscaldamento automatico della sala durante l'inverno

Svantaggi

- Volume d'aria di raffreddamento maggiore perché è necessario un aumento meno della temperatura dell'aria di raffreddamento ($\Delta t = 5 - 10 \text{ K}$)
- Aumento del riscaldamento ambientale (intorno a Δt)
- Rischio di sovraccarico termico del compressore dovuto all'aria calda aspirata
- L'aerazione della stanza è assicurata da ventole
- Eliminazione uniforme del calore nella sala compressore/i più difficoltosa

5.6.2 Alternativa II: condotto installato presso l'uscita dell'aria



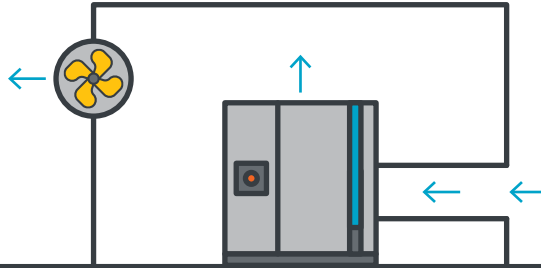
Vantaggi:

- Costi di installazione medi
- Costi di investimento medi
- Volume d'aria di raffreddamento ridotto per via della temperatura dell'aria di raffreddamento più alta ($\Delta t = \text{ca. } 25 \text{ K}$)
- Solo un leggero riscaldamento della sala compressore/i
- L'aggiunta di una valvola di ricircolo permette di riscaldare l'ambiente in inverno
- Non è necessaria alcuna ventola aggiuntiva (se la caduta di pressione è limitata a 30 Pa)

Svantaggi

- È necessario installare un condotto di scarico
- Leggermente meno accessibile a causa dei condotti di scarico

5.6.3 Alternativa III: condotto installato presso l'ingresso dell'aria



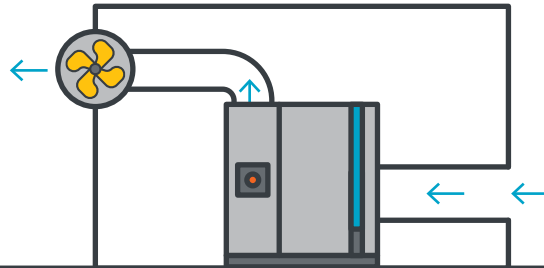
Vantaggi:

- Costi di installazione medi
- Costi di investimento medi
- Aria di raffreddamento e aria aspirata fredda
- Volume d'aria di raffreddamento ridotto per via del maggiore aumento della temperatura dell'aria di raffreddamento ($\Delta t = 20-25 \text{ K}$)
- Filtrazione dell'aria aspirata possibile in determinate condizioni

Svantaggi

- Necessità di installare un condotto dell'aria di mandata
- Aumento del calore ambientale (intorno a Δt)
- L'aerazione della stanza è assicurata da ventole
- Possibile il congelamento in inverno a causa della bassa temperatura dell'aria aspirata
- Leggermente meno accessibile per via dei condotti di aspirazione
- Il sensore di temperatura ambientale (se installato sul compressore/sull'essiccatore) deve essere riposizionato in modo da garantire che venga misurata la temperatura dell'aria in ingresso corretta.

5.6.4 Alternativa IV: condotti installati presso l'ingresso e l'uscita dell'aria



Vantaggi:

- Volume d'aria di raffreddamento ridotto per via del maggiore aumento della temperatura dell'aria di raffreddamento ($\Delta t = 20-25 \text{ K}$)
- Aria di raffreddamento e aria aspirata fredda
- Leggero riscaldamento della sala compressore/i
- Nessuna contaminazione della sala compressore/i

Svantaggi

- Aumento dei costi di installazione
- Maggiori costi di investimento
- Sono necessari condotti di ingresso e uscita
- Pericolo il congelamento in inverno dovuto alla bassa temperatura dell'aria aspirata
- Necessità di installare una valvola di ricircolo
- Meno accessibile a causa dei condotti
- Il sensore di temperatura ambientale (se installato sul compressore/sull'essiccatore) deve essere riposizionato in modo da garantire che venga misurata la temperatura dell'aria di aspirazione corretta.

5.6.5. Scelta dell'opzione di aerazione corretta e altre considerazioni

Negli ambienti freddi, l'apertura utilizzata per l'aerazione deve poter essere chiusa. In questo modo si evita che l'aria fredda dell'esterno influisca sulle apparecchiature della sala compressore/i quando queste sono spente. Ad esempio, i condotti montati sopra il compressore possono far entrare l'aria esterna fredda all'interno (il cosiddetto effetto camino). Questo può influire negativamente sulla viscosità dell'olio del compressore e potenzialmente causare il congelamento delle parti interne dello stesso.



Quando si installano dei condotti, è importante anche assicurarsi che essi siano installati correttamente per evitare l'ingresso dell'acqua piovana, che diversamente potrebbe finire anche all'interno del compressore.

In linea generale, vale il seguente principio: le temperature dell'aria aspirata e del locale devono essere mantenute il più basse possibile per garantire l'affidabilità del funzionamento, ma non devono essere inferiori a 2 °C.

Il sovraccarico termico del compressore può causare danni all'elemento compressore, al motore, ecc. o l'arresto dell'impianto di compressione, che potrebbe mettere a repentaglio la produzione – da qui l'importanza di un adeguato sistema di aerazione.

L'**Alternativa II** è l'alternativa di aerazione utilizzata più spesso.

5.7 Aperture di aerazione

Si consiglia di dimensionare le aperture di aerazione in modo tale che la velocità del flusso d'aria sia di circa 3 m/s (9,8 ft/s) fino a un massimo di 5 m/s (16,5 ft/s).

$$V_{\text{flusso}} = \frac{Q_v}{A_{\text{lorda}}}$$

Se il compressore riceve l'aria anche dalle aperture per l'aria di aerazione, aggiungerla alla quantità di aria di aerazione. La somma di questi flussi d'aria è determinante per calcolare le dimensioni delle griglie delle prese d'aria.

Se possibile, l'apertura/le aperture per l'aria di aerazione dovrebbero essere posizionate sul lato in ombra dell'edificio per garantire l'ingresso dell'aria più fresca. Dovrebbero anche trovarsi sopra il livello del suolo al fine di evitare allagamenti, ma anche non troppo in alto per facilitare la convezione. La direzione prevalente del vento è un altro fattore importante di cui tenere conto al momento nel posizionamento dell'apertura/delle aperture di ingresso e di uscita dell'aria. Fare la scelta giusta riduce al minimo l'impatto delle polveri sospese nell'aria e dei gas potenzialmente aggressivi provenienti dagli scarichi vicini.

L'apertura/Le aperture per le prese d'aria di aerazione devono essere dotate di griglie o feritoie per impedire l'ingresso di acqua piovana, foglie, ecc. Il flusso libero delle griglie deve essere pari al $\pm 50\%$ della loro superficie lorda totale. Questo significa che le aperture nella parete devono essere allargate per mantenere un'area libera sufficientemente ampia per consentire la velocità dell'aria consigliata di max. 3 m/s.

Per evitare il ritorno dell'aria di scarico nella presa d'aria di raffreddamento, è necessario uno spazio sufficiente sopra l'unità per evacuare l'aria di scarico. In caso contrario occorrerà installare un condotto per l'aria di scarico.

V_{flusso} = velocità dell'aria [m/s]

Q_v = Portata volumetrica dell'aria di aerazione [m³/s]

A_{lorda} = Area lorda della griglia [m²]

Esempio: supponiamo che la portata volumetrica dell'aria di aerazione richiesta Q_v sia pari a 2,57 m³/s. Viene prelevata l'aria utilizzata per la compressione dalla sala, che ha una portata di 0,41 m³/s (FAD del compressore). L'area libera dell'apertura nella parete per la presa d'aria viene quindi calcolata come segue:

$$(2,57 + 0,41) \text{ m}^3 / \text{s} / 3 \text{ m/s} = 1 \text{ m}^2$$

Quando viene installata una griglia con un'area libera pari al 60% dell'area totale, l'apertura nella parete dovrà essere:

$$1 \text{ m}^2 / 0,6 = 1,67 \text{ m}^2$$

In un ambiente polveroso, a volte è necessario installare di un filtro dell'aria a pannello dietro la griglia o la feritoia. La caduta di pressione iniziale dipende dal filtro dell'aria a pannello installato. La caduta di pressione massima consentita è importante a causa della ridotta capacità di aerazione.

Se i filtri del compressore sono intasati, la pressione di ingresso del compressore diminuisce e il suo valore FAD si abbassa. Per monitorare questa caduta di pressione è possibile installare un vacuometro presso la presa di aspirazione dell'aria. Nella maggior parte dei casi è necessario pulire o sostituire l'elemento filtrante quando la caduta di pressione raggiunge i 50 mbar. Si noti che la portata massica del compressore diminuisce dell'1% per ogni caduta di pressione di 10 mbar.

In caso di condizioni ambientali "aggressive" in cui è necessario installare dei filtri sulla griglia di aspirazione del compressore, è consigliabile avere installato un allarme che avvisi gli utenti quando i filtri sono intasati.

5.8 Ventole

5.8.1 Calcolo della portata d'aria di raffreddamento necessaria in assenza di condutture di aerazione

Nel caso di un sistema di aerazione senza condutture (Alternative 1 e 3), la ventilazione necessaria per limitare la temperatura della sala compressore/i può essere calcolata come segue:

$$Q_v = \frac{SF}{\rho \times C_p} \times \frac{N}{\Delta T}$$

Q_v = Portata dell'aria di raffreddamento richiesta (m³ /s)

SF = Fattore di servizio motore

N = Potenza nominale motore (kW)

ΔT = Aumento di temperatura nella sala compressore/i (°C)

ρ = Densità dell'aria di aerazione (kg/m³) ±1,2 kg/m³ nelle condizioni standard

C_p = Calore specifico dell'aria di aerazione (kJ/kg.K)
1,004 kJ/kg.K = costante per altitudini fino a 5000 m e temperature fino a 50 °C

Esempio: un compressore da 37 kW ha un motore installato con un fattore di servizio pari a 1,1. Qual è la portata dell'aria di raffreddamento necessaria per non aumentare la temperatura ambientale di oltre 5 °C?

$$Q_v = \frac{1,1}{1,2 \times 1,004} \times \frac{37}{5} = 6,75 \text{ m}^3$$

SF/(ρ×C_p) sarà considerato come un valore fisso per ciascun modello di compressore.

Questo valore è reperibile nelle istruzioni di installazione del compressore. Ciò semplifica il calcolo della portata d'aria di raffreddamento necessaria.

5.8.2 Quando installare una ventola di aerazione

L'installazione di una ventola è consigliata nei seguenti casi:

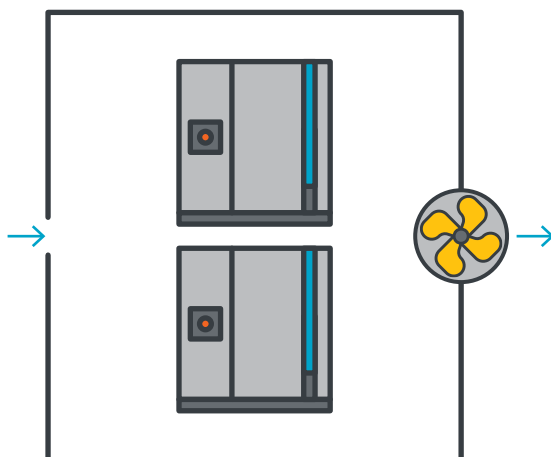
- quando si utilizza un compressore raffreddato ad aria, se la somma di tutte le resistenze aggiunte al compressore provoca una caduta di pressione superiore al valore massimo di 30 Pa, includendo la caduta di pressione aggiuntiva dovuta all'inquinamento del radiatore. Questa caduta di pressione massima viene rapidamente superata;
- quando si utilizza un compressore raffreddato ad acqua, se le resistenze dei condotti di mandata e/o di scarico superano la caduta di pressione massima di 30 Pa;
- quando sono installati dei filtri antipolvere: la caduta di pressione di un nuovo filtro è di ca. 50 Pa e aumenta fino a 300 Pa. durante l'uso;
- quando nelle griglie sono installati dei silenziatori: a seconda del tipo di struttura e della portata, questi determinano una perdita di carico compresa tra 10 e 500 Pa.

Se nella sala sono installati più compressori, è consigliabile montare varie ventole più piccole anziché un'unica ventola grande.

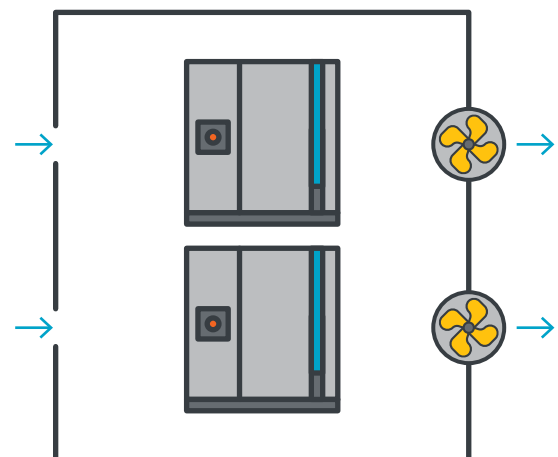
Le ventole devono essere montate a parete in modo tale che ciascuna di esse crei un flusso d'aria longitudinalmente sopra il compressore.

Le ventole possono essere controllate da un termostato ambiente oppure essere avviate e arrestate insieme al motore elettrico del compressore.

Il controllo tramite termostato ambiente renderà la sala più indipendente dalle diverse condizioni meteorologiche.



1 Una soluzione non ottimale di installazione di ventole in presenza di più compressori.



2 Una soluzione più adeguata di installazione delle ventole in presenza di più compressori.

5.8.3 Scelta delle ventole per il sistema di aerazione

Una volta note la portata e la prevalenza statica della ventola richiesta, il cliente può consultare i cataloghi di fabbricanti di ventole locali per la scelta della ventola.

Consultare la sezione 5.9.1 per il calcolo della portata della ventola richiesta.

La prevalenza statica è determinata dalla perdita di pressione del flusso d'aria di aerazione sulla feritoia e sul filtro di aspirazione dell'aria, sulla feritoia di uscita dell'aria e sulla canalizzazione. La ventola deve essere in grado di superare questa prevalenza e un'ulteriore caduta di pressione dovuta all'inquinamento nel radiatore.

Calcolo della potenza assorbita dall'albero della ventola P_f :

$$P_f = \frac{Q_v \times H}{1,000 \times \eta}$$

P_f = Potenza assorbita dall'albero della ventola (kW)

Q_v = Portata d'aria (m^3 / s)

H = Prevalenza totale (Pa)

η = Efficienza della ventola = 0,6 – 0,8

5.9 Installazione dei condotti di scarico dell'aria

5.9.1 Introduzione riguardante le condutture

Come mostrato nelle alternative di installazione II e IV, l'installazione di un condotto di scarico dell'aria può ridurre sensibilmente la temperatura nella sala compressore/i.

L'aggiunta di condotti aumenta la caduta di pressione in base alla densità dell'aria di aerazione, alla velocità dell'aria e all'attrito introdotto dai vari componenti della condotta.

Caduta di pressione ammissibile Δp : per calcolare come dovrà essere il sistema di aerazione, la caduta di pressione nei condotti di aerazione e la caduta di pressione dovuta all'inquinamento nel refrigeratore (prima o dopo il compressore), **non deve superare i 30 Pa**. In caso contrario il cliente dovrà installare uno o più ventole aggiuntive per compensare la caduta di pressione.

Se la caduta di pressione della condotta è troppo elevata per essere compensata dalla ventola standard del compressore, verificare se è disponibile una "ventola canalizzata potenziata" opzionale. Questa opzione vedrebbe l'installazione di una ventola più potente all'interno del compressore. In questo modo aumenta la caduta di pressione totale consentita attraverso i condotti senza la necessità di installare una ventola esterna aggiuntiva.

Quando è previsto un condotto collegato alla presa d'aria, verificare se il compressore è stato installato con un sensore della temperatura ambientale. In tal caso, quest'ultimo deve essere riposizionato in modo tale da garantire il corretto monitoraggio della temperatura in ingresso.

Quando nella tubazione è installata una ventola, la capacità della ventola deve corrispondere alla capacità della ventola del compressore con una prevalenza pari alla caduta di pressione causata dai condotti dell'aria di raffreddamento.

5.9.2 Caduta di pressione nelle condutture

La caduta di pressione totale Δp [Pa] su un condotto si calcola moltiplicando:

- 1 Pressione dinamica p_d
- 2 Perdita di carico totale f_{tot}

Formula:

$$\Delta p = p_d \times f_{tot}$$

5.9.2.1 Pressione dinamica o di ristagno p_d

La pressione dinamica p_d è determinata dalla densità dell'aria e dalla velocità dell'aria. La formula è la seguente:

$$p_d = \frac{\rho \times V^2}{2}$$

- p_d = Pressione dinamica [Pa]
- ρ = Densità dell'aria di ventilazione [kg/m^3]
- V = Velocità dell'aria (m/s)

È ovvio che la velocità V può incidere sensibilmente sulla pressione dinamica per via dell'influenza quadratica.

La densità dell'aria di aerazione ρ dipende dalla temperatura T , dalla pressione dell'aria P_{ha} e dalla pressione del vapore acqueo P_v .

La formula per calcolare la densità ρ è la seguente:

$$\rho = \frac{1}{R_a \times T} \times (P_{ha} - 0,378 P_v)$$

Con $P_v = \Phi \times P_{vs}$

- ρ = Densità dell'aria di aerazione [kg/m^3]
- R_a = aria secca costante del gas = 287,1 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
- T = Temperatura dell'aria aspirata [K]
- P_{ha} = Pressione atmosferica [Pa]

- P_v = Pressione del vapore acqueo [Pa]
- Φ = Umidità relativa (%)
- P_{vs} = Pressione del vapore saturo [Pa]

Altitudine (m)	Pressione (bar)	Densità (kg/m ³)
-1000	1,138	1,345
-800	1,109	1,317
-600	1,080	1,288
-400	1,062	1,272
-200	1,038	1,249
0	1,013	1,225
100	1,001	1,213
200	0,989	1,202
300	0,978	1,190
400	0,966	1,179
500	0,955	1,167
600	0,943	1,156
800	0,921	1,134
1000	0,899	1,112
1200	0,877	1,090
1400	0,856	1,069
1600	0,835	1,048
1800	0,815	1,027
2000	0,795	1,007
2200	0,775	0,986
2400	0,756	0,966
2600	0,737	0,947
2800	0,719	0,928
3000	0,701	0,909
3200	0,683	0,891
3400	0,666	0,872
3600	0,649	0,854
3800	0,633	0,837
4000	0,616	0,819
5000	0,540	0,736
6000	0,472	0,660
7000	0,411	0,590
8000	0,356	0,525

(I valori sotto il livello del mare sono stati estrapolati)

Tabella 5.9.2-1 Pressione (assoluta) e densità dell'aria a diverse altitudini secondo la NASA.

t (°C)	P _{vs} (mbar)	ρ _v (g/m ³)	t (°C)	P _{vs} (mbar)	ρ _v (g/m ³)
0	6,108	4,847	25	31,67	23,05
1	6,566	5,192	26	33,61	24,38
2	7,055	5,559	27	35,65	25,78
3	7,575	5,947	28	37,80	27,24
4	8,129	6,360	29	40,06	28,78
5	8,719	6,797	30	42,43	30,38
6	9,347	7,260	31	44,93	32,07
7	10,01	7,750	32	47,55	33,83
8	10,72	8,270	33	50,31	35,68
9	11,47	8,819	34	53,20	37,61
10	12,27	9,399	35	56,24	39,63
11	13,12	10,01	36	59,42	41,75
12	14,02	10,66	37	62,76	43,96
13	14,97	11,35	38	66,26	46,26
14	15,98	12,07	39	69,93	48,67
15	17,04	12,83	40	73,78	51,19
16	18,17	13,63	41	77,80	53,82
17	19,37	14,48	42	82,02	56,56
18	20,63	15,37	43	86,42	59,41
19	21,96	16,31	44	91,03	62,39
20	23,37	17,30	45	95,86	65,50
21	24,86	18,34	46	100,9	68,73
22	26,43	19,43	47	106,2	72,10
23	28,09	20,58	48	111,7	75,61
24	29,83	21,78	49	117,4	79,26

Tabella 5.9.2-2 Pressione di saturazione P_{vs} e densità ρ_v del vapore acqueo

Esempio 1: calcoliamo la densità dell'aria alle seguenti condizioni:

- Temperatura ambientale = 27 °C
- Altitudine = 1800 m
- Umidità relativa = 40%

La densità ρ si calcola come segue:

$$\rho = \frac{1}{R_a \times T} \times (P_{ha} - 0,378 P_v)$$

- Altitudine = 1800 m; dalla tabella 5.9.2-1 ne consegue che P_{ha} = 0,815 bar ovvero 81500 Pa
- T = 27°C; dalla tabella 5.9.2-2, ne consegue che P_{vs} = 35,65 mbar
- Umidità relativa = Φ = 0,40
P_v = Φ × P_{vs}
P_v = 0,40 × 35,65
P_v = 14,26 mbar = 1426 Pa

$$\rho = \frac{81500 - (0,378 \times 1426)}{287,1 \times (273 + 27)} = 0,94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Esempio 2: in condizioni nominali (al livello del mare, temperatura di 20 °C e 0% di umidità relativa), possiamo presumere una densità di 1,2 kg/m³:

$$\rho = \frac{101.300 - (0,378 \times 0)}{287,1 \times (273 + 20)} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La pressione dinamica p_d dell'aria con una densità di 1,2 kg/m³ (condizione nominale):

Velocità dell'aria (m/s)	P_d (Pa)
2	2,4
2,5	3,5
3	5,4
3,5	7,3
4	9,6
4,5	12,1
5	15

5.9.2.2 Perdita di carico

La perdita di carico è causata dall'attrito lungo le pareti del condotto dell'aria, dall'attrito interno e dai cambiamenti di direzione. La perdita di carico totale f_{tot} si calcola come segue:

$$f_{tot} = (l \times f_d \times k) + (n \times f_b) + f_U + f_R + f_g$$

l = Lunghezza del condotto [m]

f_d = Resistenza per condotti a sezione circolare o rettangolare

k = Fattore di correzione dovuto ad altre velocità dell'aria

n = Numero di curve

f_b = Resistenza nella curva

f_U = Resistenza nella curva di deflusso

f_R = Resistenza nelle coperture antipioggia

f_g = Resistenza nelle griglie

Perdita di carico f_d

I valori relativi alla perdita di carico f_d sono riportati in maniera dettagliata nella tabella seguente. In essa sono elencate le resistenze per metro lineare per i **condotti a sezione circolare**.

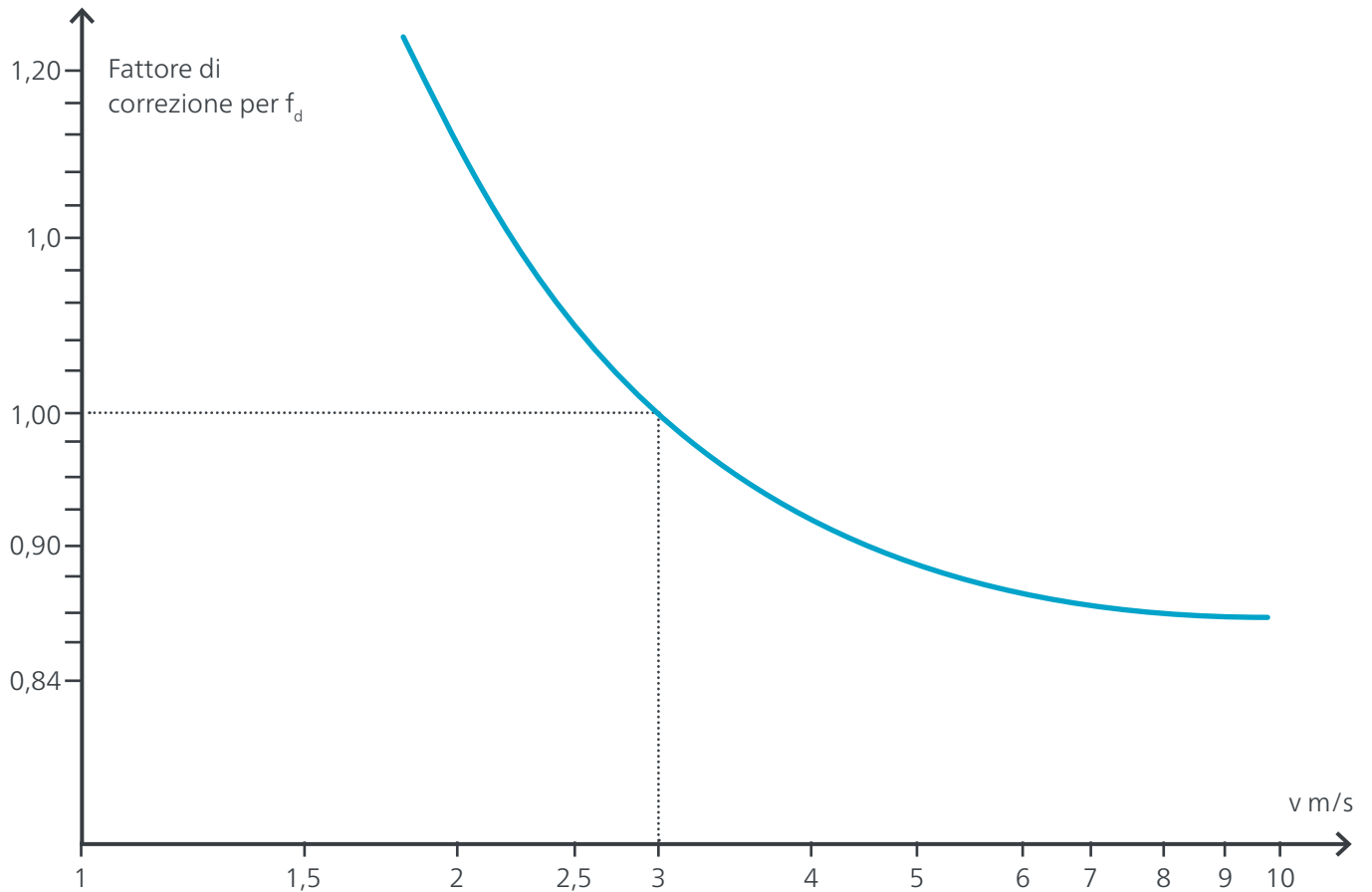
d+ d	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90 mm
0							0,67	0,52	0,38	0,32
100	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13
200	0,12	0,11	0,1	0,099	0,095	0,091	0,088	0,084	0,080	0,076
300	0,073	0,071	0,069	0,067	0,065	0,062	0,060	0,058	0,056	0,055
400	0,055	0,052	0,049	0,048	0,046	0,045	0,044	0,043	0,042	0,040
500	0,039	0,039	0,038	0,037	0,036	0,035	0,033	0,033	0,032	0,031
600	0,030	0,030	0,030	0,029	0,029	0,028	0,028	0,027	0,027	0,026
700	0,026	0,026	0,025	0,025	0,024	0,024	0,024	0,023	0,023	0,023
800	0,023	0,022	0,022	0,021	0,021	0,020	0,020	0,020	0,020	0,019
900	0,019	0,019	0,019	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,017	0,017
1000	0,017	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,015	0,015	0,015
1100	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,014	0,014	0,014
1200	0,014	0,014	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013
1300	0,013	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
1400	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011	0,010	0,010	0,010
1500	0,010	0,010	0,010	0,010	0,0099	0,0099	0,0099	0,0098	0,0097	0,0097
1600	0,0096	0,0095	0,0095	0,0094	0,0093	0,0092	0,0091	0,0090	0,0090	0,0089
1700	0,0088	0,0088	0,0087	0,0086	0,0086	0,0085	0,0085	0,0084	0,0084	0,0083
1800	0,0082	0,0082	0,0082	0,0081	0,0081	0,0080	0,0080	0,0079	0,0078	0,0078
1900	0,0078	0,0078	0,0077	0,0076	0,0075	0,0075	0,0075	0,0074	0,0074	0,0073
2000	0,0073	0,0073	0,0072	0,0072	0,0072	0,0072	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071

Tabella 5.9.2-3 Perdita di carico f_d nei condotti di scarico a sezione circolare.

I valori riportati in questa tabella si riferiscono a una velocità dell'aria $v = 3$ m/s.

- Esempi:**
- Condotto di 200 mm $f_d = 0,12$
 - Condotto di 330 mm $f_d = 0,067$

I valori si basano su una velocità dell'aria di 3 m/s. Se la velocità dell'aria si discosta da questo valore, il fattore di correzione k per le resistenze può essere determinato utilizzando il grafico seguente:



Fattore di correzione (k) per la perdita di carico f_d per diversi valori di velocità dell'aria v (per $v=3$ m/s, non è necessaria alcuna correzione).

Il termine "diametro idraulico" (d_h) è stato introdotto per consentire l'utilizzo della tabella sopra riportata anche per condotti a sezione **rettangolare o quadrata**. Il diametro idraulico è determinato come segue:

$$d_h = \frac{4 \times A}{O}$$

d_h = diametro idraulico [mm]

A = superficie della sezione trasversale del condotto [mm^2]

O = circonferenza del condotto [mm]

Un condotto con la stessa superficie di sezione, ma con dimensioni più vicine al quadrato, avrà un valore più favorevole per il diametro idraulico d_h .

Questo significa che la resistenza per metro lineare di condotto è inferiore. I condotti a sezione circolare e quadrata forniscono una resistenza inferiore rispetto ai condotti a sezione rettangolare alla stessa velocità dell'aria e con la stessa superficie.

Nei due esempi seguenti viene determinata la perdita di carico di un condotto a sezione rettangolare e di un condotto a sezione quadrato. La velocità dell'aria e la superficie del condotto sono le stesse in entrambi gli esempi.

Esempio 1: condotto a sezione rettangolare

- Dimensioni del condotto: 300 x 1200 mm
- Velocità dell'aria $v = 3$ m/s

$$A = 300 \times 1200$$

$$O = 2(300 + 1.200)$$

Il diametro idraulico d_h è:

$$d_h = \frac{4 \times (300 + 1200)}{2(300 + 1.200)} = 480 \text{ mm}$$

Dalla tabella 5.9.2-3 precedente segue che $f_d = 0,042$
La perdita di carico f_d per un condotto a sezione quadrata può essere determinata allo stesso modo, come si vede nell'esempio 2.

Esempio 2: condotto a sezione quadrata

- Dimensioni del condotto: 600 x 600 mm
- Velocità dell'aria $v = 3$ m/s

$$A = 600 \times 600$$

$$O = 2(600 + 600)$$

Il diametro idraulico d_h è:

$$d_h = \frac{4 \times (600 + 600)}{2(600 + 600)} = 600 \text{ mm}$$

Dalla tabella 5.9.2-3 precedente segue che $f_d = 0,030$

Gli esempi sopra riportati mostrano che la perdita di carico f_d per un condotto a sezione quadrata è molto inferiore rispetto a quella di un condotto a sezione rettangolare. Una minore perdita di carico f_d significa una minore resistenza totale f_{tot} e quindi una minore caduta di pressione Δp .



Resistenza f_b nelle curve

A questo scopo sono stati stabiliti alcuni valori collegati al raggio di curvatura (vedere la Fig. 5.9.2-1).

I valori riportati nella tabella 5.9.2-4 si riferiscono solo a un angolo α di 90° e una velocità dell'aria v di 3 m/s.

Se l'angolo è un fattore x di 90° , i valori riportati nella tabella 5.9.2-4 devono essere moltiplicati per il fattore x sia per le curve rettangolari che per quelle circolari (ad esempio, per $\alpha = 30^\circ$, occorre calcolare un terzo della resistenza f_b).

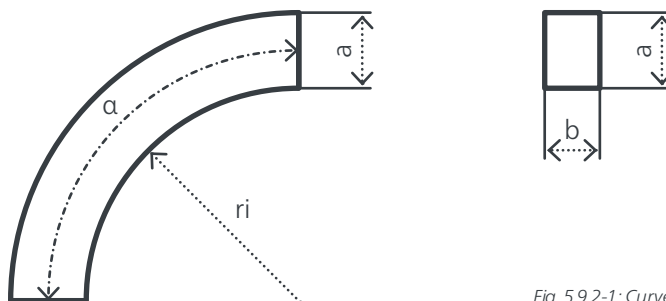


Fig. 5.9.2-1: Curve

Gomito rettangolare	$ri = a$	$ri = 1,5a$	$ri = 2a$
$b/a = 0,25$	0,48	0,19	0,17
$b/a = 0,5$	0,30	0,15	0,13
$b/a \geq 1$	0,23	0,15	0,13
Gomito circolare	$ri = a$	$ri = 1,5a$	$ri = 2a$
diametro = a	0,25	0,17	0,14

La Tabella 5.9.2-4 mostra che una curva per un condotto a sezione rettangolare con $b/a \geq 1$ ha una resistenza inferiore rispetto a una curva per un condotto a sezione rettangolare con $b/a \leq 1$.

Si sconsiglia di installare curve con forme come quelle illustrate nella Fig. 5.9.2-2:

Tabella 5.9.2-4: Resistenza f_b nei raccordi a gomito (90°)

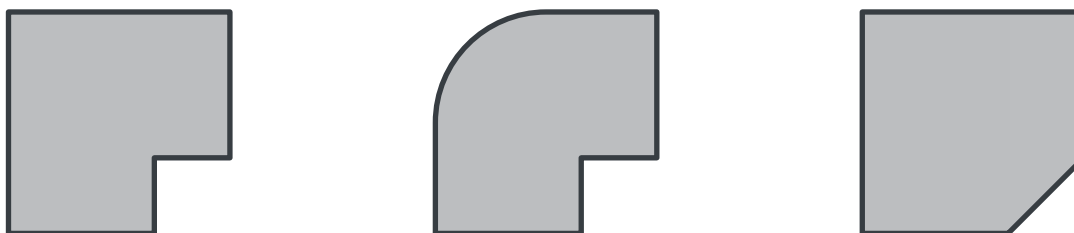


Fig. 5.9.2-2: Forme di curve sconsigliate

Esempio 1:

curva rettangolare

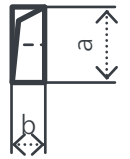
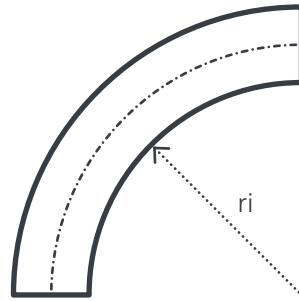
a = 800 mm

b = 400 mm

b/a = 0,50

ri = a = 800 mm

f_b = 0.30



Esempio 2:

curva rettangolare

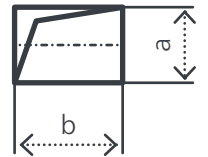
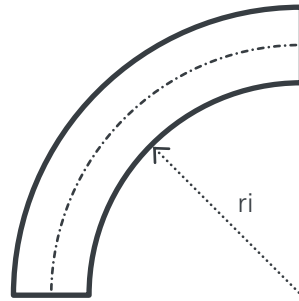
a = 400 mm

b = 800 mm

b/a = 2,00

ri = a = 400 mm

f_b = 0.23



Il valore f_b nell'esempio 1 è alto.

Il valore f_b di questa curva può essere abbassato posizionando dei deflettori per guidare l'aria (vedere l'esempio sotto). I deflettori modificano il fattore b/a , perché la curva viene suddivisa in più curve, ciascuna con un valore ri diverso:

Esempio 3:

in questo esempio viene utilizzata la stessa curva dell'Esempio 1.

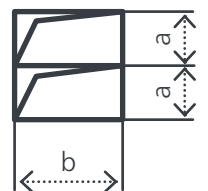
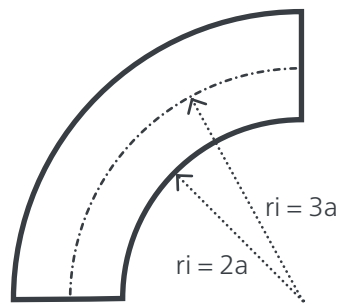
Un deflettore di guida è posizionato al centro della curva.

Possiamo considerare questa curva come due curve rettangolari per le quali $a = 400$ mm, anziché 800 mm come nell'Esempio 1.

a = 400 mm

b = 400 mm

ri = 800 mm or 1.200 mm



Per la parte **più interna** della curva:

$$\mathbf{a} = 400 \text{ mm}$$

$$\mathbf{b} = 400 \text{ mm}$$

$$\mathbf{b/a} = 1$$

$$\mathbf{r_i} = 800 \text{ mm} = 2a$$

Nella Tabella 5.9.2-4 è indicato $f_b = 0,13$.

Per la parte **più esterna** della curva:

$$\mathbf{a} = 400 \text{ mm}$$

$$\mathbf{b} = 400 \text{ mm}$$

$$\mathbf{b/a} = 1$$

$$\mathbf{r_i} = 800 + 400 = 1200 \text{ mm} = 3a$$

Poiché per $r_i = 3a$ non esiste una tabella, il valore è preso dalla tabella 5.9.2-4 per $r_i = 2a$.

Nella tabella è indicato $f_b = 0,13$ (ma in realtà $f_b < 0,13$).

Metà del flusso d'aria passerà attraverso la curva interna con $f_b = 0,13$.

Metà del flusso d'aria passerà attraverso la curva esterna dove $f_b < 0,13$.

La perdita di carico f_b secondo l'Esempio 1 viene quindi ridotta a 0,13 utilizzando dei deflettori di guida.

È anche possibile che dietro il compressore non ci sia spazio sufficiente, ad esempio quando l'aria calda di aerazione fuoriesce dalla testata del compressore. Utilizzando uno o più deflettori di guida è possibile ridurre il raggio r_i senza aumentare la perdita di carico f_b .

Esempio 4:

riduciamo il raggio di curvatura r_i dell'Esempio 1 a 400 mm e applichiamo un deflettore di guida $2a = 800$ mm.

$$\frac{b}{a} = \frac{400}{400} = 1$$

$$\text{Interno curva } \mathbf{r_i(1)} = 400 \text{ mm}$$

$$\text{Esterno curva } \mathbf{r_i(2)} = r_i(1) + a = 800 \text{ mm}$$

La perdita di carico f_b media della curva è quindi

f_b interno curva $\mathbf{r_i = a} = f_b = 0,23$ (vedere la tabella 5.9.2-4)

f_b esterno curva $\mathbf{r_i = 2a} = f_b = 0,13$ (vedere la tabella 5.9.2-4)

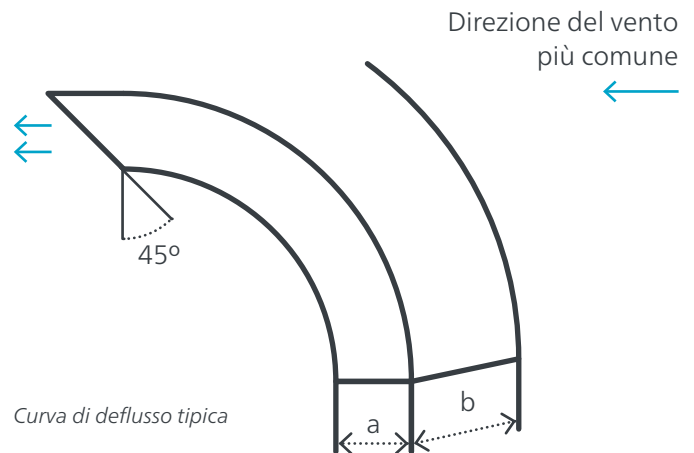
$$f_b = \frac{0,23 + 0,13}{2} = 0,18$$

Aggiungendo il deflettore di guida il raggio interno della curva viene dimezzato e la perdita di carico viene dimezzata rispetto all'Esempio 1.

Resistenza f_U nelle curve di deflusso

Per le curve di deflusso valgono le stesse resistenze che per le curve normali.

Tuttavia, le curve di deflusso devono essere sempre posizionate al riparo dal vento, in modo che in caso di vento forte non possa infiltrarsi dentro. Inoltre, è necessario garantire che non possa entrare l'acqua piovana. La maggior parte delle curve sono dotate di una rete a maglie larghe per impedire l'ingresso di foglie e simili mentre il compressore non è in funzione.



Resistenza f_R in presenza di una copertura anti pioggia

L'aggiunta di una copertura anti pioggia al sistema di aerazione introdurrà ulteriore resistenza.

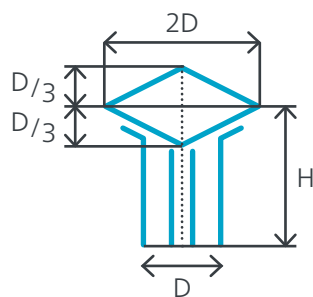
Esempio:

$$V = 3 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$H/D = 0,75$, dalla tabella riportata sotto, segue che $f_R = 1,8$

H/D	f_R
1,00	1,0
0,75	1,8
0,70	2,2
0,65	3,0
0,60	4,1
0,55	5,6
0,50	7,3



Esempio di dati forniti dal fabbricante di coperture anti pioggia

$$\Delta p = p_d \times f_R$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \times \rho \times v^2 \times f_R$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \times 1,2 \times 3^2 \times 1,8 = 9,7 \text{ Pa}$$

Si tratta di un risultato abbastanza elevato, perché **la caduta di pressione attraverso il sistema di aerazione Δp non può superare i 30 Pa.**

Sul mercato sono disponibili anche coperture anti pioggia (di deflusso) standard con basse resistenze allo scarico, che sarebbero da preferire.

Resistenza f_g nelle schermature di uscita

Anche per le griglie di uscita dell'aria è necessario calcolare un valore della resistenza: $\Delta p_{\text{griglia}}$ [Pa]. A differenza degli elementi precedenti, la maggior parte dei fabbricanti non fornisce l'indicazione della resistenza delle griglie come fattore specifico, ma piuttosto la resistenza totale in [Pa]. La pressione dinamica p_d è già incorporata nella resistenza della griglia. La formula è la seguente:

$$f_g = \frac{\Delta P_{\text{griglia}}}{P_d}$$

Tuttavia la resistenza dipende dal tipo di griglia utilizzata, dalla dimensione della griglia, dalla velocità dell'aria, ecc. Le dimensioni della griglia dipendono dal fabbricante.

Per mantenere bassa la resistenza nella griglia ed evitare che l'acqua piovana entri nell'aria di ventilazione, si consiglia al cliente di mantenere la flusso d'aria (V_{flusso}) ≤ 2 m/s.

Il flusso d'aria (V_{flusso}) si calcola dividendo la portata dell'aria di aerazione (Q_v) per l'area lorda della griglia A_{lorda} . Formula:

$$V_{\text{flusso}} = \frac{Q_v}{A_{\text{lorda}}}$$

V_{flusso} = flusso dell'aria [m/s]

Q_v = portata volumetrica dell'aria di aerazione [m³/s]

A_{lorda} = area lorda della griglia [m²]

Anziché una sola griglia è anche possibile scegliere di installare più griglie. La presenza di più griglie garantiscono una migliore distribuzione del flusso d'aria nella sala. Si noti che la caduta di pressione può superare rapidamente il valore massimo di 30 Pa.

Per aumentare la resistenza massima consentita è possibile utilizzare una ventola di aerazione. Nella maggior parte dei casi, la portata libera delle griglie è pari a $\pm 50\%$. Nel caso in cui non siano disponibili i dati del fornitore, è possibile utilizzare come riferimento i valori seguenti:

% di superficie libera	70	60	50	40
Feritoie	2	4	5,8	9
Lamiere perforate	3	6	8	13

Tabella 5.9.2-5: Resistenza f_g per le schermature di uscita

Esempio 1: calcolare la caduta di pressione per il condotto sottostante

Dati: condotto a sezione rettangolare 1000 x 600 mm

b/a = 1,6

2 curve con ri = a

velocità dell'aria di aerazione = 3 m/s

lunghezza = 6 m

1 griglia di entrata = feritoie con area libera pari al 60%

Soluzione

Pressione dinamica (p_d):

$$p_d = 1,2 \times (3)^2 / 2 = 5,4$$

Perdita di carico totale (f_{tot}):

l = Lunghezza del condotto [m] = 6 m Avendo un condotto a sezione rettangolare, calcoliamo prima il diametro idraulico d_h :

$d_h = 4 \times (1000 \times 600) / 2 \times (1000 + 600) = 750$ Una volta ottenuto il valore d_h , possiamo cercare il valore nella tabella 5.9.2-3:

f_d = Resistenza per condotti a sezione circolare o rettangolare = 0,024 La velocità dell'aria = 3 m/s, quindi non deve essere applicato alcun fattore di correzione, come indicato nella tabella 5.9.2-3:

K = Fattore di correzione dovuto ad altre velocità dell'aria: N/D

n = Numero di curve = 2 Con $b/a = 1,6$ e $r_i = a$, possiamo cercare il valore f_b nella tabella 5.9.2-4:

f_b = Resistenza nella curva = 0,23

f_u = Resistenza nella curva di deflusso: N/D

f_r = Resistenza nelle coperture antipioggia: N/D Nella tabella 5.9.2-5 troviamo il valore relativo alle feritoie con area libera pari al 60%:

f_g = Resistenza nelle griglie = 4

$$f_{\text{tot}} = (l \times f_d \times k) + (n \times f_b) + f_u + f_r + f_g$$

$$f_{\text{tot}} = (6 \times 0,024) + (2 \times 0,23) + 0 + 0 + 4 = 4,6$$

Caduta di pressione in questo condotto:

$\Delta p = p_d \times f_{tot} = 5,4 \times 4,6 = 24,8 \text{ Pa}$
 che è inferiore a 30 Pa, perciò questa caduta di pressione è accettabile.

Esempio 2: calcolare la caduta di pressione per il condotto sottostante

Dati: condotto a sezione rettangolare 900 x 300 mm

portata d'aria = 1,390 l/s

b/a = 9/3 = 3

2 curve con ri = a

lunghezza = 10 m

nessuna griglia

Soluzione

Pressione dinamica (p_d):

Velocità dell'aria di aerazione = $Q/A = 1,390 / (0,9 \times 0,3) = 5,15 \text{ m/s}$

$p_d = 1,2 \times (5,15)^2 / 2 = 15,9$

Perdita di carico totale (f_{tot}):

l = Lunghezza del condotto [m] = 10 m Avendo un condotto a sezione rettangolare, calcoliamo prima il diametro idraulico d_h :

$d_h = 4 \times (900 \times 300) / 2 \times (900 + 300) = 450$ Una volta ottenuto il valore d_h , possiamo cercare il valore nella tabella 5.9.2-3:

f_d = Resistenza per condotti a sezione circolare o rettangolare = 0,045 La velocità dell'aria = 5,15 m/s, quindi deve essere applicato il fattore di correzione indicato nella tabella 5.9.2-3:

k = Fattore di correzione dovuto ad altre velocità dell'aria: 0,91

n = Numero di curve = 2 Con $b/a = 3$ e $r_i = a$, possiamo cercare il valore f_b nella tabella 5.9.2-4:

f_b = Resistenza nella curva = 0,23

f_u = Resistenza nella curva di deflusso: N/D

f_R = Resistenza nelle coperture antipioggia: N/D

f_g = Resistenza nelle griglie = N/D

$f_{tot} = (l \times f_d \times k) + (n \times f_b) + f_u + f_R + f_g$

$f_{tot} = (10 \times 0,045 \times 0,91) + (2 \times 0,23) + 0 + 0 + 0 = 0,87$

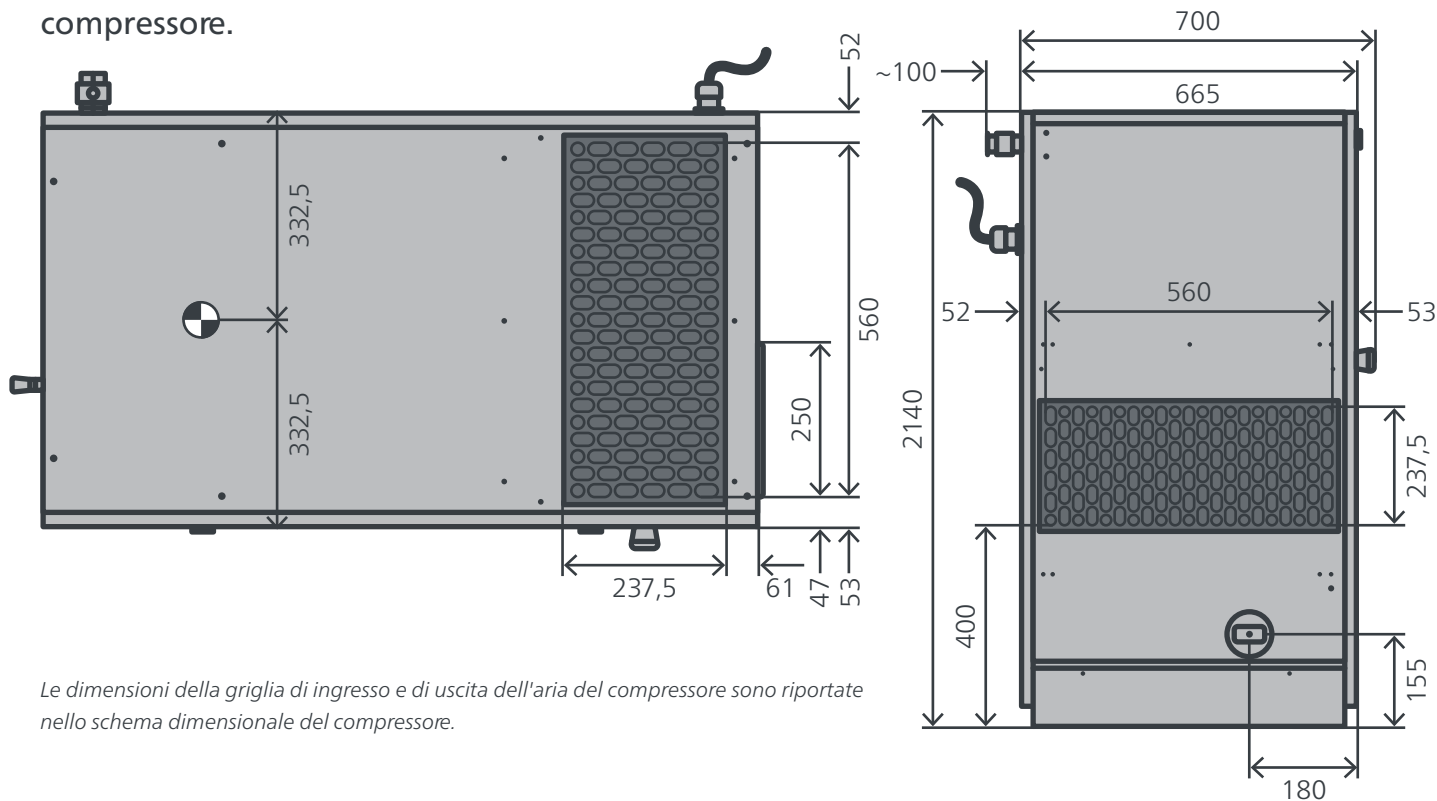
Caduta di pressione in questo condotto:

$\Delta p = p_d \times f_{tot} = 15,9 \times 0,87 = 13,8 \text{ Pa}$

che è inferiore a 30 Pa, perciò questa caduta di pressione è accettabile.

5.9.3 Suggerimenti generali riguardanti le condutture

Tenere presente che il rumore viene convogliato anche verso l'esterno attraverso i condotti dell'aria. La velocità massima dell'aria attraverso le griglie è di 5 m/s (16,5 ft/s). Il condotto deve adattarsi alla griglia di ingresso dell'aria e/o di uscita dell'aria di raffreddamento del compressore.



Le dimensioni della griglia di ingresso e di uscita dell'aria del compressore sono riportate nello schema dimensionale del compressore.



Assicurarsi che il cliente sia consapevole di non poter lasciare che i condotti dell'aria poggino sul compressore.

Dovrebbero inoltre creare un collegamento flessibile tra il condotto e il compressore per evitare rumori di contatto.

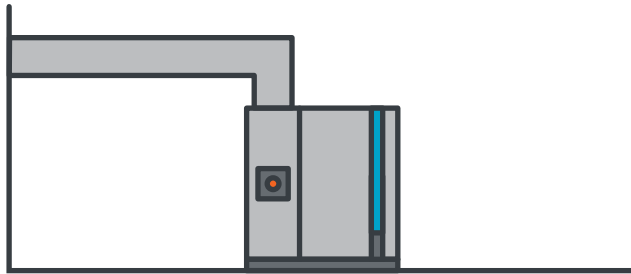
Un pezzo di condotto rimovibile dovrebbe essere inserito direttamente sopra il compressore in modo da non dover smontare l'intero condotto, ad esempio per pulire agevolmente i radiatori.

Mantenere al minimo i valori di resistenza (e quindi le perdite di carico) della condotta

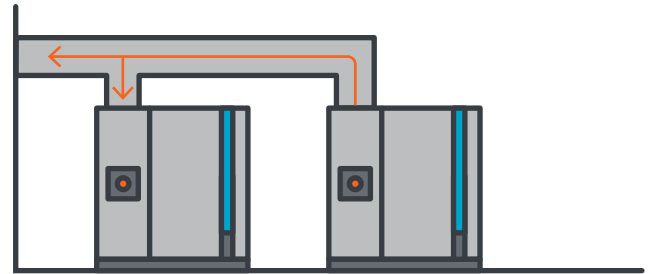
- Utilizzare condotti interni lisci in metallo o plastica
- Mantenere la lunghezza il più corta possibile
- Garantire un diametro dei condotti sufficiente
- Prevenire curve strette e ridurre al minimo le curve

Esempi di errori nelle condutture:

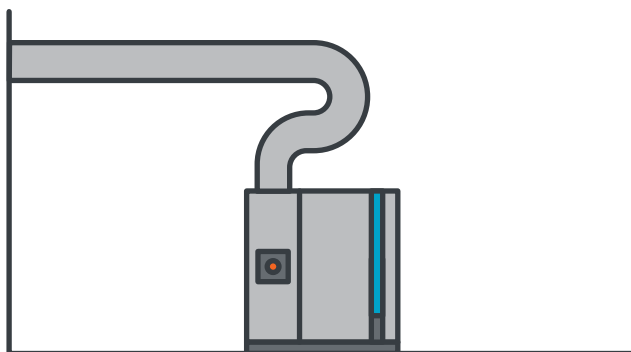
1 Utilizzo di curve rettangolari (questo aumenterà la perdita di carico).
 → Soluzione: utilizzare curve più arrotondate



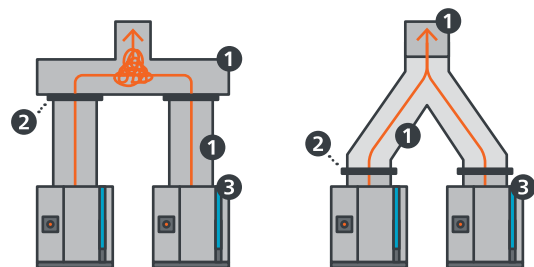
3 L'interconnessione dei condotti causerà problemi di riscaldamento.
 → Soluzione: installare condutture separate per i due compressori



2 I condotti sono troppo lunghi e/o presentano troppe curve (questo creerà una caduta di pressione >30 Pa).
 → Soluzione: progettare la condotta in modo da mantenere distanze e curve minime

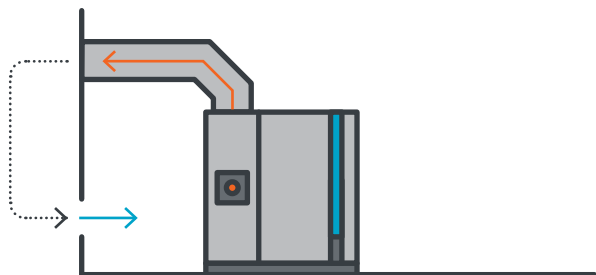


4 Nell'esempio seguente, sono state installate delle griglie per evitare che lo scarico di un compressore influenzi quello dell'altro, ma la configurazione a sinistra creerà ulteriore turbolenza nei condotti, che si tradurrà in una maggiore caduta di pressione. Soluzione: limitare le turbolenze indirizzando meglio la condotta, come mostrato nella configurazione a destra.



1 Conduttura **2** Feritoie per apertura/chiusura condotti
3 Compressore

- 5) La griglia di ingresso e la griglia di uscita sono installate in modo da consentire il ricircolo dell'aria. Soluzione: la griglia di ingresso e di uscita del sistema di aerazione devono essere installate a una distanza sufficiente tra loro per evitare il ricircolo dell'aria. Se la posizione non può essere modificata, il cliente dovrebbe considerare l'installazione di guide sull'ingresso e/o sull'uscita per evitare il ricircolo dell'aria.



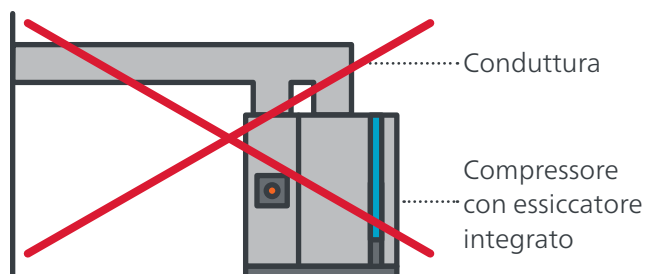
5.9.4 Conduitture presso gli essiccatori

In genere, per gli essiccatori a refrigerazione <math><10\text{ kW}</math>, non sarà necessario aggiungere ulteriori condotti per l'essiccatore.

Quando il rischio che la temperatura nella sala compressore/i possa diventare troppo elevata, sarà di ulteriore aiuto controllare la temperatura ambientale includendo anche una condotta sullo scarico dell'essiccatore a refrigerazione.

Inoltre, occorre tenere presente che gli essiccatori ad adsorbimento riscaldati contribuiscono a far salire la temperatura della sala compressore/i.

Per i compressori dotati di essiccatore integrato, evitare di collegare lo scarico dell'essiccatore allo stesso condotto installato per lo scarico del compressore. La condotta per lo scarico dell'aria dell'essiccatore deve essere separata da quella per l'uscita dell'aria di raffreddamento dei radiatori ARIA/OLIO e dall'uscita dell'aria di raffreddamento del vano compressore.



Evitare di collegare i condotti del compressore e dell'asciugatrice poiché potrebbero verificarsi problemi di riscaldamento.

5.10 Compressori raffreddati ad acqua

Un impianto di compressione raffreddato ad acqua richiede poca aerazione della sala compressore/i, poiché la maggior parte del calore prodotto viene assorbito dall'acqua di raffreddamento. L'acqua di raffreddamento di un compressore raffreddato ad acqua contiene sotto forma di calore circa il 90% dell'energia assorbita da un motore elettrico raffreddato ad aria e il 100% nel caso di un motore elettrico raffreddato ad olio.

Il sistema idraulico di raffreddamento di un compressore può essere progettato sulla base di uno dei tre principi principali: come sistema

aperto senza circolazione d'acqua, come sistema aperto con circolazione d'acqua e come sistema con circolazione d'acqua chiuso.

5.10.1 Qualità dell'acqua di raffreddamento

La qualità dell'acqua di raffreddamento deve soddisfare determinati requisiti minimi.

Per evitare potenziali problemi, è necessario fornire al cliente in anticipo i limiti relativi alla qualità dell'acqua per qualsiasi compressore raffreddato ad acqua.

Un test di laboratorio dovrebbe essere in grado di determinare se la qualità dell'acqua rientra nei limiti accettabili, consultabili nel manuale di istruzioni o nel nostro portale per le aziende.

5.10.1.1 Regole generali

- Le concentrazioni di calcio, bicarbonato e anidride carbonica libera devono essere pressoché in equilibrio alla temperatura massima che il sistema di raffreddamento raggiunge (meno di 90 °C).
- Il grado di acidità (pH) deve essere limitato.
- La concentrazione dei diversi componenti nell'acqua deve essere limitata.
- La concentrazione di solidi sospesi, ferro e altri metalli deve essere limitata.
- L'ossigeno dovrebbe essere presente in una concentrazione sufficiente a mantenere la passività dei metalli presenti nel circuito.

5.10.1.2 Regole specifiche

Nel manuale di istruzioni sono indicati in maniera dettagliata i limiti per i seguenti parametri dell'acqua di raffreddamento:

- pH: limitazioni a seconda del tipo di sistema di raffreddamento e dei materiali utilizzati nel sistema di raffreddamento ad acqua.
- Solidi totali disciolti (TDS) e conducibilità:
TDS = conducibilità x 0,67: il valore TDS è necessario per calcolare l'RSI.
- Durezza: limitazioni della durezza calcica a seconda del tipo di sistema di raffreddamento, altri tipi di durezza fanno parte dell'RSI.
- Il Ryznar Stability Index (RSI): un parametro che serve a prevedere se l'acqua tenderà a dissolvere o a precipitare il carbonato di calcio. Se l'acqua fa precipitare il carbonato di calcio, ciò potrebbe causare la formazione di calcare. Se l'acqua scioglie la carbonite di calcio, ha una tendenza corrosiva. Come regola generale, l'indice RSI dovrebbe essere compreso tra 5,6 e 7,5.
- Cloro libero (Cl₂): la disinfezione con cloro non viene effettuata nei sistemi chiusi (e nemmeno nei sistemi di recupero energetico). Non deve essere superato un livello continuo di 0,5 ppm.
- Cloruri (Cl⁻): gli ioni cloruro provocano corrosione per vaiolatura sull'acciaio inossidabile, il che significa che la loro concentrazione deve essere limitata.
- Solfati (SO₄²⁻): sali, derivati acidi e perossidi di solfato sono largamente utilizzati nel settore industriale, ma dovrebbero essere presenti in quantità limitata nell'acqua di raffreddamento.
- Ferro e manganese: limitazioni a seconda del tipo di sistema di raffreddamento.
- Rame: limitazioni a seconda del tipo di sistema di raffreddamento.
- Ammonio: solo i sistemi contenenti rame hanno un limite di reiezione di 0,5 ppm.
- Solidi sospesi: applicabile per particelle comprese tra 0,5 µm e 10 µm (quelle più grandi devono essere filtrate).
- Olio o grasso: < 1 ppm (valore di rifiuto)
- Microrganismi: se sono presenti microrganismi, devono essere aerobici. I microrganismi anaerobici (nei sistemi chiusi) devono essere evitati.

5.10.2 Sistemi di alimentazione dell'acqua di raffreddamento

Per le apparecchiature raffreddate ad acqua installate in una sala compressori, come compressori, postrefrigeratori ed essiccatori d'aria, possono essere utilizzati diversi sistemi di rimozione del calore. Di seguito è riportato l'elenco delle opzioni da presentare ai propri clienti:

Sistemi di raffreddamento aperti

- Sistema di raffreddamento once through (OTC)
- Torre di raffreddamento (evaporativa)

Sistemi di ricircolo totalmente ermetici

- Scambiatore di calore aria-acqua
- Scambiatore di calore acqua-acqua
- Torre di raffreddamento a circuito chiuso

Non installare torri di raffreddamento vicino alla presa d'aria del compressore per evitare di aspirare aria umida.

Per evitare la traspirazione dei tubi dell'acqua, è preferibile che la temperatura dell'acqua di raffreddamento non sia inferiore alla temperatura ambiente di oltre 8 °C.

Tuttavia, la temperatura dell'acqua di raffreddamento dovrebbe essere mantenuta il più possibile bassa, considerando che il contenuto di vapore dell'aria compressa in uscita aumenterà con l'aumento della temperatura dell'acqua. In linea generale è preferibile l'aria con una bassa umidità relativa.

Per la qualità dell'aria di raffreddamento fare riferimento ai dati di base riportati nella sezione 5.10.1.

Si tenga presente che l'aggiunta di un prodotto antigelo all'acqua di raffreddamento influisce sul flusso di acqua di raffreddamento richiesto del compressore poiché la capacità termica del mezzo di raffreddamento è cambiata.

Per calcolare questo valore:

$$\frac{\text{capacità termica acqua} \times \% \text{ q.tà di acqua} + \text{capacità termica antigelo} \times \% \text{ q.tà di antigelo}}{\text{capacità termica acqua}}$$

Esempio: quale sarà l'impatto sul fabbisogno di portata se nell'acqua di raffreddamento è presente il 20% di glicole come antigelo?

Capacità termica dell'acqua = 4182
Capacità termica del glicole = 3140

$$\frac{4182 \times 0,8 + 3140 \times 0,2}{4182} = 0,95$$

Conclusione: la portata di acqua richiesta in questo esempio dovrà essere aumentata del 5% per via dell'aggiunta dell'antigelo.

5.10.3 Sistemi di raffreddamento aperti

5.10.3.1 Sistema once-through

Il compressore raffreddato ad acqua è collegato direttamente alla rete idrica pubblica o a una fonte di acqua privata.

Per evitare la formazione di condensa nella camera di compressione – e il rischio di colpi d'ariete alla ripartenza (che possono danneggiare l'apparecchiatura e le tubazioni) – è necessario installare una valvola (automatizzata) che interrompa il flusso dell'acqua.

Questa valvola deve essere installata nella tubazione di ingresso dell'acqua di raffreddamento e accesa e spenta insieme al motore del compressore, in modo che i radiatori non siano soggetti alla pressione dell'acqua durante l'intero periodo di arresto.

Tuttavia, se esiste il rischio che l'intero sistema di raffreddamento del compressore si svuoti e quindi aumenti il pericolo di formazione di ruggine nel compressore, si consiglia di installare la valvola nella tubazione di uscita. Questo dovrebbe verificarsi quando l'uscita dell'acqua di raffreddamento è collegata direttamente alla rete fognaria.

Vantaggi

- Basso costo di investimento
- I costi di installazione e manutenzione sono esigui

È necessario installare un filtro nella tubazione di ingresso dell'acqua di raffreddamento (a monte della valvola).

Un controllo termostatico della portata d'acqua, in funzione delle condizioni di carico del compressore, è un'altra possibilità per ridurre il consumo d'acqua e mantenere il compressore alla pressione di esercizio.

La pressione effettiva dell'acqua di raffreddamento deve essere mantenuta al di sotto di 5,5 bar.

Ai fini del controllo dell'acqua di raffreddamento, si consiglia di installare un manometro e un termometro sul tubo di ingresso dell'acqua di raffreddamento (se questi dispositivi non sono già disponibili sul compressore).

Svantaggi

- Costi operativi elevatissimi, soprattutto quando viene utilizzata l'acqua della rete idrica cittadina (e ancora più costosi se si devono pagare le imposte sulle acque reflue)
- Un sistema once-through consuma circa 50 volte più acqua di un sistema evaporativo
- Se l'acqua deve essere trattata per prevenire corrosione e depositi, risulta molto costoso sprecare tutti gli additivi per un unico passaggio (nel caso di sistema once-through)
- Sabbia, ferro o altri minerali spesso presenti nell'acqua dei pozzi potrebbero accumularsi e intasare lo/gli scambiatore/i di calore
- In genere è necessario trattare l'acqua

5.10.3.2 Torre di raffreddamento (evaporativa)

L'acqua calda viene inviata dal compressore alla torre di raffreddamento, dove viene diffusa. L'aria viene soffiata nella direzione opposta al flusso. Una parte dell'acqua evapora, cedendo calore.

Vantaggi

- Requisiti di spazio ridotti
- Costruzione e installazione semplici
- Basso consumo di corrente
- Bassi costi di investimento
- Trattamento dell'acqua semplice ed economico (se necessario)
- Sistema economico, in quanto richiede solo piccole quantità di acqua di reintegro

Poiché l'acqua assorbe calore quando passa dallo stato liquido a quello di vapore a una pressione costante, questo calore viene prelevato dall'acqua che rimane allo stato liquido. In questo modo, il calore di evaporazione alla pressione atmosferica viene sottratto all'acqua in circolazione e trasferito al flusso d'aria. In questo modo il calore di evaporazione alla pressione atmosferica viene sottratto all'acqua circolante e ceduto al flusso d'aria.

Svantaggi

- È necessaria una pompa dell'acqua
- Problemi di formazione di ghiaccio e congelamento, a meno che non vengano prese delle precauzioni
- Possibili problemi batteriologici se la torre è esposta al sole
- L'acqua di raffreddamento, che è sempre a contatto con l'aria ambiente, raccoglie polvere, ossigeno, sostanze chimiche, ecc. Nel sistema possono verificarsi incrostazioni dovute alla concentrazione di minerali nell'acqua di reintegro

5.10.4 Sistemi di ricircolo totalmente ermetici

Nella maggior parte dei casi si consiglia di evitare l'uso di sistemi di raffreddamento aperti e di scegliere invece un sistema di raffreddamento chiuso.

5.10.4.1 Scambiatore di calore aria-acqua

L'acqua, un tempo considerata un mezzo di raffreddamento universale, oggi scarseggia in molte zone. Questa carenza, unita alle disposizioni statali contro l'inquinamento idrico e al costo sempre più elevato dell'acqua, ha reso necessario cercare altrove una soluzione efficiente per il raffreddamento.

L'aria costituisce un ottimo sostituto. È facilmente disponibile, economica, non corrosiva e ha una capacità termica infinita. Il calore aggiunto all'aria ambientale non influisce negativamente sull'ambiente.

L'acqua calda viene convogliata in un fascio di tubi alettati. Le alette migliorano il trasferimento di calore. L'aria ambiente viene soffiata sul fascio di tubi tramite delle ventole, che spingono o aspirano l'aria attraverso il nucleo.

La capacità di raffreddamento dipende dalla temperatura dell'aria ambiente e dalla portata dell'acqua. Essa non è influenzata dalla pressione relativa del vapore dell'aria ambiente.

Vantaggi

- Bassi costi di manutenzione
- Acqua di reintegro non necessaria
- Trattamento dell'acqua solo durante il riempimento dell'impianto
- Possibilità di corrosione è ridotta al minimo
- Possibilità di proteggere il liquido refrigerante dal gelo
- Isolamento o riscaldamento dei tubi non necessario
- Possibilità di recuperare il calore

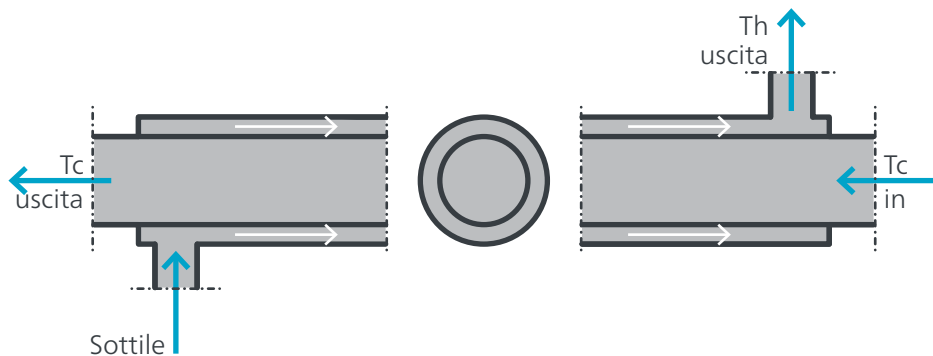
Svantaggi

- Consumo di corrente elevato
- Maggiori costi di investimento
- Il funzionamento dell'impianto durante i periodi caratterizzati da temperature elevate può essere critico
- Poiché il trasferimento di calore avviene solo per conduzione, è necessaria una superficie piuttosto ampia, dato che il calore specifico dell'aria è molto inferiore a quello dell'acqua

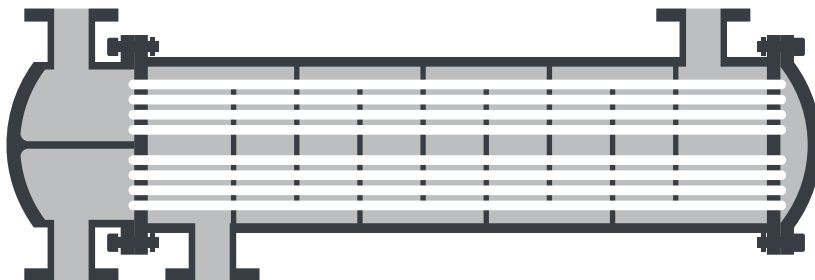
5.10.4.2 Scambiatore di calore acqua-acqua

L'acqua calda viene inviata a uno scambiatore di calore dove viene raffreddata scambiando calore con un mezzo di raffreddamento.

I tipi più comuni di scambiatori di calore sono:

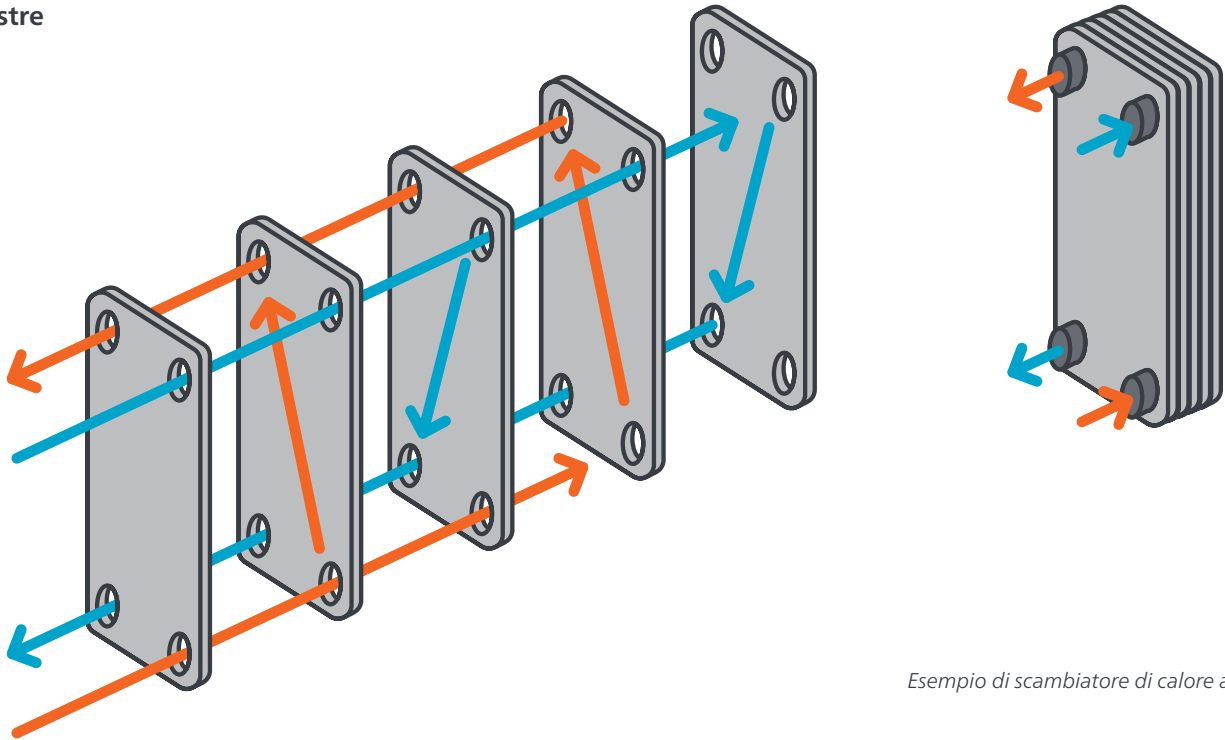
Tubo in tubo

Esempio di scambiatore di calore tubo in tubo

A fascio tubiero

Esempio di scambiatore di calore a fascio tubiero

A piastre



Esempio di scambiatore di calore a piastre

5.10.4.3 Torre di raffreddamento a circuito chiuso

La torre di raffreddamento aperta espone l'acqua direttamente all'atmosfera di raffreddamento, per cui la fonte di carico termico viene trasferita direttamente all'aria.

La torre di raffreddamento a circuito chiuso fornisce un contatto indiretto tra il fluido e l'atmosfera. Le torri evaporative a contatto indiretto, comunemente chiamate raffreddatori di fluido a circuito chiuso, sono costituite da due circuiti di del fluido separati: il circuito esterno in cui l'acqua è esposta all'atmosfera mentre cade su un fascio di tubi, e un circuito interno in cui il fluido da raffreddare circola all'interno dei tubi dal fascio.

Durante il funzionamento, il calore viene trasferito dal circuito del fluido interno attraverso le pareti dei tubi al circuito dell'acqua esterno, che viene raffreddato per evaporazione. Poiché il circuito interno del fluido non entra mai in contatto con l'atmosfera, questo tipo di torre può essere utilizzata per evitare la contaminazione del sistema di raffreddamento interno con sporcizia e impurità presenti nell'aria.

5.10.5 Caduta di pressione negli impianti idraulici

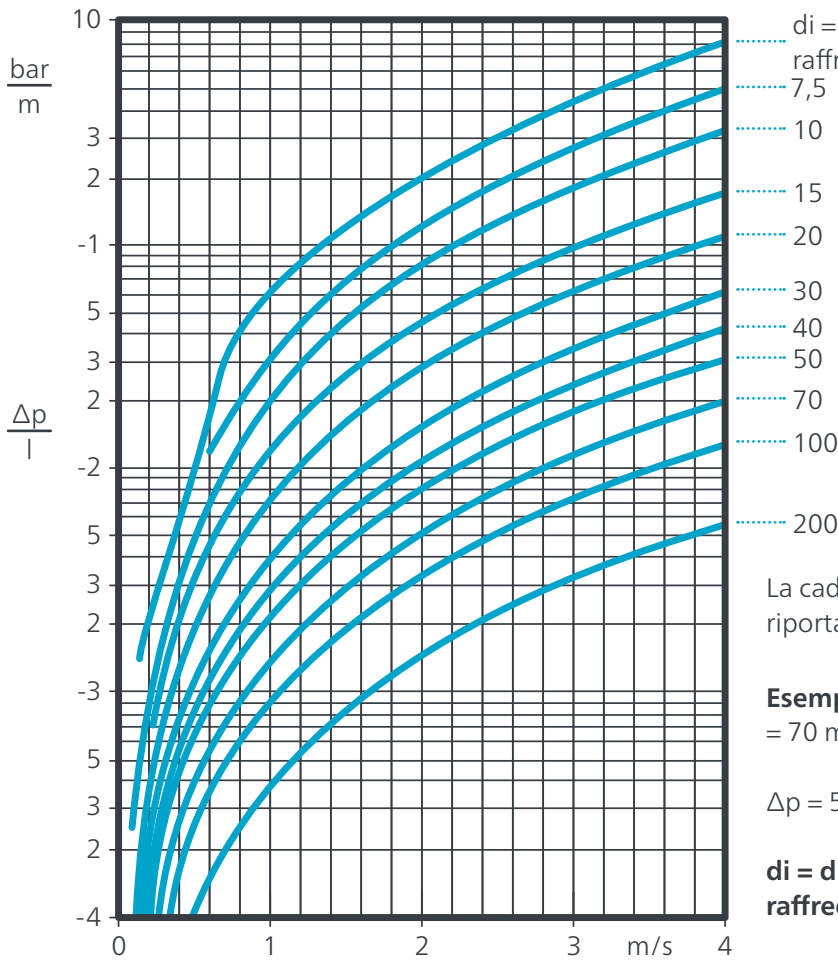


Tabella 5.10.5.1: Caduta di pressione nei tubi dell'acqua di raffreddamento in bar/m

Un'ulteriore caduta di pressione è causata da valvole, raccordi a T, gomiti, ecc. La tabella 5.10.5.2 mostra queste perdite di carico in relazione alla lunghezza del tubo.

d_i = diametro interno del tubo dell'acqua di raffreddamento (5 mm)

7,5

10

15

20

30

40

50

70

100

200

La caduta di pressione nelle tubazioni dell'acqua è riportata nella tabella 5.10.5.1

Esempio: lunghezza del tubo = 50 m, diametro interno = 70 mm, velocità dell'acqua = 1,2 m/s

$$\Delta p = 50 \text{ m} \times 2 \times 10^{-3} \text{ bar/m} = 0,1 \text{ bar}$$

d_i = diametro interno del tubo dell'acqua di raffreddamento

Esempio: una valvola di esclusione è un tubo di 50 mm che crea una caduta di pressione corrispondente alla caduta di pressione provocata da $330 \times 50 \text{ mm} = 16,5 \text{ m}$ di tubo con un diametro interno di 50 mm, ovvero $16,5 \times 3 \times 10^{-3} = 0,05 \text{ bar}$ a una velocità dell'acqua di 1,2 m/s (vedere la tabella 5.10.5.2)

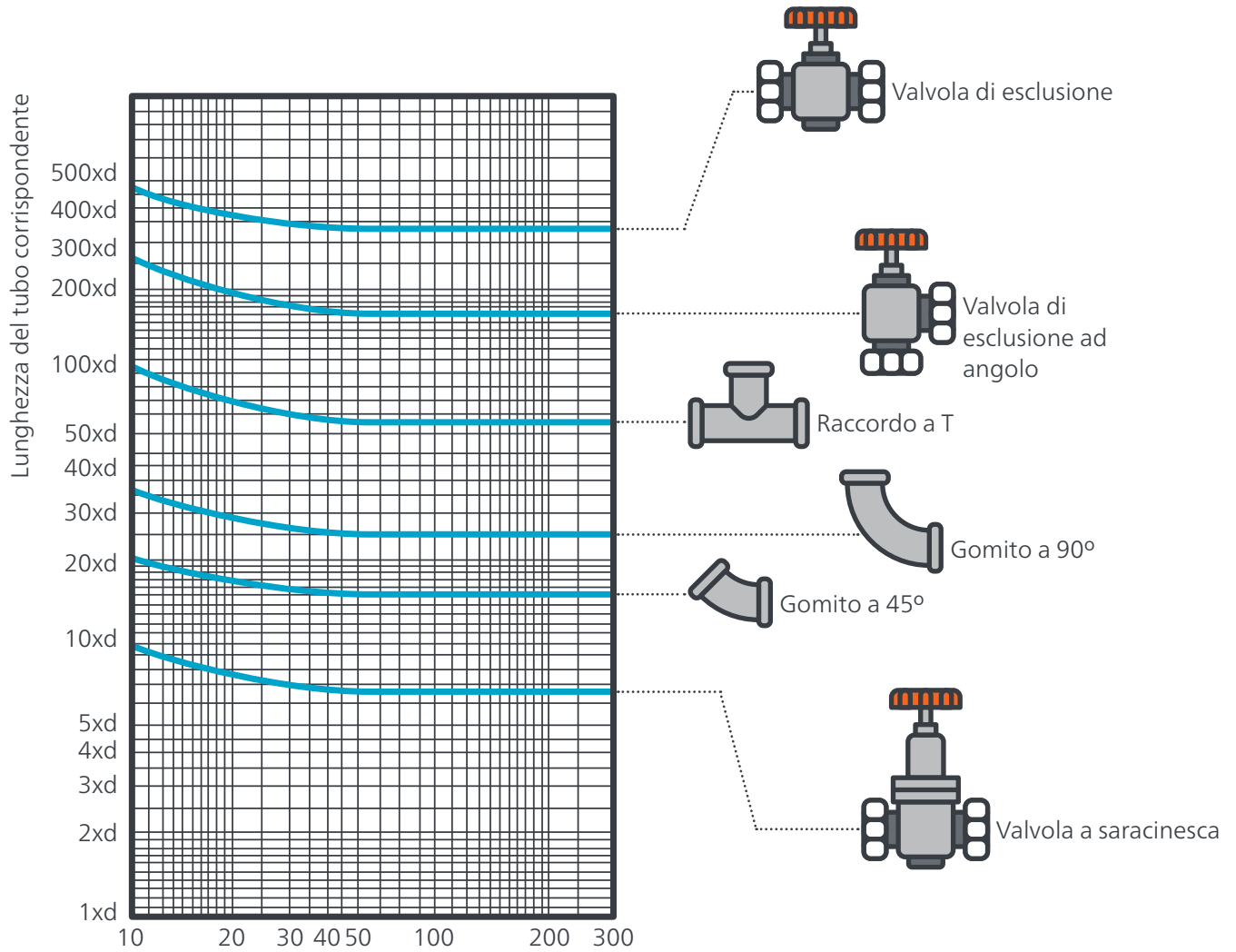


Tabella 5.10.5.2: Caduta di pressione nei raccordi dei tubi dell'acqua di raffreddamento

d = diametro interno del tubo in mm

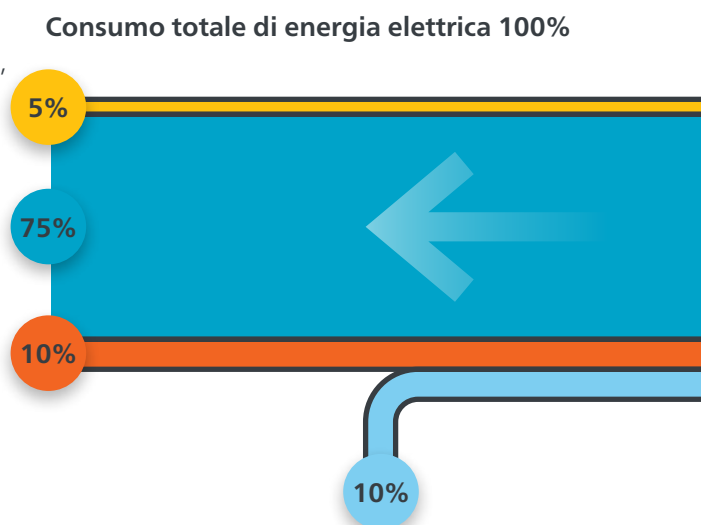
5.11 Sistemi di recupero energetico

5.11.1 Introduzione

Poiché la domanda mondiale di energia continua a crescere mentre l'offerta diminuisce, gli impianti di produzione sono continuamente alla ricerca di potenziali risparmi energetici. Il processo di compressione costituisce un valido strumento per risparmiare energia. Riutilizzando il calore generato nel processo di compressione, il risparmio energetico è alla portata di tutti!

L'acqua calda recuperata dall'impianto dell'aria compressa può essere utilizzata per diverse applicazioni, quali:

- riscaldamento ausiliario o principale di magazzini, officine, ecc.
- riscaldamento in processi industriali
- riscaldamento dell'acqua per lavanderie, impianti di pulizia industriali e strutture sanitarie
- mense e grandi cucine
- industria alimentare
- Industrie dei settori chimico e farmaceutico
- processi di essiccazione



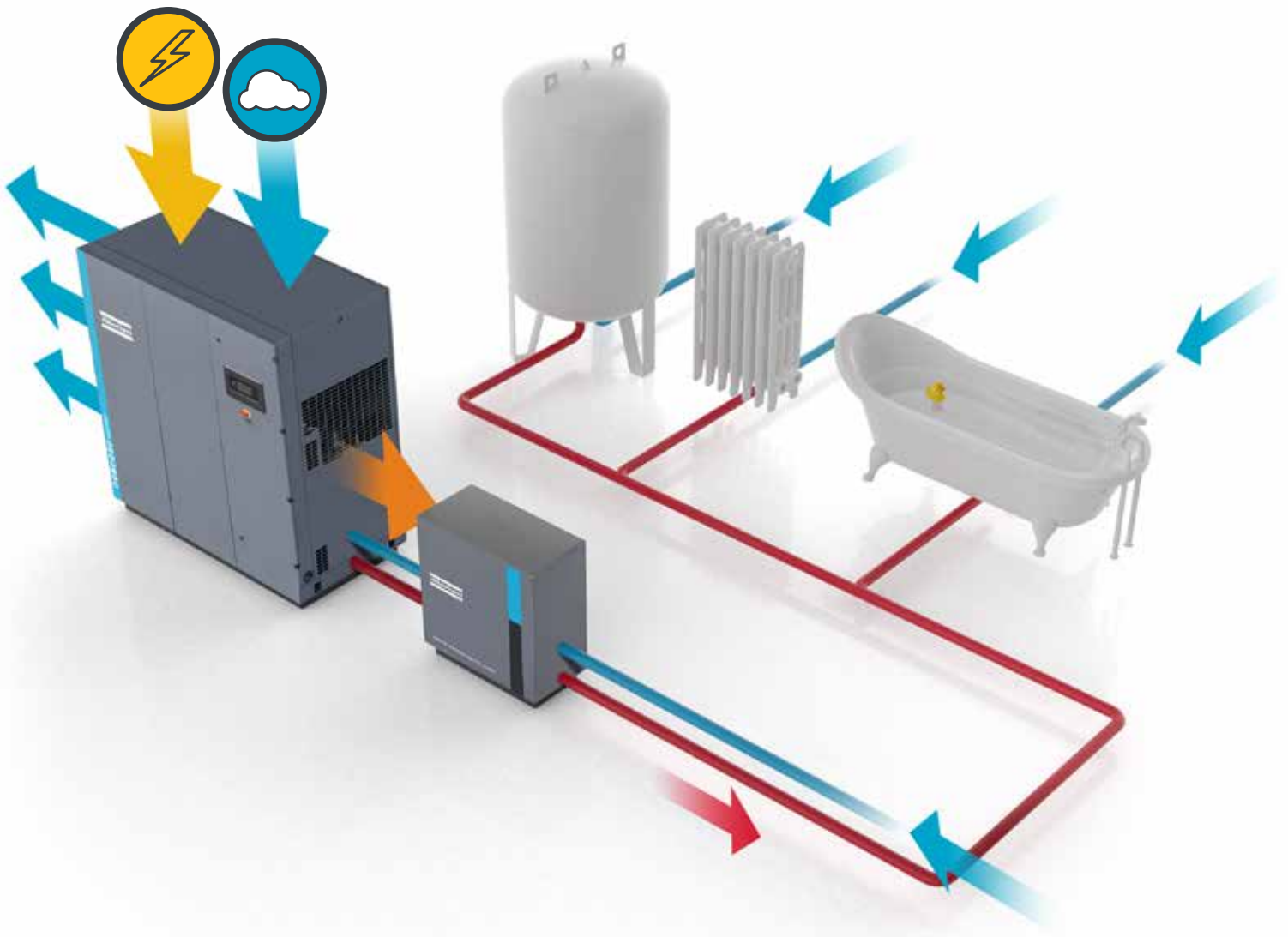
Calore totale disponibile per il recupero $\pm 90\%$

- Calore irradiato dal motore di azionamento (dissipato nell'aria di raffreddamento) $\pm 5\%$
- Calore recuperabile dal refrigerante liquido $\pm 75\%$
- Calore recuperabile dal postrefrigeratore a aria compressa $\pm 10\%$

Calore totale perso $\pm 10\%$

- Perdite di efficienza irreversibili nell'elemento compressore

L'utilizzo dell'acqua calda come pre-alimentazione della caldaia o direttamente nei processi che richiedono acqua calda (70-90 °C) consente infatti di risparmiare su fonti energetiche costose, come il gas naturale e il gasolio per riscaldamento. Di conseguenza, ove applicabile, è opportuno proporre un sistema di recupero energetico. Per modelli di compressori selezionati questo può essere disponibile anche come opzione.



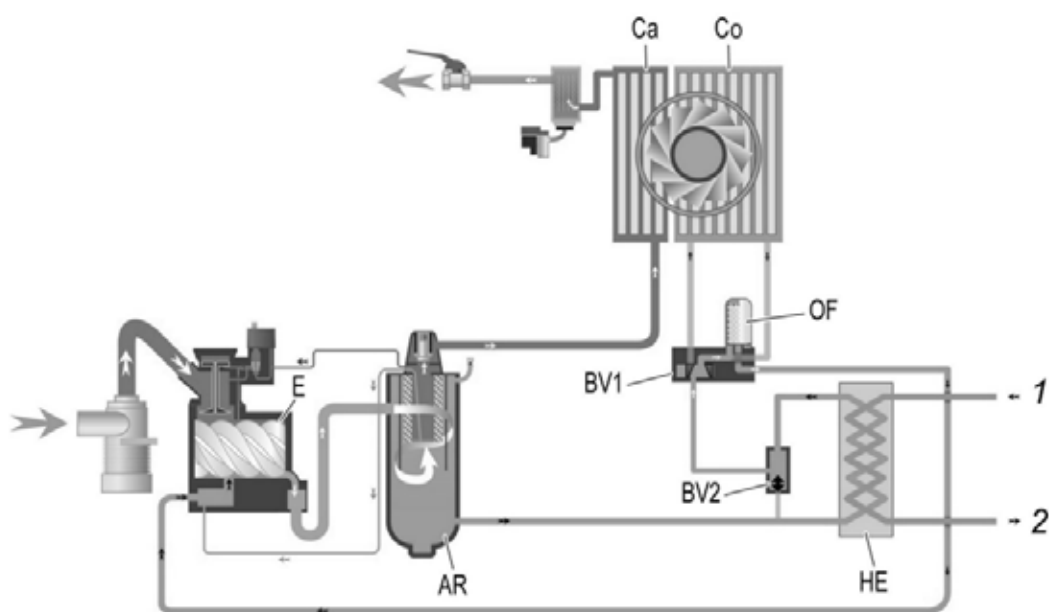
5.11.2 Principio di funzionamento

Gran parte dell'energia necessaria per qualsiasi processo di compressione viene trasformata in calore. Nei compressori a vite a iniezione d'olio, la maggior parte del calore generato dalla compressione viene dissipato attraverso il sistema dell'olio. I sistemi di recupero energetico (ER) sono progettati per recuperare la maggior parte di questo calore trasformandolo in acqua calda o bollente senza effetti negativi sulle prestazioni del compressore.

Il sistema di recupero dell'energia non richiede un consumo continuo di calore, perché nel compressore è sempre disponibile una riserva costituita dal sistema di raffreddamento dell'olio standard.

Il sistema recupera l'energia del compressore nel seguente modo:

- Il calore prodotto dalla compressione viene rimosso mediante iniezione d'olio nell'elemento compressore.
- L'olio viene raffreddato nei radiatori dell'olio:
 - Radiatore dell'olio standard → funzionamento normale
 - Radiatore ER → recupero energetico
- Il flusso dell'olio del compressore è controllato da due valvole termostatiche, garantendo così un funzionamento affidabile del compressore e un recupero energetico ottimale.
- Il sistema di recupero energetico utilizza il calore prodotto dalla compressione (energia "immagazzinata" nell'olio) per riscaldare l'acqua di raffreddamento.



BV2 Valvola termostatica di bypass dell'unità ER **OF** Filtro dell'olio **HE** Scambiatore di calore olio/acqua (unità ER)
AR Serbatoio separatore dell'olio **E** Elemento compressore **BV1** Valvola termostatica di bypass nell'alloggiamento del filtro dell'olio **Co** Radiatore dell'olio (compressore) **Ca** Postrefrigeratore (compressore) **1** Ingresso acqua **2** Uscita acqua

5.11.3 Regolazione della temperatura

I sistemi di recupero energetico possono essere applicati come sistemi con aumento della temperatura ridotto/portata d'acqua elevata o come sistemi con aumento della temperatura elevato/portata d'acqua ridotta.

Sistemi con aumento della temperatura ridotto/portata d'acqua elevata

In questo tipo di applicazione, la differenza di temperatura tra l'acqua del sistema di recupero dell'energia e l'olio del compressore è bassa. Di conseguenza, è necessaria una portata d'acqua elevata per ottenere il massimo recupero di energia.

Esempio: l'acqua riscaldata viene utilizzata per mantenere un altro mezzo a una temperatura moderatamente alta, in un circuito chiuso, ad esempio in un impianto di riscaldamento centralizzato.

Sistemi con sistemi con aumento della temperatura elevato/portata d'acqua ridotta

In questo tipo di applicazione si ottiene un notevole aumento della temperatura dell'acqua nel sistema di recupero energetico, che di conseguenza comporta una bassa portata.

Esempio: un circuito aperto in cui l'acqua fredda proveniente da una rete principale viene riscaldata dal sistema di recupero energetico per l'uso in una fabbrica, ad esempio per il preriscaldamento dell'acqua di alimentazione della caldaia.

Energia recuperabile

L'energia recuperabile può essere calcolata come segue:

$$\text{ENERGIA RECUPERATA (kW)} = 4,2 \times \text{portata acqua (l/s)} \times \text{aumento temperatura acqua (}^\circ\text{C)}$$

Esempio 1: a un compressore OIS da 55 kW applichiamo una portata d'acqua di 69,3 l/min e abbiamo una temperatura in ingresso di 50 °C e una temperatura in uscita di 60 °C:

$$\text{ENERGIA RECUPERATA (kW)} = 4,2 \times (69,3/60) \times (60-50) = 48,5 \text{ kW}$$

Esempio 2: a un compressore OIS da 55 kW applichiamo una portata d'acqua di 9,8 l/min e abbiamo una temperatura in ingresso di 20 °C e una temperatura in uscita di 91 °C:

$$\text{ENERGIA RECUPERATA (kW)} = 4,2 \times (9,8/60) \times (91-20) = 48,7 \text{ kW}$$



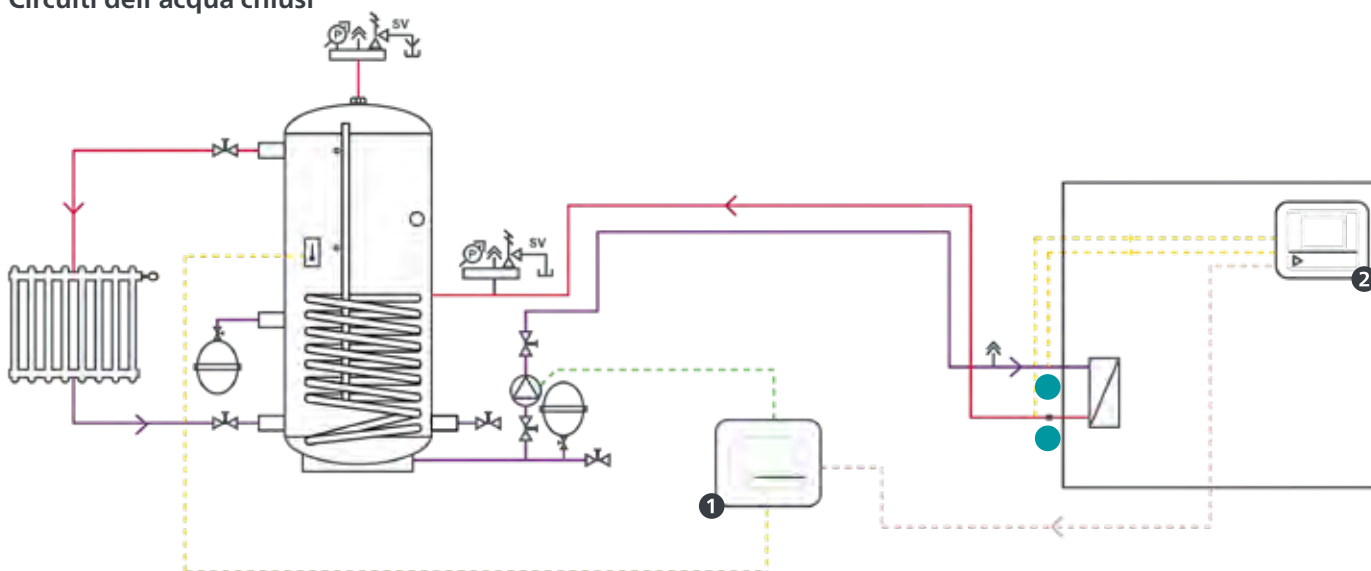
5.11.4 Circuiti dell'acqua aperti e chiusi

Circuiti dell'acqua aperti

Nei circuiti dell'acqua aperti e senza ricircolo, i problemi principali che si riscontrano di solito sono legati al controllo dei depositi, della corrosione e della crescita microbologica.

Pertanto, l'acqua utilizzata dovrebbe soddisfare una serie di requisiti per evitare questi problemi. Alcune linee guida generali per una qualità dell'acqua accettabile sono riportate nel manuale di istruzioni del compressore.

Circuiti dell'acqua chiusi



1 Scatola di controllo del kit di riscaldamento centralizzato **2** Controller del compressore ● Acqua fredda ● Acqua calda ● Collegamento CAN tra (1) e (2) ● Misurazione della temperatura ● Sensore di temperatura

L'aggiunta di uno scambiatore di calore esterno, come un **kit di riscaldamento centralizzato**, costituisce una soluzione semplice e veloce per collegare il refrigeratore ER di un compressore a un impianto di riscaldamento centralizzato. L'obiettivo del kit è utilizzare il calore generato dal compressore per l'impianto di riscaldamento centralizzato del cliente. In genere il kit include un serbatoio tampone, una pompa di circolazione, una scatola di controllo e tutte le parti necessarie per un funzionamento sicuro e affidabile.

Aggiungendo uno scambiatore di calore esterno si crea un circuito dell'acqua chiuso che consentirà un migliore controllo della qualità dell'acqua che passa attraverso lo scambiatore di calore ER.

L'uso di un circuito dell'acqua chiuso riduce al minimo il fabbisogno idrico supplementare. Pertanto, l'utilizzo di acqua dolce o addirittura demineralizzata è economicamente fattibile ed elimina il problema dei depositi di calcare. Sebbene lo scambiatore di calore sia realizzato in acciaio inossidabile, il circuito dell'acqua collegato al compressore potrebbe richiedere l'impiego di inibitori della corrosione.

Consultare il manuale di istruzioni per ridurre al minimo i problemi derivanti da una cattiva qualità dell'acqua. Aggiungere all'acqua un prodotto antigelo, ad esempio glicole etilenico, in proporzione alla temperatura prevista per evitare il congelamento. Tenere presente che questo inciderà sulla portata dell'acqua di raffreddamento richiesto. Vedere anche la sezione 5.10.2.

5.12 Condensa

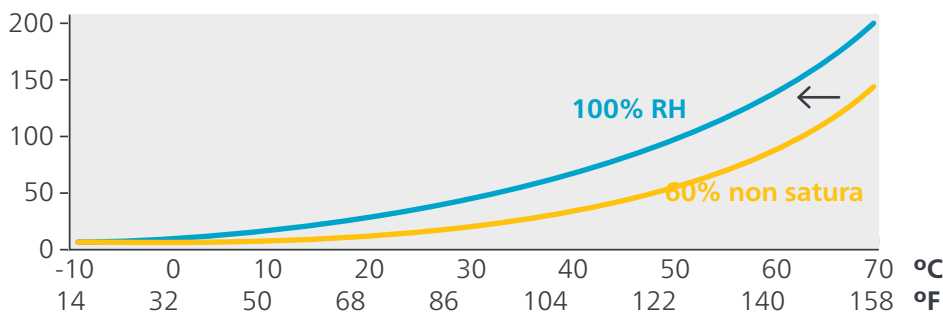
5.12.1 Introduzione sul tema della condensa

La condizione di riferimento standard utilizzata di solito è un'umidità relativa (RH) dello 0%, il che significa che non è presente acqua nell'aria.

È molto probabile che le condizioni reali siano diverse e che sia presente aria umida, ovvero una miscela di aria secca e vapore acqueo, per cui serve un termine per esprimere il rapporto tra il contenuto effettivo di acqua nell'aria e il contenuto massimo di acqua.

Questo rapporto prende il nome di umidità relativa (RH) ed è espresso in percentuale. L'umidità relativa tipica dell'aria ambiente è compresa tra il 60% e l'80%.

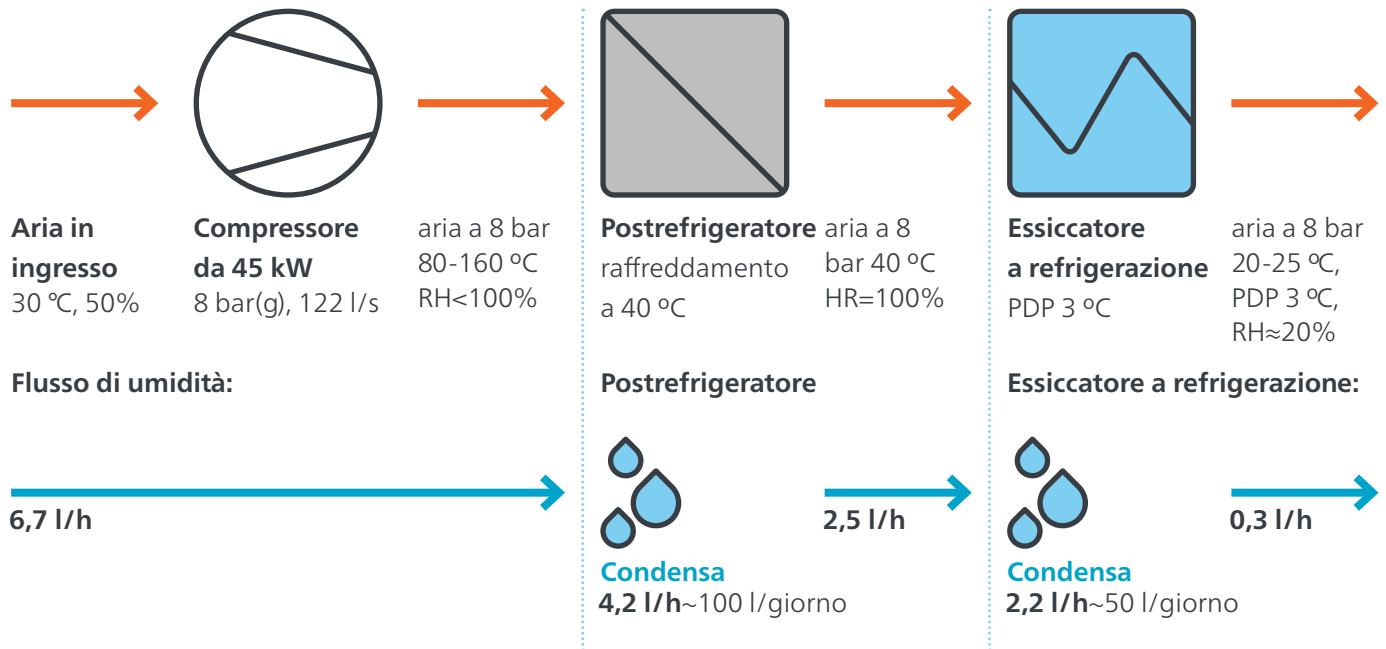
g/m^3



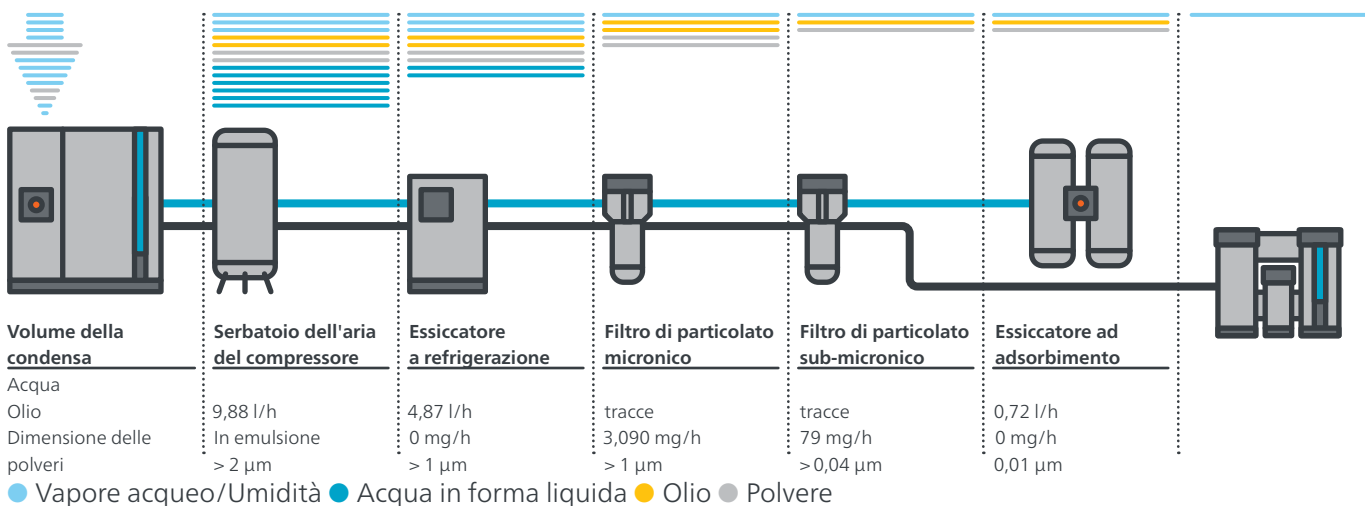
- Contenuto massimo di acqua = 100% RH
 - Umidità relativa [RH] = rapporto tra la massa del vapore d'acqua contenuto nell'aria e la massima quantità di vapore contenuto d'acqua effettivo
- $$= \frac{\text{contenuto d'acqua effettivo}}{\text{contenuto massimo di acqua}}$$

Una variazione di pressione e temperatura modifica la quantità massima di acqua che può essere contenuta nell'aria. Quando l'aria ha un'umidità relativa (RH) del 100%, è completamente satura. Qualsiasi vapore acqueo aggiuntivo inizierebbe a condensarsi e a formare goccioline d'acqua.

Pertanto, in vari punti del nostro impianto di compressione può formarsi della condensa, ad esempio sul compressore, sul postrefrigeratore, sul serbatoio di raccolta del liquido, sull'essiccatore, sui filtri, ecc.



Esempio della quantità di condensa raccolta in 1 giorno da un compressore da 45 kW e un essiccatore a refrigerazione con ingresso aria a 30°C e 50% RH.



Questa condensa dovrà essere raccolta in modo da poter essere rimossa dalla sala compressori.

Quando si utilizzano compressori a vite a iniezione d'olio, la condensa contiene tracce di olio, perciò

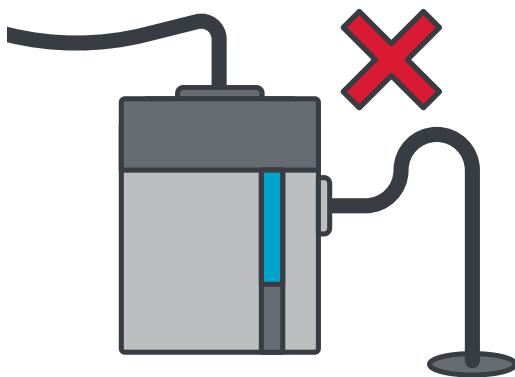
non deve essere scaricata direttamente nelle fognature o nelle acque di superficie,

a meno che essi non siano dotati di un separatore olio/acqua integrato. In tal caso la condensa potrebbe essere scaricata direttamente nella rete fognaria o nelle acque di superficie.

Quando si ha a che fare con un compressore e un essiccatore a refrigerazione separati, o se è necessario collegare anche altri componenti, è possibile utilizzare un separatore olio/acqua autonomo.

5.12.2 Installazione del separatore olio/acqua

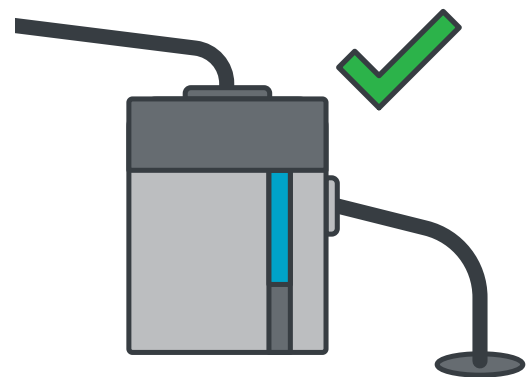
Al momento della scelta delle dimensioni del separatore olio/acqua, tenere in considerazione le condizioni di temperatura ambiente del cliente e le ore di funzionamento previste. I fattori di declassamento applicabili sono riportati nel catalogo del separatore olio/acqua.



Si consiglia che il tubo di scarico che va dall'impianto di compressione al separatore olio/acqua sia inclinato verso il basso per l'intera lunghezza del tubo. In questo modo si evitano accumuli e ristagni localizzati di sacche di condensa nelle tubazioni.

Alcuni tipi di scarichi depressurizzano la condensa mediante un ugello, eliminando la forza propulsiva della pressione per iniettare la condensa nel separatore. Per tale ragione si consiglia, quando possibile, di posizionare il separatore più in basso rispetto agli scarichi che lo alimentano.

Il tubo di scarico montato all'uscita del separatore olio/acqua deve essere inclinato verso il basso per tutta la



sua lunghezza. Lo scopo è evitare l'accumulo di sacche d'acqua nella tubazione e impedire l'allagamento del separatore olio/acqua nel caso in cui la tubazione di uscita dovesse superare il raccordo di uscita.

L'uso di scarichi manuali deve essere considerato con attenzione, poiché l'apertura troppo lunga di questo tipo di scarico potrebbe allagare il separatore olio/acqua superando la sua capacità di depressurizzazione. Pertanto, si consiglia di non utilizzare scarichi manuali sul separatore olio/acqua.

SUGGERIMENTO: quando si prelevano campioni di condensa per l'esame della relativa qualità, assicurarsi di utilizzare un contenitore di vetro non utilizzato per raccogliere il campione per evitare la contaminazione.



5.12.3 Collegamento di più uscite di scarico della condensa

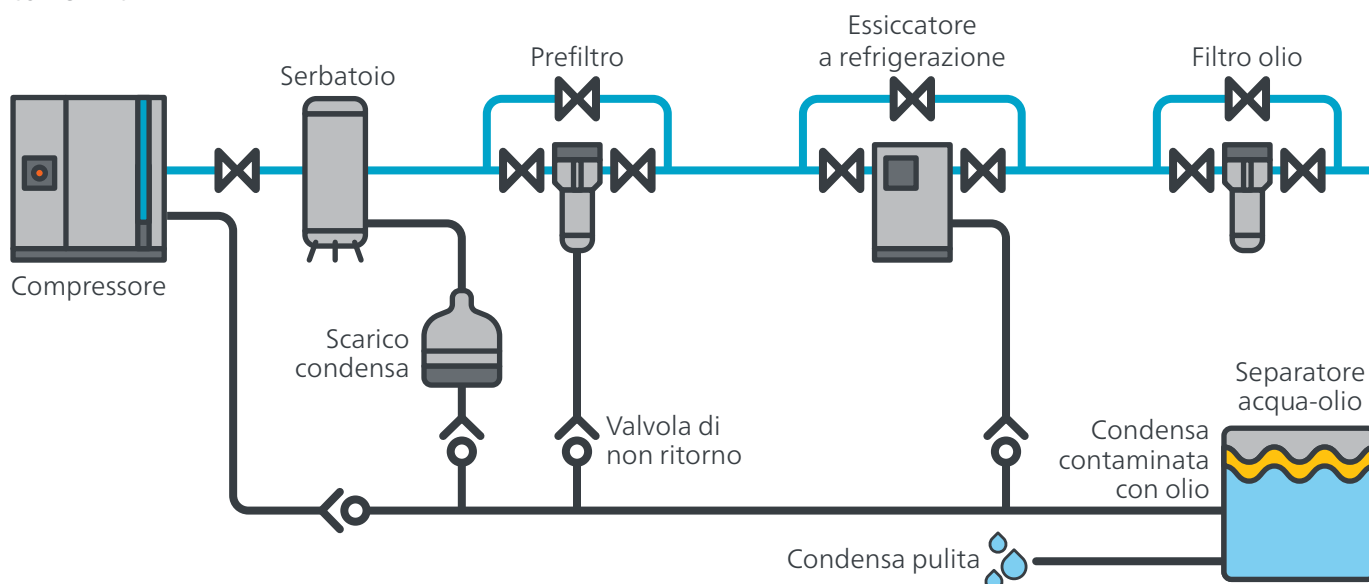
Si consiglia di collegare un solo compressore, essiccatore o filtro per ogni separatore olio/acqua. Se più scarichi dello stesso compressore (postrefrigeratore, essiccatore integrato, filtri, ecc.) sono collegati allo stesso separatore olio/acqua, occorre prestare particolare attenzione affinché questi scarichi spingano la loro condensa nel separatore olio/acqua piuttosto che l'uno nell'altro.

Modo corretto di collegare i punti di scarico:

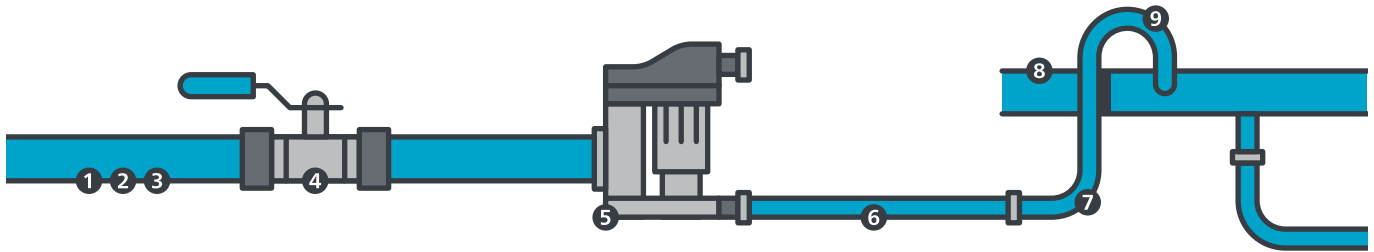
Sistema aperto: i tubi di scarico verso il collettore di scarico non devono essere immersi nell'acqua. I tubi di scarico di compressori diversi non possono essere collegati tra loro prima del collettore (atmosferico). L'interconnessione dei tubi di scarico di compressori diversi può danneggiare gli scarichi elettronici del compressore.



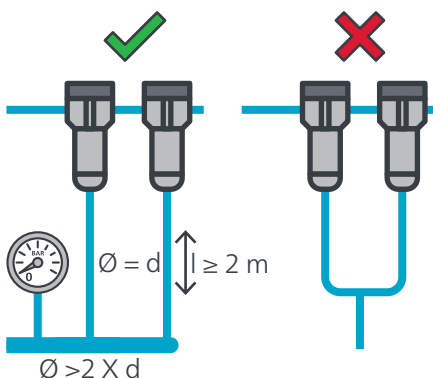
Valvole di non ritorno: quando le uscite sono collegate direttamente ad un tubo di raccolta, è importante avere valvole di non ritorno installate per evitare che lo sporco vada nella direzione opposta e colpisca altri componenti, come i filtri.



Scarichi della condensa: il collegamento delle uscite a uno scarico della condensa consente di scaricare facilmente la condensa in tutto il sistema di tubazioni. Lo scarico automatico è dotato di uno speciale attacco che permette di installare senza alcuna difficoltà un tubo o un raccordo rapido per convogliare il liquido scaricato. Quest'ultimo deve essere immesso in un serbatoio non pressurizzato o in un tubo di scarico.



Riferimento	Descrizione
1	Il tubo di mandata deve avere un diametro minimo (rilevabile nei dati dello scarico elettronico dell'acqua EWD).
2	Nessun filtro deve essere installato nella condotta di mandata.
3	<ul style="list-style-type: none"> La condotta di mandata deve avere una pendenza di almeno l'1%. Se non è possibile installare la condotta di mandata con una pendenza sufficiente o se vi sono altri problemi di afflusso, sarà necessario installare una linea di aerazione.
4	Nella condotta di mandata utilizzare solo valvole a sfera.
5	<ul style="list-style-type: none"> All'interno della valvola di scarico elettronico deve essere presente una pressione minima. Pertanto, verificare condizioni e limitazioni di riferimento nella scheda tecnica. Verificare nel manuale di istruzioni se è necessaria una condotta di sfiato per il modello di scarico elettronico dell'acqua scelto.
6	Il tubo di pressione utilizzato deve essere il più corto possibile.
7	Per ogni metro (3,28 piedi) di pendenza crescente nella condotta di uscita, la pressione minima richiesta aumenta di 0,1 bar (1,45 psi). L'altezza della condotta di uscita non può superare i 5 m (16,41 ft).
8	<ul style="list-style-type: none"> La condotta di raccolta deve avere un diametro minimo (rilevabile nei dati dello scarico elettronico dell'acqua). La condotta di raccolta deve avere una pendenza di almeno l'1%.
9	Condurre il tubo di scarico dall'alto nella condotta di raccolta.



Nel caso in cui siano installati due filtri uno accanto all'altro che debbano essere collegati allo stesso separatore di condensa, la lunghezza del tubo di scarico per ciascun filtro deve essere di almeno 2 metri prima di collegarli insieme. Il diametro del tubo del collettore deve essere almeno il doppio del diametro dei tubi collegati allo scarico del filtro.

Nota: se entrambi i filtri saranno collegati a uno scarico elettronico dell'acqua (EWD) prima di entrare nel separatore olio-acqua, ciascun filtro richiederà il proprio EWD.

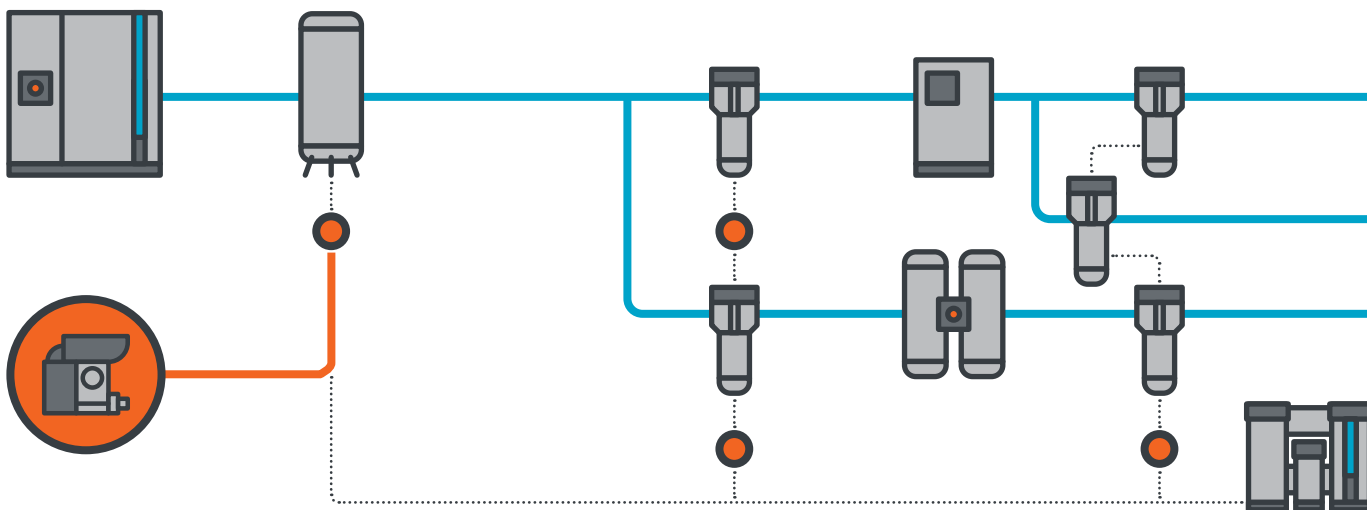
5.12.4 Scarichi della condensa

Per raccogliere la condensa è possibile utilizzare uno degli scarichi di condensa elencati di seguito.

Scarichi meccanici: utilizzano un galleggiante meccanico per scaricare la condensa. Gli scarichi meccanici vengono generalmente utilizzati per raccogliere la condensa sull'uscita inferiore dei serbatoi o possono far parte dell'interno di un filtro.

Scarichi con temporizzatore: Consentono di eliminare la condensa utilizzando un'elettrovalvola abbinata a un temporizzatore elettronico. La preselezione della tempistica e della durata di ciascuno scarico riduce al minimo la perdita di aria compressa. Si tratta di una soluzione efficace in termini di costi per filtri e serbatoi dell'aria compressa, ma comporta una perdita di aria compressa.

Scarichi elettronici: la funzione di scarico intelligente monitora la formazione di condensa e rimuove il liquido solo quando necessario, evitando perdite di aria compressa. Questo tipo di scarico della condensa sicuro, affidabile ed efficiente può essere utilizzato per tutte le applicazioni di condensa nell'aria compressa.



Vantaggi

- Facile scarico della condensa lungo tutta la catena dell'aria compressa
- Minore usura della rete e delle attrezzature di distribuzione
- Meno fermi di produzione
- Poca manutenzione necessaria



Rischi da evitare

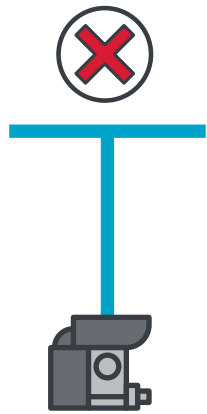
- Usura e corrosione dell'intero sistema di aria compressa



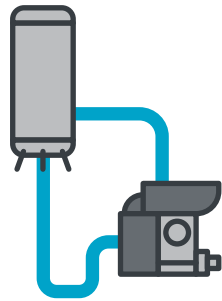
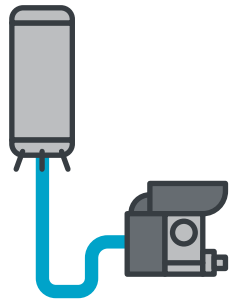
Applicazioni

- Qualsiasi applicazione che utilizza sistemi di aria compressa

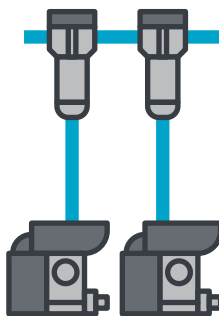
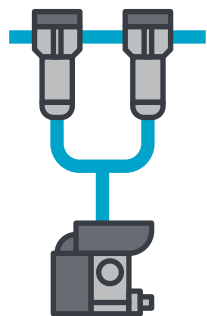
5.12.5 Installazione corretta degli scarichi di condensa



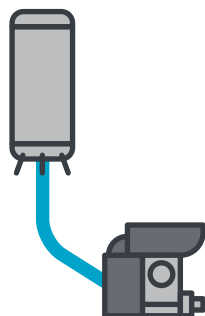
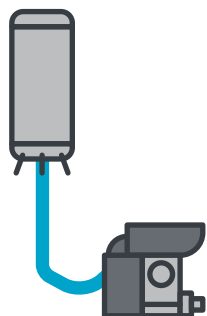
Nel caso in cui si voglia effettuare lo scarico direttamente da una condotta, è consigliabile predisporre le tubazioni in modo che il flusso d'aria sia deviato.



Nel caso in cui l'inclinazione della tubazione d'ingresso non sia adeguata, utilizzare una tubazione secondaria per la compensazione dell'aria.



Ciascuna fonte di condensa deve essere scaricata separatamente per evitare che si creino flussi di bypass.



Se la tubazione d'ingresso è di tipo flessibile, assicurarsi che non si formino delle pieghe, in modo da garantire una pendenza costante ed evitare la formazione di sacche d'acqua.

5.13 Telaii a tenuta

Normative e/o requisiti locali potrebbero richiedere che i compressori siano installati in modo da evitare fuoriuscite di olio durante il funzionamento e la manutenzione del compressore.

Questo è possibile aggiungendo un "telaio a tenuta" al/ai compressore/i. Eventuali fuoriuscite di liquido saranno raccolte nel telaio aggiunto per evitare di contaminare il pavimento.



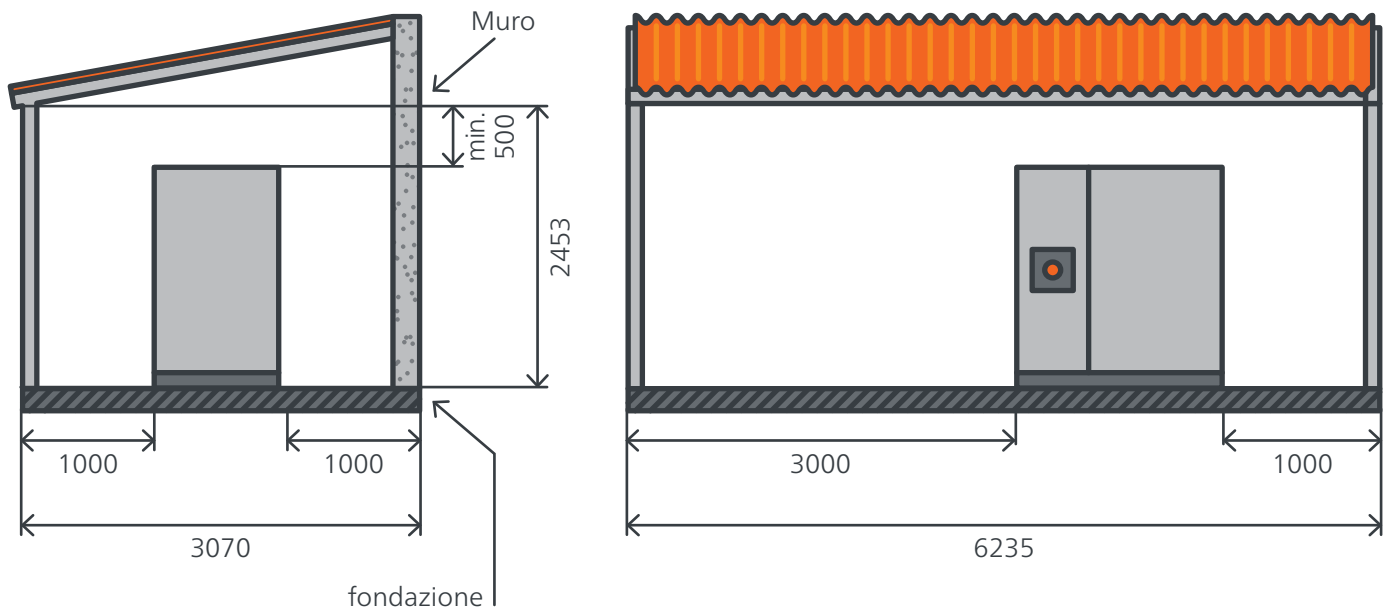
Esempio di telaio a tenuta aggiunto esternamente

5.14 Installazione all'aperto/ Containerizzazione

5.14.1 Installazione all'aperto

Quando si installa un compressore all'aperto, il cliente deve considerare i seguenti aspetti:

- impedire l'ingresso di acqua nel compressore (tenendo conto della direzione del vento)
- evitare la formazione di condensa nell'armadio elettrico
- utilizzare una copertura per proteggere il pannello di controllo dall'ingresso di acqua e dall'esposizione alla luce diretta del sole

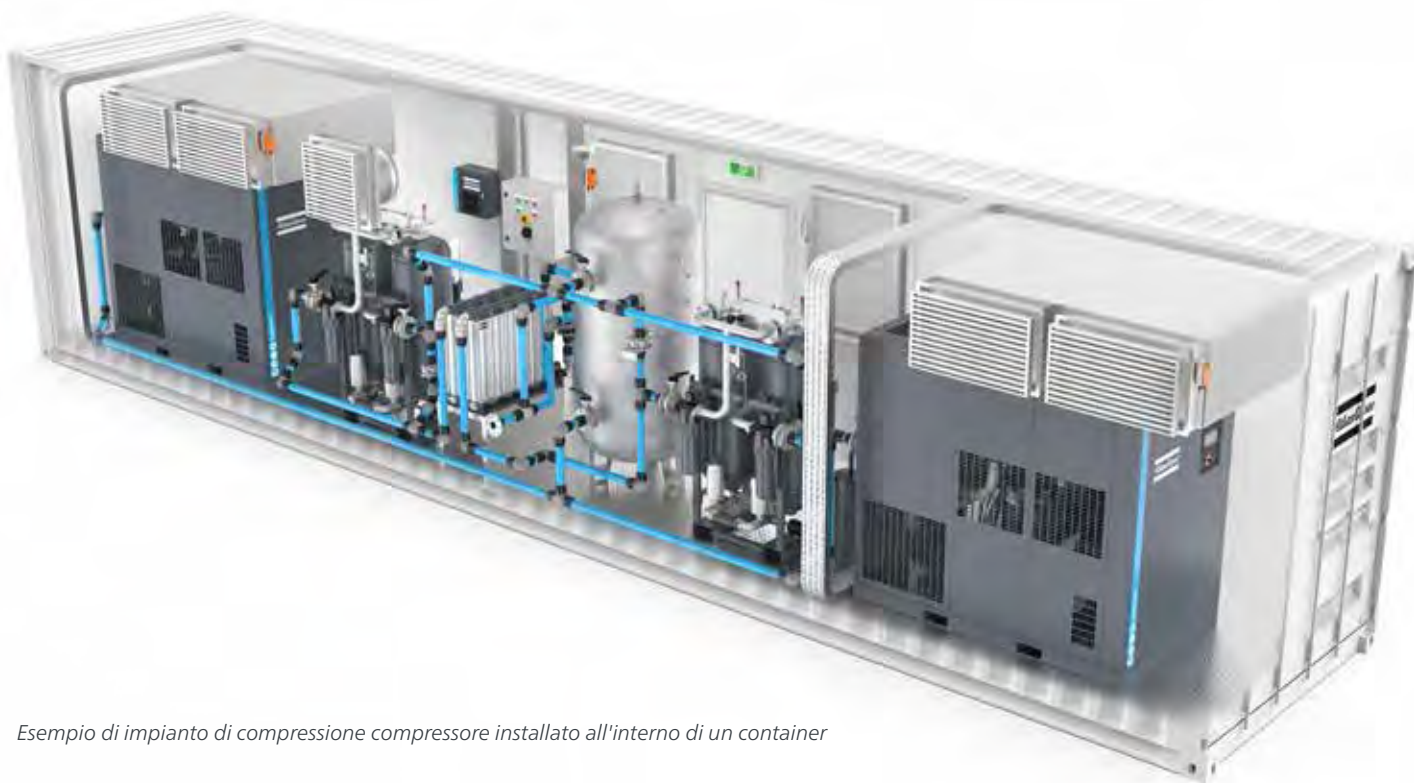


Esempio di compressore installato in una struttura di ricovero esterna

5.14.2 Containerizzazione

Una buona soluzione per installare un compressore all'aperto è quella di costruirlo all'interno di un container. Essa offre i seguenti vantaggi:

- I container sono completamente chiusi, protetti dagli elementi e resistenti alle intemperie, con tetto rigido, pareti laterali e pavimentazione;
- soluzione portatile o mobile;
- flessibilità di avere l'apparecchiatura posizionata vicino al punto di utilizzo;
- risparmio sui costi per il cliente:
 - locale dedicato per il compressore che non richiede costi di fondazione
 - tubazioni di collegamento tra le apparecchiature preinstallate
 - cablaggio di interconnessione tra apparecchiatura e pannello di distribuzione preinstallato
 - risparmio di spazio all'interno dello stabilimento
 - progettazione dell'impianto di aerazione per l'apparecchiatura installata
 - nessuna necessità di permessi per costruire e tempi di attesa azzerati
 - costi di installazione ridotti
 - risparmio sulla gestione delle risorse

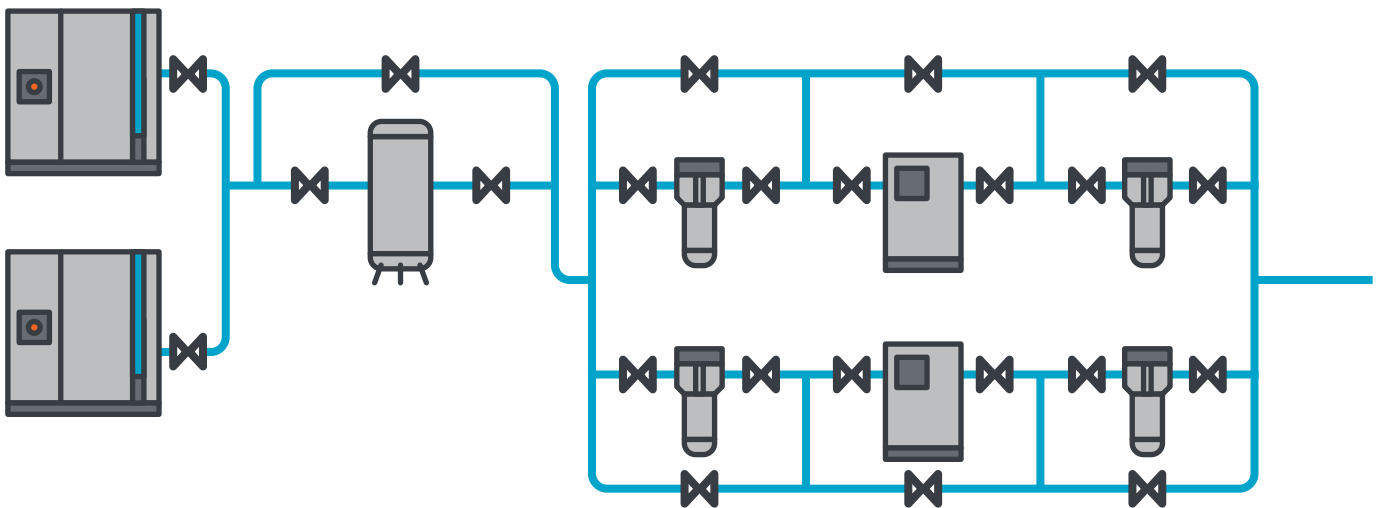


Esempio di impianto di compressione compressore installato all'interno di un container

5.15 Configurazione dell'impianto dell'aria compressa

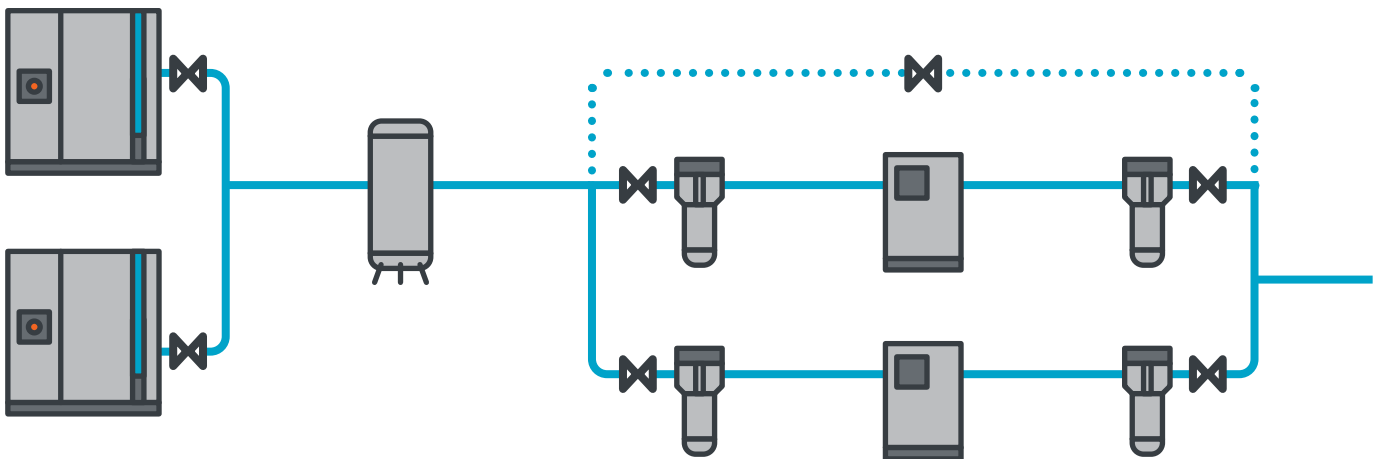
5.15.1 Configurazione con bypass

Per poter isolare qualsiasi componente durante gli interventi di manutenzione senza disturbare l'erogazione dell'aria compressa, si consiglia al cliente di installare tubi di bypass provvisti di valvole a sfera sopra ciascun componente in modo da assicurarne l'isolamento quando si eseguono lavori di manutenzione. Questo bypass può essere installato per il serbatoio dell'aria, l'essiccatore e/o il/i filtro/i.



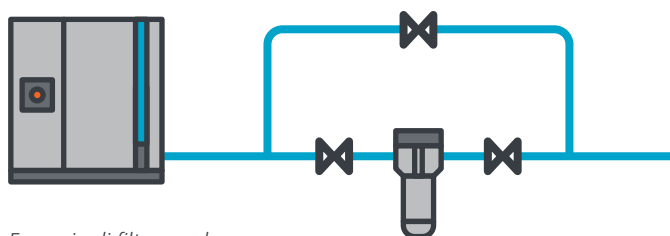
Esempio di uno schema con bypass installato per tutti i componenti

A seconda dei requisiti di qualità dell'aria compressa, è possibile utilizzare anche un sistema di tubazioni molto più semplice combinando alcuni componenti.



Esempio di uno schema con bypass in configurazione semplificata

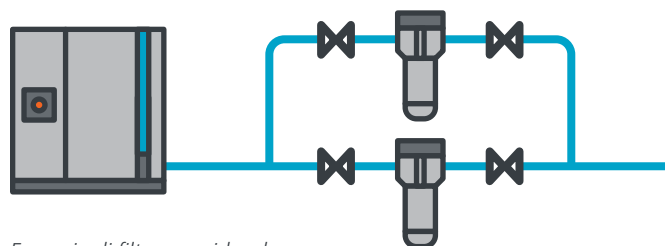
5.15.2 Bypass e ridondanza



Esempio di filtro con bypass

Nell'esempio raffigurato vediamo un compressore con un filtro installato con un bypass e tre valvole di esclusione.

Attivando il bypass avremo una breve mandata di aria non filtrata. In molti casi, questo non sarà un problema. Tuttavia, se questo non è desiderabile per l'applicazione del cliente, possiamo proporre un sistema con ridondanza del filtro.

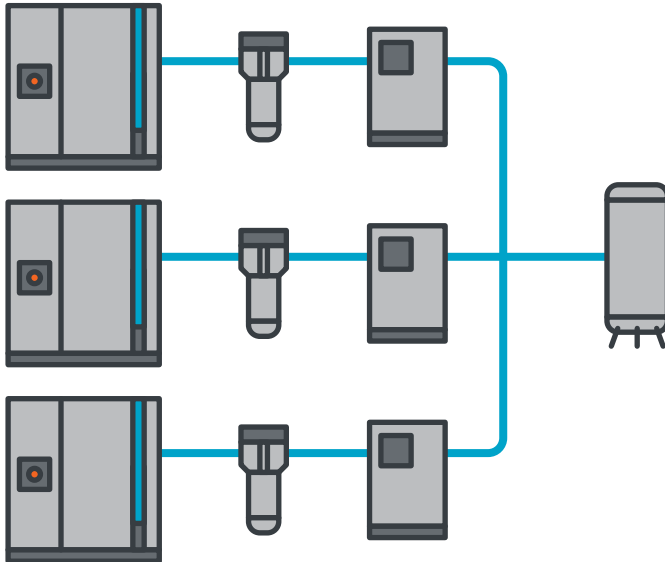


Esempio di filtro con ridondanza

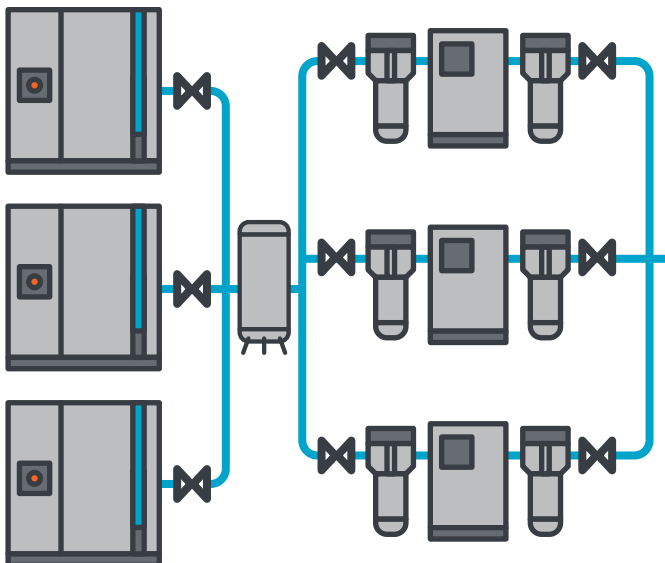
La filtrazione è gestita dall'altro filtro per garantire che non vi siano impatti negativi sulla qualità dell'aria. Sebbene sia più sicura in termini di qualità dell'aria costante, questa ridondanza comporterà un costo di investimento più elevato rispetto a un impianto in cui sia installato solo un bypass.

Quando un compressore e una condotta del filtro/ dell'essiccatore sono configurati come riserva, è sufficiente una valvola di esclusione prima e dopo la condotta del filtro/ dell'essiccatore. In tal caso non sono necessarie condotte di bypass.

5.15.3 Configurazioni con più compressori/essiccatori



Esempio di impianto caratterizzato da più compressori con condotte singole



Esempio di impianto caratterizzato da più compressori con tubo collettore

Installazione di filtri ed essiccatore per ciascun compressore in una sola condotta/un solo treno di tubi

Vantaggi: Poiché ogni compressore sarà fornito con il proprio set di essiccatore e filtro/i, è più semplice combinare compressori di diverse dimensioni in questa configurazione.

Svantaggi Minore flessibilità in termini di ridondanza. Se un componente non è disponibile, anche tutti gli altri componenti di quella condotta non saranno più disponibili.

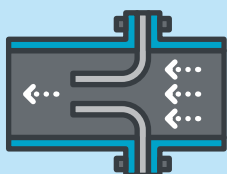
Installazione di più compressori ed essiccatori con tubo collettore

Vantaggi: Maggiore flessibilità in termini di ridondanza.

Svantaggi È più impegnativo garantire che la portata sia equamente distribuita su ciascuna condotta di essiccatori/filtri:

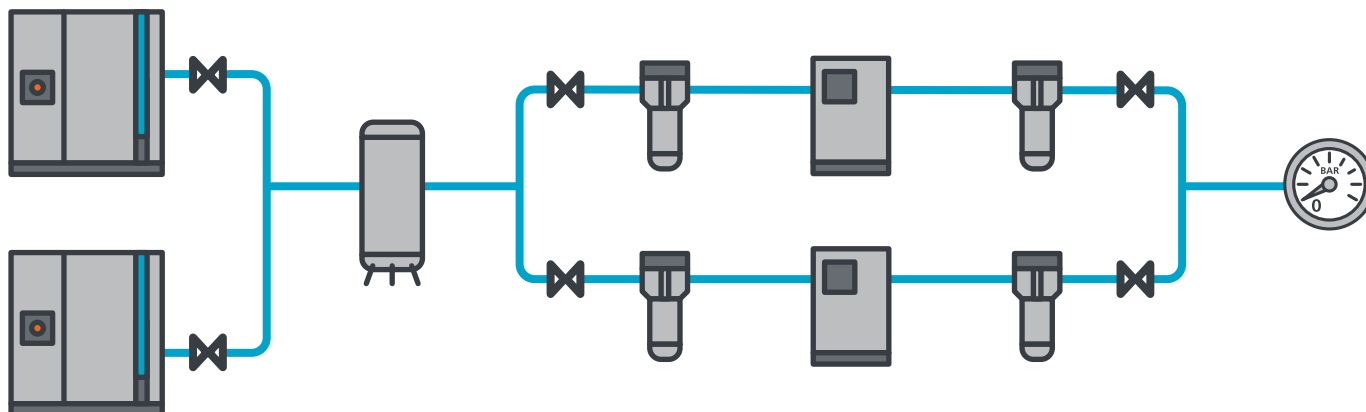
1. Gli essiccatori hanno tutti la stessa capacità: la posizione degli essiccatori e le tubazioni che portano agli essiccatori devono essere mantenute il più simmetriche possibile con la stessa lunghezza per distribuire la portata in maniera uniforme.
2. Gli essiccatori hanno una capacità diversa: poiché l'aria cerca sempre la via più breve o più semplice, questa configurazione potrebbe provocare un trabocco in uno o più essiccatori più piccoli.

Per evitare che questo accada, la soluzione sarebbe quella di aggiungere un ugello sonico a ciascun essiccatore per limitare la portata, ma ciò comporterebbe anche una caduta di pressione e una conseguente perdita di energia.



L'aggiunta di un ugello sonico limiterà la portata che può passare attraverso l'essiccatore, eliminando così il rischio di trabocco.

In alternativa, è possibile aggiungere una valvola di controllo della portata con un flussometro per stabilire la portata corretta per ciascun essiccatore.



5.16 Impianto elettrico

Per garantire il funzionamento senza problemi dell'impianto dell'aria compressa di un cliente, occorre anche assicurarsi che esso disponga di un impianto elettrico adeguato.

Chiedere al cliente di verificare la tensione e la frequenza disponibili (monofase o trifase) presso la sala compressore/i. La tensione e la frequenza non devono discostarsi più di quanto indicato nella documentazione tecnica per tutti i componenti elettrici. Ad esempio, una tensione di alimentazione inferiore al requisito minimo comporterà una corrente più elevata che potrebbe causare problemi di temperatura del motore elettrico. È fortemente consigliato mantenere la caduta di tensione nei conduttori al valore di corrente nominale al di sotto del 5% della tensione nominale per evitare potenziali problemi.

Verificare quali collegamenti elettrici sono disponibili, come: L1, L2, L3, N, PE.

In un impianto trifase, prestare particolare attenzione al collegamento delle fasi nell'ordine corretto, poiché questo determinerà la direzione di rotazione del/i motore/i elettrico/i. Ciò può essere verificato come descritto di seguito.

- Compressore a velocità fissa: verificare il senso di rotazione del motore principale.
- Compressore con azionamento a velocità variabile: il motore principale ruoterà sempre in senso orario. Controllare pertanto la rotazione della ventola di raffreddamento oppure, nel caso di un'unità raffreddata ad acqua, controllare l'essiccatore integrato, se installato.

Se la direzione di rotazione risulta essere errata, è possibile scambiare due fasi qualsiasi delle 3 **presso la sede del cliente** per correggere il problema. Non modificare mai le fasi mai internamente al compressore.

Identificare il tipo di rete disponibile (impianto TN, TT e IT). I compressori sono progettati per la maggior parte per l'uso in reti TT/TN e sono destinati ad ambienti industriali in cui la rete di alimentazione elettrica è separata dalla quella residenziale/commerciale. Per utilizzare la macchina in ambienti industriali leggeri, commerciali o residenziali con rete di alimentazione condivisa o in una rete IT, potrebbe essere necessario adottare misure aggiuntive che dovranno essere discusse con l'installatore elettrico e verificate nel manuale/nello schema elettrico dell'apparecchiatura. Vedere l'Appendice 4 per ulteriori informazioni sui diversi tipi di rete.

Verificare se la potenza nominale disponibile nella sala compressore/i è sufficiente per gestire la potenza elettrica totale dell'apparecchiatura.

Selezionare il metodo di avvio dell'apparecchiatura in linea con la potenza nominale disponibile (Y/D, DOL, VSD)

I cavi elettrici non dovrebbero essere piegati troppo bruscamente e dovrebbero essere disposti in modo che non possano essere danneggiati da altri elementi dell'impianto, a causa di calore, perdite d'olio, ecc.

I cavi dovrebbero essere sufficientemente sostenuti tramite morsetti, scale, ponti, ecc. ed essere accessibili per ispezioni e riparazioni.

Per preservare il grado di protezione IP dell'armadio elettrico e proteggere i relativi componenti dalla polvere dell'ambiente circostante, è necessario utilizzare un pressacavo adeguato quando si collega il cavo di alimentazione al compressore.

Secondo le norme, tutti i cavi elettrici devono "essere dimensionati in modo tale che durante il normale funzionamento non siano sottoposti a temperature pericolose e che non vengano danneggiati termicamente o meccanicamente in caso di cortocircuito". Nel manuale di istruzioni dell'apparecchiatura installata sono riportate le linee guida in merito. Il dimensionamento e la selezione dei cavi dipendono dal carico, dalla caduta di tensione consentita, dal metodo di instradamento (su rack, a parete, ecc.) e dalla temperatura ambientale. Le normative vigenti a livello locale restano in vigore se sono più severe dei valori indicati nel manuale. Vedere l'Appendice 3 per ulteriori indicazioni sul dimensionamento dei cavi.

Se i cavi sono raggruppati insieme ad altri cavi di alimentazione potrebbe essere necessario utilizzare cavi di dimensioni maggiori rispetto a quelle calcolate per le condizioni operative standard.

Se è necessario installare un'ulteriore protezione elettrica, accertarsi che le dimensioni del fusibile non superino il massimo indicato per il tipo di omologazione corrispondente nel manuale di istruzioni dell'apparecchiatura. Lo schema elettrico potrebbe contenere anche ulteriori informazioni a riguardo. Si tenga presente che, per i compressori VSD, non è consentito utilizzare interruttori automatici al posto dei fusibili principali.

Controllare sempre due volte le dimensioni del fusibile rispetto alle dimensioni del cavo calcolate. Se necessario, ridurre le dimensioni del fusibile o aumentare quelle del cavo. Utilizzare il tipo e la dimensione corretti dei fusibili. I compressori azionati da convertitore di frequenza richiedono solitamente fusibili rapidi, mentre i compressori convenzionali richiedono fusibili lenti.

Rete di alimentazione principale

Tensione V
Freq. Hz 3 ^{fasi}

Fusibile max

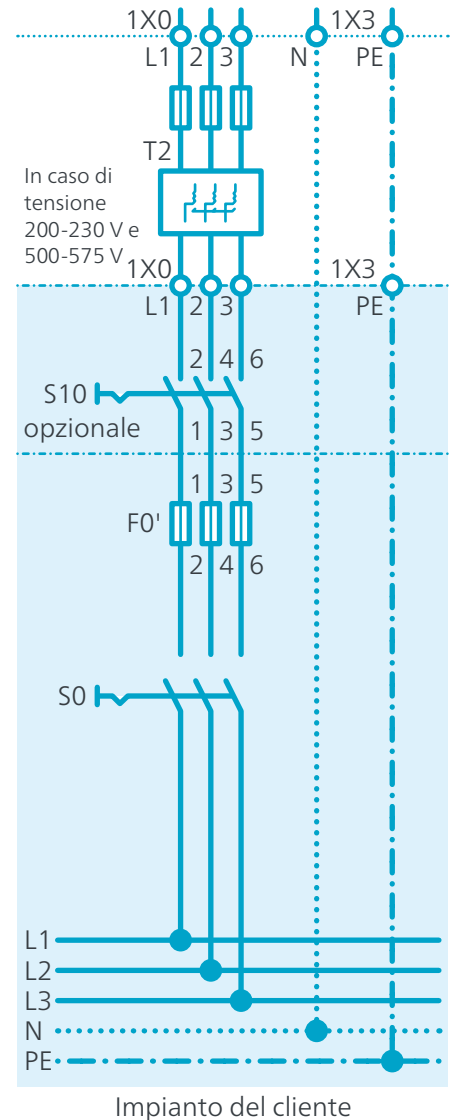
	380-400-800 V	200-350-500-575 V
IEC	aR	gLgG
UL	Classe T	Classe K5
CSA	Classe T	Modulo HRC II

Non è consentito l'uso di interruttori automatici al posto dei fusibili principali.

Lo schema elettrico indicherà quali componenti elettrici fanno e non fanno parte dell'apparecchiatura fornita (vedere anche la sezione aggiuntiva dell'esempio di schema elettrico). Ad esempio, un interruttore di isolamento principale potrebbe non essere incluso nel compressore e dovrebbe far parte dell'impianto del cliente. Si consiglia di installare un interruttore principale (con serratura) nelle immediate vicinanze del compressore per poter staccare facilmente la corrente di alimentazione in caso di necessità. Alcuni modelli di compressori lo avranno disponibile come opzione standard, altri includeranno anche il tipo corretto di fusibili per una facile installazione.

Se l'impianto richiede un interruttore differenziale, utilizzare sempre un interruttore differenziale RCM o RCD di tipo B sensibile a tutti i tipi di correnti (secondo la norma IEC/EN 60755) con un livello di intervento sufficiente.

Quando si installano dei trasformatori per convertire la tensione di alimentazione nella tensione richiesta per l'apparecchiatura, tenere presente che la potenza nominale del trasformatore deve essere in grado di gestire anche la corrente di avvio dell'apparecchiatura. Un trasformatore può convertire solo la tensione, ma non la frequenza. Non sarà possibile combinare tensioni di alimentazione con una frequenza di 50 e 60 Hz a meno che i motori non siano classificati per entrambe le frequenze o si utilizzino compressori VSD che consentono una tensione di alimentazione a doppia frequenza.



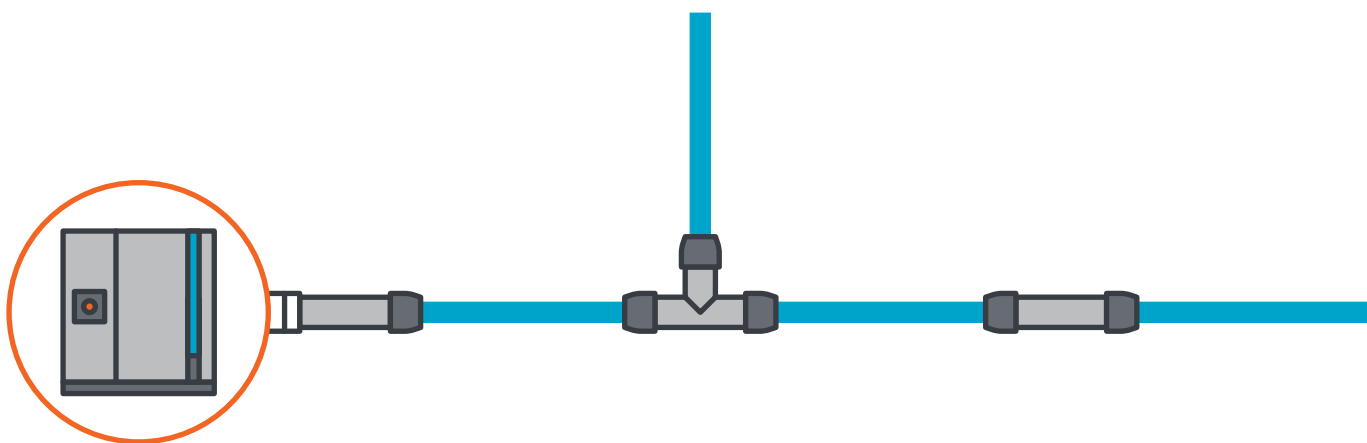
5.17 Tubazioni dell'aria

Per garantire un funzionamento affidabile e una buona efficienza, un sistema di distribuzione deve soddisfare tre requisiti: una bassa caduta di pressione tra il compressore e il punto di utenza, una dispersione minima e la migliore separazione possibile della condensa nel sistema, se non è installato un essiccatore dell'aria compressa.

Questo vale in particolare per le tubazioni principali. I costi da sostenere per l'installazione di tubi (e raccordi) di dimensioni maggiori rispetto a quelle inizialmente richieste sono bassi rispetto ai costi di ricostruzione dell'impianto in un secondo momento. Il percorso, la progettazione e il dimensionamento della rete aerea svolgono un ruolo importante per l'efficienza dell'impianto, la sua affidabilità e i costi. Talvolta una forte caduta di pressione nella tubazione viene compensata aumentando la pressione di esercizio del compressore, ad esempio, da 7 bar(e) a 8 bar(e). Questo si traduce in un minore risparmio di aria compressa. Quando il consumo di aria compressa diminuisce, si abbassa anche la caduta di pressione e la pressione nel punto di utenza o sale oltre il livello consentito.

Prima di avviare l'installazione vera occorre rispondere ad alcune domande:

- Quale materiale dovrebbe essere utilizzato per i tubi?
- Come dovrebbero essere costruiti i tubi?
- Quale caduta di pressione è accettabile?
- Quale pressione dovrebbe essere presa in considerazione?



5.17.1 Quale materiale dovrebbe essere utilizzato per le tubazioni?

Le tubazioni sono disponibili in diversi materiali, come:

Tubazioni in poliammide

- installate per piccole applicazioni "point-of-use", come all'interno un'officina

Tubazioni in acciaio (nero o zincato)

- uso tradizionale
- filettate o saldate – necessità di rivolgersi a installatori esperti
- aumento dell'accumulo di ruggine e corrosione

Tubazioni in alluminio

- è diventato lo standard di settore per i sistemi di tubazioni dell'aria compressa completi
- resistenti alla corrosione
- peso ridotto
- facili da installare e modificare

Tubazioni in acciaio inossidabile

- proprietà anticorrosive
- possibilità di installazione in ambienti di produzione difficili, come pure nelle industrie farmaceutiche e sanitarie, di lavorazione di alimenti e bevande e di processo
- peso elevato
- necessita di installatori esperti

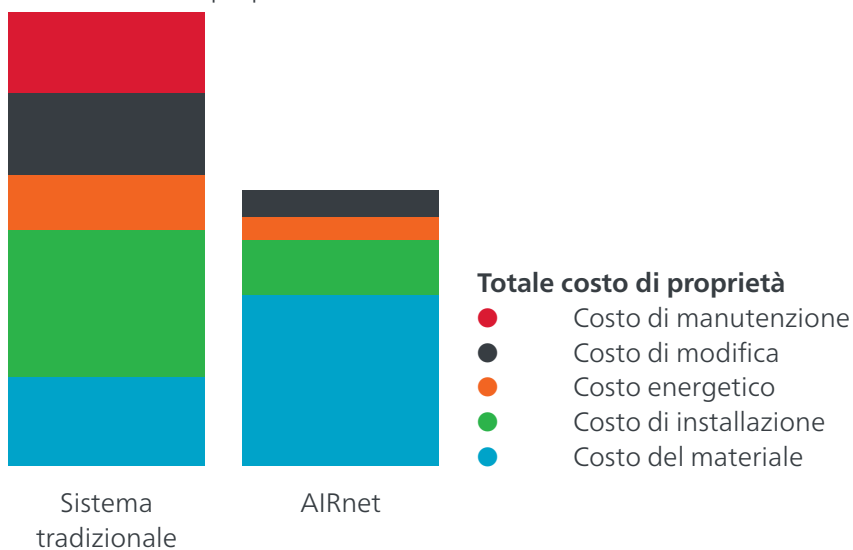
I componenti filettati creano dispersioni sempre maggiori nel tempo. Pertanto, il tipo di collegamento dei tubi è un altro aspetto importante da tenere in considerazione, che avrà un impatto sui costi di installazione, su possibili dispersioni e sulla caduta di pressione. Tra i sistemi di connessione più comuni per le tubazioni dell'aria vi sono la saldatura, l'innesto a pressione, la avvitatura, la flangiatura (per i tubi di diametro maggiore) o i sistemi di accoppiamento rapido senza perdite, come AIRnet.

La rete di tubazioni ottimale viene dimensionata, pianificata e installata in modo da supportare l'eccellenza operativa sostenibile nel processo di produzione.

Aspetti quali design dei materiali e del prodotto, costi di installazione e manutenzione, flessibilità e sicurezza influenzano tutti il costo totale di proprietà e il livello di efficienza della produzione.

Investire in AIRnet, un sistema di tubazioni in alluminio che utilizza innesti rapidi, offre i seguenti vantaggi:

- nessun costo di manutenzione (come ad esempio per la riverniciatura)
- peso ridottissimo e facilità di installazione (riduzione dei costi di installazione)
- creazione di modularità (modifiche facili da apportare in futuro)
- minore attrito nelle tubazioni e nelle connessioni (risparmio energetico grazie alla riduzione della caduta di pressione)
- nessuna perdita (risparmio energetico grazie alla riduzione della pressione di esercizio e delle ore totali di funzionamento del compressore)
- nessun rischio di corrosione (mantenimento della qualità dell'aria)
- Costo totale di proprietà minimo



5.17.2 Come dovrebbero essere strutturate le tubazioni?

Quando si tratta di dimensionamento, chiedere al proprio cliente di non cercare mai di risparmiare sulle tubazioni.

Quando è necessario installare un compressore per fornire aria compressa in locali diversi, si consiglia di prevedere una tubazione principale separata per ciascun locale. Essa offre i seguenti vantaggi:

- l'alimentazione dell'aria compressa può essere esclusa in uno o più locali senza influire sull'aria fornita all'altro locale/agli altri locali. Questo facilita gli interventi di manutenzione e/o ristrutturazione;
- un locale non utilizzato può essere escluso, riducendo così il rischio di dispersione dell'aria;
- per ogni locale è possibile misurare sia il consumo d'aria che le perdite d'aria;
- se necessario, è possibile fornire ai vari locali aria compressa di diversa pressione e/o qualità mediante l'applicazione di filtri e/o riduttori di pressione.

Tubazioni interraste

Per le tubazioni interraste è possibile utilizzare tubi speciali in plastica o in acciaio rivestiti in plastica.

I tubi devono essere installati in pendenza (circa lo 0,5%) e all'estremità del tubo deve essere installato un sifone per la condensa.

Anche se si utilizza aria compressa essiccata, si consiglia di montare i tubi in pendenza con un sifone per la condensa all'estremità. Se nonostante ciò dovesse penetrare della condensa nel tubo (ad esempio a causa di un guasto dell'essiccatore), sarà sempre possibile scaricarla.

Se l'aria compressa non viene essiccata, il sifone per la condensa deve essere dotato di uno scarico automatico. Inoltre i tubi devono essere posati ad una profondità tale da essere protetti dal gelo.



Sifone per condensa antigelo montato.

Ponti di tubi

Nei tubi dell'aria compressa su ponti di tubi (ad eccezione tubi dell'aria compressa con punto di rugiada in pressione di $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$) vi è sempre il rischio che la condensa congeli nei tubi.

Il congelamento della condensa può essere evitato isolando le tubazioni e, se necessario, prevedendo un nastro riscaldante. Le precauzioni che il cliente deve adottare dipendono dalla lunghezza dei tubi e dalla temperatura minima prevista.

Condotte di distribuzione

In linea di massima, è preferibile posare i tubi di distribuzione ad anello in tutto il locale. In questo modo è possibile ridurre le dimensioni dei tubi perché l'aria compressa viene fornita da due lati.

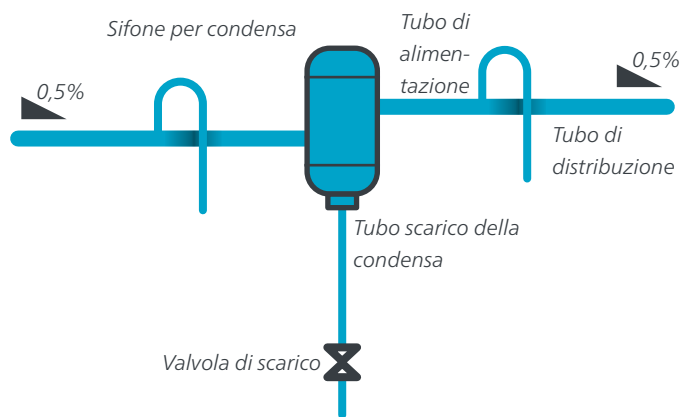
Le tubazioni devono essere installate con un'inclinazione di circa lo 0,5% (anche se si utilizza aria compressa essiccata) e occorre assicurarsi che nella rete di tubazioni sia presente un numero sufficiente di sifoni per la condensa.

I tubi devono essere montati in alto lungo la parete sotto cappiate o contro il soffitto.

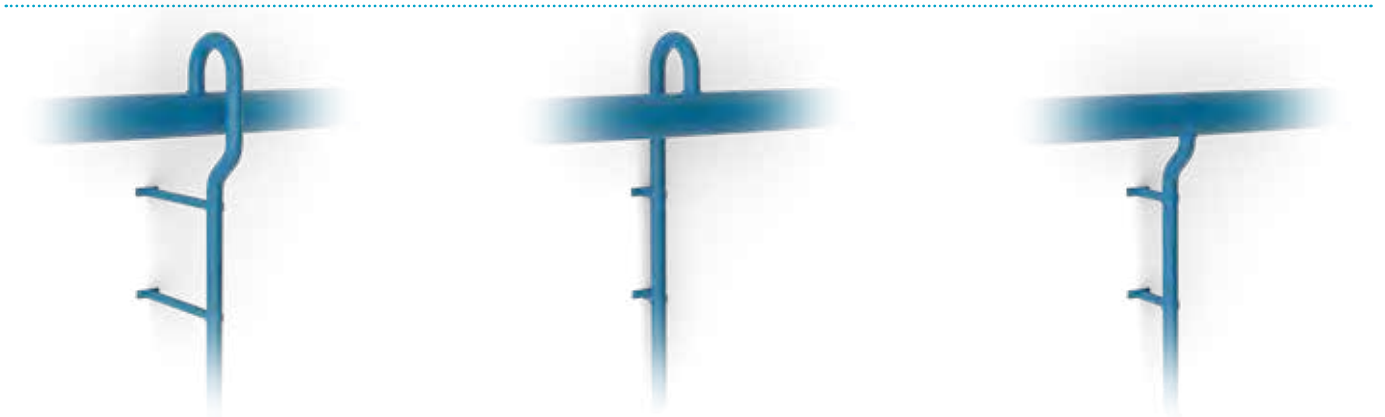
È importante che le tubazioni possano essere svuotate, ispezionate e sottoposte a manutenzione.

Quando si progetta la rete di distribuzione per un cliente, occorre assicurarsi che includa un numero sufficiente di valvole di esclusione. In questo modo la rete può essere suddivisa in diverse sezioni ed è possibile depressurizzare una sezione mentre il resto dell'impianto rimane pressurizzato. Scegliere le valvole a sfera come valvole di esclusione per via della loro bassa perdita di carico.

Il tubo di derivazione è l'ultima parte di un impianto fisso e deve terminare il più vicino possibile al punto di utenza per evitare tubi lunghi e di conseguenza maggiore resistenza.



Sifone per condensa nella rete di tubazioni.



Tubi di derivazione per aria compressa non essiccata o essiccata.

Tubi di derivazione per aria compressa essiccata.

Il tubo di derivazione deve essere montato nella parte superiore del tubo di distribuzione per evitare il più possibile che condensa e impurità raggiungano il punto di utenza. Solo se l'aria compressa è adeguatamente essiccata l'installazione può avvenire dal basso come mostrato nella figura.

All'estremità finale del tubo di derivazione con un rubinetto, preferibilmente del tipo a sfera. La valvola di esclusione deve essere posizionata in modo tale che sia facile da azionare e che la manutenzione delle apparecchiature montate a valle della valvola possa essere eseguita senza intralci.

5.17.3 Quale caduta di pressione è accettabile?

La funzione della rete dell'aria compressa è quella di distribuire l'aria compressa a una pressione sufficiente affinché ogni attrezzo o utensile collegato funzioni in maniera ottimale. Purtroppo, una caduta di pressione è inevitabile.

Di norma, la caduta di pressione in un sistema di tubazioni fisse, calcolata a partire dall'impianto di compressione (dopo l'essiccatore e i filtri) fino al punto di uscita più lontano da esso, non dovrebbe superare 0,1 bar.

Di questi 0,03 bar sono dovuti alla caduta di pressione all'interno del tubo di derivazione. La distribuzione dei rimanenti 0,07 bar dipende dalle caratteristiche del sistema di tubazioni.

Caduta pressione totale disponibile	0,10 bar
Condotta principale e condotta di distribuzione	0,07 bar
Tubo di derivazione	0,03 bar

È importante che i tubi fissi scelti non siano troppo di diametro troppo ridotto. Dover sostituire i tubi principali per via del diametro troppo ridotto è molto più costoso che scegliere inizialmente una tubazione con un diametro maggiore di quello strettamente necessario in base ai calcoli.

Consigliare al cliente di scegliere tubi con una bassa perdita di carico e di evitare parti con spigoli vivi o brusche variazioni di superficie. Gli accessori per l'aria compressa sono sempre facili da sostituire in caso di espansione dell'impianto. È possibile quindi dimensionarli in base alla situazione corrente.

A questo si deve aggiungere la caduta di pressione nei tubi flessibili, nei raccordi dei tubi flessibili e in altri raccordi. Il dimensionamento di questi componenti è particolarmente importante perché spesso è su tali collegamenti che si verifica la maggiore caduta di pressione.

La caduta di pressione dal tubo di derivazione all'utensile non deve superare 0,6 bar. Per gli utensili che vengono utilizzati in modo intensivo si dovrebbe puntare a raggiungere una caduta di pressione inferiore, ad esempio di 0,4 bar.

Durante l'uso dell'impianto, nei filtri si accumulano particelle di sporco e polvere. Considerare quindi un aumento medio della caduta di pressione di 0,3 bar per ciascun filtro tra gli intervalli di manutenzione.

Come regola generale, le prestazioni dell'utensile diminuiscono del 2,5% per ogni 0,1 bar al di sotto della pressione standard.

Pertanto, la caduta di pressione in un sistema di tubazioni dell'aria deve essere mantenuta il più bassa possibile.

Suggerimento: utilizzare solo 2 raccordi a gomito R, raccordi a T a flusso laterale e valvole a sfera per mantenere quanto più bassa possibile la caduta di pressione nella sala compressore/i.

Diametro effettivo del tubo	Portata a 7 bar		
	l/s	cfm	m ³ /min
6	1	2	0,06
9	3	6	0,18
12	5	11	0,3
16	10	21	0,6
22	17	36	1,02
27	25	53	1,5
36	50	106	3
42	65	138	3,9
53	100	212	6
69	180	381	10,8
81	240	509	14,4
105	410	869	24,6
130	610	1293	36,6
155	900	1907	54

La tabella 5.17.1 offre un'indicazione generale per le tubazioni della rete dell'aria compressa.

5.17.4 Calcolo della caduta di pressione

La caduta di pressione nelle tubazioni può essere calcolata utilizzando la seguente formula:

$$\Delta p = f \times \frac{Q_v^{1,85} \times L}{d^5 \times p}$$

Δp = caduta di pressione (bar)

f = fattore di attrito (tipicamente = 450 per tubi commerciali o zincati)

Q_v = portata volumetrica standard in condizioni d'aria libera (l/s)

L = lunghezza tubi (m)

d = diametro interno dei tubi (mm)

p = pressione iniziale assoluta (bar assoluti)

Esempio 1: quanto può essere lungo un tubo con un diametro interno di 50 mm, una portata di 100 l/s e una pressione iniziale di 7 bar(a) per non superare una caduta di pressione di 0,1 bar?

$$L = \frac{\Delta p \times d^5 \times p}{f \times Q_v^{1,85}} = \frac{0,1 \times 50^5 \times 7}{450 \times 100^{1,85}} = 97 \text{ metri}$$

Per la caduta di pressione dei raccordi e delle valvole viene utilizzato una lunghezza equivalente del tubo.

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 (portata massima)		0,35	0,58	0,610	1,016	1,320	1,625	1,930	2,640	3,250	3,960	5,280
Valvola a membrana completamente aperta		1,5	2,5	3,0	4,5	6	8	10	-	-	-	-
Valvola ad angolo completamente aperta		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Valvola a fungo		7,5	12	15	24	30	38	45	90	-	-	-
Valvola di ritegno a cerniera		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 di 90°		1,5	2,4	3,0	4,5	6,0	7,5	9	12	15	18	24
Raccordo a T a flusso passante		0,3	0,4	1,0	1,6	2,0	2,5	3	4	5	6	8
Raccordo a T a flusso laterale		1,5	2,4	3,0	4,8	6,0	7,5	9	12	15	18	24
Niplo riduttore		0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,1	3,6	4,8	6,0	7,2	9,6

Tabella 5.17.1: resistenze una tantum dei componenti del tubo con lunghezza equivalente del tubo (m).

Esempio 2: un tubo di 23 metri con un diametro interno di 80 mm condurrà una portata di 140 l/s. Il tubo contiene 8 raccordi a gomito che hanno tutti un diametro di curvatura pari al diametro interno. Quanto sarà la caduta di pressione nel tubo se la pressione iniziale assoluta è 8 bar(a)?

Innanzitutto è necessario determinare la lunghezza equivalente del tubo per gli 8 raccordi a gomito. La lunghezza equivalente del tubo di 1,3 metri per ogni raccordo a gomito è indicata nella tabella 5.17.2. La lunghezza totale del tubo è quindi $8 \times 1,3 + 23 = 33,4$ metri. Per calcolare la caduta di pressione viene utilizzata la seguente formula:

$$\Delta p = 450 \times \frac{Q_v^{1,85} \times L}{d^5 \times p} = 450 \times \frac{140^{1,85} \times 33,4}{80^5 \times 8} = 0,0054 \text{ bar}$$

Per trovare la caduta di pressione applicabile a un sistema di tubazioni, è anche possibile utilizzare uno schema della caduta di pressione, come quello mostrato nella figura 5.17.1.

Per il calcolo è necessario conoscere i seguenti valori:

- lunghezza del tubo in m
- pressione atmosferica (sovrapressione) in bar(e)
- portata d'aria in l/s
- calo di pressione (ammessa) nelle tubazioni in bar

Procedere come indicato di seguito.

1. Il punto A si trova utilizzando la pressione di esercizio corrente e la portata d'aria desiderata.
2. Dal punto A è possibile determinare il punto B tracciando una linea parallela alle guide a 45°.
3. Utilizzando la lunghezza del tubo, il punto C viene determinato tracciando una linea orizzontale dal punto B fino al raggiungimento della lunghezza del tubo specificata.
4. Utilizzando il valore della caduta di pressione ammissibile, il punto D viene determinato tracciando una linea parallela alle guide a 45° dal punto C al punto della caduta di pressione ammissibile.
5. Il diametro interno dei tubi è leggibile nel punto E tracciando una linea orizzontale da D a E.

Esempio: qual è il diametro interno dei tubi richiesto per una portata di 100 l/s, una pressione iniziale di 7 bar(a) e una lunghezza del tubo di 50 m per mantenere la caduta di pressione al di sotto di 0,1?

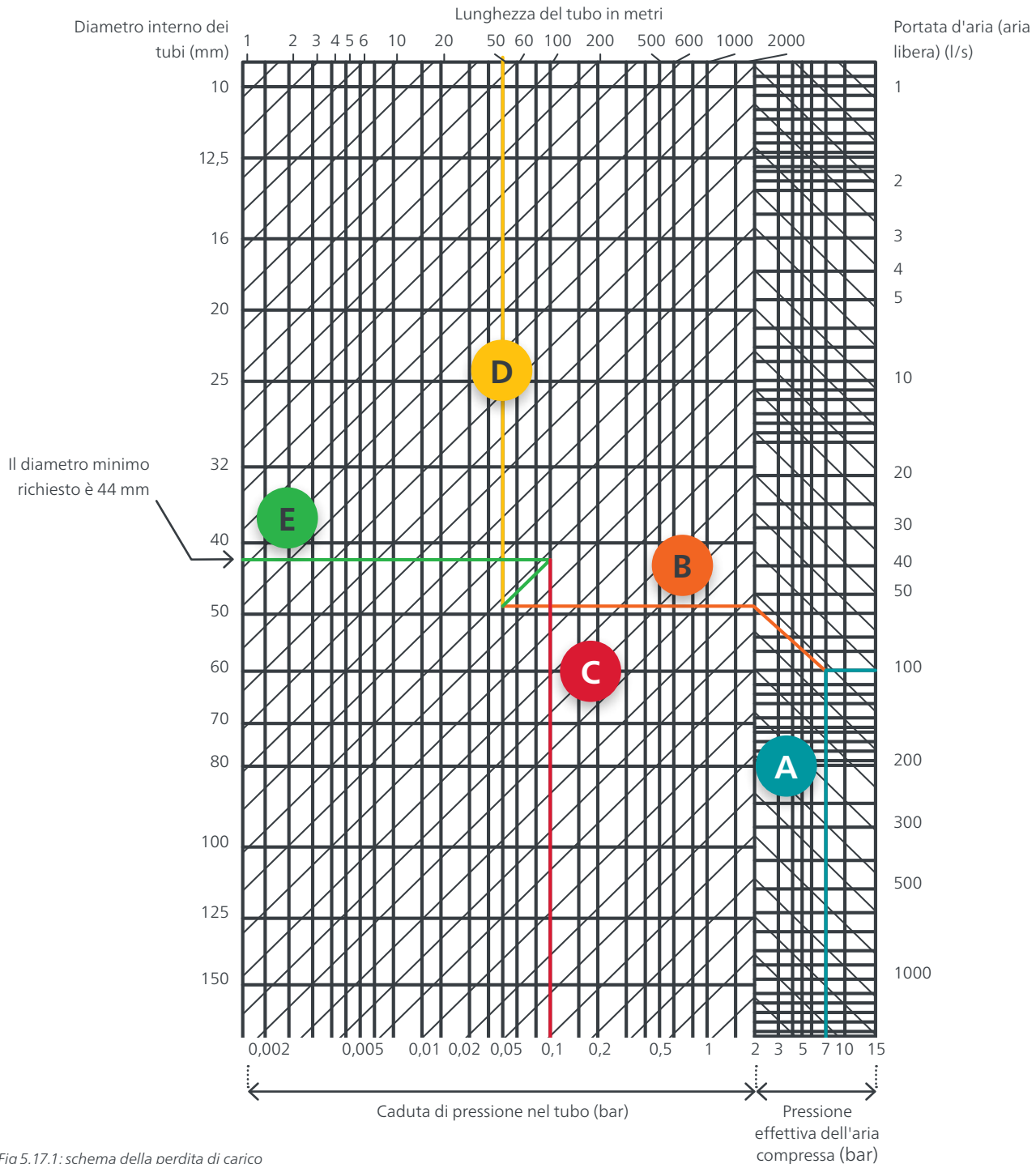


Fig 5.17.1: schema della perdita di carico

5.17.5 Quale pressione dovrebbe essere calcolata?

Alla caduta di pressione occorre aggiungere la pressione di esercizio prescritta dello strumento o dell'utensile da collegare. Ciò darà la pressione richiesta all'inizio della condotta principale.

Pressione di esercizio prescritta per gli utensili	6,0 bar
Cadute di pressione nelle condotte principali, di distribuzione e secondarie	0,1 bar
Caduta di pressione sugli accessori ad aria compressa e sulle apparecchiature di alimentazione dell'aria	0,6 bar
Filtro leggermente contaminato	0,3 bar
Totale	7,0 bar

La pressione all'inizio della tubazione principale deve quindi essere almeno di 7,0 bar per fornire all'utensile la pressione di esercizio prescritta di 6,0 bar. A seconda dell'apparecchiatura per il trattamento dell'aria che si intende utilizzare (un essiccatore ed eventuali filtri), la pressione dell'aria nel compressore dovrà essere ancora più elevata per compensare la caduta di pressione nell'impianto di compressione stesso.

Si veda anche il capitolo 1.2 per ulteriori informazioni sul calcolo della pressione richiesta per il compressore.

Un abbassamento della pressione di soli 0,3 bar riduce le perdite del 4%. Se in un impianto da 100 m³/min la perdita è del 12% e la pressione si riduce di 0,3 bar, questo corrisponde a un risparmio di ca. 3 kWh/ora, che equivale al consumo di corrente elettrica di una normale abitazione riscaldata elettricamente. Anche il consumo d'aria per macchine e apparecchiature aumenta con una maggiore pressione di esercizio.

5.17.6 Progettare un buon sistema di tubazioni

In generale, la soluzione migliore è progettare un sistema di tubazioni come una condotta ad anello attorno all'area in cui avverrà l'utenza dell'aria. Successivamente saranno fatti passare i tubi di derivazione dalla condotta principale ai punti di utenza. In questo modo si otterrà un'erogazione uniforme dell'aria compressa, nonostante un uso intensivo e intermittente, poiché l'aria verrà condotta al punto di utenza effettivo da due direzioni. Questo sistema dovrebbe essere utilizzato per tutti gli impianti, anche se alcuni punti di utenza sono molto distanti dall'impianto del compressore. Un tubo principale separato sarà quindi instradato verso queste aree.

Le dimensioni del sistema di tubazioni dell'aria compressa dovranno essere tali che la caduta di pressione nella tubazione nel punto più lontano non superi 0,1 bar.

Tuttavia, in una rete dell'aria compressa a 3 bar(e), una caduta di pressione di 0,1 bar rappresenta una perdita di energia relativamente maggiore rispetto a una rete a 7 bar(e). Pertanto è meglio specificare concretamente che la caduta di pressione deve essere inferiore all'1,5% della pressione di esercizio.

Si consiglia una velocità dell'aria compressa compresa tra 6 e 10 m/s per evitare cadute di pressione eccessive nella rete dell'aria compressa. Basse velocità per tubi lunghi, alte velocità per tubi corti.

L'importanza di una rete di tubazioni ben dimensionata può essere dimostrata con il seguente semplice esempio:

Esempio: per una distanza di 50 m deve essere convogliata una portata d'aria di 100 l/s con una pressione di esercizio reale di 7 bar e una caduta di pressione massima $\Delta p = 0,3$ bar.

Quando viene selezionato un diametro dei tubi di 1¼" (diametro interno minimo di 32 mm), la caduta di pressione è di 0,45 bar (vedere la linea tratteggiata verticale nella Fig 5.17.2).

Da questo risultano i seguenti valori di pressione di esercizio minima e massima (con $P_L - P_{UL} = 0,6$ bar):

$P_L = 6,7 + 0,45 = 7,15$ bar(e) = pressione di carico

$P_{UL} = 6,7 + 0,45 + 0,6 = 7,75$ bar(e) = pressione di vuoto

Per un diametro dei tubi di 1½" (diametro minimo interno di 38 mm), la linea tratteggiata verticale nella Fig. 5.17.2 indica una caduta di pressione di 0,15 bar.

Ne conseguono le seguenti pressioni di regolazione del pressostato:

$P_L = 6,7 + 0,15 = 6,85$ bar(e)

$P_{UL} = 6,7 + 0,15 + 0,6 = 7,45$ bar(e)

Quando si utilizza un diametro del tubo di 1½" (diametro interno min. 38 mm), la caduta di pressione è 3 volte inferiore, il che significa che la pressione di esercizio minima e massima è sensibilmente più bassa.

In questo esempio il risparmio energetico è di ca. 1 kW per ogni ora di funzionamento. Sebbene il diametro maggiore del tubo possa comportare costi di installazione più elevati, si tratta di costi una tantum. Tuttavia, il risparmio energetico si protrarrà nel tempo.

In base alla caduta di pressione $\Delta p = 0,1$ bar descritta nella sezione 5.17.3, per questo esempio si dovrebbe scegliere un diametro interno del tubo di 50 mm. (La caduta di pressione p di un massimo di 0,3 bar è stata scelta per mostrare l'influenza della resistenza del tubo.)

Come già osservato, la regola generale è che è meglio una rete di condotte d'aria sovradimensionata che una troppo piccola. In questo modo si ottiene anche un certo margine di espansione in un secondo tempo, in caso di aumento del consumo di aria compressa.

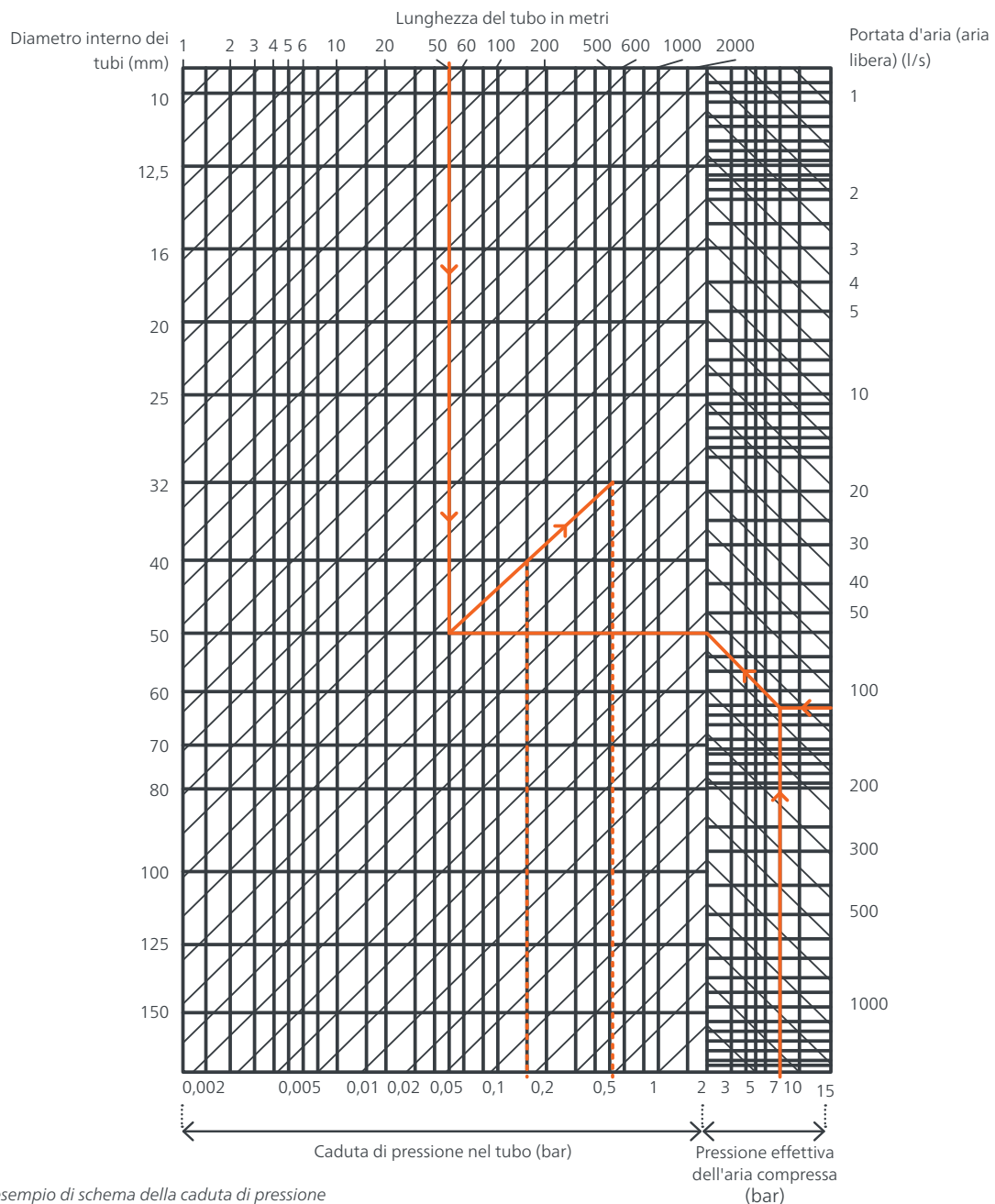


Fig. 5.18.2: esempio di schema della caduta di pressione

5.17.7 Consigli per l'installazione

I tubi dell'aria compressa devono essere installati in modo tale da poter essere accessibili da tutte le direzioni. Le installazioni di tubi in trincee sotto il pavimento dovrebbero essere evitate poiché sono difficili da mantenere e riparare. Anche uno scarico adeguato della condensa è difficoltoso e il rilevamento di perdite d'aria diventa problematico.

I tubi installati orizzontalmente dovrebbero avere una pendenza dell'1-2% verso il punto di utenza dell'aria. In questo modo la condensa viene convogliata in luoghi predeterminati dove gli scarichi ne consentono la rimozione. Sebbene alcuni sostengano che l'installazione corretta di essiccatori e il loro corretto dimensionamento rendano superflua l'inclinazione dei tubi dell'aria compressa, il costo è minimo e l'inclinazione fornisce una protezione aggiuntiva nel caso in cui l'essiccatore sia fuori servizio.

Le curve dei tubi devono avere raggi di curvatura ampi per ridurre al minimo le turbolenze. Le curve sono preferibili ai raccordi a gomito, perché riducono la turbolenza e creano una minore caduta di pressione.

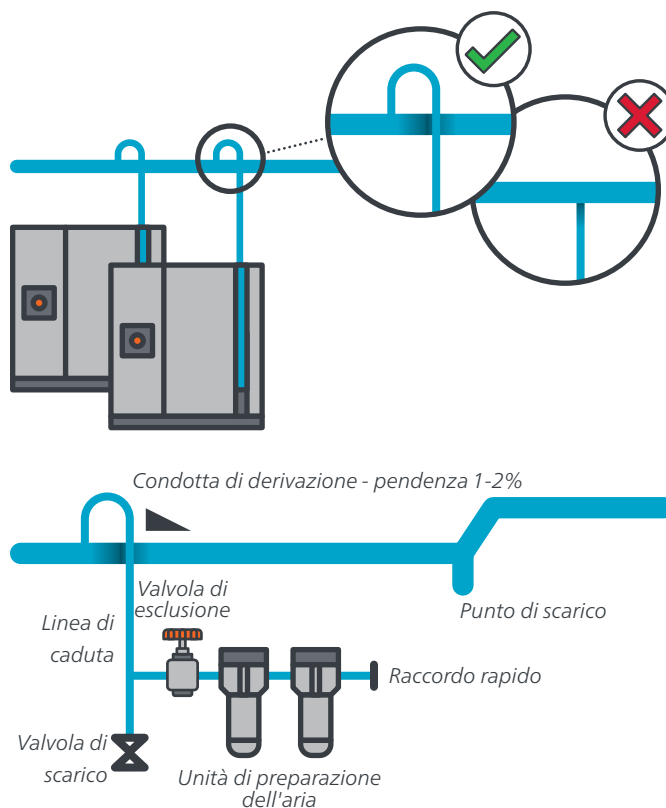
Evitare curve e bypass superflui, poiché essi generano cadute di pressione.

Limitare restrizioni eccessive del diametro dei tubi, poiché anch'esse comportano cadute di pressione.

Si consiglia di collegare la tubazione di uscita dell'aria del compressore alla tubazione principale della rete dell'aria, per ridurre al minimo il trasporto di eventuali residui di condensa.

Nei punti più bassi della rete ad anello devono essere previsti punti di scarico della condensa per consentire uno scarico adeguato.

La variazione di temperatura tra l'aria esterna e l'aria all'interno del sistema di tubazioni creerà un calo della temperatura dell'aria della rete di tubi e potrebbe causare condensa nel sistema.



Connessioni dalla condotta di derivazione al raccordo rapido

Il cliente dovrebbe installare le linee di caduta il più vicino possibile alle aree di lavoro, e quindi dove gli utensili richiedono la massima energia per funzionare in maniera ottimale.

Si consiglia di prevedere delle flange in modo da poter isolare alcuni tratti della rete dell'aria compressa inserendo delle flange cieche. In questo modo è possibile eseguire interventi di manutenzione senza interrompere completamente la produzione.

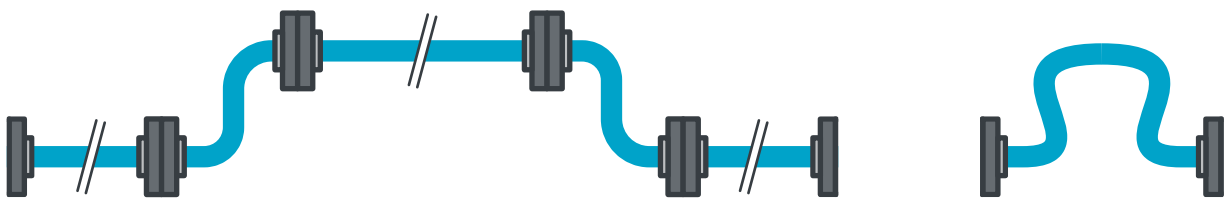
Staffe, morsetti o altri supporti adeguati manterranno le tubazioni dritte senza cedimenti ed eviteranno le vibrazioni del macchinario che potrebbero causare l'allentamento degli accoppiamenti dei tubi. È preferibile non superare le seguenti distanze tra due punti di supporto della tubazione dell'aria compressa orizzontale in acciaio.

Ø tubo in mm	Distanza in m
40	3,5
50	4,3
60	4,7
80	5,8
100	6,5
125	7,3
150	8,1

Tutte le tubazioni devono essere installate in modo da non esercitare alcuna sollecitazione meccanica sul compressore.

La dilatazione termica dei tubi, provocata dalla temperatura elevata del fluido che scorre in un tubo (come, ad esempio, l'aria compressa nei tubi in cui non è presente un postrefrigeratore o l'acqua di raffreddamento nei tubi in cui è applicato il sistema di recupero di calore), può essere considerevole. Per prevenire eventuali problemi ci possono essere due possibili soluzioni per il cliente:

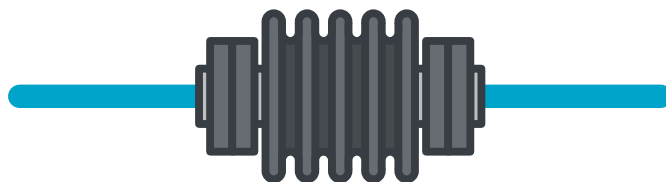
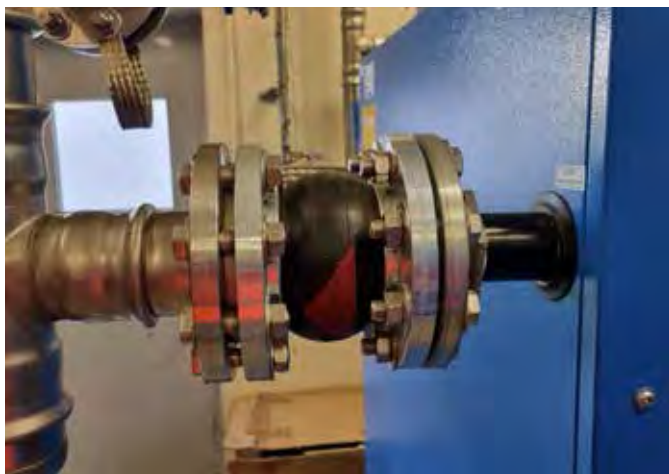
- 1) Una curva di dilatazione nella tubazione può subire un'espansione moderata.



Curve di espansione

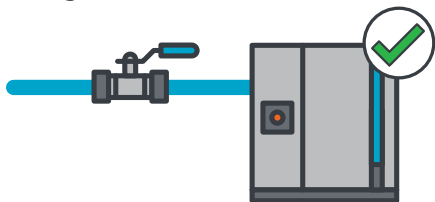
2) In genere nella tubazione viene installato un compensatore per compensare le dilatazioni termiche. Per una corretta installazione di un compensatore occorre procedere come segue:

- Su un lato del compensatore la tubazione deve essere fissata alla parete o al soffitto.
- Dall'altro lato del compensatore la tubazione deve essere mantenuta libera di muoversi assialmente. Pertanto le tubazioni possono essere solo guidate o sostenute.



Esempi di compensatori di dilatazione

La rete dell'aria compressa deve essere dotata delle infrastrutture necessarie per collegare un compressore portatile di riserva durante le revisioni e in caso di emergenza, se non è stata fornita in altro modo la ridondanza del compressore. Al momento di decidere dove installare il punto di connessione per il compressore di riserva occorre prestare la dovuta considerazione all'apparecchiatura per l'aria compressa installata a valle del compressore (refrigeratore finale, serbatoio dell'aria, essiccatore d'aria, ecc.).



Per una corretta manutenzione, è necessario installare una valvola a comando manuale sull'uscita dell'aria compressa per isolare il compressore dalla rete dell'aria compressa.

Il cliente non deve installare una valvola di ritegno nel tubo di uscita di un compressore poiché interferirebbe con la regolazione della sua pressione interna. All'interno di un compressore a vite a iniezione d'olio è installata una valvola di pressione minima che funge anche da valvola di non ritorno per impedire qualsiasi riflusso. Se l'impianto richiede una valvola di ritegno nel sistema di tubazioni, installarla sempre dopo un serbatoio di raccolta.

5.17.8 Perdite d'aria

Le perdite d'aria in genere non sono pericolose; tuttavia, costano molto ai clienti e pertanto sono da evitare.

Diametro del foro		Portata in uscita alla pressione di esercizio di 7 bar	Fabbisogno di potenza 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

Nella tabella è indicata la relazione tra perdite e consumo di energia per alcuni fori diversi (di piccole dimensioni) con una pressione dell'impianto di 7 bar.

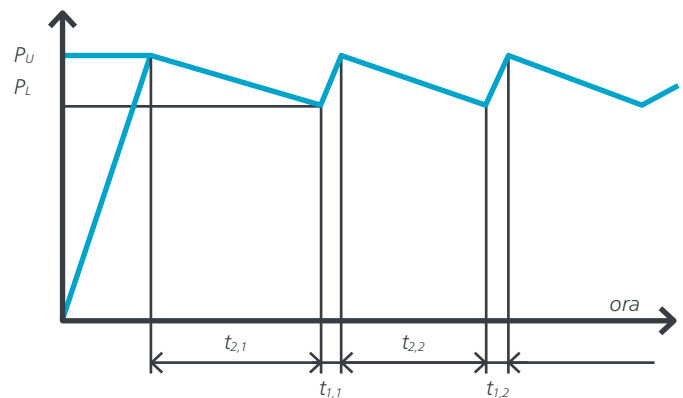
Per misurare le perdite totali dell'impianto del cliente, scegliamo un momento durante gli orari di fermo in cui non viene consumata aria.

Un compressore con un valore noto di FAD viene avviato e mantenuto in funzione finché non viene raggiunta la pressione di scarico e il compressore si scarica.

La pressione nella rete dell'aria compressa scenderà lentamente per via delle perdite nell'impianto sistema, finché non sarà raggiunta la pressione di carico e il compressore riprenderà a caricarsi.

I periodi di carico e scarico vengono misurati per almeno due cicli di funzionamento oppure finché le differenze tra i valori rivelati potranno essere trascurate.

pressione di esercizio



P_U = Pressione di scarico P_L = Pressione di carico

La perdita d'aria espressa come percentuale del valore FAD del compressore in funzione è calcolata dal rapporto:

$$Q_1 = \frac{t_1}{t_1 + t_2} \% \text{ FAD}$$

in cui

t_1 è la media di tutti i periodi di carico

t_2 è la media di tutti i periodi di scarico

Esempio: il compressore ha FAD = 949 l/s, potenza ingresso dell'albero = 323 kW

$$t_{1,1} = 143 \text{ s} \quad t_{2,1} = 1.341 \text{ s}$$

$$t_{1,2} = 140 \text{ s} \quad t_{2,2} = 1.346 \text{ s}$$

$$Q_1 = \frac{\frac{(143+140)}{2}}{\frac{143+140}{2} + \frac{1341+1346}{2}} \times 949 = 90,4 \text{ l/s o } 9,5\% \text{ del valore FAD}$$

Se le perdite potessero essere ridotte, ad esempio, al 4,5% del FAD, il risparmio energetico risultante sarebbe $(9,5 - 4,5)\% \times 323 \text{ kW} = 16 \text{ kW}$ per ogni ora di funzionamento!

In genere, una nuova rete per l'aria compressa presenta perdite inferiori al 5% della portata totale del compressore installato (escludendo la portata del compressore di riserva). Per una rete esistente più datata, una perdita del 10% è una buona stima.

Esistono varie tecniche di rilevamento delle perdite. Il metodo più semplice è quello di tastare con la mano, perché il flusso d'aria che attraversa il giunto di un tubo che perde può essere rilevato con facilità. Un altro metodo consiste nell'applicare acqua e sapone con un pennello sulla zona in cui si sospetta la perdita, perché le bolle di sapone ne rivelano la posizione.

Metodi più sofisticati prevedono l'impiego di rilevatori acustici (perché un gas che scorre attraverso una perdita produce un rumore) o di rilevatori di temperatura (perché un gas che scorre attraverso una perdita si espande, causando una variazione di temperatura rilevabile).

5.18 Documentazione

La seguente documentazione deve essere fornita al cliente per ciascun componente dell'impianto:

- Schema dimensionale
- Istruzioni/proposta di installazione
- Schema degli impianti di servizio ed elettrico
- Manuale di istruzioni (AIB)
- Catalogo dei ricambi (ASL)
- Capacità della ventola del compressore (se la conduttura deve essere installata da terzi)
- Requisiti di alimentazione (secondo AIB)
- Requisiti dell'acqua di raffreddamento per le apparecchiature raffreddate ad acqua (secondo AIB)
- Istruzioni per lo stoccaggio a lungo termine (se del caso)

5.19 Lista di controllo per l'espansione

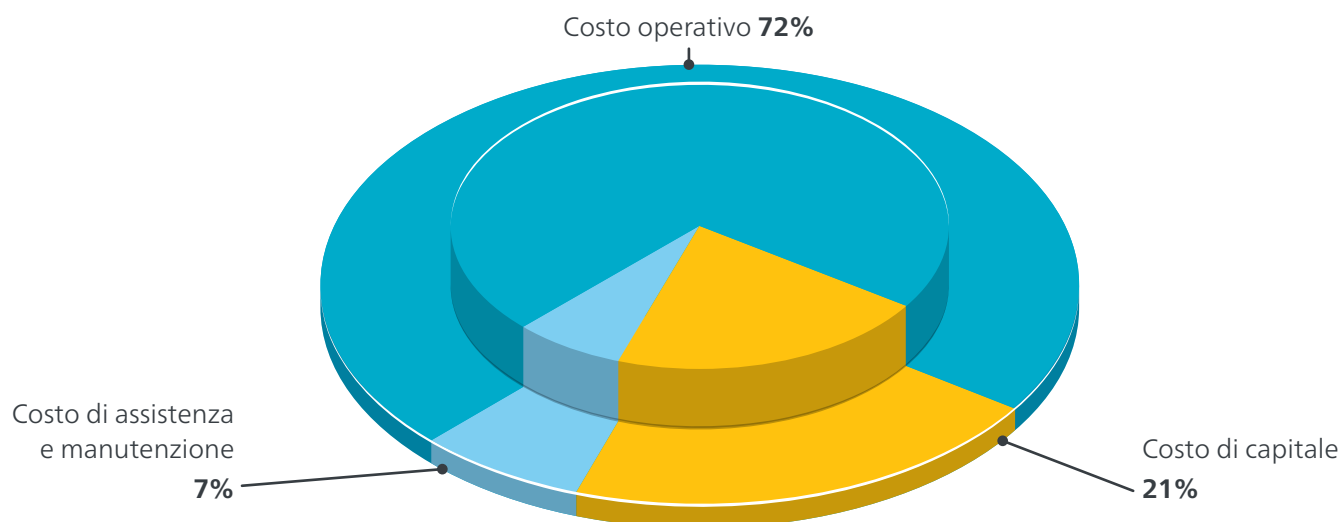
Nel caso in cui il cliente intenda ampliare la portata dell'impianto, l'elenco che segue fornisce alcune indicazioni sui punti da verificare:

- Tubazione della rete dell'aria esistente: il diametro dei tubi della rete dell'aria (tubo collettore, tubazioni di interconnessione, tubazioni di distribuzione, ecc.) è ancora sufficiente a gestire l'aumento di portata per evitare di creare un'ulteriore caduta di pressione?
- Filtro ed essiccatore: la dimensione è sufficiente per mantenere la qualità dell'aria con l'aumento della portata e limitare la caduta di pressione?
- Trattamento della condensa: il sistema di separazione dell'olio ha una capacità sufficiente per gestire la condensa aggiuntiva?
- Serbatoio dell'aria compressa: i collegamenti di ingresso e uscita sono sufficienti per gestire la portata di aria compressa totale? Se si aggiunge un compressore con una capacità di maggiore rispetto ai compressori esistenti, verificare anche le dimensioni del serbatoio dell'aria.
- Sala compressore/i: lo spazio disponibile è sufficiente per installare e collegare il/i nuovo compressore/i?

5.20 Sintesi su come migliorare l'efficienza di un impianto per l'aria compressa

I costi energetici sono chiaramente il fattore dominante per l'economia complessiva dell'impianto. Pertanto, è importante concentrarsi sulla ricerca di soluzioni che soddisfino le esigenze di prestazioni e qualità, ma anche quelle di un utilizzo efficiente dell'energia. È fondamentale ribadire al cliente che il denaro speso inizialmente per l'acquisto di compressori e altre apparecchiature che soddisfino entrambi questi requisiti sarà considerato un ottimo investimento in futuro.

Quando si crea un impianto per l'aria compressa, si deve tenere conto del rapporto tra il costo del capitale (o costo dell'investimento) e i costi operativi (o efficienza dell'impianto), oltre che dei costi di assistenza e manutenzione.



Tipico esempio di suddivisione dei costi per un compressore a vite a iniezione d'olio a velocità fissa senza recupero energetico.

In genere, quanto maggiori sono le ore di funzionamento all'anno, tanto più determinanti saranno i costi operativi e tanto più importante sarà la valutazione del costo del ciclo di vita ("Life Cycle Cost" - LCC).

L'elenco seguente offre alcuni spunti su come migliorare ulteriormente l'efficienza dell'impianto per l'aria compressa:

- scelta di compressori con un fabbisogno energetico specifico (SER) inferiore;
- utilizzo di compressori con azionamento a velocità variabile;
- disponibilità di una combinazione ottimale di compressori di varie classi di potenza per ridurre al minimo lo scarico di qualsiasi compressore durante le diverse applicazioni a carico variabile;
- utilizzo di un controller centrale per ridurre la banda di pressione complessiva e ottimizzare l'utilizzo dei compressori;
- automatizzazione della riduzione di pressione nell'intero impianto, ad esempio durante le operazioni notturne e nei fine settimana;
- installazione di un sistema di recupero energetico per recuperare le dispersioni di calore;

-
- utilizzo del calore generato dal compressore per controllare la temperatura ambientale in condizioni ambientali fredde;
 - riduzione della pressione di esercizio del compressore, se possibile per l'applicazione;
 - creazione di condotte di alimentazione diverse per le applicazioni che hanno requisiti diversi di pressione e/o qualità dell'aria;
 - sezionamento della rete dell'aria compressa per disattivare alcune sezioni durante le ore notturne e i fine settimana, al fine di ridurre il consumo d'aria;
 - ottimizzazione delle tubazioni per limitare la caduta di pressione (diametro \uparrow , lunghezza \downarrow , #curve \downarrow , circuito chiuso, ...);
 - individuazione e riparazione di eventuali perdite nel sistema di tubazioni della rete dell'aria compressa;
 - prevenzione delle perdite d'aria nella rete dell'aria compressa, mediante l'investimento in un sistema di tubazioni di alta qualità, come AIRnet;
 - scelta di filtri con una bassa caduta di pressione;
 - utilizzo di essiccatori a refrigerazione a basso consumo energetico e caduta di pressione ridotta.
 - utilizzo di essiccatori ad adsorbimento con percentuale d'aria di rigenerazione inferiore;
 - utilizzo di scarichi di condensa senza perdite che scaricano la condensa senza perdita di pressione;
 - l'aria compressa di alta qualità riduce la necessità di manutenzione, aumenta l'affidabilità operativa del sistema pneumatico, del sistema di controllo e della strumentazione, riducendo allo stesso tempo l'usura delle macchine ad aria compressa;
 - il rispetto degli intervalli di manutenzione manterrà a un livello minimo la caduta di pressione.





Appendice

by the Industrial Air Division in 2024

Appendice 1

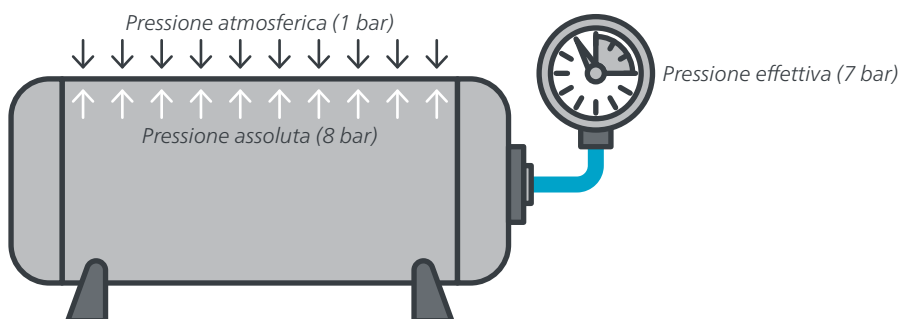
Definizioni

La pressione reale è la differenza tra la pressione assoluta e la pressione atmosferica. Si tratta della pressione disponibile per eseguire il lavoro. La pressione indicata sul display del compressore sarà la pressione reale (detta anche pressione manometrica).

In genere, la pressione assoluta e la pressione effettiva sono indicate con unità di misura diverse:

Pressione assoluta = bar(a) / PSI(a)

Pressione effettiva o pressione relativa = bar(e)/PSI(e) o bar(g)/PSI(g)



Portata in aria libera (FAD)

Quando si parla di portata di un compressore, in genere si fa riferimento al FAD in quanto valore di capacità FAD standardizzato che consente di confrontare i valori di capacità dei fornitori di compressori che utilizzano lo stesso standard (quando il FAD è riferito allo standard ISO).

La portata in aria libera (Free Air Delivery - FAD) è la portata volumetrica del gas compresso ed erogato al punto di scarico standard, riferita alle condizioni atmosferiche del sito, non influenzata dal compressore.

Portata misurata allo scarico del compressore come previsto dalla norma ISO 1217 allegato C (a valle di postrefrigeratore, valvola di ritegno e separatori d'acqua) riferita alle condizioni ambientali del sito.

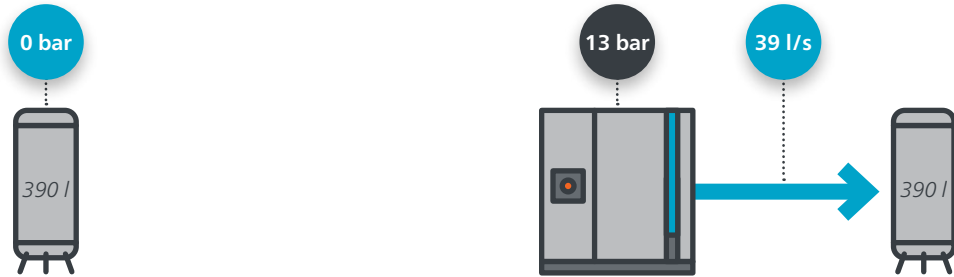
Condizioni ambientali di riferimento secondo la norma ISO 1217:

Temp. ambientale = 20°C

Pressione in bar = 1 bar

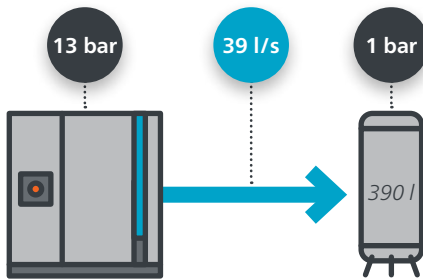
Umidità relativa = 0%

Esempio: cosa significa in concreto FAD = 39 l/s per un compressore che funziona a 13 bar? Quanto tempo occorre per riempire un serbatoio da 390 l a una pressione di 13 bar? Per calcolarlo dobbiamo tornare alle condizioni di ingresso, ovvero 1 bar.

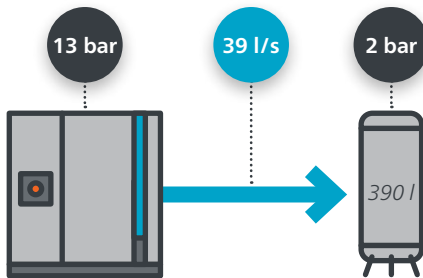


Partendo da un serbatoio vuoto, la pressione relativa all'interno è di 0 bar.

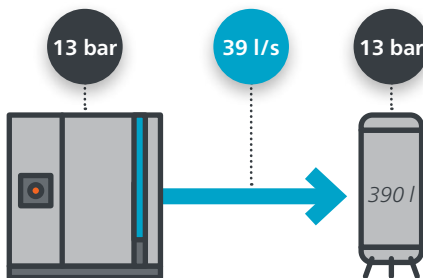
Se si utilizza un compressore da 39 l/s, dopo 1 secondo ci sono 39 litri nel serbatoio a 1 bar.



Dopo 10 secondi la pressione all'interno del serbatoio è di 1 bar



Dopo 20 secondi la pressione all'interno del serbatoio è di 2 bar



Dopo 130 secondi la pressione all'interno del serbatoio è di 13 bar

Consumo energetico di un compressore

Potenza nominale: valore riferito alla potenza nominale del motore elettrico di azionamento principale (kW o HP).

Potenza di ingresso dell'albero motore: potenza totale consumata dal motore di azionamento principale tenendo conto di fattore di servizio, efficienza, ecc.

Potenza elettrica totale assorbita: potenza totale consumata dal compressore, inclusa potenza della ventola, dispersioni dell'armadio elettrico, dispersioni dell'inverter, ecc.

Fabbisogno energetico specifico (SER)

Il fabbisogno energetico specifico (SER) si riferisce alla quantità di energia necessaria per erogare 1 litro FAD a una determinata pressione.

Consente di mettere confronto l'efficienza dei compressori tenendo conto della loro portata e del consumo energetico totale.

Il SER può essere espresso in

- $J/l = W/(l/s)$
- $kW/(m^3/min)$
- $kW / 100 cfm$
- ...

I dati relativi al SER non sono pubblicati nel foglio illustrativo, ma sono reperibili nella scheda tecnica (AML).

Alcuni fornitori pubblicano i dati anche sul sito web <https://www.cagi.org/>

Umidità relativa (RH)

Quando l'aria ha un'umidità relativa del 100%, è completamente satura. Qualsiasi vapore acqueo aggiuntivo inizierebbe a condensarsi e a formare goccioline d'acqua.

Poiché l'aria non è sempre completamente satura di vapore acqueo, abbiamo bisogno di un altro termine per esprimere il rapporto tra il contenuto d'acqua effettivo dell'aria e il contenuto d'acqua massimo.

Questo rapporto prende il nome di "Umidità relativa" (RH) ed è espresso in percentuale.

L'umidità relativa tipica dell'aria ambiente è compresa tra il 60% e l'80%.

L'umidità relativa è definita come il rapporto tra il contenuto di acqua e la quantità di acqua che l'aria può eventualmente trattenere alla stessa temperatura.

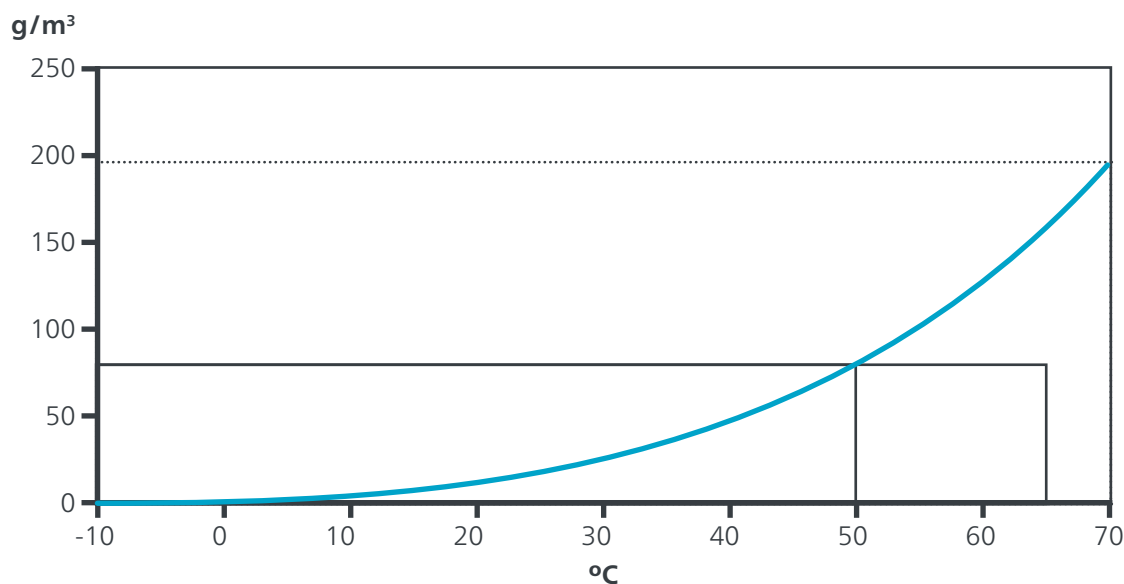
$$\text{Umidità relativa (RH)} = \frac{\text{Contenuto d'acqua effettivo}}{\text{Contenuto massimo di acqua}}$$

Punto di rugiada (DP)

Il punto di rugiada può essere facilmente descritto come la temperatura alla quale si verifica la rugiada/condensa.

Punti di rugiada più bassi significano meno vapore acqueo nell'aria.

Valori bassi del punto di rugiada, come $-40^{\circ}\text{C}/-40^{\circ}\text{F}$, indicano una quantità minima di vapore acqueo nell'aria compressa. Questo significa che si verificherà la condensazione dell'acqua solo se la temperatura circostante scenderà a $-40^{\circ}\text{C}/-40^{\circ}\text{F}$.



Il punto di rugiada è la temperatura (°C) al di sotto della quale l'umidità dell'aria inizia a congelare a una determinata pressione.

Punto di rugiada in pressione (PDP): descrive il contenuto di umidità nell'aria alla pressione d'esercizio effettiva del sistema. La maggior parte dei clienti è interessata a questo valore poiché le condizioni dell'aria compressa sono critiche per loro.

Punto di rugiada atmosferico (ADP): descrive il contenuto di umidità nell'aria alla pressione ambientale. Questo valore interessa alcuni clienti che riportano l'aria alla pressione atmosferica nel punto di utilizzo per poi utilizzarla nel loro processo.

Punto di rugiada di soppressione: può essere il PDP o l'ADP. Il termine soppressione si riferisce solo al fatto che il punto di rugiada varia con la temperatura dell'aria ambiente con una compensazione specifica al di sotto della temperatura ambientale

Costi del ciclo di vita (LCC)

I costi del ciclo di vita (LCC) vengono utilizzati sempre più come strumento di valutazione delle diverse opzioni di investimento. Nel calcolo degli LCC sono inclusi i costi combinati del prodotto durante un periodo specifico (costi di capitale, costi operativi e costi di servizio).

Il calcolo degli LCC viene spesso effettuato basandosi su un impianto pianificato o su un impianto funzionante e, a partire da questo, stabilisce il livello di fabbisogno per il nuovo impianto. Tuttavia, è opportuno sottolineare che spesso il calcolo degli LCC rappresenta solo un'ipotesi qualificata per quanto riguarda i costi futuri ed è limitato in quanto si basa sulle conoscenze delle condizioni dell'impianto e sulle variazioni dei prezzi dell'energia corrente. Inoltre, non tiene conto di fattori "secondari" che possono essere altrettanto importanti, ad esempio la sicurezza della produzione e i costi che ne derivano.

Effettuare un calcolo degli LCC richiede conoscenza e, preferibilmente, esperienza con gli impianti di aria compressa. Per ottenere il migliore risultato, è opportuno consultarsi con l'acquirente e il venditore. Gli aspetti fondamentali sono, ad esempio, il modo in cui le varie opzioni di investimento influiscono su fattori quali la qualità della produzione, la sicurezza della produzione, la necessità di successivi investimenti, la manutenzione delle macchine di produzione e della rete di distribuzione, l'ambiente, la qualità del prodotto finale, la valutazione del rischio per i tempi di inattività e i pezzi di scarto. Un'espressione da non dimenticare in questo contesto è "LCP" (Life Cycle Profit - "utili sul ciclo di vita"), ovvero il guadagno ottenibile grazie, ad esempio, al recupero di energia e alla riduzione dei pezzi di scarto.

Ritorno dell'investimento (ROI)

In genere, in un impianto di aria compressa, investire in apparecchiature con una migliore efficienza potrebbe comportare un costo iniziale più elevato, ma ridurrà i costi operativi. Questo potrebbe essere espresso come un ritorno sull'investimento.

In ambito finanziario, il ritorno sull'investimento, (ROI), è un parametro di valutazione comune e diffuso della redditività prevista su diversi investimenti. Prima ancora che venga presa in considerazione qualsiasi seria opportunità di investimento, il ROI è una solida base da cui partire.

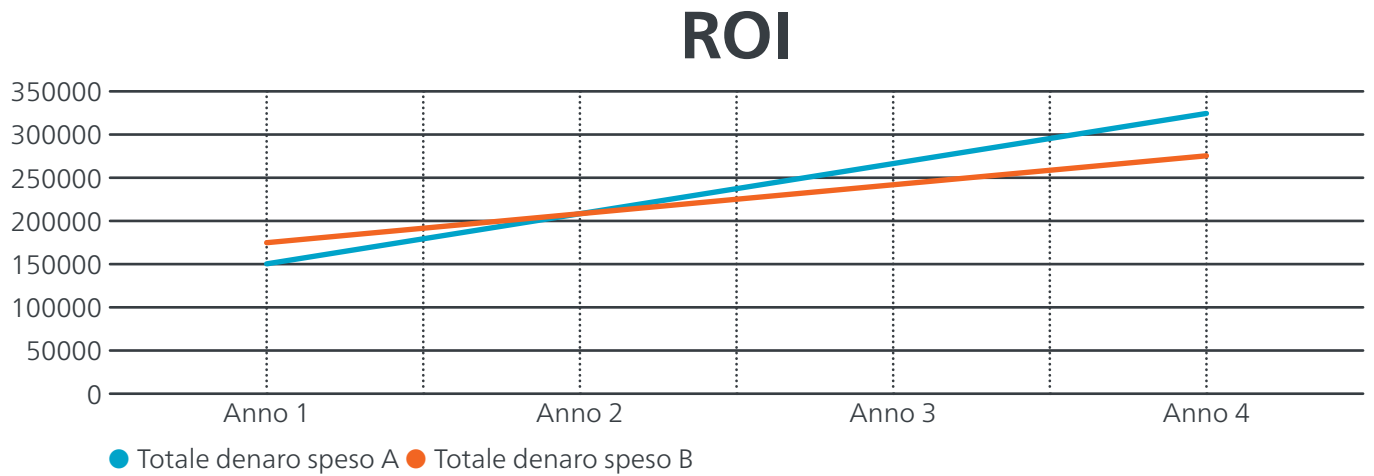
$$\text{ROI} = 100\% \times \frac{\text{Guadagno dall'investimento} - \text{Costo dell'investimento}}{\text{Costo dell'investimento}}$$

Può essere un buon metodo per valutare quanto tempo ci vorrà prima che un investimento supplementare venga ripagato.

Esempio: l'impianto A è più economico dell'impianto B, ma l'opzione B ha un consumo energetico annuo inferiore del 40%. Quanto tempo occorrerà affinché l'opzione B abbia un ritorno sull'investimento supplementare? Supponiamo che il costo di manutenzione di entrambe le soluzioni sia simile.

	A	B		Anno 1	Anno 2	Anno 3	Anno 4
Costo dell'investimento	100000	130000	Totale denaro speso A	154100	208200	262300	316400
Costo annuale dell'elettricità	42100	25260	Totale denaro speso B	167260	204520	241780	279040
Costo di manutenzione annuale	12000	12000					

Dopo il primo anno, l'opzione A è ancora la più economica grazie al minor costo di investimento, ma a partire dal secondo anno l'opzione B diventerà complessivamente più conveniente grazie ai costi più bassi dell'energia elettrica. Dal grafico a destra si evince che, nel tempo, i risparmi ottenuti con l'opzione B continueranno ad aumentare.



Se si desidera calcolare esattamente quanto tempo occorrerà per avere il ritorno dell'investimento:

$$\text{Anni richiesti per il ritorno dell'investimento} = \frac{\text{Investimento B} - \text{Investimento A}}{\text{Costo annuale A} - \text{Costo annuale B}}$$

Esempio:

$$\text{Anni richiesti per il ritorno dell'investimento} = \frac{130000 - 100000}{54100 - 37260} = 1,8 \text{ anni}$$

Appendice 2

Esempi di utensili e capacità di aria richieste

Tipo di macchina e dimensioni	Fabbisogno di aria massimo (lfs)
Trapani, Ø = diametro punta (mm)	
Piccola: $\text{Ø} < 6,5$	6,0
Media: $6,5 < \text{Ø} \leq 10$	7,5
Grande: $10 < \text{Ø} < 16$	16,5
Frese per filettare, Cacciavite, d = dimensione viti	6
Piccola: $d < M6$	5,5
Media: $M6 < d < M8$	7,5
Avvitatore a impulsi, d = dimensione bullone	
Piccola: $d < M10$	5,0
Media: $M10 < d < M20$	7,5
Grande: $d \geq M20$	22,0
Limatrice, Lucidatrici/Smerigliatrici, e = potenza (kW)	7,5
Bassa: $e < 0,5$	8,0
Alta: $e > 0,5$	16,5
Smerigliatrici, e = potenza (kW)	
Piccola: $0,4 < e < 1,0$	20,0
Media: $1,0 < e < 2,0$	40,0
Alta: $e > 2,0$	60,0
Martelli scalpellatori	
Leggero	6,0
Pesante	13,5
Paranchi pneumatici, t = tonnellaggio di sollevamento	
$t < 1$ tonnellata	35
$t > 1$ tonnellata	45
Scrostatore	5,0
Ugello per la pulizia	6,0
Giradadi, d = dimensione dado	
$d \leq M8$	9
$d \geq M10$	19

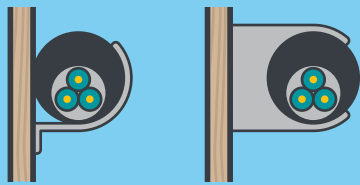
Dati tipici, basati sull'esperienza, relativi al consumo d'aria di alcuni elettro utensili e macchine comuni. Questi valori costituiscono la base per calcolare la capacità del compressore necessaria.

Appendice 3

Dimensionamento dei cavi

Calcolo della dimensione dei cavi secondo l'IEC

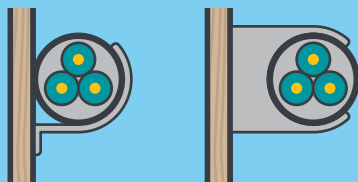
Nelle tabelle riportate di seguito sono indicate le capacità di trasporto di corrente dei cavi nei 3 metodi di installazione più diffusi, calcolate in base alla norma IEC 60364-5-52 - Impianti elettrici all'interno di edifici, parte 5 - Scelta e installazione di apparecchiature elettriche e sezione 52 - Capacità di trasporto di corrente nei sistemi di cablaggio. I valori di corrente consentiti si riferiscono a cavi con isolamento in PVC con tre conduttori in rame caricati (temperatura massima dei conduttori 70 °C).



Metodo di installazione B2 secondo la tabella B.52.1. Cavo multinucleo in canalina su una parete in legno

Corrente massima consentita in funzione della temperatura ambientale per il metodo d'installazione B2

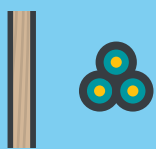
Sezione cavo	Temperatura ambientale				
	30 °C	40 °C	45 °C	50 °C	55 °C
4 mm ²	< 27 A	< 23 A	< 21 A	< 19 A	< 16 A
6 mm ²	< 34 A	< 30 A	< 27 A	< 24 A	< 21 A
10 mm ²	< 46 A	< 40 A	< 36 A	< 33 A	< 28 A
16 mm ²	< 62 A	< 54 A	< 49 A	< 44 A	< 38 A
25 mm ²	< 80 A	< 70 A	< 63 A	< 57 A	< 49 A
35 mm ²	< 99 A	< 86 A	< 78 A	< 70 A	< 60 A
50 mm ²	< 118 A	< 103 A	< 93 A	< 84 A	< 72 A
70 mm ²	< 149 A	< 130 A	< 118 A	< 106 A	< 91 A
95 mm ²	< 179 A	< 156 A	< 141 A	< 127 A	< 109 A
120 mm ²	< 206 A	< 179 A	< 163 A	< 146 A	< 126 A



Metodo di installazione C secondo la tabella B.52.1. Cavo unipolare o multipolare su una parete di legno.

Corrente massima consentita in funzione della temperatura ambientale per il metodo d'installazione C.

Sezione cavo	Temperatura ambientale				
	30 °C	40 °C	45 °C	50 °C	55 °C
4 mm ²	< 32 A	< 28 A	< 25 A	< 23 A	< 20 A
6 mm ²	< 41 A	< 36 A	< 32 A	< 29 A	< 25 A
10 mm ²	< 57 A	< 50 A	< 45 A	< 40 A	< 35 A
16 mm ²	< 76 A	< 66 A	< 60 A	< 54 A	< 46 A
25 mm ²	< 96 A	< 84 A	< 76 A	< 68 A	< 59 A
35 mm ²	< 119 A	< 104 A	< 94 A	< 84 A	< 73 A
50 mm ²	< 144 A	< 125 A	< 114 A	< 102 A	< 88 A
70 mm ²	< 184 A	< 160 A	< 145 A	< 131 A	< 112 A
95 mm ²	< 223 A	< 194 A	< 176 A	< 158 A	< 136 A
120 mm ²	< 259 A	< 225 A	< 205 A	< 184 A	< 158 A



Metodo di installazione F secondo la tabella B.521. Cavi unipolari, all'aria libera. Distanza dalla parete non inferiore al diametro di un cavo.

Corrente massima consentita in funzione della temperatura ambientale per il metodo d'installazione F, temperatura dei conduttori 70 °C.

Sezione cavo	Temperatura ambientale				
	30 °C	40 °C	45 °C	50 °C	55 °C
25 mm ²	< 110 A	< 96 A	< 87 A	< 78 A	< 67 A
35 mm ²	< 137 A	< 119 A	< 108 A	< 97 A	< 84 A
50 mm ²	< 167 A	< 145 A	< 132 A	< 119 A	< 102 A
70 mm ²	< 216 A	< 188 A	< 171 A	< 153 A	< 132 A
95 mm ²	< 264 A	< 230 A	< 209 A	< 187 A	< 161 A
120 mm ²	< 308 A	< 268 A	< 243 A	< 219 A	< 188 A
150 mm ²	< 356 A	< 310 A	< 281 A	< 253 A	< 217 A

Corrente massima consentita in funzione della temperatura ambientale per il metodo d'installazione F, temperatura dei conduttori 90 °C.

Sezione cavo	Temperatura ambientale				
	30 °C	40 °C	45 °C	50 °C	55 °C
25 mm ²	< 135 A	< 123 A	< 117 A	< 110 A	< 103 A
35 mm ²	< 169 A	< 154 A	< 147 A	< 139 A	< 128 A
50 mm ²	< 207 A	< 188 A	< 180 A	< 170 A	< 157 A
70 mm ²	< 268 A	< 244 A	< 233 A	< 220 A	< 204 A
95 mm ²	< 328 A	< 298 A	< 285 A	< 269 A	< 249 A
120 mm ²	< 383 A	< 349 A	< 333 A	< 314 A	< 291 A
150 mm ²	< 444 A	< 404 A	< 386 A	< 364 A	< 337 A

Metodo di calcolo per le normative IEC

- Cavi di alimentazione singoli (3 fasi + PE - configurazione (1)):
 - aggiungere il 10 % alla corrente totale del compressore ($I_{totPack}$ o I_{totFF} dalle tabelle)
 - installare il fusibile prescritto su ciascun cavo
- Cavo di alimentazione parallelo (2 x 3 fasi + PE - configurazione (2)):
 - aggiungere il 10% alla corrente totale del compressore ($I_{totPack}$ o I_{totFF} dalle tabelle) e dividere per 2
 - moltiplicare la corrente permanente consentita (ampacity) dei cavi per 0,8 (vedere la tabella A.52.17 (52-E1))
 - installare su ciascun cavo fusibili di diametro pari alla metà del diametro massimo dei fusibili consigliato.
- Quando si utilizzano 2 cavi x 3 fasi + PE come nella configurazione (3):
 - aggiungere il 10% alla corrente totale del compressore ($I_{totPack}$ o I_{totFF} dalle tabelle) e dividere per $\sqrt{3}$
 - moltiplicare la corrente permanente consentita (ampacity) dei cavi per 0,8 (vedere la tabella A.52.17 (52-E1))
 - diametro dei fusibili: il diametro massimo dei fusibili consigliato diviso per $\sqrt{3}$ su ciascun cavo.
- Dimensione del cavo PE:
 - per i cavi di alimentazione fino a 35 mm²: stessa dimensione dei cavi di alimentazione

- per i cavi di alimentazione più grandi di 35 mm²: dimensione dimezzata rispetto ai cavi di alimentazione

Verificare sempre la caduta di tensione sul cavo (si raccomanda una caduta di tensione inferiore al 5% della tensione nominale).

Esempio: $I_{tot} = 89$ A, la temperatura ambientale massima è 45 °C, fusibile raccomandato = 100 A

- Cavi di alimentazione singoli (3 fasi + PE - configurazione (1)):
 - $I = 89 \text{ A} + 10 \% = 89 \times 1,1 = 97,9 \text{ A}$
 - La tabella riguardante il metodo di installazione B2 e la temperatura ambientale = 45°C consente una corrente massima di 93 A per un cavo di 50 mm². Per un cavo di 70 mm², la corrente massima consentita è di 118 A, che è sufficiente. Pertanto, utilizzare un cavo 3 x 70 mm² + 35 mm². Se viene utilizzato il metodo C, è sufficiente un cavo di 50 mm². (35 mm² per il metodo di installazione F) => cavo 3 x 50 mm² + 25 mm².
- Cavo di alimentazione parallelo (2 x 3 fasi + PE - configurazione (2)):
 - $I = (89 \text{ A} + 10 \%) / 2 = (89 \times 1,1) / 2 = 49 \text{ A}$
 - Per un cavo di 25 mm². Per un cavo di 25 mm², nel metodo di installazione B2 a 45 °C, la corrente massima è 63 A x 0,8 = 50,4 A. Perciò 2 cavi paralleli di 3 x 25 mm² + 25 mm² sono sufficienti.
 - Installare fusibili da 50 A su ciascun cavo anziché da 100 A.

Calcolo delle dimensioni delle sezioni di cavo secondo gli organismi statunitensi/canadesi per la certificazione UL/cUL

Metodo di calcolo secondo la norma UL 508A, tabella 28.1 colonna 5: valori di ampacity ammissibili dei conduttori di rame isolati (75 °C (167 °F)).

Corrente massima consentita in funzione della dimensione dei conduttori

AWG o kcmil	Corrente massima
10	< 30 A
8	< 50 A
6	< 65 A
4	< 85 A
3	< 100 A
2	< 115 A
1	< 130 A
1/0	< 150 A
2/0	< 175 A
3/0	< 200 A
4/0	< 230 A
250	< 255 A
300	< 285 A
350	< 310 A

Metodo di calcolo per le normative UL

- Cavi di alimentazione singoli (3 fasi + 1 PE - configurazione (1)):
 - Aggiungere il 25% alla corrente totale ricavata dalle tabelle (vedere la normativa UL 508A 28.3.2: "La portata di corrente dovrà essere pari al 125% della corrente a pieno carico")
 - Installare il fusibile con la corrente nominale massima prescritta su ciascun cavo
- Cavo di alimentazione parallelo (2 x 3 fasi + 2 PE - configurazione (2)):
 - Aggiungere il 25 % alla corrente totale ricavata dalle tabelle e dividere per 2
 - Moltiplicare l'ampacity dei cavi per 0,8 (vedere la normativa UL 508A, tabella 28.1 - continua)
 - Installare su ciascun cavo fusibili di diametro pari alla metà del diametro massimo del fusibile consigliato.
- Quando si utilizzano 2 cavi x 3 fasi + 2 PE come nella configurazione (3):
 - Aggiungere il 25 % alla corrente totale ricavata dalle tabelle e dividere per $\sqrt{3}$
 - Moltiplicare l'ampacity dei cavi per 0,8 (vedere la normativa UL 508A, tabella 28.1 - continua)
 - Diametro dei fusibili: il diametro massimo dei fusibili consigliato diviso per $\sqrt{3}$ su ciascun cavo.
- Dimensione del cavo PE:
 - per i cavi di alimentazione con conduttori fino a AWG8: stessa dimensione dei cavi di alimentazione
 - per i cavi di alimentazione con conduttori di dimensioni maggiori di AWG8: usare il valore della corrente permanente consentita (ampacity) dei cavi di alimentazione selezionati e metterla a confronto con il valore indicato nella tabella seguente (vedere le linee guida CEC, parte 1, tabella 17)

< 100 A: usare AWG8

< 200 A: usare AWG6

< 300 A: usare AWG4

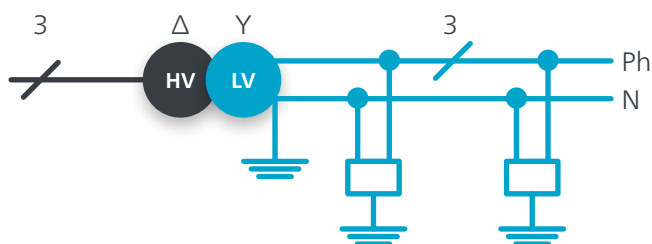
Verificare sempre la caduta di tensione sul cavo (si raccomanda una caduta di tensione inferiore al 5% della tensione nominale).

Esempio di calcolo per i cavi di alimentazione: $I_{tot} = 128 \text{ A}$, la temperatura ambientale massima è 45 °C , fusibile raccomandato = 150 A

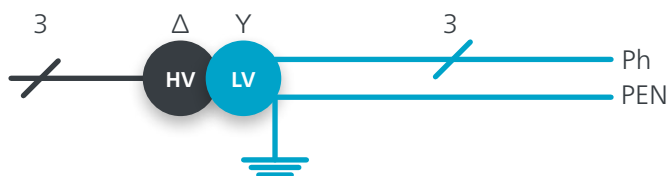
- Cavi di alimentazione singoli (3 fasi + 1 PE - configurazione (1)):
 - $I = 128 \text{ A} + 25 \% = 128 \times 1,25 = 160 \text{ A}$
 - Per un cavo AWG2/0, la corrente massima è 175 A , che è sufficiente => usare AWG2/0
 - Installare su ciascun cavo il fusibile con la corrente nominale massima prescritta (150 A)
- Cavo di alimentazione parallelo (2 x 3 fasi + 2 PE - configurazione (2)):
 - $I = (128 \text{ A} + 25\%)/2 = (128 \times 1,25)/2 = 80 \text{ A}$
 - Per un cavo con conduttori AWG4 la corrente massima è $85 \text{ A} \times 0,8 = 68 \text{ A}$, che è insufficiente. Per AWG3, la corrente massima è $100 \times 0,8 = 80 \text{ A}$. Pertanto 2 cavi paralleli di 3 x AWG3 + 2 x AWG8 sono sufficienti.
 - Installare fusibili da 80 A su ciascun cavo.

Appendice 4

Tipi diversi di rete

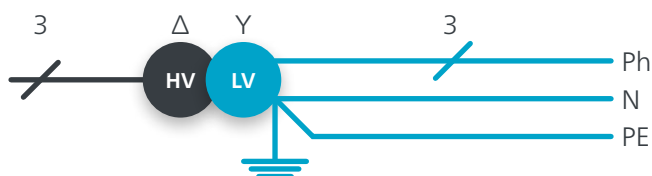


1) Sistema di messa a terra TT: neutro del trasformatore collegato a terra e telaio collegato a terra

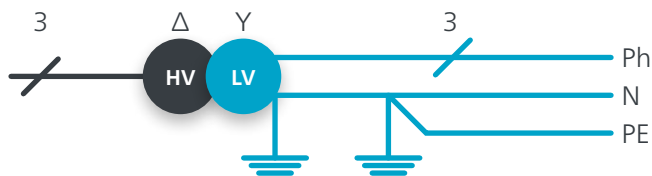


2) Sistema di messa a terra TN: neutro del trasformatore collegato a terra, telaio collegato al neutro.

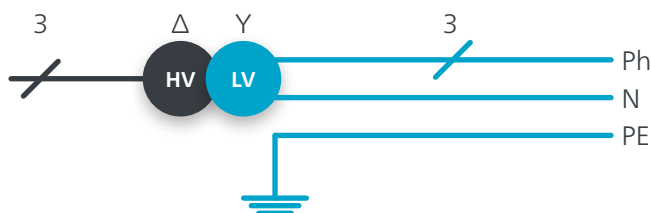
a. Sistema di messa a terra TN-C



b. Sistema di messa a terra TN-S



c. Sistema di messa a terra TN-C-S



3) Sistema di messa a terra IT: neutro del trasformatore non collegato a terra, telaio collegato a terra.

Appendice 5

