



Università degli studi di Padova

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Triennale in

Ingegneria Meccanica e Meccatronica

**DIMENSIONAMENTO IMPIANTO AD ARIA
COMPRESSA CON VERIFICA DI IMPATTO
AMBIENTALE**

RELATORE: CH.MO PROF. MAURO GAMBERI

LAUREANDO: GIANLUCA ZOSO

(MATR. 615802)

ANNO ACCADEMICO: 2013/2014

Indice

Introduzione pag. 1

CAPITOLO 1 ARIA COMPRESSA

1.1Aspetti generali	pag. 2
1.1.1.Temperatura	pag. 3
1.1.2.Purezza	pag. 3
1.2.Aspetti tecnici	pag. 4
1.2.1.Pressione	pag. 5
1.2.2.Portata d'aria	pag. 5
1.2.3.Contenuto di acqua	pag. 6
1.2.4.Contenuto di Olio	pag. 6
1.2.5.Impurità dell'aria	pag. 7
1.2.6.Aspetti economici	pag. 8

CAPITOLO 2 COMPRESSORI

2.1.Nozioni generali	pag. 9
2.2.Compressore volumetrico	pag. 11
2.2.1.Compressori alternativi	pag. 11
2.2.2.Compressore a capsulismi	pag. 13
2.2.3.Compressore a lobi	pag. 15
2.2.4.Compressore a vite	pag. 16
2.3.Compressore dinamico	pag. 17

CAPITOLO 3 TRATTAMENTO ARIA COMPRESSA

3.1.Nozioni generali	pag. 19
3.2.Essidcazione	pag. 20
3.2.1.Essidcatori a raffreddamento	pag. 21
3.2.2.Essidcatori a deliquescenza	pag. 22
3.2.3.Essidcatori per adsorbimento	pag. 23
3.3.Grappi di condizionamento FRL	pag. 24
3.3.1.Filtro	pag. 24
3.3.2.Regolatore di pressione	pag. 26
3.3.3. Lubrificatore	pag.27

CAPITOLO 4 SERBATOI, RETI DI DISTRIBUZIONE E REFRIGERATORI FINALI

4.1.Serbatoi	pag. 28
4.1.1.Aspetti tecnici	pag. 28
4.1.2.Dimensionamento	pag. 30
4.2.Reti di distribuzione	pag. 31
4.3.Refrigeratori finali	pag. 33

CAPITOLO 5 EPD

5.1.Nozioni generali	pag. 34
----------------------	---------

CAPITOLO 6 PROGETTAZIONE IMPIANTO DI DISTRIBUZIONE

6.1.Concetti generali	pag. 37
6.1.1.Sala compressori	pag. 37
6.1.2.Rete di distribuzione	pag. 38
6.2.Dati iniziali	pag. 39
6.3.Dimensionamento	pag. 41
6.3.1.Rete di distribuzione	pag. 41
6.3.2.Compressore e serbatoio	pag. 50
6.3.3.Valutazione impatto ambientale	pag. 52
Conclusioni	pag. 54
Bibliografia	pag. 55

Introduzione

Nell'elaborato svolto verranno trattati gli impianti di distribuzione dell'aria compressa, inizialmente in maniera teorica.

Una particolare attenzione andrà sul trattamento dell'aria, in maniera tale da porre particolare attenzione alla qualità dell'aria, e ai relativi vantaggi che questo può portare.

Nella parte finale si andrà a valutare il dimensionamento di un impianto di distribuzione per alcuni laboratori Universitari.

Inoltre verrà trattato, in maniera sintetica l'impatto che un singolo impianto può avere verso l'ambiente, andando a valorizzare tutti gli aspetti, dall'estrazione dei materiali, alla lavorazione e il trasporto, andando a considerare anche la produzione di energia elettrica che permetterà al compressore di lavorare in maniera ottimale.

Capitolo 1

Aria compressa

1.1. Aspetti generali

L'utilizzo dell'aria compressa in ambito industriale è in continua espansione, tanto che oramai tutte le aziende hanno adottato questo tipo di tecnologia. L'aria compressa può essere utilizzata in vari modi, e per qualsiasi tipologia di prodotto, dai sistemi di comando ai sistemi pneumatici, o come forma motrice per macchine utensili. Proprio per la sua polifunzionalità è impiegata in qualsivoglia campo industriale, dall'industria alimentare fino a quella petrolifera, come indicato nella tabella sottostante.

Industria	Uso aria compressa
Alimentare	Disidratazione, imbottigliamento, trasporto
Tessile	Agitazione liquidi, telaio tessitura, filatura
Abbigliamento	Trasporto, macchine automatizzate
Del legno	Taglio, sollevamento, trattamenti pressurizzati
Cartiera	Trasporto, controllo ed attuatori
Chimica	Trasporto, controllo ed attuatori
Petrolifera	Processi di compressione di gas
Gomma	Potenza pneumatica, formatura, stampaggio
Argilla e vetro	Trasporto, miscelazione, soffiaggio, stampaggio
Metalli primari	Fusione sottovuoto, sollevamento

La produzione dell'aria compressa avviene tramite compressori, situati, solitamente, in luoghi isolati e a contatto con l'esterno, per poter prelevare l'aria da comprimere.

La pressione di lavoro in questi impianti varia solitamente dai $6 \div 7 \text{ bar}$, in base alle utenze e all'applicazione dell'aria compressa; essa è diversa dalla pressione ottenuta dal compressore, questo perché durante il tragitto abbiamo numerose perdite di carico non trascurabili, causate da valvole, tubazioni con relativi innesti con i componenti dell'impianto, che provocano allargamenti bruschi delle tubazioni, o restringimenti e altri componenti per il trattamento dell'aria compressa.

Altro processo molto importante che si rende necessario per l'utilizzo dell'aria compressa è il trattamento di questa, che prevede la deumidificazione, filtraggio, lubrificazione e regolazione, in modo da favorirne l'utilizzo.

Un aspetto notevole da considerare per il dimensionamento di un impianto di distribuzione dell'aria compressa, è l'ubicazione dello stabilimento stesso, in modo da poter determinare le caratteristiche dell'aria, come la temperatura, l'umidità e la purezza.

1.1.1. Temperatura

La temperatura media dell'aria segue il decorso giornaliero e quello stagionale. Solitamente la media giornaliera è stabilita sulla base di misure effettuate in zone prefissate alle ore 7,00 alle ore 14,00 e alle ore 21,00. Dalle escursioni annuali della temperatura dell'aria vengono stabiliti, per le differenti località, le temperature dell'aria esterna di progetto.

1.1.2. Purezza

Con purezza dell'aria si intende, invece, il condizionamento di questa, che deve assicurare che l'ambiente non contenga polveri o gas nocivi oltre certi limiti prefissati. L'abbattimento delle polveri è ottenuto mediante filtrazione mentre, i gas nocivi che si possono sviluppare in un ambiente, si eliminano mediante diluizione, che viene effettuata introducendo nell'ambiente dell'aria più pura in quantità tale da mantenere la concentrazione dei gas al di sotto del limite del pericolo. La norma UNI 10339 fornisce le quantità di aria esterna che è consigliabile fornire agli ambienti, secondo gli usi cui sono destinati, per assicurare un sufficiente grado di purezza.

Classe di purezza	Dimensione delle particelle μm		
	0,5	1	5
N	4×10^n	1×10^n	$0,03 \times 10^n$
3	4×10^3	1×10^3	/
4	4×10^4	1×10^4	$0,03 \times 10^4$
5	4×10^5	1×10^5	$0,03 \times 10^5$

1.2. Aspetti tecnici

Un impianto pneumatico è generalmente costituito da una centrale di compressione, da una rete di distribuzione e da una serie di utilizzatori. L'aria viene aspirata dall'ambiente esterno tramite il filtro di aspirazione e successivamente compressa. Segue un raffreddamento con relativo essiccatore e scarico, automatico o manuale, della condensa. Vi è inoltre un serbatoio per l'accumulo dell'aria compressa e un filtro disoleatore; e a ciò in alcuni casi, un secondo essiccatore e un filtro finale. Questo tipo di circuito è detto anche a ciclo aperto, perché l'aria dopo essere stata utilizzata, viene scaricata nell'ambiente e non viene recuperata. Esistono, altresì, impianti detti a ciclo chiuso, che recuperano l'aria esausta, immettendola nuovamente nel compressore, eliminando perciò il costo di trattamento. Questa tipologia di ciclo però non è diffusa in pneumatica, ma bensì in oleodinamica.

Le caratteristiche principali da considerare per l'aria compressa sono:

- Pressione dell'aria
- Portata d'aria
- Contenuto d'acqua
- Contenuto d'olio
- Contenuto d'impurità

1.2.1. Pressione

La pressione è una delle grandezze principali in un impianto ad aria compressa, e viene misurata con strumenti, detti manometri, che possono essere statici o dinamici. Il valore di pressione, che dobbiamo ottenere in corrispondenza delle utenze, servirà per la scelta del compressore; tenendo conto che, in un impianto di distribuzione, solitamente la pressione varia dai 6 ai 7 bar e che, lungo il tragitto, l'aria compressa subisce delle perdite di carico e di pressione. La pressione d'esercizio, quindi, non dipende solamente dal compressore, ma anche dal sistema di tubazioni, valvole e tutti gli altri componenti presenti nell'impianto, atti a migliorare la qualità dell'aria compressa.

Diversi tipi di utenze possono richiedere una pressione diversa nello stesso sistema, e perciò bisogna ricordare che, normalmente, il valore più elevato determina la pressione di installazione, mentre in corrispondenza degli altri utilizzatori il valore ottimale viene ottenuto tramite l'installazione di valvole riduttrici.

Questa soluzione, indubbiamente, non è la più economica, per questo vengono installati dei compressori separati per necessità speciali. Per il calcolo della pressione, inoltre, bisogna tenere presente che quest'ultima è soggetta a cadute di pressione maggiori, all'aumentare della portata nelle tubazioni.

1.2.2. Portata d'aria

Il fabbisogno di aria compressa è determinata dalle utenze dell'impianto ed esso è calcolato dalla somma del consumo di aria compressa di tutti gli utensili, delle macchine e dei processi che devono essere collegati all'impianto di distribuzione. Devono essere considerate, come di consueto, le perdite di carico, l'usura, e le future modifiche del fabbisogno di aria compressa. Un metodo semplice per stimare il fabbisogno del sistema, consiste nello stilare una lista con tutte le apparecchiature collegate all'impianto, il relativo consumo di aria compressa e i relativi fattori di utilizzazione anche se questi sono difficili da stimare. Pertanto i valori dei calcoli devono essere confrontati con i consumi misurati in applicazioni simili. La portata del compressore, quindi, deve coprire l'intero fabbisogno delle varie utenze.

Un compressore ausiliario, spesso vecchio e più economico, diventa necessario nel caso di arresto temporaneo del compressore principale, a seguito di interventi di manutenzione o guasti ed assicura così, una riserva di aria compressa a basso costo.

1.2.3. Contenuto d'acqua

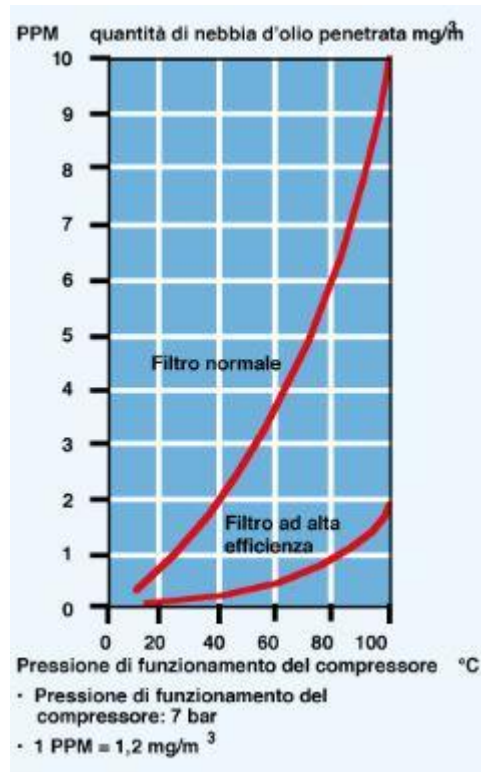
Un aspetto considerevole, presente nella progettazione di un impianto di aria compressa, è la qualità di quest'ultima.

Infatti, se l'aria, contenente impurità, viene a contatto con il prodotto finale, i costi degli scarti possono aumentare in maniera rilevante. L'aria compressa può contenere sostanze indesiderate, come ad esempio acqua, l'olio, o altre impurità e, a seconda del settore di applicazione, queste sostanze possono influire sulla qualità del prodotto finale e aumentarne i costi.

L'aria compressa contiene sempre una percentuale di umidità sotto forma di vapore d'acqua, e ciò può portare ad un aumento dei costi di manutenzione dell'impianto, e ad una durata minore di quest'ultimo, senza contare la riduzione dell'efficienza degli utensili e l'aumento degli scarti. L'acqua presente, perciò, deve essere eliminata tramite un refrigeratore finale, o dei separatori di condensa. Un esempio può spiegare meglio il problema del vapore d'acqua: si prenda in considerazione un compressore che funziona con 7 bar di sovrappressione, e che comprime l'aria a $1/8$ del valore iniziale. Nello stesso tempo la quantità massima di vapore d'acqua nell'aria viene ridotta di $7/8$, mentre la quantità di aria, che viene liberata, è considerevole. Si pensi, infatti, che con un compressore da 100 kW che aspira aria a 20°C con un tasso di umidità del 60%, l'acqua prodotta in un turno di 8 ore sarà pari ad 85 litri.

1.2.4. Contenuto di olio

La quantità di olio contenuta nell'aria compressa dipende da vari fattori, come il tipo di macchina, le sue caratteristiche progettuali, l'età e per le sue condizioni. In relazione a questo, esistono due tipi di compressori, quelli che necessitano di lubrificante nella camera di compressione, e quelli che funzionano senza di esso. Nel primo caso, la quantità d'olio utilizzata nei compressori moderni, anche se molto piccola, è comunque in grado di peggiorare la qualità del prodotto e di deteriorare gli strumenti collegati all'impianto di distribuzione. Per migliorare la qualità d'aria compressa, quindi, vengono utilizzati dei filtri appositi, per eliminare le tracce di olio presenti.



1.2.5. Impurità dell'aria

Più dell'80 % delle particelle che contaminano l'aria compressa hanno dimensioni inferiori a 2 mm, e pertanto passano facilmente attraverso il filtro dell'aspirazione del compressore. Da lì in poi le particelle sono sparse nel sistema di tubi e mescolate con il residuo di acqua e di olio presenti nei tubi.

Un filtro installato direttamente dopo il compressore può contenere il problema; tuttavia per avere aria compressa pura o sterile bisogna esercitare comunque un controllo sull'aumento, sia pur minimo, dei batteri dopo il filtraggio. La situazione diventa ancora più complicata quando i gas sono concentrati in gocce anche dopo aver attraversato i filtri.

Il modo, più sicuro, di evitare la formazione di microorganismi all'interno delle tubazioni, è quello di essiccare l'aria compressa ad un tasso di umidità < 40 %, cosa che viene raggiunta usando un essiccatore ad adsorbimento oppure, a temperatura ambiente, un essiccatore a refrigerazione.

1.2.6. Aspetti economici

L'energia elettrica è il tipo dominante, essendo impiegata praticamente in tutti gli impianti ad aria compressa. In molte installazioni di aria compressa, spesso, ci sono notevoli possibilità di risparmiare energia inutilizzata, per esempio, grazie al di recupero di energia, diminuzione di pressione, riduzione delle perdite di aria ed operazioni di ottimizzazione con una scelta opportuna del sistemi di controllo e regolazione. E' molto importante che l'alimentazione dell'aria compressa sia basata, che sull'esigenza attuale, sia sui programmi futuri. Il costo dell'energia è il fattore dominante per l'economia complessiva dell'installazione, difatti, solitamente, solo questo, rappresenta l'80 % circa del costo complessivo, in base al sistema di regolazione scelto. La situazione ideale si ritrova quando la piena portata del compressore corrisponde esattamente al consumo bilanciato, e infatti, moltissimi compressori sono forniti di un particolare sistema di controllo e regolazione. In alcuni casi, è conveniente inoltre installare un piccolo compressore ausiliario, per applicazioni speciali, o per sostituire il compressore principale, quando esso è inutilizzabile.

Capitolo 2

Compressori

2.1. Nozioni generali

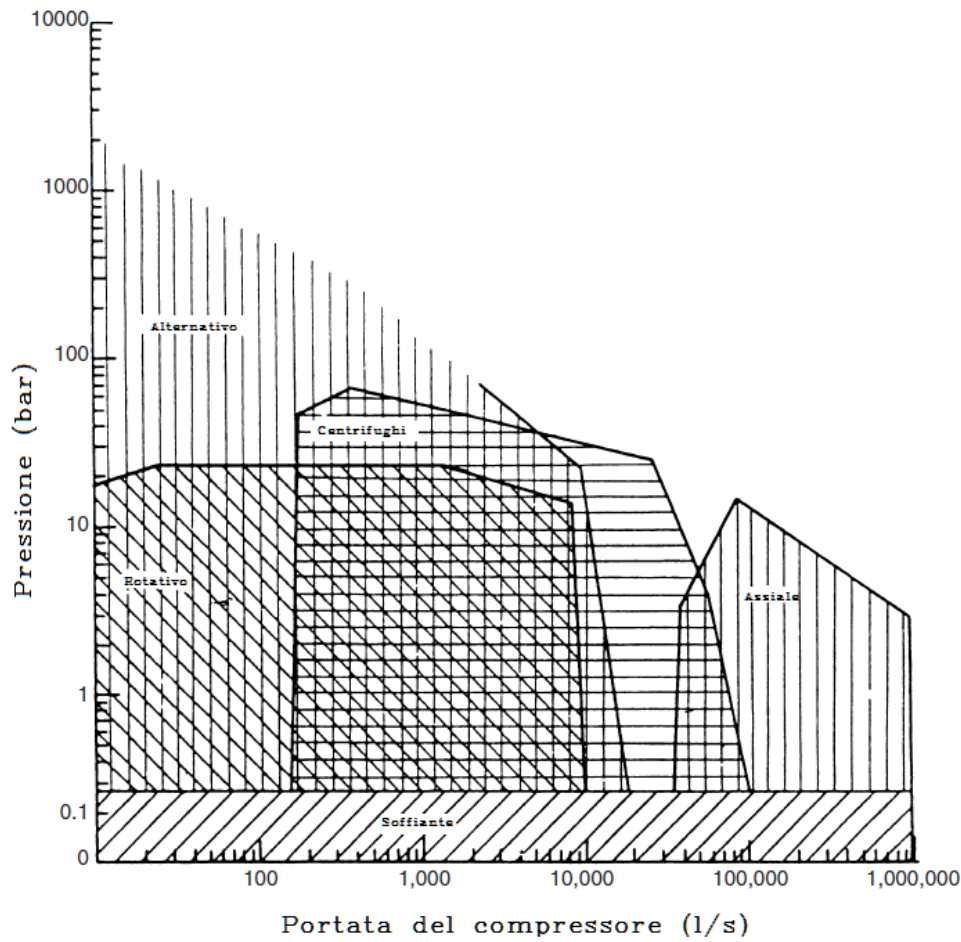
I compressori sono dei dispositivi appartenenti alla categoria delle macchine operatrici, e vengono utilizzate per la produzione di aria compressa. Le caratteristiche principali, di cui bisogna tenere conto per una scelta accurata del compressore per un impianto, sono:

- il rapporto di compressione del dispositivo, che consiste nel rapporto tra la pressione in uscita P_m e la pressione in aspirazione P_a , indicato come

$$\beta = \frac{P_m}{P_a}$$

- la portata teorica data dal prodotto della cilindrata per il numero dei giri del compressore, indicato con \dot{m}_t ;
- la portata effettiva data dall'effettivo riempimento del cilindro, quindi dal rendimento volumetrico della macchina, indicato con \dot{m} ;
- la pressione d'esercizio, solitamente tra i 4 ÷ 10 *bar*, indica che servirà ad alimentare le tubazioni dell'impianto;
- la pressione di lavoro, che indica la pressione di cui necessita l'utilizzatore, che normalmente viene fissata pari ad un valore di 6 bar;
- la potenza necessaria alla compressione

La scelta del compressore da utilizzare nell'impianto di distribuzione di aria compressa, dipenderà da caratteri tecnico-economici necessari per ottenere le migliori prestazioni. Alcuni dei parametri più importanti da considerare sono l'ingombro del compressore, l'affidabilità e la qualità dell'aria in uscita, ovvero la quantità di olio o altre sostanze inquinanti e dalla pressione e dalla portata d'esercizio come descritto nel grafico sottostante.



Per rispondere a tutte le necessità di mercato, esistono più tipologie di compressori, raggruppati in due macrofamiglie:

- compressori volumetrici
- compressori dinamici

Alla prima categoria appartengono quelle macchine operatrici, nelle quali, l'aumento della pressione del fluido è ottenuto per progressiva e ciclica riduzione del volume in cui viene racchiuso l'aeriforme.

Questa variazione ciclica di volume può avvenire sia grazie ad un'apparecchiatura formata da cilindro, stantuffo, biella e manovella, sia in opportuni capsulismi di tipo rotativo. In queste macchine il flusso del fluido è ovviamente discontinuo nel tempo.

Appartengono, invece, alla categoria dei compressori dinamici, quelle macchine operatrici a fluido nelle quali una serie di pale ruotanti ad alta velocità imprimono al fluido un aumento di pressione e di energia cinetica; quest'ultima viene poi in buona parte trasformata, nei condotti fissi della macchina, in energia di pressione. Nei compressori dinamici il flusso del fluido è continuo e può avvenire, com'è noto, con moto prevalentemente radiale rispetto all'asse della macchina, ovvero con moto prevalentemente parallelo all'asse della macchina.

2.2. Compressore volumetrico

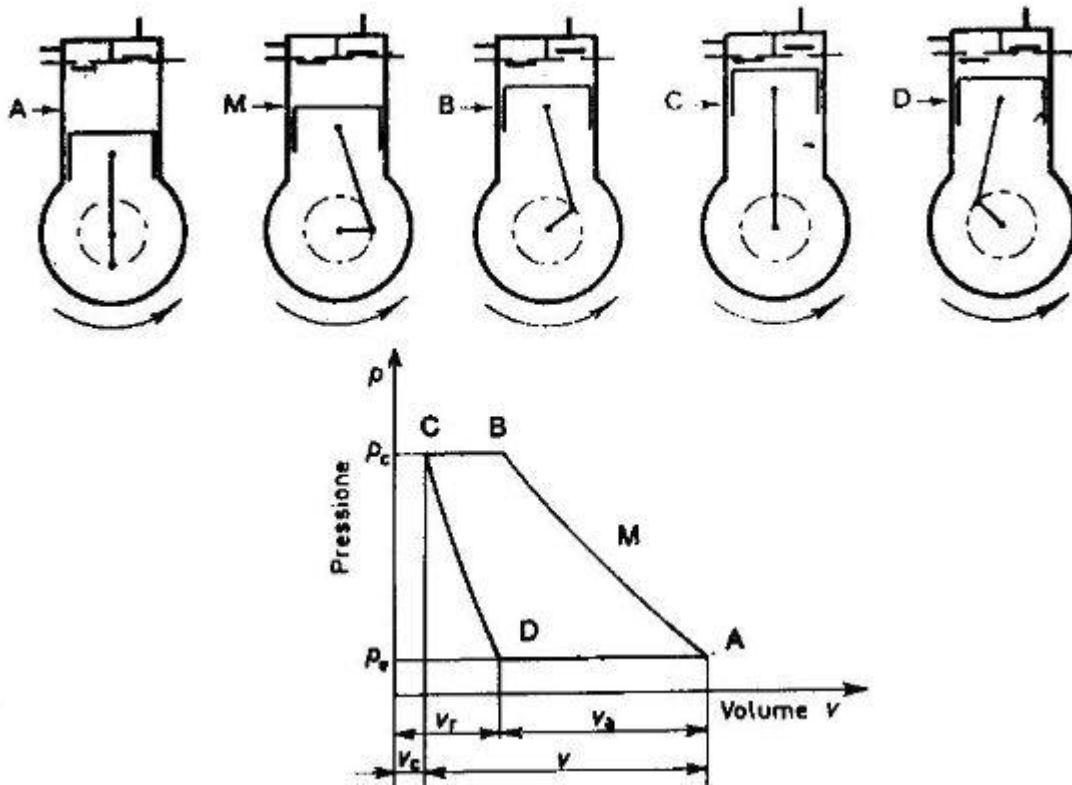
2.2.1. Compressore alternativo

I compressori alternativi trovano larga diffusione tra quelli volumetrici e funzionano con semplice o doppio effetto, a seconda si utilizzi la sola camera superiore del cilindro o entrambe le camere (superiore e inferiore).

Un compressore alternativo può essere schematizzato mediante un sistema stantuffo-cilindro dotato di due valvole automatiche, una di aspirazione e una di mandata. Lo stantuffo è collegato ad un albero a gomiti tramite un sistema biella - manovella. L'introduzione del fluido avviene durante il movimento dello stantuffo dal punto morto superiore a quello inferiore, attraverso la valvola di aspirazione. Quando il pistone raggiunge il punto morto inferiore si chiude la valvola di aspirazione e nello spostamento del pistone verso quello superiore il fluido immesso viene così compresso. Raggiunto il valore della pressione esistente nel ricevitore a valle, la valvola di mandata si apre ed il fluido viene inviato all'utilizzatore.

In un funzionamento ideale si effettua una semplificazione, tale che nel punto morto superiore la testa dello stantuffo aderisca al cielo del cilindro. Questo in pratica non è mai realizzabile in quanto, per motivi costruttivi e per la presenza delle valvole e dei relativi alloggiamenti, il volume del cilindro quando lo stantuffo è al punto morto superiore è comunque maggiore di zero.

Nel ciclo di lavoro reale sono evidenziati il volume di spazio nocivo V_c , e la cilindrata V pari al volume spazzato dal pistone in una sua corsa tra i punti morti PMI e PMS. Il rapporto μ fra il volume di spazio morto e la cilindrata varia dal 3 ÷ 5%.



Altra approssimazione, che viene fatta in un ciclo ideale, è quella in cui il flusso di aria attraverso le valvole provocano una perdita di carico. E' proprio per questo motivo che in realtà la pressione del gas nel cilindro, quando la valvola di mandata si apre, è più alta di quella di mandata, e lo stesso vale per la fase di aspirazione. Occorre tenere conto, inoltre, dell'inerzia delle valvole, difatti non si ha un'apertura istantanea di queste, e il ritardo dell'apertura provoca dei picchi di depressione, mentre in prossimità della valvola di mandata si ha un picco di sovrappressione. Il ciclo reale, inoltre, tiene conto degli effetti dello scambio termico che si ha attraverso le pareti del cilindro.

Il pistone di un compressore alternativo ha una velocità media v_m definita come

$$v_m = 2C \cdot n$$

Solitamente questo valore è compreso tra 1 e 5 m/s , ma in alcuni casi può arrivare fino a velocità pari a 8 m/s .

La pressione in mandata, in un compressore alternativo, può variare dai pochi bar, nei modelli più piccoli, fino ad arrivare a un massimo di $35 \div 40 \text{ bar}$, mentre la portata massima che si può ottenere con queste macchine, sarà di circa $30000 \text{ m}^3/h$.

Attualmente i compressori alternativi trovano impiego, oltre al servizio dell'aria compressa, in molti processi industriali, ad esempio per i prodotti di sintesi quali l'ammoniaca, l'urea, il metanolo, il polietilene.

2.2.2. Compressore a capsulismi

I capsulismi sono organi mobili di forme differenti, il cui moto, in genere rotante, crea un volume interno che si riempie di gas e successivamente l'annulla ponendolo in comunicazione con il collettore di scarico. Questi compressori sono più simili a pompe, in quanto prelevano il gas in bassa pressione e lo riservano in ambienti a più alta pressione. Sono caratterizzati da masse e ingombri ridotti e un funzionamento dolce e silenzioso, con assenza di vibrazioni. Le portate in aspirazione giungono a $200 \text{ m}^3/h$ con massime di $30000 \text{ m}^3/h$, le pressioni massime di mandata arrivano fino a 25 bar .

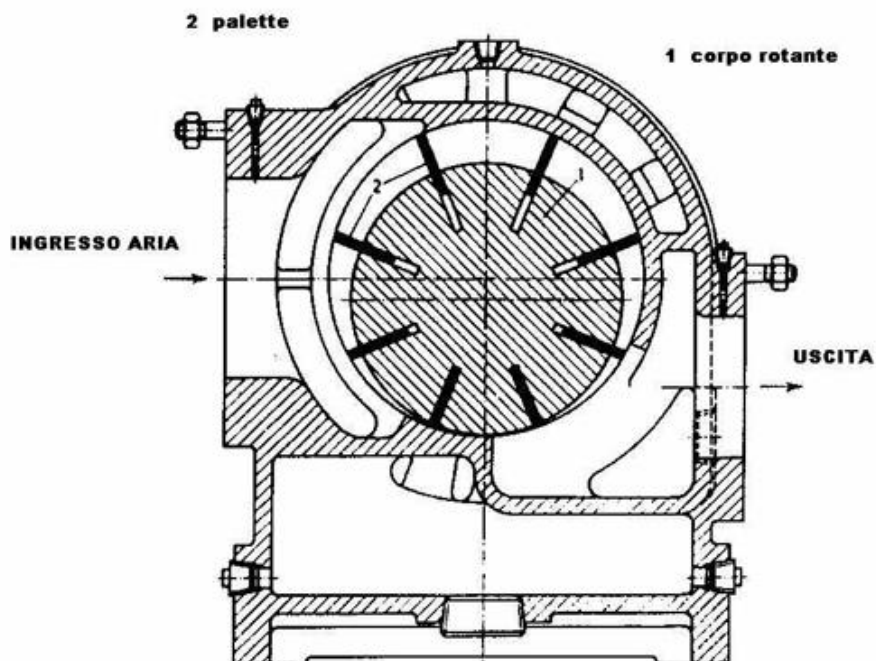
Il *compressore a palette* è formato da una carcassa, che reca internamente una camera cilindrica, chiusa da due fondi piani, entro la quale è disposto il rotore montato eccentricamente su due supporti esterni alla carcassa. Le palette sono alloggiare entro sedi longitudinale praticate nel tamburo. Durante il funzionamento, per effetto della forza centrifuga, le palette sono spinte contro la superficie del cilindro, delimitando così un certo numero di vani, il cui volume, a causa dell'eccentricità dell'asse del rotore rispetto a quello della camera, varia da un massimo ad un minimo e viceversa durante ogni giro. È chiaro, così, che se i vani in fase di aumento di volume sono posti in comunicazione con l'esterno, essi aspirano il gas nel loro interno e lo comprimono, poi, durante la successiva fase di riduzione del volume, scaricandolo infine nel circuito di utilizzazione attraverso una luce opportunamente disposta. La regolazione della portata avviene tramite una specifica valvola che si blocca appena il vano si riempie sino a raggiungere la pressione dello scarico, impedendo l'aspirazione di altro gas; questo tipo di valvola viene chiamata by-pass.

Il rapporto di compressione è variabile intervenendo sull'eccentricità. I rendimenti variano tra 0,4 a 0,7 a causa degli attriti tra il labbro della paletta, che deve garantire la tenuta, e lo statore. I rapporti di compressione massimi valgono 2,5 in monostadio, 6 in bistadio.

Per il refrigeramento delle parti in movimento del compressore a palette viene utilizzata acqua o aria. Nelle macchine con raffreddamento ad acqua, il liquido refrigerante affluisce al compressore attraverso un sistema di tubazioni interne.

I compressori con raffreddamento ad aria sono provvisti di ventilatori assiali il cui flusso d'aria refrigerante è suddiviso in modo che sia possibile mantenere tutte le parti del compressore a bassa temperatura.

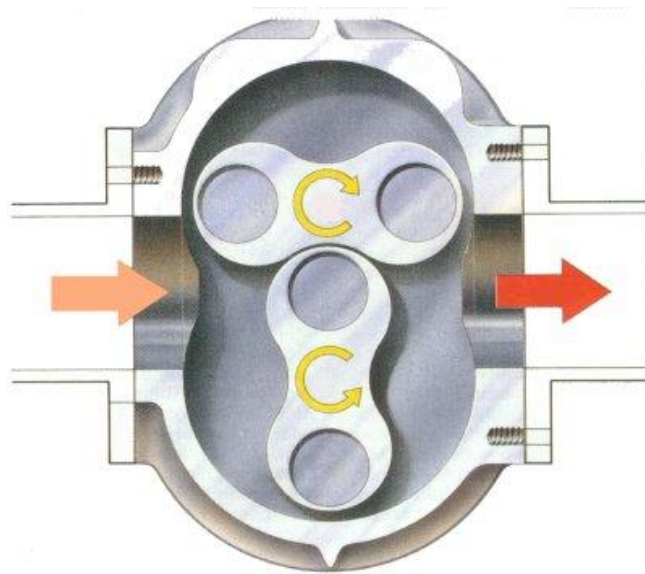
I compressori a palette bistadio vengono dotati di un refrigeratore intermedio che, nei tipi con raffreddamento ad acqua, è costituito da tubi dritti, in genere di ottone, raccolti in fasci espansibili.



2.2.3. Compressore a lobi

Il compressore a lobi è formato da due rotori, ciascuno con due o tre lobi a profilo epicicloideale controrotanti senza contatto, i cui alberi ingranano mediante ruote o cinghie dentate esterne. Un esempio è il compressore *Roots*, in cui i due rotori, in genere con due lobi ciascuno, hanno generatrici rettilinee e nel quale la camera a volume variabile è delimitata dalla carcassa e dai lobi.

I compressori volumetrici di tipo Roots, sono largamente impiegati in campo industriale, particolarmente come trasferitori di grandi volumi di gas nel trasporto pneumatico, ed in qualche caso nella trazione terrestre come sovralimentatori di motori alternativi a combustione interna. I loro pregi essenziali sono la semplicità costruttiva, il basso costo e l'assenza di presenza di giochi, attraverso i quali, si ha un sensibile riflusso di gas compresso dalla mandata all'aspirazione. La velocità massima periferica si aggira attorno a $60 \div 65 \text{ m/s}$. La pressione di mandata è limitata a $1,6 \div 1,7 \text{ bar}$. La portata sarà proporzionale al numero di giri, specie nell'intorno del regime di targa, dato che il rendimento volumetrico decade ai regimi più bassi e più elevati.

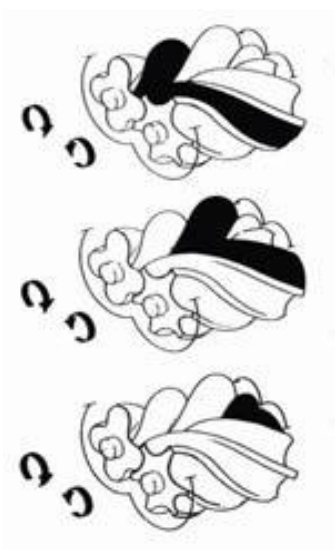


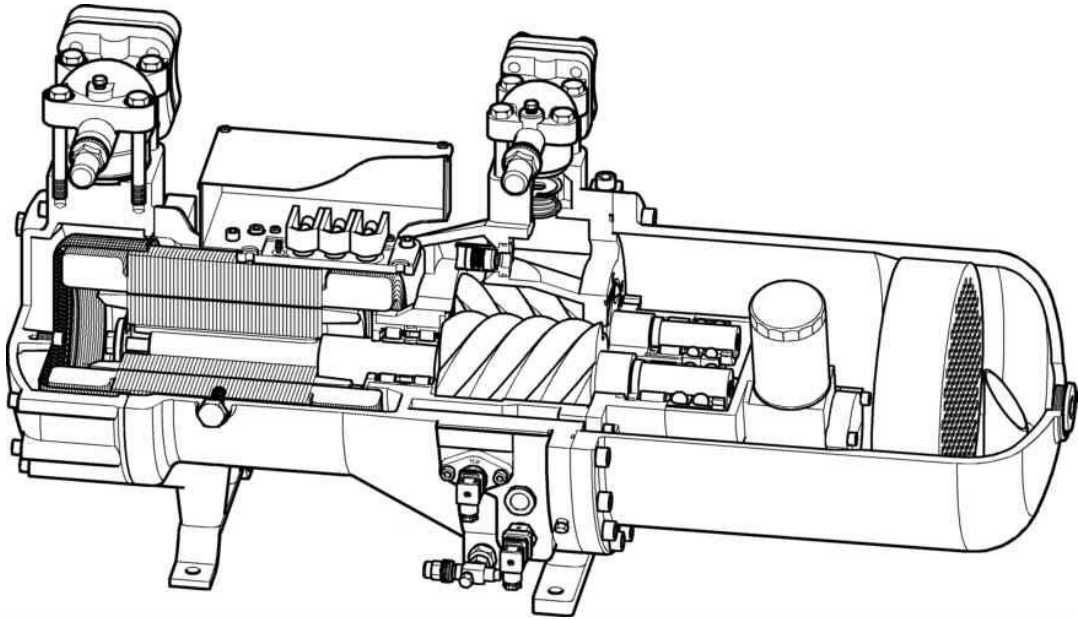
2.2.4. Compressore a vite

Il compressore a vite è formato da una cassa entro la quale ruotano senza toccarsi due o più viti a fianchi elicoidali, mediante ingranaggi sincronizzatori, azionati dal motore. I rotori ruotano internamente alla cassa del compressore senza ovviamente venire in contatto con questa. La compressione del gas si realizza mediante la progressiva riduzione del volume delle camere elicoidali, situate tra i due rotori e le pareti interne della cassa. Quando i rotori ruotano, il gas affluisce attraverso la luce di aspirazione e riempie gli spazi adiacenti tra i lobi ed i canali. Questi spazi aumentano di lunghezza durante la rotazione, mentre il punto di inserimento tra i lobi procede verso la luce di scarico. Quando lo spazio interlobare si è riempito di gas aspirato per tutta la lunghezza, la luce di aspirazione si chiude e termina la fase di immissione con una quantità definita di gas intrappolato. Esso poi viene compresso, in quanto, proseguendo la rotazione, decresce lo spazio tra i lobi. Ad una posizione definita dei rotori infine, il gas compresso intrappolato raggiunge la luce di scarico ed inizia la fase di mandata che continua fino a che lo spazio tra i lobi sia interamente svuotato.

I compressori a vite sono attualmente usati sia negli impianti di compressione dell'aria che nelle industrie metallurgiche e petrolchimiche, grazie alla loro capacità di elaborare qualsiasi tipo di gas come, ad esempio, ammoniaca, argo, etilene, acetilene, gas naturale, elio, metano, propano, propilene, azoto, ed altri.

Le portate elaborate da questi compressori arrivano a $60000 \text{ m}^3/\text{h}$ con pressioni di mandata massime di 25 bar per il monostadio, di 40 bar per il bistadio interrefrigerato. La velocità di rotazione è compresa tra $2000 \div 2500 \text{ giri}/\text{min}$. I rendimenti interno e volumetrico risultano elevati, rispettivamente $0,85$ e $0,90$.





2.3. Compressore dinamico

L'organo motore, per questi tipi di macchine, è la girante in forma di corpo palettato rotante, detto anche rotore, montato sull'albero motore. I compressori dinamici si dividono in due macrofamiglie:

- Compressori centrifughi;
- Compressori assiali.

Nei *compressori centrifughi*, il rotore ha forma di disco con le pale radiali prolungate in avanti assialmente, e, similmente ai ventilatori, la pala può presentarsi con andamento rettilineo radiale, retrogrado diretto.

Il gas viene aspirato assialmente poi devia radialmente di 90° . All'uscita dalla girante centrifuga il gas entra con alta velocità ($200 \div 300 \text{ m/s}$) in statore, ove riduce la velocità e aumenta la pressione.

Il rapporto di compressione per stadio raramente supera $\beta = 3$: Le portate giungono fino a $100 \text{ m}^3/\text{s}$, le potenze fino a 15 MW .

I compressori dinamici si distinguono a seconda della struttura dello statore, che può essere a cassa aperta o a bicchiere: nel primo caso la cassa è formata da due semigusci uniti sul piano meridiano orizzontale, nel secondo è un pezzo unico cilindrico con due coperchi flangiati alle estremità o uno solo. La soluzione a cassa aperta è usata fino a pressioni massime di 70 bar e portate fino a $300000 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la seconda struttura, è adatta per macchine multistadio per pressioni elevate, fino a 700 bar . Per grandi portate, talora, si ricorre a più giranti parallele di piccola dimensione mosse da un unico albero motore.

Nei *compressori assiali* il flusso procede assialmente lungo gli stadi.

Ogni stadio è formato da una corona di pale fisse (statore) alternata a una corona girante (rotore). Gli stadi sono posizionati in serie, ed ognuno conferisce al gas un incremento di pressione e una riduzione di volume, per cui lo sviluppo radiale delle pale si va riducendo man mano che il gas si avvicina.

I compressori assiali sono impiegati per le più elevate portate a rapporti di compressione medio - bassi: le portate variano da pochi m^3/s , a migliaia di m^3/s fino a $1500000 \text{ m}^3/\text{h}$ in campo aeronautico. I rapporti di compressione sono compresi tra 4 e 16 con valori massimi di 20, in casi eccezionali di 40. Il numero di stadi è molto elevato, anche superiore alla decina; su ogni singolo stadio il rapporto di compressione è di lieve entità ($1,1 \div 1,4$), il che consente lievi deflessioni della corrente gassosa con rendimenti elevati, dell'ordine di 0,9.

I compressori dinamici, invece, sono utilizzati in capo industriale (settore chimico, siderurgico, impianti a bassa temperatura), nelle centrali di pompaggio, nelle centrali termoelettriche, nei motori turbogas.

Capitolo 3

Trattamento aria compressa

3.1. Nozioni generali

L'aria compressa è aria avente una pressione maggiore di quella atmosferica. Perché questa possa convenientemente utilizzarsi in un sistema pneumatico, deve essere opportunamente trattata in modo da assumere, contrariamente all'aria atmosferica, caratteristiche costanti. In particolare deve essere essiccata per eliminare l'eccessiva umidità e depurata per limitare la presenza di impurità solide, liquide o gassose per evitare il danneggiamento del compressore e degli apparecchi utilizzatori ai quali viene inviata. I trattamenti che, allo scopo, si rendono necessari, sono la filtrazione dell'aria aspirata dall'esterno prima della sua compressione e prima dell'utilizzatore, l'essiccazione e la lubrificazione dell'aria già compressa prima dell'utilizzazione.

- La filtrazione serve ad evitare l'invio al compressore di quelle particelle, di varie dimensioni e di diversa natura, che si trovano sospese nell'aria atmosferica.
- L'essiccazione è l'operazione che, eliminando gran parte del vapor d'acqua contenuto nell'aria atmosferica, consente di ridurre notevolmente il pericolo di formazione della condensa.
- La lubrificazione consiste nel mescolare all'aria piccole particelle di olio lubrificante, ed è necessaria poiché gli attuatori ed i relativi organi di comando e di pilotaggio pneumatici sono costituiti da elementi in moto relativo tra di loro, e quindi necessitano di lubrificazione per evitare il fenomeno del grippaggio dovuta all'usura per attrito.
- La seconda filtrazione, effettuata immediatamente prima dell'utilizzazione, ha lo scopo di eliminare le impurità provenienti dal compressore e dalle tubazioni della rete di distribuzione come ad esempio grumi di olio lubrificante, particelle di ruggine e altro ancora.

Filtrazione e lubrificazione vengono di norma effettuate, insieme alla riduzione di pressione del valore di rete a quello di utilizzazione, mediante dispositivi denominati gruppi condizionatori FRL.

3.2. Essiccazione

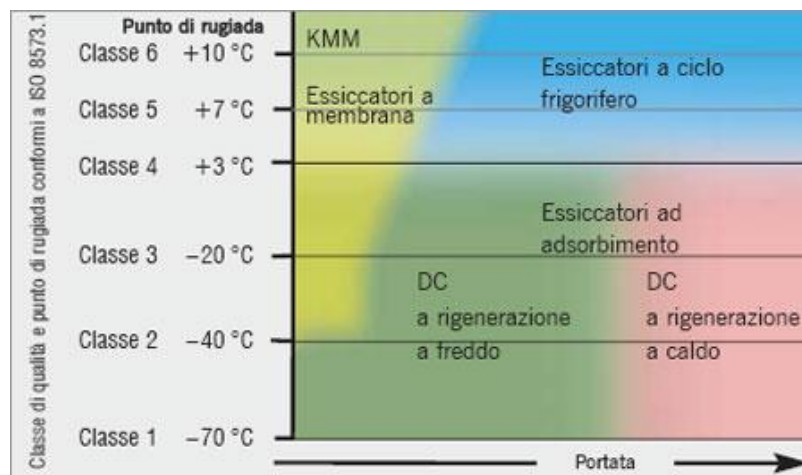
L'aria compressa che fuoriesce dal refrigeratore finale e dal serbatoio, presenta solitamente un punto di rugiada non inferiore a 30 °C. L'aria compressa immessa in rete a temperatura ambiente, dà luogo alla formazione di condensa all'interno delle tubazioni, portando ad un deterioramento rapido e una prestazione peggiore dell'impianto. Per eliminare questo problema, l'aria prima di essere immessa nella rete di distribuzione viene quindi essiccata.

L'essiccazione, quindi, è un processo atto all'eliminazione del vapor d'acqua contenuto nell'aria. Il ruolo dell'**essiccatore** è proprio quello di abbattere l'umidità relativa dell'aria compressa, favorendo così la generazione di aria compressa di qualità.

Uno dei fattori più importanti con il quale gli essiccatori vengono classificati, è la temperatura di rugiada. La temperatura di rugiada è corrispondente a quella di saturazione della miscela *aria/H₂O* con una determinata concentrazione $X \left[\frac{gH_2O}{Kg \text{ aria secca}} \right]$, ovvero è la temperatura limite con cui notiamo le prime particelle di condensa. Gli essiccatori utilizzati in questi impianti sono:

1. Essiccatori a raffreddamento
2. Essiccatori a deliquescenza
3. Essiccatori per adsorbimento

Dopo l'essiccazione quindi, ottengo aria più secca, ovvero avrò $X_c < X_a$. Si possono tuttavia utilizzare anche tutti e tre gli essiccatori insieme, in modo da avere una migliore qualità dell'aria, in questo modo abbiamo un'efficienza maggiore e una qualità dell'aria compressa molto più elevata. I costi però in questo caso risultano molto elevati, come risulta maggiore l'ingombro dell'impianto.



3.2.1. Essiccatori a raffreddamento

Questo tipo di essiccatore si basa sul principio che la quantità di condensa separata aumenta con il diminuire della temperatura.

Per realizzare un raffreddamento, si impiega un gruppo frigorifero, costituito da un compressore, un condensatore e due scambiatori di calore. L'aria viene fatta passare all'interno di un refrigeratore dove subisce il primo raffreddamento per mezzo di uno scambiatore in cui si utilizza, come fluido di scambio termico, la stessa aria compressa fredda in uscita dall'essiccatore. Un ulteriore abbassamento di temperatura avviene grazie ad un gruppo frigorifero a serpentina. Successivamente la condensa viene raccolta in appositi separatori per essere evacuata.

L'aria esce da questi impianti con una temperatura di $20 \div 25 \text{ }^\circ\text{C}$ e con un umidità residua corrispondente a una temperatura di rugiada di $2 \div 3 \text{ }^\circ\text{C}$. Con questa temperatura, e una pressione pari a 7 bar, il contenuto residuo di acqua sarà di circa $0,7 \text{ g/m}^3$.

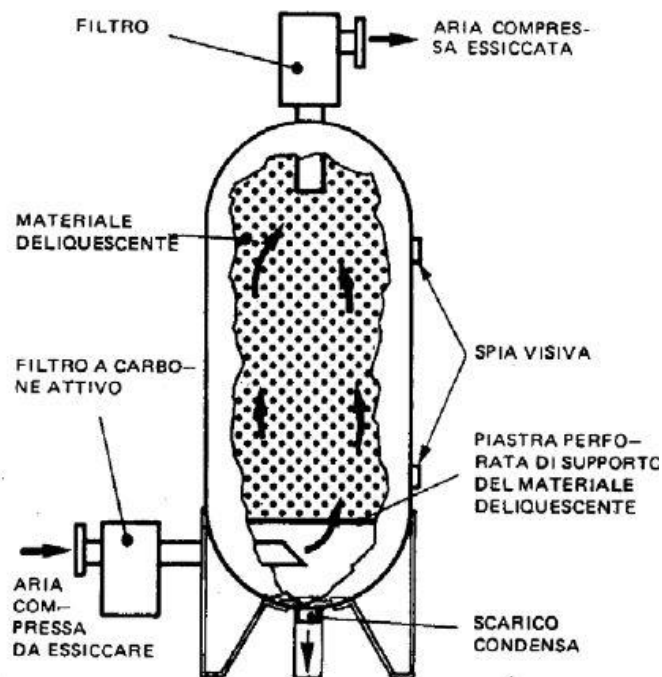
Ne consegue che ogni raffreddamento che intervenga successivamente, costringe l'aria a depositare il suo eccesso di vapore d'acqua per condensare, e quella condensazione può essere accelerata mediante questo processo.

Il raffreddamento dell'aria elimina alcune particelle di olio, ma solo quelle più volatili, mentre le altre particelle possono venire eliminate utilizzando dei filtri disoleatori in prossimità delle utenze, impiegando altri tipi di essiccatori, ad esempio ad assorbimento, nelle quale abbiamo minori residui oleosi ma il costo d'esercizio risulta più elevato.

3.2.2. Essiccatori a deliquescenza

Gli essiccatori a deliquescenza sono essenzialmente costituiti da un serbatoio in pressione, nella quale è presente un materiale igroscopico. Questo materiale deve essere rinnovato periodicamente, per avere un'efficienza ottimale dell'essiccatore. Il processo di essiccazione, in questo caso, prevede che, l'aria, risalendo il recipiente in pressione, attraversi gli interstizi tra il materiale deliquescente, dove viene trattenuta l'umidità. I sali igroscopici, oltre a trattenere il vapore acqueo presente nell'aria in entrata, assorbe i vapori oleosi, che possono accelerare il decadimento della sostanza deliquescente. Per questo motivo a monte dell'essiccatore viene montato un pre-filtro, con carbone-attivo, atto all'assorbimento di alcune particelle oleose, in modo da salvaguardare la durata dei sali.

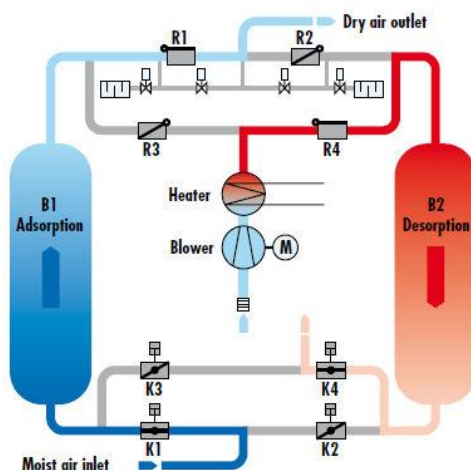
A valle viene montato, invece, un filtro, in maniera tale che i sali igroscopici non possano entrare nella tubazione e danneggiare i componenti dell'impianto. Questi tipi di essiccatori hanno efficienze modeste, e solitamente vengono utilizzati insieme ad altri tipi di essiccatori, per abbassare di alcuni gradi la temperatura di rugiada, che risulta essere tra $0 \div 5^{\circ}\text{C}$.



3.2.3. Essiccatori per adsorbimento

L'adsorbimento è quel fenomeno fisico consistente nel deposito di particelle di vapore sulla superficie di separazione tra un solido ed un aeriforme. Utilizzando questo principio è possibile eliminare le molecole di vapor d'acqua contenute nell'aria, facendo passare accanto ad una sostanza solida denominata gel. Il vantaggio rispetto al sistema precedente è che il gel non deve essere sostituito, ma può rigenerarsi mediante soffiatura con aria calda, inoltre la temperatura di rugiada raggiunta sarà di circa $(-20 \div -30)^{\circ}\text{C}$. Questo tipo di essiccatore dispone di 2 colonne di materiale adsorbente, in questo modo mentre una colonna si rigenera, l'altra colonna lavora. Andiamo a vedere in dettaglio il processo di questi tipo di macchina:

1. Adsorbimento: la valvola di entrata K1, servoazionata, indirizza l'aria compressa umida nella prima colonna B1. Qui attraverso la colonna adsorbente l'aria deposita in esso l'umidità. Successivamente l'aria essiccata si dirige all'utilizzo attraverso la valvola R1 di uscita.
2. Rigenerazione: contemporaneamente, attraverso l'orifizio calibrato, una piccola parte di aria essiccata entra a bassa pressione nella colonna B2. Qui attraversa la sostanza adsorbente e ne asporta l'umidità, per essere poi scaricata all'esterno della colonna attraverso il silenziatore.
3. Ripressurizzazione: successivamente la valvola K4 servoazionata viene chiusa, e lentamente il flusso di purga porta la colonna B2 alla stessa pressione della colonna B1.
4. Inversione: quindi avviene la commutazione della valvola K1 senza sbalzi di pressione o scuotimenti del materiale adsorbente.
5. Decompressione: invertita la funzione delle colonne, la valvola K4 viene riaperta, permettendo la rigenerazione della colonna B1. L'intero ciclo viene eseguito in modo automatico, senza causare interruzioni di portata o sbalzi di pressione in linea.



3.3. Gruppi di condizionamento FRL

I gruppi di condizionamento FRL sono installati immediatamente a monte degli apparecchi utilizzatori per effettuare:

- l'eliminazione delle particelle solide e liquide contenute nell'aria
- la regolazione della pressione d'alimentazione
- la lubrificazione dell'aria necessaria per ridurre l'attrito tra le parti in moto relativo dei componenti pneumatici

I gruppi di condizionamento FRL hanno una struttura modulare ad elementi intercambiabili e sono costituiti da filtro, regolatore di pressione e lubrificatore.

La scelta del gruppo di condizionamento deve essere effettuata in funzione del consumo dell'aria previsto, poiché tutti gli elementi inseriti in un circuito provocano una perdita di carico del fluido che li attraversa.

Per il corretto dimensionamento del gruppo FRL è necessario avere a disposizione il grafico, fornito dalla casa di produzione del dispositivo, che fornisce il valore della suddetta perdita di carico in funzione della portata e della pressione d'ingresso.

3.3.1. Filtro

I filtri sono utilizzati negli impianti per eliminare la presenza di particelle di agenti corrosivi, polvere o grumi di olio lubrificante, che potrebbe danneggiare i componenti meccanici dell'impianto o l'utilizzazione. Due dei filtri più utilizzati sono:

- filtro a singolo stadio
- filtro a doppio stadio o a coalescenza

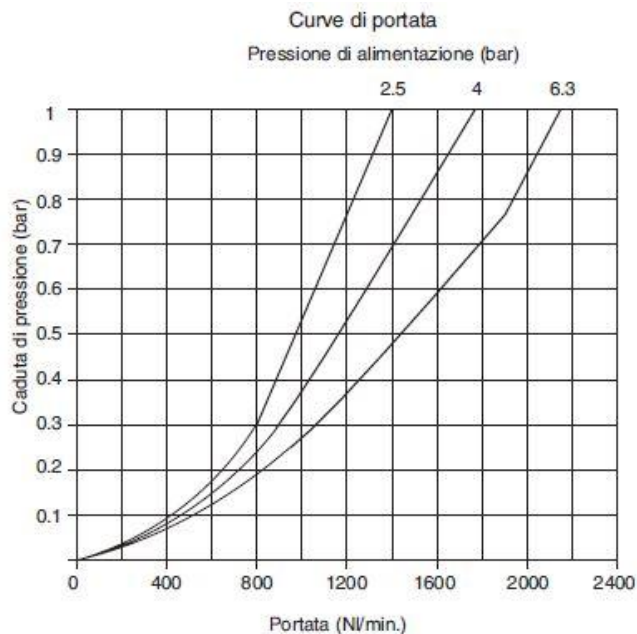
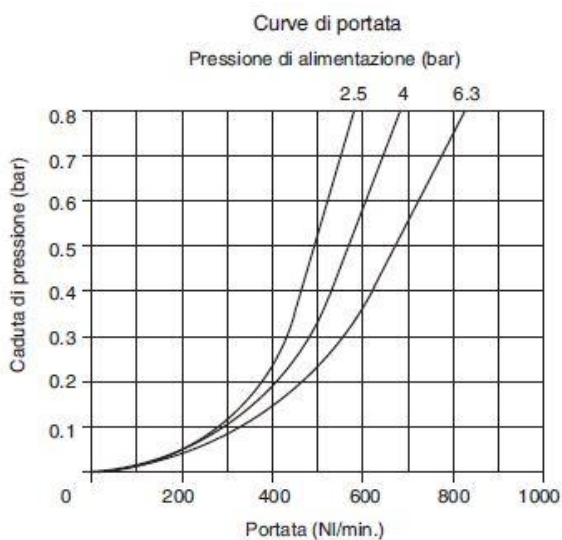
Il filtro a singolo stadio prevede che l'aria entri nella parte superiore del filtro dal basso, e assuma un moto rotatorio, grazie ad una piastra ad alette inclinate. Le particelle solide, essendo più pesanti, vengono proiettate sulla parete interna del cilindro a causa della forza centrifuga, per poi ricadere nella parte bassa del filtro, in una tazza appositamente isolata dal flusso d'aria entrante. Le impurità raccolte nella tazza vengono successivamente eliminate o automaticamente o tramite rubinetto, manualmente.

Normalmente con questa tipologia di filtro, vengono forniti elementi filtranti con porosità pari a $50\mu m$, ma, alcune volte si arriva anche a valori che variano da $20 \div 5\mu m$.

Altro tipo di filtro utilizzato è quello a coalescenza. La coalescenza è il fenomeno fisico attraverso il quale le gocce di un liquido, le particelle di un aeriforme, o di un solido, si uniscono per formare delle entità di dimensioni maggiori.

In questa tipologia di filtro, l'aria entra in un pre-filtro, che mi consente di trattenere le impurità solide e, successivamente, in un secondo filtro, che ha la proprietà di trasformare il vapore acqueo e i residui d'olio allo stato liquido. In questo modo, le impurità, ora allo stato liquido, si depositano sul fondo del filtro, da dove possono essere eliminate tramite scarichi appositi.

Il dimensionamento di un filtro dipende dalla caduta di pressione ammissibile, che spesso viaggia tra un minimo di 0.1 bar, ad un massimo di 1 bar. Si possono notare dal grafico sottostante, l'andatura delle curve rappresentate le pressioni di alimentazione, in relazione con la portata e le cadute di pressione dei filtri.



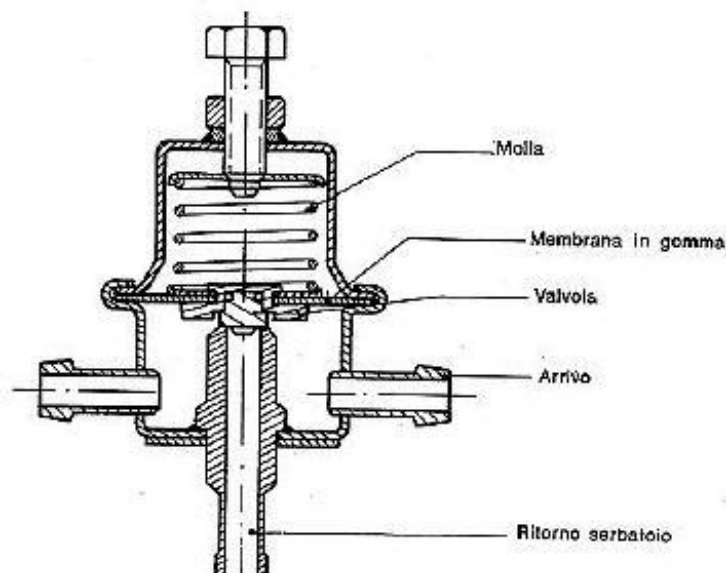
3.3.2. Regolatore di pressione

Per ottenere un funzionamento corretto degli utilizzatori è necessario alimentarli con aria a pressione costante. Allo scopo si utilizzano unità di regolazione, che mantengono una pressione al valore impostato e controllabile su un manometro, indipendentemente dalle possibili variazioni della pressione di rete e dal consumo momentaneo.

Vengono anche indicati con il nome di riduttori, per il fatto che la pressione di rete è necessariamente superiore a quella di lavoro degli utilizzatori. Dal punto di vista costruttivo possono essere a diaframma o a pistone.

I regolatori a diaframma sono più sensibili mentre, quelli a pistone hanno dimensioni più contenute a parità di prestazioni.

I regolatori di pressione vengono regolati grazie ad un volantino di regolazione che permette di forzare la molla contro il diaframma, o il pistone, che a sua volta spinge lo stelo della valvola ad otturatore. Quando la pressione della molla sul diaframma, o sul pistone, è superiore alla pressione dell'aria regolata, questo si abbassa spingendo lo stelo della valvola e lasciando in comunicazione la camera a pressione regolata con quella di entrata a pressione più elevata. Se la pressione che agisce sotto il diaframma, o sotto il pistone, aumenta e vince la forza della molla questo si alza, chiudendo l'otturatore della valvola principale ed aprendo quella secondaria che consente di scaricare nell'atmosfera la sovrappressione che si è generata.

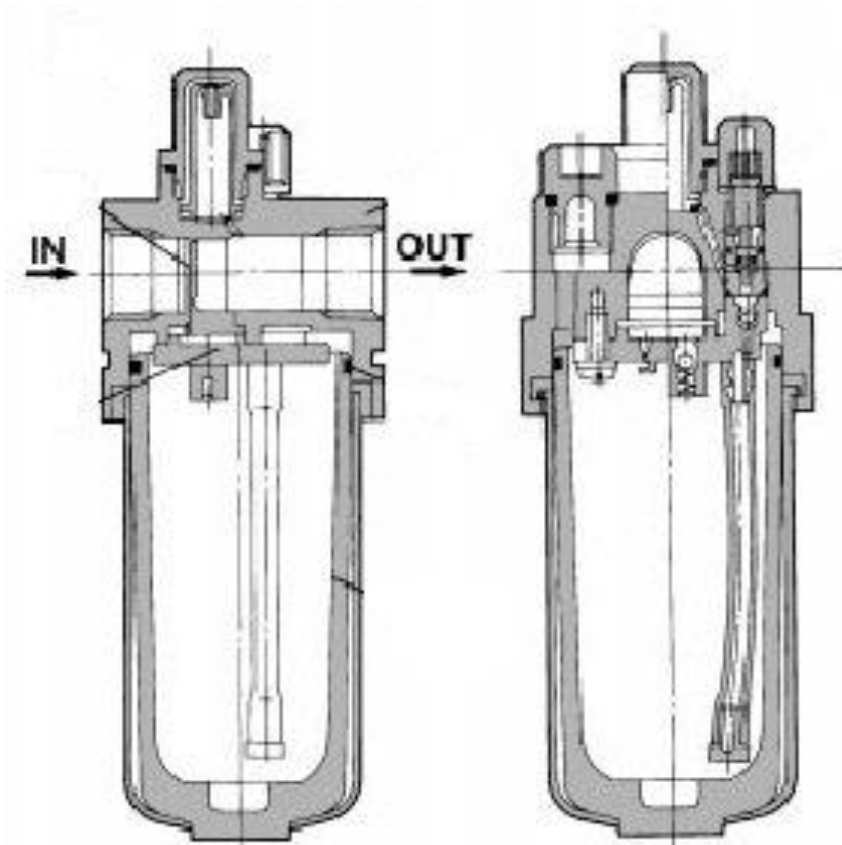


3.3.3. Lubrificatore

Per assicurare una perfetta lubrificazione delle parti meccaniche delle apparecchiature pneumatiche si utilizza un lubrificatore, che provvede a nebulizzare una certa quantità d'olio ed a miscelarla con l'aria. Esso funziona in base al principio del tubo di Venturi e, pertanto, entra in azione solo quando la portata supera un certo valore.

Si ricorda che il principio di Venturi afferma che l'aumento di velocità nel tratto di diametro minore, comporta una diminuzione della pressione nello stesso tratto di tubo, senza andare a considerare le perdite di carico dovute al restringimento.

Se questo è messo in comunicazione con un ambiente a pressione maggiore, o anche uguale a quella presente nella tubazione, si ha il tipico effetto di risucchio. La quantità d'olio può essere controllata con una manopola di regolazione; per assicurare una buona lubrificazione sono sufficienti $0,2 \div 0,4$ grammi/kl aria



Capitolo 4

Serbatoi, reti di distribuzione e refrigeratori finali

4.1. Serbatoi

4.1.1. Aspetti tecnici

I serbatoi, in un impianto ad aria compressa, possono ricoprire più ruoli, ad esempio:

- fornire aria compressa all'utilizzatore;
- ottenere un flusso continuo all'utenza;
- ridurre il vapore acqueo

Il serbatoio infatti, oltre ad essere utilizzato come un semplice magazzino di aria compressa, ci permette di avere, quando questo è installato tra il compressore e le utenze, un flusso non pulsato, tipico del compressore, ma un flusso continuo. In questo modo il compressore dell'impianto non sarà costretto a lavorare in maniera continua, ma potrà essere attivato, tramite dispositivi automatici, solamente quando la pressione del serbatoio scende sotto ad un certo valore, ottenendo quindi consumi minori e un'usura del compressore molto più limitata.

Nei casi in cui, però, il serbatoio sia installato tra il compressore e l'utilizzatore, e si ha un dispositivo automatico che regola il flusso di aria compressa, bisogna assicurarsi che il serbatoio abbia una capacità maggiore rispetto un normale serbatoio, altrimenti si rischia di avere un continuo avviamento e spegnimento del compressore, che porterebbe ad avere un aumento significativo dei consumi e una diminuzione delle prestazioni.

La regolazione può avvenire anche tramite un valvola di by-pass, che permette al compressore di lavorare continuamente, parte a carico e parte a vuoto. In questo caso però è opportuno effettuare un dimensionamento dell'impianto, in modo che la valvola non intervenga con tempi troppo ravvicinati.

Oltre a questo tipo di benefici, il serbatoio ci permette di separare ulteriore condensa dall'aria compressa precedentemente e questo perché l'ingresso del serbatoio è collocato nella parte inferiore del serbatoio. Inoltre, per facilitare la condensazione, molto spesso si pone il serbatoio dell'aria compressa all'esterno.

I serbatoi, per motivi di sicurezza e di funzionalità, devono essere muniti di alcuni dispositivi di controllo come un termometro, un manometro, una valvola di sicurezza, separatore di condensa e una valvola d'intercettazione e pressostato.

Il termometro e il manometro sono necessari per tenere sotto controllo rispettivamente la temperatura e la pressione all'interno, la valvola di sicurezza ha lo scopo di abbassare la pressione all'interno, quando questa risulta essere troppo elevata (ovvero è superiore a quello prefissato dal pressostato). Il separatore di condensa è necessario per eliminare altre tracce d'acqua residua che si separa dall'aria, che all'interno del serbatoio tende ad assumere la temperatura ambiente.

Per dimensionare il serbatoio occorre, anzitutto, determinare il consumo medio di aria compressa. Esso è dato dalla somma dei consumi degli attuatori e delle valvole, eventualmente aumentata per tener conto di successivi sviluppi degli impianti.

La portata che deve erogare il compressore si calcola come

$$Q_c = (Q_m \cdot H) / \left(\frac{t_c}{t_t}\right)$$

Dove t_c è il tempo di lavoro del compressore durante il quale eroga portata all'impianto; t_t è il periodo del ciclo del compressore, H un fattore di maggiorazione che tiene conto delle fughe di aria, mentre Q_m è il consumo medio dell'aria compressa. In genere si assume per il rapporto t_c/t_t un valore compreso tra 0,5 e 0,8, mentre per H si assume un valore di circa 1,2.

Per il calcolo del volume del serbatoio si usa l'espressione

$$V = \frac{t_0 \cdot Q_c \cdot p_a \cdot T_s}{\Delta P \cdot T_a} [m^3]$$

In cui T_s è la temperatura dell'aria nel serbatoio, T_a la temperatura assoluta normale, p_a la pressione assoluta normale, ΔP è il salto di pressione nel serbatoio in seguito all'erogazione del compressore, pari circa al 10% della pressione di esercizio, e t_0 è il tempo di marcia a vuoto o di arresto.

4.1.2. Dimensionamento

Il dimensionamento di un serbatoio viene effettuato applicando la teoria delle membrane, ovvero strutture in parete sottile con simmetria geometrica assiale. Un corpo può essere considerato in parete sottile se il rapporto tra diametro interno e lo spessore risulta maggiore o uguale a 20.

I piani di riferimento che si utilizzano per studiare le membrane sono due:

- piano meridiano
- piano trasversale

I piani qui elencati mi portano ad avere solamente due componenti di tensione, che chiameremo σ_T e σ_M , mentre non ci saranno tensioni tangenziali considerata la simmetria della struttura in esame.

Il fatto che si ha una doppia curvatura, porta ad avere un'unica tensione normale alla superficie che mi permette di resistere alla pressione interna.

La forza normale quindi dato dalle tensioni H_M e H_T sarà

$$H_M = \frac{\sigma_M \cdot t \cdot ds}{R_M} \quad H_T = \frac{\sigma_M \cdot t \cdot ds}{R_T}$$

$$H_P = H_M + H_T$$

e da questa relazione, detta anche relazione fondamentale delle membrane, possiamo ricavarci gli aspetti tecnici necessari per dimensionare il serbatoio.

Esistono varie tipologie di serbatoi utilizzabili allo scopo, alcune più convenienti di altre, come ad esempio il serbatoio a fondo piatto, silos, o con fondo tronco-conica. Il serbatoio a fondo piatto non può sopportare grandi resistenze sulle pareti laterali, a causa del fondo appunto piatto. Infatti il raggio del serbatoio sezionato tramite il piano meridiano, presenta valore infinito, e questo ci porta a non poter utilizzare la relazione fondamentale delle membrane per il calcolo delle tensioni.

Molto spesso, quindi, la soluzione adottata è un serbatoio con fondo bombato, in modo da avere un raggio R_M non tendente ad infinito; questo tipo di soluzione porta però ad un ingombro maggiore del serbatoio.

Altri esempi sono l'utilizzo di silos sospesi, dove abbiamo l'utilizzo di ghiera che tengono in sospeso il silos, o l'utilizzo di serbatoi con parete tronco conica, in cui sarà possibile applicare la teoria delle membrane per il dimensionamento.

4.2 Reti di distribuzione

Nelle piccole installazioni lo stesso tubo può fungere da colonna montante o da tubo di distribuzione: quando si progetta e si dimensiona una rete di aria compressa, si inizia compilando un elenco degli equipaggiamenti con tutte le loro utenze di aria compressa, e un disegno sul quale siano indicati i rispettivi punti di installazione. Le reti di distribuzione possono essere di due tipi: a maglie o a flusso avviato. Quando si devono servire reparti fabbricati separati fra di loro, le reti sono alimentate dalla tubazione principale, in cui abbiamo valvole di intercettazione; mentre, nel caso in cui abbiamo bisogno di utenze non fisse, si ricorre a valvole a innesto rapido.

In un impianto ideale, le impurità ed il condensato dovrebbero essere eliminati prima che l'aria compressa lasci la centrale di produzione; questo in pratica non è mai possibile, anche se la qualità dell'aria migliora notevolmente rispetto a quella installata, dopo essere stata trattata con un buon essiccatore e i filtri adatti.

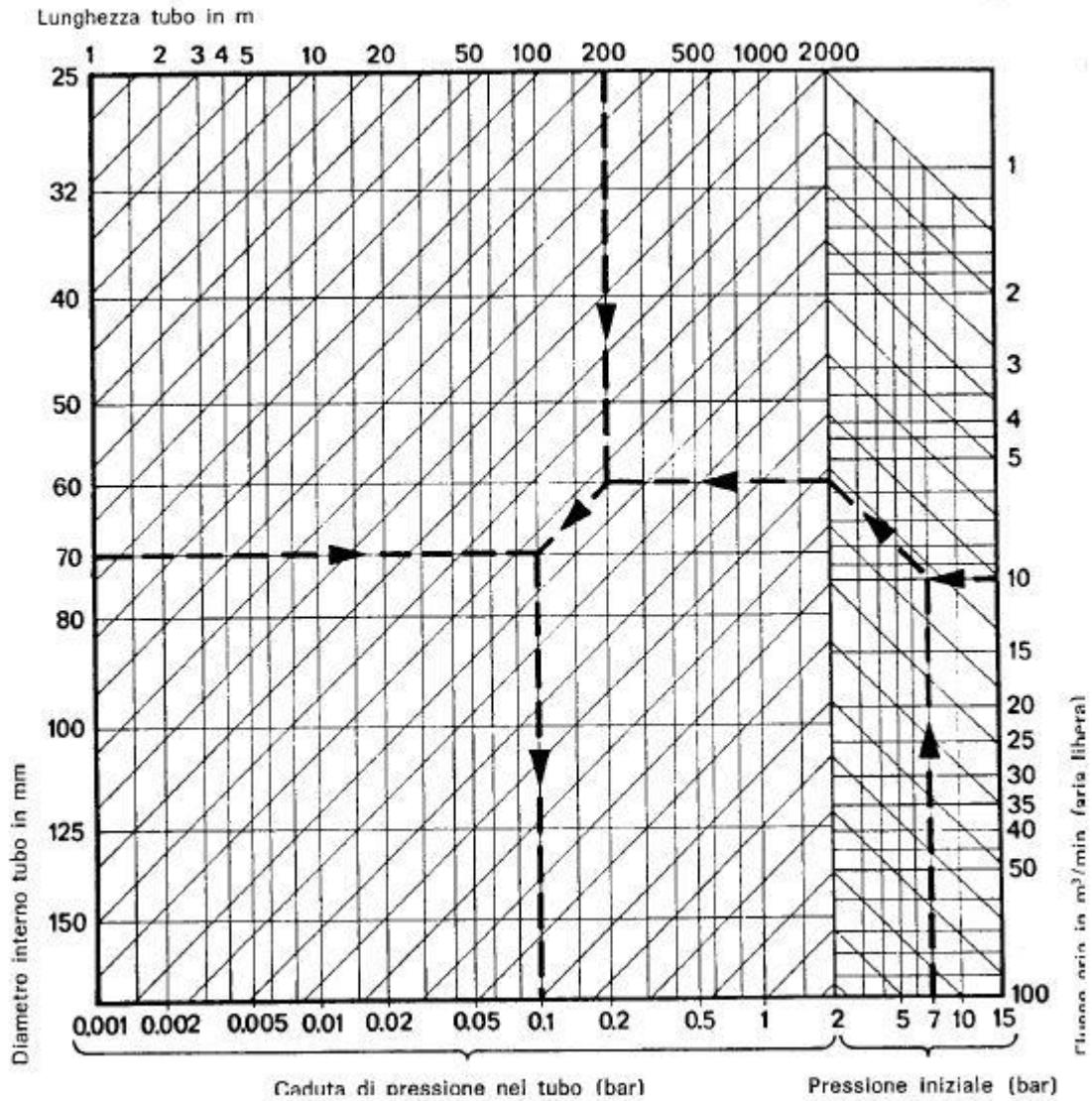
Le tubazioni, quindi, vengono sempre montate in modo da avere una pendenza verso valle, pari ad un angolo compreso tra i 0,2 e i 0,5 %, in modo da evitare eventuali intasamenti, inoltre, in corrispondenza dei punti più bassi della rete di distribuzione, viene posto uno scaricatore di condensa, in modo da drenare il residuo di acqua che si accumula, così come in corrispondenza di bruschi cambi di direzione delle tubazioni.

Quando una essa lascia la tubazione principale, inoltre, deve uscire dalla parte superiore di quest'ultima, in modo che l'eventuale residuo di acqua presente nella tubazione primaria non cada in quella secondaria.

La pressione ottenibile direttamente dopo il compressore, in generale, non può essere utilizzata completamente, e di conseguenza bisogna tenere conto che la distribuzione dell'aria compressa impone delle perdite, causate anche da variazioni di sezioni, cambi di direzioni del flusso e valvole; queste perdite, che sono convertite in calore, danno luogo ad una caduta di pressione.

Per il calcolo della caduta di pressione distribuita, si opera come segue. Il punto di partenza è il fabbisogno massimo di aria compressa; si assume come tale la somma dei fabbisogni delle singole utenze, oppure si moltiplica tale somma per un coefficiente di riduzione, che tiene conto del fatto che non tutte le utenze dell'aria compressa funzionano contemporaneamente.

Tramite un apposito grafico, conoscendo inoltre la pressione, la lunghezza del tubo e il diametro di questo, è possibile ricavare la caduta di pressione al suo interno, senza però contare eventuali strozzatura, cambi di direzioni o valvole. La caduta di pressione totale di un tratto di tubazione, non deve mai superare, contando anche le perdite localizzate, i 0,2 - 0,5 bar.



4.3 Refrigeratori finali

A causa della compressione dell'aria, questa subisce un aumento consistente della sua temperatura, e di conseguenza aumenta la capacità di assorbire vapore d'acqua.

Per essere utilizzata, l'aria compressa, deve essere raffreddata tramite un refrigeratore, per evitare che l'aria, messa in circolazione nella rete di distribuzione, raffreddandosi, diminuisce il suo punto di saturazione, con conseguente formazione di condensa all'interno delle tubazioni. Questi componenti sono installati tra il compressore e il serbatoio dell'impianto, in maniera tale da diminuire la temperatura dell'aria in uscita dal compressore, andando quindi a separare una piccola quantità di vapore d'acqua dall'acqua. In questo modo ottengo, inoltre, un primo trattamento dell'aria grazie a questo processo.

Il raffreddamento dell'aria si ottiene tramite liquido refrigerante all'interno di una serpentina, lambita dall'aria da raffreddare. La temperatura finale che si ottiene, solitamente, risulta superiore di 8 - 10 °C rispetto alla temperatura del liquido refrigerante.

Capitolo 5

EPD (Environmental Product Declaration)

5.1. Nozioni generali

Nella progettazione di un prodotto, o come in questo caso di un impianto, è sempre consigliabile valutare l'impatto ambientale nella realizzazione, andando quindi a considerare il ciclo di lavorazione e i materiali utilizzati.

Al giorno d'oggi, il mercato globale richiede una verifica maggiore dell'impatto ambientale di un determinato prodotto, e il sistema internazionale EPD è programmato per fornire dati rilevanti e comparabili relative all'impatto ambientale di un determinato prodotto o servizio, grazie a delle librerie sempre aggiornate in accordo con le norme ISO 14025.

La norma ISO 14025 è una dichiarazione ambientale contenente la quantificazione delle prestazioni ambientali di un prodotto mediante opportune categorie di parametri calcolati con il metodo dell'analisi del ciclo di vita, e quindi seguendo gli standard della serie ISO 14040.

Le Dichiarazioni Ambientali di Prodotto (EPD), quindi, offrono nuove dimensioni di mercato per informare sulle prestazioni ambientali di prodotti e servizi. In altre parole l'EPD permette ai produttori di dimostrare la loro attenzione alle problematiche ambientali analizzando e descrivendo il proprio prodotto dal punto di vista degli impatti ambientali, e permette ai consumatori di avere dettagliate informazioni a riguardo alle caratteristiche ambientali del prodotto stesso.

Tali informazioni hanno carattere puramente informativo, non prevedendo modalità di valutazione, criteri di preferibilità o livelli minimi che la prestazione ambientale debba rispettare.

L'iter seguito per creare e fornire informazioni sull'impatto ambientale di un determinato prodotto o servizio è il seguente:

- cercare e creare documenti PCR inerente a una categoria di prodotti;
- studiare LCA basandosi sulla documentazione PCR;
- compilare il rapporto per le informazioni dell'EPD;
- certificare;
- effettuare la registrazione e pubblicare la documentazione EPD;

Quando un EPD è registrato, un documento di Dichiarazione Ambientale viene creato.

Questa Dichiarazione Ambientale include le informazioni riguardanti il prodotto, l'azienda, e il potenziale impatto relativo dato dall'EPD.

La Dichiarazione Ambientale può essere garantita, quando segnalato, da specifiche etichette di garanzia del prodotto, o anche per informazione pubblica in varie forme.

In Italia esistono tre tipi di etichettature ambientali, istituite dalle norme ISO 14020:

- *Tipo I*: etichette ecologiche volontarie basate su un sistema multicriteria che considera l'intero ciclo di vita del prodotto, sottoposte a certificazione esterna da parte di un ente indipendente (ad esempio il marchio europeo di qualità ecologica ECOLABEL).
- *Tipo II*: etichette ecologiche che riportano auto-dichiarazioni ambientali da parte di produttori, importatori o distributori di prodotti, senza che vi sia l'intervento di un organismo indipendente di certificazione
- *Tipo III*: etichette ecologiche che riportano dichiarazioni basate su parametri stabili e che contengono una quantificazione degli impatti ambientali associati al ciclo di vita del prodotto calcolate attraverso un sistema LCA: sono sottoposte a controllo indipendente e presentate in forma chiara e confrontabile.

In particolare, l'etichettatura di tipo III, è un documento con il quale si comunicano informazioni oggettive, confrontabili e credibili relativa alla prestazione ambientale di prodotti e servizi. Tali informazioni hanno carattere esclusivamente informativo, non prevedendo modalità di valutazione, criteri di preferibilità o livelli minimi che la prestazione ambientale debba rispettare.

In generale possiamo dire che l'EPD:

- è applicabile a tutti i prodotti o servizi;
- consente di confrontare prodotti o servizi equivalenti;
- viene verificata e convalidata da un organismo indipendente;
- realizza un bilancio energetico applicando la norma ISO 14040;
- realizza un sistema gestionale di controllo delle prestazioni ambientali;
- redige la Dichiarazione Ambientale di Prodotto, che consente di comunicare le prestazioni ambientali alle parti interessate.

I vantaggi più significativi sono:

- la valutazione della qualità ambientale dei prodotti mediante identificazione e riduzione degli impatti ambientali connessi al sistema prodotto;
- la possibilità di ridurre costi di gestione e produzione;
- la valorizzazione dell'impiego di tecnologie e materiali eco-compatibili;
- la definizione di strategie aziendali anche in termini di progettazione di prodotti o processi alternativi e più sostenibili
- la visibilità dell'etichetta sul prodotto, quale strumento credibile di comunicazione e marketing.

Uno degli aspetti più importanti che le Dichiarazioni Ambientali di Prodotto offrono, sono i dati relativi all'emissione di anidride carbonica di un prodotto o servizi. Queste informazioni si basano su risultati di un ciclo di vita (LCA) in accordo con la norma ISO 14025.

Ogni singola informazione dell'EPD ha come unico scopo informare il cliente sull'impatto ambientale, senza andare a considerare l'impatto economico, sociale e politico di un determinato prodotto o servizio.

Capitolo 6

Progettazione impianto di distribuzione

6.1. Concetti generali

6.1.1. Sala compressori

I compressori utilizzati per comprimere l'aria, insieme agli essiccatori, sono raggruppati in un unico stabile, solitamente all'esterno della struttura principale, chiamato sala o locale dei compressori. Quando si effettua un'installazione di questo tipo, bisogna far fronte a numerosi problemi, come per esempio i disturbi per il rumore, le esigenze di ventilazione dei compressori e i rischi di surriscaldamento e scarico della condensa. Tuttavia, l'installazione in un officina o in un magazzino può rendere più facile il recupero di energia.

La centrale di aria compressa deve essere piazzata in modo da facilitarne il tracciato del sistema di distribuzione; l'edificio deve consentire l'accesso del mezzo di sollevamento capace di movimentare i componenti più pesanti dell'installazione del compressore e deve consentire l'uso di un carrello a forche, inoltre deve avere l'altezza tale da consentire il sollevamento di un motore elettrico o altro componente.

L'aria di aspirazione del compressore deve essere pulita e priva di contaminanti solidi e gassosi, e nonostante si faccia uso di un silenziatore, la relativa presa, deve essere sistemata, se possibile, dove l'aria è più pulita. Qualche volta può essere appropriato aspirare l'aria dall'esterno dell'edificio per mezzo di un tubo separato che arriva direttamente al compressore, in cui può essere installato un filtro a rete, in modo da evitare che pioggia o neve si depositi all'interno.

Altro aspetto fondamentale della sala compressori è la ventilazione. Difatti, il calore generato dai compressori, viene disperso fuori dal locale per mezzo della ventilazione del locale. La quantità d'aria di ventilazione è determinata dalla grandezza del compressore e del tipo di raffreddamento, ad aria o ad acqua.

La presa dell'aria di ventilazione deve essere installata, se possibile, su una parete rivolta verso nord, o in un posto all'ombra. All'esterno dell'aspirazione deve essere applicata una griglia ed all'interno una valvola di tiraggio azionata dalla corrente d'aria per evitare l'entrata di oggetti esterni e tiraggi freddi, inoltre la presa deve essere installata in basso, ma evitando che sia coperta dalla neve durante l'inverno

6.1.2. Rete di distribuzione

Un sistema di distribuzione dell'aria compressa deve soddisfare tre esigenze affinché siano assicurati un funzionamento ed una economia buona: una bassa caduta di pressione, perdite di aria ridotte e la migliore separazione della condensa nel sistema.

Le perdite di carico presenti in una rete di distribuzione possono essere divise in due categorie: localizzate o distribuite.

Le perdite distribuite possono essere ricondotte all'espressione

$$\Delta P = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{v^2 L}{2D} [Pa]$$

dove:

ΔP = caduta di pressione [Pa];

λ = coefficiente di attrito del movimento dell'aria;

ρ = densità dell'aria compressa [$\frac{kg}{m^3}$];

v = velocità effettiva dell'aria [m/s];

D = diametro interno della tubazione [m];

L = lunghezza della tubazione [m];

Molto spesso, però, si applica la formula sperimentale

$$\Delta P = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q^{1.85} L}{d^5 \cdot p} [bar]$$

dove:

ΔP = caduta di pressione [bar];

Q = portata d'aria [m^3/s];

d = diametro interno della tubazione [mm]

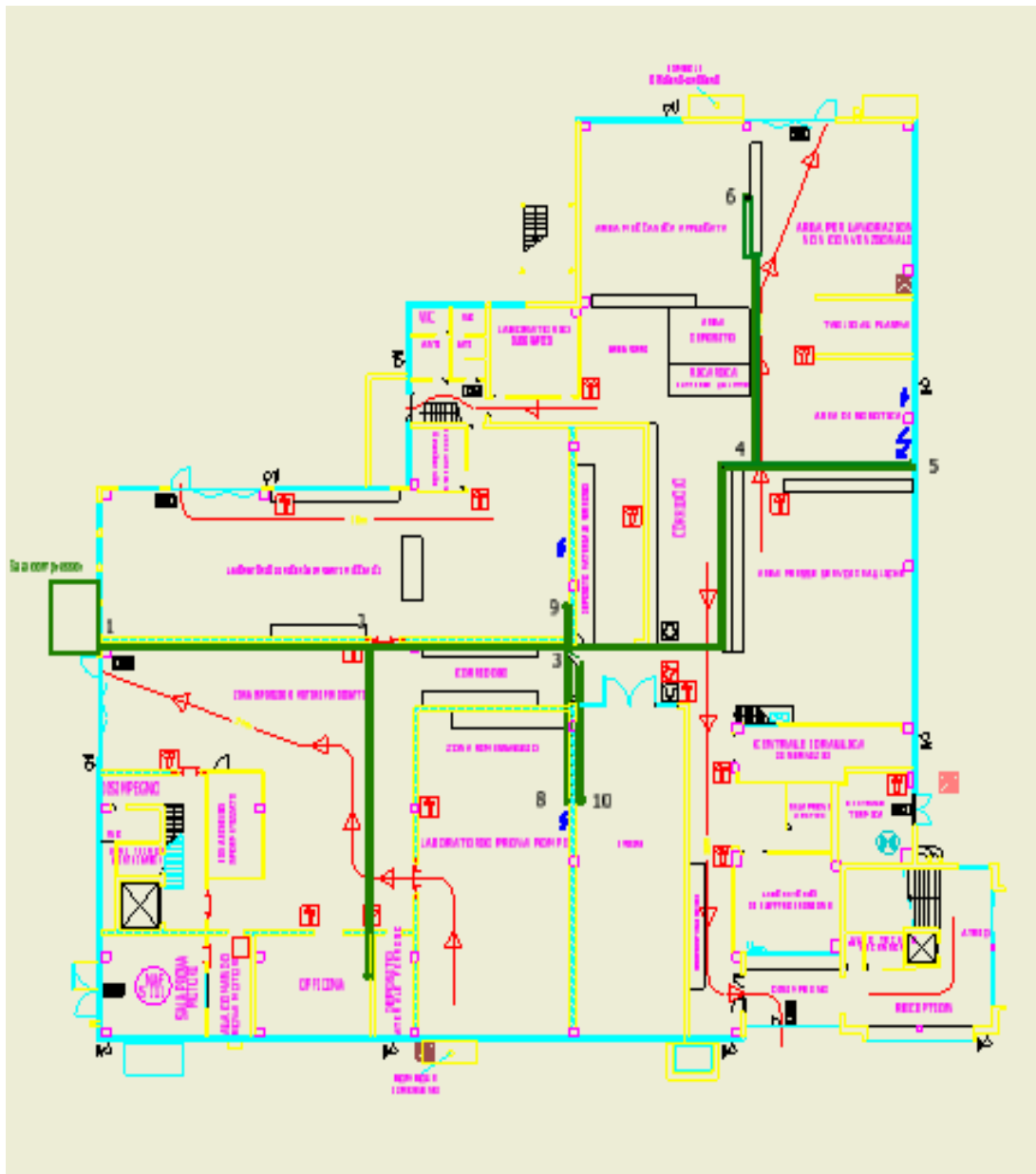
L = lunghezza della tubazione [m];

p = pressione dell'aria compressa [bar];

La lunghezza L indicata nelle formule può comprendere le resistenze accidentali dovute a variazioni di sezioni, dette anche perdite localizzate

6.2. Dati iniziali

Il dimensionamento che si andrà a effettuare, riguarderà un complesso di laboratori universitari, in cui dobbiamo installare un impianto di distribuzione di aria compressa e le relative utenze. La planimetria, riguardante l'edificio, e la rete di distribuzione, sono rappresentate di seguito



I fabbisogni di aria compressa e le condizioni iniziali devono essere stabiliti prima di iniziare il dimensionamento. Supponiamo che la necessità richiesta consista di 6 utilizzatori con i seguenti dati e ubicazioni

9	Laboratorio impianti	paranco
8	Prova pompe	avvitatore pneumatico
10	Officina	smerigliatrice
7	Officina	trapano pneumatico
6	Meccanica applicata	avvitatore pneumatico
5	Robotica	avvitatore pneumatico

Per determinare la portata necessaria ad ogni utenza ci si riferisce alla tabella riportata sotto

Denominazione	Consumi [l/min]
Avvitatori pneumatici	900-1350
Trapani pneumatici	900-1300
Smerigliatrici pneumatiche	1000-1500
Sabbiatrici pneumatiche	1000-1400
Pistole per verniciatura a spruzzo	200-300
Martelli pneumatici	500-750
Paranchi pneumatici	700-2000
Sollevatori per autocarri	500-700

Supponiamo, quindi, che le utenze viste precedentemente, necessitano di una portata pari a

Utenza	Ubicazione	Tipologia utenza	Portata [l/min]	Portata [m ³ /s]	Pressione [bar]
9	Laboratorio impianti	paranco	1500	0,025	7
8	Prova pompe	avvitatore pneumatico	900	0,015	7
10	Officina	smerigliatrice	1000	0,016	7
7	Officina	trapano pneumatico	1000	0,016	7
6	Meccanica applicata	avvitatore pneumatico	900	0,015	7
5	Robotica	avvitatore pneumatico	1000	0,016	7

mentre gli altri dati di progetto saranno:

- Temperatura ambiente massima $T_a = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura interna periodo invernale $T_w = 18 \text{ }^\circ\text{C}$
- Pressione ambiente $p_a = 1 \text{ bar}$

Dai dati iniziali, perciò, possiamo andare a calcolare che la portata totale richiesta al compressore sarà pari a $Q_T = 6300 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0.105 \text{ m}^3/\text{s}$.

6.3. Dimensionamento

6.3.1. Rete di distribuzione

Si dimensionino i vari tratti del circuito avvalendosi delle tabelle viste. Si deve andare a valutare le perdite lungo il circuito, e dimensionare il compressore in base all'utenza più sfavorita.

Si supponga inizialmente che, essendo l'intervallo di velocità ammessa tra 5 e 15 m/s, il valore effettivo in uscita dalle utenze sia pari a 8 m/s e, conoscendo i valori di portata per ogni utilizzatore, sarà possibile calcolare i valori di diametro iniziali tramite l'espressione:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot p_a \cdot Q}{\pi \cdot p_u \cdot v_{eff}}} [m]$$

I valori ottenuti tramite l'espressione, non sono unificati. Le tubazioni che si useranno in questo impianto sono tubi non saldati di acciaio non legato di base, adatti per il trasporto di fluido nel quale è richiesta una tenuta stagna. Facendo riferimento quindi alle tabelle secondo la norma UNI 7287 si possono ricavare i seguenti diametri e le relative velocità

Utenza	Diametro	Diametro unificato (UNI 7288)	Velocità [m/s]
9	23,8 mm	24,9 mm	6,42
8	18,4 mm	19,3mm	6,41
10	19 mm	19,3 mm	6,83
7	19 mm	19,3 mm	6,83
6	18,4 mm	19,3 mm	6,41
5	19 mm	19,3 mm	6,83

ove le velocità sono ricavate tramite la formula

$$v = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{T_c}{T_a} \cdot \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} [m/s]$$

Conoscendo i valori della temperatura dell'aria compressa, intorno ai 15 °C = 288,15 K, e dell'aria all'uscita del compressore, di circa 30 °C = 303,15 K, il rapporto $\frac{T_c}{T_a}$ risulterà circa 1.

Possiamo quindi riscrivere l'espressione come

$$v = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} [m/s]$$

I valori di diametri ottenuti non sono quelli finali, ma subiranno sicuramente delle modifiche, per diminuire le perdite di carico o l'impatto ambientale, andando però a controllare che i valori di velocità rispettino sempre l'intervallo visto precedentemente. Il compressore verrà poi dimensionato in base all'utenza più sfavorita, mentre in corrispondenza degli altri utilizzatori verrà installato un regolatore di pressione.

In questa rete l'utilizzatore più sfavorito si può supporre essere la 6, ma per esserne certi sarà necessario comunque calcolare le perdite negli altri tratti di tubazione.

Tratto tubazione 4-6

I dati di partenza sono:

Lunghezza [m]	D [mm]	Velocità [m/s]	Portata [m ³ /s]
16,5	19,3	6,41	0,015

andando a calcolare la caduta di pressione distribuita lungo questo tratto di rete, ottengo che

$$\Delta P_{4-6} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{4-6}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,059 \text{ bar}$$

Si può effettuare verifica con un diametro maggiore, in accordo con la UNI 7287 si prende un valore pari a $D = 24,9$ mm, in modo da riuscire a ridurre le perdite. In questo caso quindi risulterà che

$$\Delta P_{4-6} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{4-6}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,019 \text{ bar}$$

mentre la velocità effettiva di uscita sarà pari a

$$v_{4-6} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{4-6}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 4,1 \text{ m/s}$$

Essendo quindi il valore di velocità al di fuori dell'intervallo tra $5 \div 15$ m/s, anche se al limite, il valore di diametro assunto, non è ammissibile, ci converrà usare il valore precedente

Tratto tubazione 3-4

Lunghezza [m]	D [mm]	Portata [m ³ /s]
11,5	19,3	0,031

Per motivi costruttivi prendo come valore iniziale di tubazione, D = 21,3 mm, e si calcola successivamente la velocità e le perdite distribuite:

$$v_{3-4} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{3-4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 13,25 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{3-4} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{3-4}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,168 \text{ bar}$$

in questo caso, nonostante la velocità sia accettabile, si prende un valore di diametro pari a 24,9 mm. Si può quindi scrivere che

$$v_{3-4} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{3-4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 8 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{3-4} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{3-4}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0.044 \text{ bar}$$

Il valore della velocità è accettabile e con D = 24,9 mm si riesce a ridurre in maniera consistente ΔP .

Tratto tubazione 2-3

Lunghezza [m]	D [mm]	Portata [m ³ /s]
11,5	24,9	0,087

Utilizzando la stessa tubazione vista per il caso precedente, ottengo che

$$v_{2-3} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{2-3}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 22,3 \text{ m/s}$$

Si può notare fin da subito, che il valore della velocità è troppo elevato. Si è costretti dunque a utilizzare un diametro maggiore, in questo caso $D = 31,4$ mm. Andando quindi a calcolare il valore di velocità, si potrà avere

$$v_{2-3} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{2-3}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 16 \text{ m/s}$$

Essendo la velocità ancora troppo elevate, si prende $D = 39,8$ mm

$$v_{2-3} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{2-3}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 8,74 \text{ m/s}$$

la velocità, in questo caso, rientra nell'intervallo stabilito precedentemente, per cui il valore è ammissibile, mentre la perdita di calcolo risulterà:

$$\Delta P_{2-3} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{2-3}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,029 \text{ bar}$$

Tratto tubazione 1-2

Lunghezza [m]	D [mm]	Portata [m ³ /s]
15,7	39,8	0,105

Si suppone di utilizzare lo stesso tipo di tubazione usata per il tratto 2-3, ovvero con $D = 42,4$ mm, in questo modo otteniamo i seguenti risultati:

$$\Delta P_{1-2} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{1-2}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,056 \text{ bar}$$

$$v_{1-2} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{1-2}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 10,56 \text{ m/s}$$

Ottenendo quindi valori accettabili.

Tratto tubazione 4-5

Lunghezza [m]	D [mm]	Velocità [m/s]	Portata [m ³ /s]
11,2	19,3	6,83	0,016

La caduta di pressione, per questo tratto di tubazione, risulterà essere

$$\Delta P_{4-5} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{4-5}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,046 \text{ bar}$$

$$v_{4-5} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{4-5}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 6,83 \text{ m/s}$$

Essendo le altre utenze molto simili tra loro, se non uguali, conviene utilizzare questo valore di diametro, anche per gli altri tratti di tubazioni, come indicato successivamente, fatta eccezione per il tratto 3-9.

Tratto tubazione 3-9

Lunghezza [m]	D [mm]	Velocità [m/s]	Portata [m ³ /s]
4	24,9	6,42	0,025

$$\Delta P_{3-9} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{3-9}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,01 \text{ bar}$$

$$v_{3-9} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{3-9}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 6,42 \text{ m/s}$$

Tratto tubazione 3-8

Lunghezza [m]	D [mm]	Velocità [m/s]	Portata [m ³ /s]
10,2	19,3	6,41	0,015

$$\Delta P_{3-8} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{3-8}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,037 \text{ bar}$$

$$v_{3-8} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{3-8}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 6,41 \text{ m/s}$$

Tratto tubazione 3-10

Lunghezza [m]	D [mm]	Velocità [m/s]	Portata [m ³ /s]
10,2	19,3	6,83	0,016

$$\Delta P_{3-9} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{3-9}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,041 \text{ bar}$$

$$v_{3-9} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{3-9}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 7,81 \text{ m/s}$$

Tratto tubazione 2-7

Lunghezza [m]	D [mm]	Velocità [m/s]	Portata [m ³ /s]
19,7	19,3	6,83	0,016

$$\Delta P_{2-7} = 1.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q_{2-7}^{1.85} L}{D^5 \cdot p_u} = 0,08 \text{ bar}$$

$$v_{2-7} = \frac{p_a}{p_u} \cdot \frac{Q_{2-7}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 7,81 \text{ m/s}$$

Per andare ora a definire le cadute di pressione nella rete, sarà necessario calcolare, per ogni tratto, le perdite localizzate, causate da valvole, restringimenti o curve. Questi valori vengono inizialmente espressi in lunghezza equivalente di tubazione che, sommata a quella relativa al tratto in questione, potrà essere utilizzata all'interno dell'espressione ΔP vista prima, calcolano quindi le perdite totali. Si va quindi a definire le cause delle cadute di pressione localizzate nei vari tratti di tubazione.

Per calcolare questi valori si fa riferimento alla tabella seguente

Tipo di resistenza	<i>Lunghezza equivalente in metri di tubo</i>						
	<i>Diametro interno del tubo in mm</i>						
	25	40	50	80	100	125	150
Valvola a flusso avviato	3-6	5-10	7-15	10-25	15-30	20-50	25-60
Valvola a diaframma	1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Saracinesca	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Gomito	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Curva R = d	0,3	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5
Curva R = 2d	0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5
Ti	2	3	4	7	10	15	20
Riduzione	0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,5	4,0

Eseguendo, quindi, interpolazione lineare per ogni tratto di tubazione possiamo ricavare i seguenti risultati

Tratto tubazione	Componenti	Diametro [mm]	Lunghezze eq [m]	Lunghezze eq totali [m]
1-2	Valvola flusso avviato - Tee diretto	39,8	9,94 - 0,4	10,34
2-3	Tee diretto	39,8	0,4	0,4
3-4	2 Curve a 90° - Tee diretto - Riduzione	24,9	2,98 - 0,3 - 0,6	3,88
4-6	Tee derivato - 3 curve a 90° - Saracinesca - Riduzione	19,3	1,3 - 3,9 - 0,22 - 0,42	5,84
4-5	Riduzione - Saracinesca - Curva a 90°	19,3	0,42 - 0,22 - 1,3	1,94
2-7	Riduzione - Saracinesca - Curva a 90°	19,3	0,42 - 0,22 - 1,3	1,94
3-8	Riduzione - Saracinesca - Curva a 90°	19,3	0,42 - 0,22 - 1,3	1,94
3-9	Riduzione - Saracinesca - Curva a 90°	24,9	0,6 - 0,3 - 1,5	2,4
3-10	Riduzione - Saracinesca - Tee derivato - Curva a 90°	19,3	0,42 - 0,22 - 1,3 - 1,3	3,24

Utilizzando per cui la formula per le cadute di pressione

$$\Delta P = 1,6 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q^{1,85} L}{d^5 \cdot p} [bar]$$

Possiamo trovare i singoli valori delle perite di carico, che saranno riportate sotto

Tratto tubazione	Portata [m ³ /s]	Diametro [mm]	Lunghezze eq totali [m]	Lunghezza totale [m]	ΔP [bar]
1-2	0,103	39,8	10,34	26,04	0,092
2-3	0,087	39,8	0,4	11,90	0,030
3-4	0,031	24,9	3,88	15,38	0,059
4-6	0,015	19,3	5,84	22,34	0,081
4-5	0,016	19,3	1,94	13,14	0,053
2-7	0,016	19,3	1,94	21,64	0,088
3-8	0,015	19,3	1,94	12,16	0,044
3-9	0,025	24,9	2,4	6,40	0,017
3-10	0,016	19,3	3,24	13,44	0,055

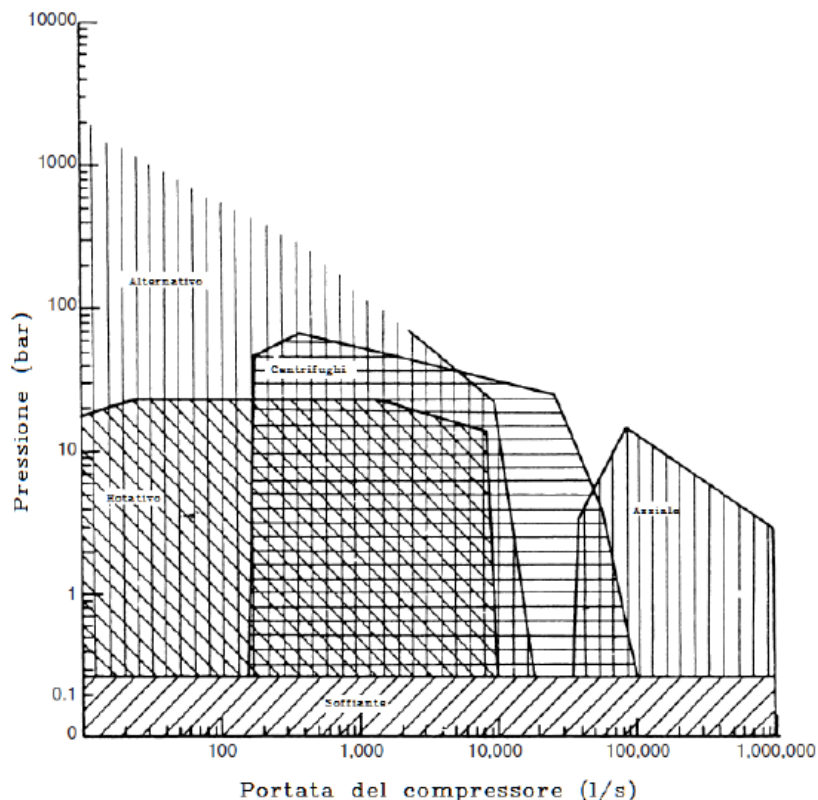
Conoscendo ora le perdite relative a tutti i tratti di tubazione, è necessario verificare se l'utenza 6 è la più sfavorita. Abbiamo perciò

Tratto tubazione	ΔP [bar]
1-6	0,262
1-5	0,235
1-7	0,180
1-8	0,166
1-9	0,138
1-10	0,176

Si può notare fin da subito che il tratto più sfavorito è quello 1-6, per cui bisognerà dimensionare il compressore andando a prendere come riferimento l'utenza 6.

6.3.2. Compressore e serbatoio

Partendo dunque dai valori trovati, possiamo ricavare i dati principali per la scelta del compressore. Come detto all'inizio del capitolo, la portata richiesta dall'intera rete è pari a 6300 l/min, o meglio 105 l/s; dal grafico sottostante, possiamo individuare i compressori adatti all'esigenza



Componenti	ΔP_{sc} [bar]
Filtro dell'olio	0,14
Essiccatore a refrigerazione	0,09
Filtro della polvere	0,2
Sistema di tubazioni	0,05
Totale	0,48

Sarà necessario ora, per la scelta del compressore, andare a calcolare la portata, e la pressione richiesta dall'impianto.

La portata che il compressore dovrà erogare, sarà pari ad

$$Q_c = \frac{Q_m \cdot H}{\frac{t_c}{t_t}} = 0,158 \text{ m}^3/\text{s} = 9480 \text{ l/min}$$

Ove il rapporto del ciclo del compressore assume valore 0,8 , mentre la costante H, che tiene conto delle fughe di aria, sarà pari a 1,2.

Altro fattore importante per la scelta di questo componente è la pressione necessaria alla rete. Questo valore si calcolerà andando a prendere la caduta di pressione nel tratto di tubazione 1-6, e stimando inoltre le perdite date dall'essiccatore, filtri e le tubazioni nella sala compressori. Conoscendo, quindi, le perdite dell'utenza più sfavorita, si ottiene il valore di pressione utilizzato per la scelta del compressore, che risulterà

$$p_c = \Delta P_{1-6} + \Delta P_{sc} + p = 7,74 \text{ bar}$$

Da questi calcoli possiamo facilmente scegliere il compressore più adatto. Nel caso riportato, sarà consigliabile installare un compressore, con pressione d'esercizio 9 bar, e portata pari a 11000 l/min, in questo modo sarà possibile ampliare, se richiesto in futuro, l'impianto, senza cambiare il compressore.

Considerando la pressione $p_c = 9 \text{ bar}$, sarà possibile andare a calcolare la potenza richiesta

$$P_{com} = \frac{\rho \cdot Q_c \cdot T_w \cdot \left[\left(\frac{p_c + 1}{p_a} \right)^{\frac{0.2}{1.2}} - 1 \right]}{\eta_c} = 34876 \text{ W} = 34,88 \text{ kW}$$

Sarà necessario ora calcolare il volume richiesto dal serbatoio, tramite l'espressione vista nel capitolo 4, ovvero

$$V = \frac{t_0 \cdot Q_c \cdot p_a \cdot T_s}{\Delta P \cdot T_a} [m^3]$$

dove, la temperatura in corrispondenza del serbatoio T_s sarà pari a 15 °C ottenendo così un volume necessario di 9 m³.

6.3.3 Valutazione impatto ambientale

E possibile ora andare a valutare l'impatto ambientale per quanto riguarda le tubazioni e l'energia elettrica utilizzata. La tabella sottostante indica i valori pi significativi di impatto per le fasi di lavorazione delle tubazioni richieste per l'impianto

	Unità di misura	Estrazione materia prima	Lavorazione	Installazione	Smaltimento	Imballaggio	Totale
Impoverimento materiale	kgFe	1665	43,26	14,69	-237,76	0,17	1485,36
Acidificazione terrestre	kgSO ₂	2,5	0,56	0,043	-0,92	0,0051	2,1881
Cambiamento climatico	kgCO ₂	578	156,7	14,57	-274,48	2,68	477,47
Riduzione dell'ozono	kg CFC-11	2,14E-05	1,22E-05	1,93E-06	-4,36E-06	1,07E-07	3,13E-05
Ecotossicità acqua dolce	kg 1,4-DB	10,76	2,61	0,13	-0,069	0,019	13,45
Ecotossicità del terreno	kg 1,4-DB	0,07	0,076	9,60E-04	-0,005	2,84E-04	1,42E-01
Consumo di acqua	m ³	6,36	1,3	0,26	-2,25	0,021	5,691

Si può facilmente notare come, lo smaltimento e successivo riciclaggio delle tubazioni, vada a migliorare in maniera netta l'impatto ambientale, soprattutto in termini di esaurimento del materiale e di kgCO₂.

Per quanto riguarda il trasporto, dipenderà naturalmente dalla tipologia di mezzo e dalla distanza che deve percorrere. In base a questi fattori sarà possibile andare a valutare l'impatto del trasporto per quanto riguarda le tubazioni.

Altro fattore molto importante è l'energia elettrica necessaria per far funzionare l'impianto. In questo caso, per ridurre le emissioni, sarà possibile utilizzare energie rinnovabili. Qui di seguito sono riportati i fattori di emissioni nazionali

Fattori di emissione della produzione elettrica nazionale e dei consumi elettrici.

Anno	Produzione termoelettrica lorda (solo combustibili fossili)	Produzione termoelettrica lorda	Produzione elettrica lorda
	g CO ₂ /kWh		
2004	603,94	592,86	491,48
2005	579,59	568,45	482,54
2006	571,77	560,19	475,48
2007	557,30	545,84	468,84
2008	551,21	538,58	447,34
2009	546,94	528,66	414,43
2010	542,50	520,28	401,34
2011	544,92	519,00	393,09
2012	561,74	529,38	386,07

Conoscendo quindi il tempo di lavoro del compressore, sarà possibile stimare il quantitativo di gCO₂ prodotti. Nell'ipotesi in cui il compressore lavori 8 ore in una giornata, il valore delle emissioni corrispondono a

Produzione termoelettrica lorda (solo combustibili fossili)	Produzione termoelettrica lorda	Produzione elettrica lorda
kg CO ₂ /kWh		
156,74	147,71	107,72

Si nota subito come l'utilizzo di energia rinnovabili, assieme ai combustibili fossili e alle biomasse, riduca le emissioni del 25 % rispetto all'uso di biomasse e combustibili fossili.

Se si utilizza solamente combustibili fossili invece, si ha il 30 % in più delle emissioni rispetto alla soluzione più vantaggiosa in ambito ambientale.

Conclusioni

In conclusione il dimensionamento di un impianto ad aria compressa avviene come descritto nel capitolo precedente. La temperatura assunta in questo progetto è quella riferita nel comune di Vicenza, secondo le temperature di progetto.

Alcune approssimazioni, In questo caso, sono date dal fatto che non sempre tutte le utenze lavorano insieme e al massimo del loro carico, inoltre non si è calcolato le perdite causate dalle apparecchiature utilizzatrici che, in alcuni casi, possono essere notevoli.

Il compressore è stato inoltre scelto in maniera tale che, in caso di un piccolo ampliamento, non debba essere sostituito, in maniera tale da ridurre i costi di un progetto futuro.

Per quanto riguarda l'aspetto ambientale, l'utilizzo del PVC per le tubazioni diminuisce i valori visti, materiale che al giorno d'oggi viene spesso utilizzato in questo campo.

Per diminuire, parzialmente, le emissioni di CO_2 è logico che sarà più conveniente utilizzare energie rinnovabili assieme a quelle tradizionali, come biomasse o combustibili fossili.

Bibliografia

- Andreini Pierangelo, 2005, 2° edizione, *Manuale dell'ingegnere*, Milano - Hoepli
- Della Volpe Renato, 2003, *Principi di macchine a fluido*, Zanichelli Editore Bologna
- Luigi Caligaris, Stefano Fava, Carlo Tomasello, 2006, *Manuale di Meccanica*, Hoepli
- Natali Graziano, Aguzzi Nadia, 2003, 1° edizione, *Sistemi e automazione industriale, Volume 2*, Calderini

Ringraziamenti

Ringrazio i miei amici, e i compagni di corso, che mi hanno aiutato in questi ultimi anni. Un ringraziamento sentito ai miei genitori e parenti, che non hanno mai smesso di aiutarmi e farmi sentire il loro appoggio, nonostante i momenti più difficili; ma soprattutto vorrei ringraziare la mia fidanzata Valentina, che mi ha sempre supportato, non facendomi mai mancare il suo affetto e appoggio.