



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Opportunità di ottimizzazione dei consumi nella produzione,
distribuzione, utilizzo dell'aria compressa nei settori industriali più
sensibili

N. Anglani, P. Mura



OPPORTUNITÀ DI OTTIMIZZAZIONE DEI CONSUMI NELLA PRODUZIONE, DISTRIBUZIONE,
UTILIZZO DELL'ARIA COMPRESSA NEI SETTORI INDUSTRIALI PIÙ SENSIBILI

Anglani N., Mura P. - Dipartimento Ingegneria Elettrica, Università degli Studi di Pavia

Settembre 2010

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Usi finali

Tema: Elettrotecnologie innovative per i settori produttivi: applicazioni su scala reale

Responsabile Tema: Ennio Ferrero, ENEA

Indice

Introduzione

1. Principi di base sull'aria compressa e panoramica sugli utilizzi nell'industria
2. Configurazioni tipo dei sistemi aria compressa: analisi dei singoli elementi della catena energetica e ottimizzazioni di sistema
 - 2.1. Le sale compressori: architetture e logiche di gestione
 - 2.2. I compressori con regolazione di velocità
 - 2.3. I motori ad alta efficienza
 - 2.4. Il recupero termico
 - 2.5. Il trattamento dell'aria
 - 2.6. La rete di distribuzione ed il sistema di polmonatura
3. Descrizione generale dell'utilizzo dell'aria: individuazione dei settori merceologici interessati agli audit
4. Le campagne di auditing energetico presso le aziende campione
5. Metodologie di valutazione semplificata dei risparmi energetici
6. Gli scenari energetici dell'industria al 2020: valutazioni tecnico-economiche-ambientali
7. Le giornate informative e la proposta di creazione di corsi formativi ad hoc
8. Conclusioni
 - BIBLIOGRAFIA (inclusa in ogni capitolo)
 - APPENDICI
 - A1 Illustrazione principi di funzionamento strumenti di misura
 - A2 Sistemi di essiccazione a refrigerazione e tecniche alternative
 - A3 Approfondimenti su tecniche di controllo
 - A4 Dettaglio delle campagne di rilevamento dati
 - A5 Dettaglio scenari risparmi

1. Principi base sull'aria compressa e panoramica sugli utilizzi nell'industria

L'aria compressa viene utilizzata come vettore energetico in quanto presenta notevoli vantaggi anche a fronte di un costo considerevole per il suo esercizio. L'aria è presente in natura praticamente in quantità illimitata, tuttavia per essere utilizzata come vettore energetico deve essere prima filtrata, poi compressa a pressioni superiori rispetto a quella atmosferica ed infine raffreddata e trattata prima di essere immessa nelle condotte e destinata alle utenze finali.

Il processo di compressione viene realizzato attraverso un lavoro meccanico che risulta principalmente fornito da un motore elettrico. Tuttavia, pur essendo notevole, l'impegno energetico per produrre aria compressa è compensato dalle buone caratteristiche che questo vettore energetico offre, ovvero: (i) facilità di trasporto; (ii) possibilità di essere immagazzinata in serbatoi/polmoni; (iii) sicurezza nel suo utilizzo; (iv) grado di purezza che la rende particolarmente apprezzabile nei settori alimentari e farmaceutici.

L'aria è una miscela di gas, composta principalmente da azoto e ossigeno, che in condizioni ambientali tipiche contiene sempre una quantità di polveri contaminanti e di vapore acqueo.

L'aria viene considerata un gas comprimibile e pertanto viene studiata da quella parte della fisica che prende il nome di meccanica dei fluidi comprimibili. In quanto gas comprimibile risponde alla legge dei gas ideali:

$$P V = nRT \quad (1.1)$$

Dove P è la pressione assoluta espressa in Pascal [Pa], V è il volume espresso in metri cubi [m³], n è il numero di moli [adimensionale], R è la costante dei gas pari a 8314 [J/(moli K)] e T è la temperatura espressa in Kelvin [K].

Considerando infatti la correlazione tra la pressione P [Pa], il volume V [m³], la temperatura T [K] e la massa m [kg], che rimane sempre costante, è possibile definire le diverse tipologie di trasformazione che nella realtà pratica del processo di compressione si riscontrano ovvero:

- Trasformazione isoterma
- Trasformazione adiabatica
- Trasformazione politropica

e le relazioni che ne derivano.

Nella **trasformazione isoterma** la compressione viene a temperatura costante e quindi rimane costante il prodotto tra pressione e volume nelle due condizioni ed è determinato dalla relazione:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2} \quad (1.2)$$

dove P e V sono la pressione nelle due condizioni prima 1 e dopo 2 la trasformazione.

Nella **trasformazione adiabatica** la compressione avviene senza alcuno scambio di calore con l'esterno e segue la legge di Poisson con le seguenti relazioni:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad \text{ovvero} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.3)$$

Dove P, V e T sono rispettivamente la pressione, il volume e la temperatura nelle due condizioni prima e dopo la trasformazione e k è il rapporto tra il calore specifico dell'aria a pressione costante c_p e il calore specifico a volume costante c_v .

In realtà quello che si verifica nella pratica è una **trasformazione politropica**, ovvero una via di mezzo tra una trasformazione adiabatica e una isoterma e viene rappresentata da:

$$P V^n = \text{cost} \quad (1.4)$$

Questa legge risulta essere generale in quanto, dando ad n un valore adeguato, ci si riporta alle condizioni descritte precedentemente.

Nel trattare il sistema aria compressa nel suo complesso, quindi considerando il gruppo di compressione, di trattamento dell'aria, la rete di distribuzione, e tutto ciò che ne deriva, è importante fornire alcune definizioni di base.

In primo luogo le considerazioni riguardano le unità di misura.

Poiché i volumi considerati variano a seconda delle condizioni del sistema, ovvero a seconda della pressione e della temperatura, per una definizione univoca si fa riferimento a condizioni specifiche.

Quando si parla di *condizioni standard* si fa riferimento a un volume riportato ad una temperatura di 15°C (288,17 K) alla pressione atmosferica assoluta di 0,101 MPa (1,01325 bar) e in condizioni di aria secca, ovvero con un grado di umidità relativa pari allo 0%. Questa condizione viene in genere specificata con una S maiuscola davanti all'unità di misura: *con 1 Sm³ si considera un volume di un metro cubo in condizioni standard. La portata relativa si misura in Sm³/s.*

Quando si parla di *condizioni normali* si fa riferimento ad un volume riportato ad una temperatura di 0°C (273,15 K) alla pressione atmosferica assoluta di 0,101 MPa (1,01325 bar) con un grado di umidità pari allo 0%. Questa condizione viene specificata con la lettera N maiuscola davanti all'unità di misura: *con 1 Nm³ ci si riferisce ad un volume di un metro cubo riportato alle condizioni normali. La portata relativa si misura in Nm³/s.*

Nel campo dell'aria compressa, che per quanto riguarda i compressori volumetrici è regolamentato dalla normativa ISO 1217(1996) e successive modifiche ed integrazioni, tuttavia si è soliti utilizzare

e riportare nelle schede tecniche dei compressori le portate nominali con il termine FAD (acronimo di free air delivery) che indica la portata in aria libera a specifiche condizioni come indicato qui di seguito.

FAD (Free Air Delivery) indica la portata in aria libera alle **condizioni di riferimento di 20°C (293,15 K) e 0,1 MPa (1 bar).**

L'informazione associata a questo termine risulta essere di fondamentale importanza quando si parla di sistemi di aria compressa in quanto consente di avere un riferimento unico per la scelta dei componenti del sistema e per le analisi energetiche e di processo ad esso correlate.

Nelle schede tecniche dei compressori, oltre alla FAD (in genere indicata in l/min o m³/s), viene riportato un altro termine sul quale è necessario chiarire alcuni punti: la potenza del compressore.

Questo termine riportato nelle schede tecniche fornite dalle case costruttrici indica la potenza nominale (in kW) del motore accoppiato al compressore.

Potenza di un compressore: indica la potenza nominale disponibile all'albero¹, spesso viene fornita in kW viceversa in HP (horse power²).

La valutazione della potenza elettrica assorbita dalla rete dipenderà poi dal tipo di funzionamento (e regolazione) a cui è soggetta la macchina. Di norma le case costruttrici una volta determinata la potenza all'albero tendono a dotare il compressore di un motore elettrico sovradimensionato rispetto alle sole esigenze del compressore. Questa scelta, determinata da fattori di scelta differenti da casa a casa costruttrice, introduce però degli aspetti che è bene considerare.

Sovradimensionare il motore elettrico consiste nella pratica indurlo a lavorare con un carico inferiore rispetto a quello nominale. È noto che un motore presenta il rendimento massimo al 100% del carico, mentre il rendimento si riduce quando il motore lavora a carichi parziali. Questo è un aspetto da tenere in considerazione quando si passa dai dati di targa ai consumi.

Inoltre si ricorda che l'alimentazione del “case” della macchina può provvedere non solo all'alimentazione del motore che trascina il compressore, ma anche all'alimentazione della centralina ed eventualmente del sistema di raffreddamento aria (ventilatori).

Inoltre, come si anticipava più sopra, altri elementi da avere chiari sono le condizioni di riferimento di pressione e temperatura. La misura della pressione, ad esempio, è un ambito che in genere crea confusione nelle trattazioni, in quanto non sempre si indica se quest'ultima sia un valore assoluto o un valore relativo. Spesso è quest'ultimo il valore a cui ci si riferisce.

¹ Si può ritrovare anche la definizione inglese di potenza nominale (secondo consuetudine CAGI): nameplate rating

² 1 HP = 746 W

La pressione è definita come il rapporto tra la forza agente su una superficie e la superficie stessa e si misura in Pascal e suoi multipli³. Quando si parla di pressione assoluta si intende l'effettiva pressione che viene esercitata dal gas, mentre quando si parla di pressione relativa si intende la differenza di pressione tra quella assoluta di esercizio e una pressione di riferimento che in genere coincide con la pressione atmosferica.

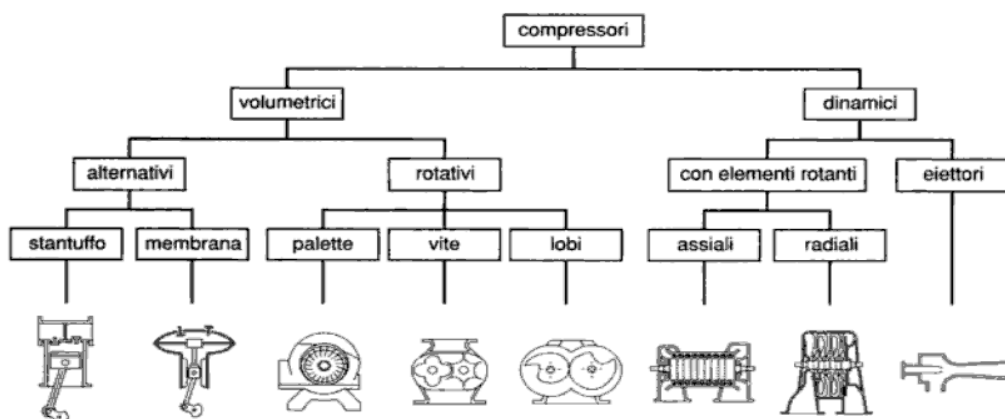
La **Pressione relativa** è la differenza di pressione rispetto ad un valore di riferimento. In genere nelle trattazioni dell'aria compressa il valore preso *come riferimento è la pressione atmosferica*.

Un sistema ad aria compressa è comunemente composto da cinque macro-elementi:

- la macchina di compressione (che contiene motore, compressore, sistemi di raffreddamento, centralina, trasmissione a cinghia o ingranaggi);
- il serbatoio;
- il sistema di trattamento dell'aria composto dall'essiccatore e dai filtri;
- la rete
- le utenze.

I compressori si possono classificare a seconda delle loro caratteristiche. In figura 1.1 si riporta una tipologia di classificazione che prevede la suddivisione dei compressori in due grandi categorie: i compressori volumetrici e i compressori dinamici.

I più utilizzati nei settori industriali risultano essere i compressori volumetrici, rotativi a vite che a loro volta si dividono in altre due categorie. I compressori a vite lubrificati nei quali l'olio lubrifica il gruppo vite e i compressori a vite "oil free" dove l'olio viene utilizzato solo per il raffreddamento del gruppo vite.



³ 1 atm = 0,101325 MPa = 1,01325 bar

Fig 1.1 Distinzione delle diverse tipologie di compressori.

Il serbatoio ha la funzionalità di stabilizzare la pressione nella rete comportandosi da polmone, ma permette anche all'aria di stabilizzarsi a livello di massa, attraverso il deposito e spurgo di eventuali condense.

La sua funzionalità è quella di rendere asincrono il prelievo di aria dalla produzione diretta da parte delle macchine, serve dunque come mezzo di sottodimensionamento del sistema in quanto le punte di richiesta dell'aria vengono attutate dalla presenza dei serbatoi ed in generale del sistema di polmonatura dello stabilimento. Questo permette di non dover dimensionare la sala in funzione della massima richiesta estemporanea di aria ad un determinato livello di pressione e permette di non sottoporre le macchine ad un incostante regime di messa a carico e messa a vuoto.

Il sistema di trattamento dell'aria è importante tanto più sono spinte le caratteristiche di purezza dell'aria richieste dall'utenza. Come detto precedentemente l'aria contiene sempre un quantitativo di polveri e di vapore acqueo, inoltre nei compressori lubrificati bisogna considerare tra le impurità dell'aria compressa anche la presenza di olio per la lubrificazione.

Per questo motivo sono necessari filtri, per catturare le polveri e l'olio presenti nell'aria compressa, e un essiccatore per ridurre il contenuto di vapore acqueo. Gli essiccatori utilizzati sono di due tipologie gli essiccatori a refrigerazione e gli essiccatori ad assorbimento.

In Appendice 1 viene riportato una trattazione specifica su essiccazione a refrigerazione e tecniche alternative.

L'altro elemento del sistema è la rete di distribuzione. Il compito della rete è quello di far arrivare l'aria compressa nei punti di utilizzo cercando di introdurre le minori perdite possibili. Pertanto nella progettazione si farà attenzione in particolar modo alla geometria della linea e alla tipologia di materiali usati.

Per quanto detto finora si capisce l'importanza che l'aria compressa ricopre nei settori industriali. I suoi utilizzi sono infatti molteplici e molti risultano essere trasversali alle diverse attività produttive. Basti pensare ai sistemi di movimentazione con trasporto pneumatico o di sollevamento con cuscini d'aria, ai processi di regolazione e controllo di automazione pneumatica e a tutti gli utensili di tipo pneumatico come trapani, avvitatori e simili.

L'aria compressa viene poi utilizzata per applicazioni meno trasversali, e più specifiche per alcuni settori, quali i sistemi di imballaggio e confezionamento, la formatura di contenitori plastici o in vetro (utilizzata in particolare nei settori alimentare e farmaceutico), la verniciatura per poi arrivare agli utilizzi specifici del singolo processo produttivo come ad esempio l'aerazione per la produzione di antibiotici per la fermentazione aerobica o per la fermentazione di prodotti alimentari come birra

e yogurt.

Per gestire al meglio un sistema ad aria compressa, sia in riferimento all'energia utilizzata sia alle caratteristiche dell'aria prodotta, è indispensabile conoscerne i parametri di funzionamento. Di conseguenza un monitoraggio real time di alcune grandezze come la portata d'aria, la pressione e la potenza assorbita sono la base per un'ottimizzazione del sistema.

In Appendice 2 vengono illustrate le grandezze da monitorare in un sistema ad aria compressa e i punti principali in cui è utile effettuare delle misurazioni indicando i principali strumenti utilizzati e il loro principio di funzionamento.

2 Configurazioni tipo dei sistemi aria compressa: analisi dei singoli elementi della catena energetica e ottimizzazioni di sistema.

Come abbiamo già visto nel paragrafo precedente, un sistema ad aria compressa si può schematizzare come riportato in fig.2.0.1 In questa immagine vengono riportati i componenti principali che costituiscono il circuito. Seguendo il flusso percorso dall'aria dall'aspirazione agli elementi utilizzatori gli elementi principali risultano essere il compressore, il serbatoio d'aria, i filtri, l'essiccatore e la rete che distribuisce l'aria fino all'utilizzatore finale. Nel caso di compressori lubrificati ogni elemento è dotato di uno scarico che viene collegato ad un separatore di condense.



Fig.2.0.1 schema generale di un circuito ad aria compressa con punti di misura riportati sullo schema e in legenda.

Dal punto di vista energetico è interessante valutare le perdite che ogni singolo elemento del sistema introduce sui consumi energetici. Di seguito verranno proposte le principali perdite introdotte da ogni elemento del sistema e le possibilità di risparmio energetico ad essi associate.

Prima di andare avanti è indispensabile fare delle precisazioni. Il compressore è una macchina composta da più parti e nella trattazione della catena energetica queste vengono trattate singolarmente. Vengono infatti considerati i risparmi energetici conseguibili dal miglioramento dell'efficienza del motore elettrico che trascina il gruppo di compressione e i risparmi ottenibili dal recupero termico del calore ceduto per il raffreddamento della macchina e dell'aria compressa stessa. Non bisogna dimenticare inoltre che nella catena energetica entrano in gioco come elementi importanti anche le architetture di gestione dell'intero sistema che dipendono dai sistemi di regolazione delle macchine.

2.1 Le sale compressori: architetture e logiche di gestione

In un sistema ad aria compressa i sistemi utilizzatori per lavorare al meglio ed evitare sprechi energetici ma anche malfunzionamenti e danneggiamenti devono lavorare alla loro pressione d'esercizio. Poiché la pressione varia al variare della massa d'aria all'interno del sistema avviene che, in presenza di un prelievo d'aria maggiore della quantità d'aria fornita dal compressore la pressione del sistema scende mentre in caso contrario, ovvero quando il compressore fornisce una quantità d'aria maggiore di quella utilizzata la pressione sale. Per cercare di mantenere la pressione costante quindi bisognerebbe che il compressore riuscisse a seguire il più fedelmente e prontamente possibile la curva di richiesta d'aria. Purtroppo questo non sempre è possibile realizzarlo in pratica, e pertanto si cerca di stabilizzare la pressione del sistema utilizzando un serbatoio d'aria che fornisce da polmone e si cerca di mantenere la pressione del sistema entro due valori di pressione limite uno massimo e uno minimo.

Nelle applicazioni industriali è necessario mantenere costanti i livelli di pressione, questo rende necessario il poter controllare il flusso di aria compressa dalle variazioni di pressione, dalle variazioni dei consumi e dalle perdite.

Il funzionamento ideale si realizza quando la portata massima del/i compressore coincide esattamente con le esigenze dell'utenza. Normalmente la portata viene controllata attraverso dispositivi installati all'interno del compressore (controllo locale). Si possono eseguire i controlli anche da PC, attraverso un collegamento tra le centraline elettroniche ed una eventuale sala di controllo (controllo remoto, ad esempio con fibra ottica).

La regolazione continua della portata implica un controllo sull'azionamento del motore o la regolazione di una valvola che funziona in corrispondenza alle variazioni di pressione.

La regolazione carico/vuoto è il sistema più comune fino ad ora utilizzato e comporta la determinazione di due valori di pressione per la regolazione. Il funzionamento a vuoto si ottiene annullando completamente la portata al raggiungimento della pressione più alta. Il ripristino avviene quando la pressione ha raggiunto il valore più basso (funzionamento a carico).

Le variazioni di pressione dipendono dal numero di cicli a carico/a vuoto che vengono effettuati in un determinato intervallo: valori tipici sono compresi tra 0,2 - 1 bar (0,02-0,1 MPa).

Seguono alcuni esempi di regolazione:

Avviamento-Arresto: per compressori con potenze inferiori ai 10 kW .

I compressori vengono controllati arrestando il motore elettrico quando la pressione raggiunge il massimo valore (limite superiore), e facendolo ripartire quando la pressione raggiunge il limite inferiore. Il metodo necessita di un volume importante di aria, e di una differenza significativa fra i valori di pressione di avviamento e di fermata per ottenere così un carico minimo del motore elettrico. E' un metodo di regolazione efficace a condizione che il numero di avviamenti sia basso.

Messa a vuoto della valvola di aspirazione: è possibile eliminare il carico al compressore agendo meccanicamente sulla valvola di aspirazione quando questa si trova nella posizione “aperta”; l'aria viene aspirata o espulsa a seconda della posizione del pistone.

Regolazione in Cascata dei livelli di pressione.

La regolazione si basa sul settaggio dei livelli di pressione di messa a carico e di messa a vuoto per determinare la sequenza degli avviamenti dei compressori.

Questo ha come assunto di partenza che non tutte le macchine presenti funzionino contemporaneamente. In altre parole, durante il ciclo di produzione dell'aria compressa è opportuno non utilizzare contemporaneamente tutti i compressori che si hanno a disposizione. Se ciò non avviene, la regolazione in cascata non è attuabile.

Selettore di Sequenza degli Avviamenti: è la più semplice e diffusa forma di regolazione, ha la peculiarità di dividere equamente i tempi di funzionamento e di avviamento dei compressori. La sequenza può essere decisa automaticamente secondo un programma elettronico a tempo o gestita manualmente. Viene utilizzato un trasduttore di pressione con un funzionamento acceso/spento, lo svantaggio è rappresentato dalla differenza tra i valori di messa a carico e di messa a vuoto. Utilizzando un trasduttore analogico è possibile ridurre il gradino di pressione entro pochi decimi di bar, consentendo così il controllo fino a 7 macchie.

In Appendice 3 si riporta un approfondimento sulle tecniche di controllo.

2.2 I compressori con regolazione di velocità

Quando un compressore raggiunge il valore superiore di settaggio della pressione la centralina di controllo non lo arresta immediatamente, in quanto potrebbe verificarsi una repentina riduzione della pressione che avrebbe come conseguenza un riavviamento istantaneamente. Viene chiusa la valvola di aspirazione ed il compressore opera in condizioni di pompaggio a vuoto. Questa situazione è energeticamente dispendiosa, tuttavia una serie di partenze e fermate, che forse ridurrebbero i consumi, pregiudicano la vita del sistema motore/compressore.

In presenza di una domanda d'aria significativamente variabile la possibile soluzione da

adottare è quella di un compressore con regolazione in frequenza. L'inverter adegua il funzionamento del motore, variando il suo numero di giri, attraverso la modifica della frequenza dell'alimentazione elettrica, e modulando l'aria erogata.

Sono utilizzati soprattutto nei compressori a vite, a partire da potenze di qualche kW fino alle centinaia di kW.

Un'alternativa interessante è anche quella che prevede l'utilizzo di un motore con magneti permanenti che è in grado di sostenere una serie illimitata di cicli di partenza/arresto, in accoppiamento sempre con un inverter.

2.3 I motori ad alta efficienza

I gruppi di compressione che attualmente sono più utilizzati nel settore industriale sono gruppi di compressione a vite. Più in generale si può parlare comunque di compressori di tipo rotativo. Il gruppo di compressione viene trascinato da un motore elettrico e questo risulta essere il primo elemento della catena energetica. Le perdite energetiche e conseguentemente i risparmi di energia su questo elemento del sistema sono correlati all'efficienza del motore elettrico, ovvero alla capacità di trasformare più o meno completamente l'energia elettrica assorbita dalla rete in energia meccanica.

Per questo motivo da qualche anno, nel panorama dei motori elettrici, si parla di motori ad alta efficienza che presentano un rendimento maggiore rispetto ai motori tradizionali. Rispetto ai metodi costruttivi tradizionali, accorgimenti spinti sulla geometria delle componenti del motore e sui materiali utilizzati permettono di avere una curva di rendimento del motore più piatta che consente, anche in caso di variazioni di carico, di avere un rendimento più costante e vicino a quello ottimale. I valori di riferimento per il rendimento dei motori tradizionali o ad alta efficienza sono stati fino ad oggi stabiliti nell'accordo tra la Commissione Europea e il CEMEP Comitato Europeo costruttori Macchine rotanti e Elettronica di Potenza e indicati nelle norme di riferimento EN 60034-2 per la valutazione del rendimento e EN 60034-1 per le tolleranze.

L'accordo tra il CEMEP e la Commissione Europea aveva introdotto una prima classificazione di efficienza dei motori elettrici che rientravano in un certo range potenza e caratteristiche..

Si erano introdotte infatti tre classi di efficienza per i motori asincroni trifase di bassa tensione, con rotore a gabbia in corto circuito unificati, autoventilati, alimentati a 400 V e 50 Hz in una gamma di potenza compresa tra 1,1 kW e 90 kW a 2 poli e a 4 poli in servizio continuo S1.

Le 3 classi erano definite dalle sigle EFF1, EFF2, EFF3 che indicavano nell'ordine le alte efficienze

(EFF1), le medie efficienze (EFF2) e le basse efficienze (EFF3).

Attualmente è stato definito un nuovo standard IEC 60034-30 che ha modificato la precedente classificazione. Le novità introdotte sono state l'estensione della classificazione a motori con taglie di potenza che arrivano fino ai 375 kW e una nuova definizione delle classi che sono state rinominate con le sigle IE1, IE2 e IE3 partendo dalla IE1 che identifica i motori con le efficienze più basse per arrivare alla classe IE3 che identifica i motori più efficienti. Questa nuova tipologia di nomenclatura consente al sistema di classificazione di essere un sistema aperto all'introduzione di nuove classi a migliori prestazioni. Infatti c'è già in previsione una classe aggiuntiva IE4 definita anche "Super premium".

In figura 2.3.1 è riportata la comparazione delle due diverse classificazioni. Si può notare che la classe EFF1 ritenuta la più efficiente nella vecchia classificazione è paragonabile alla nuova classe IE2.

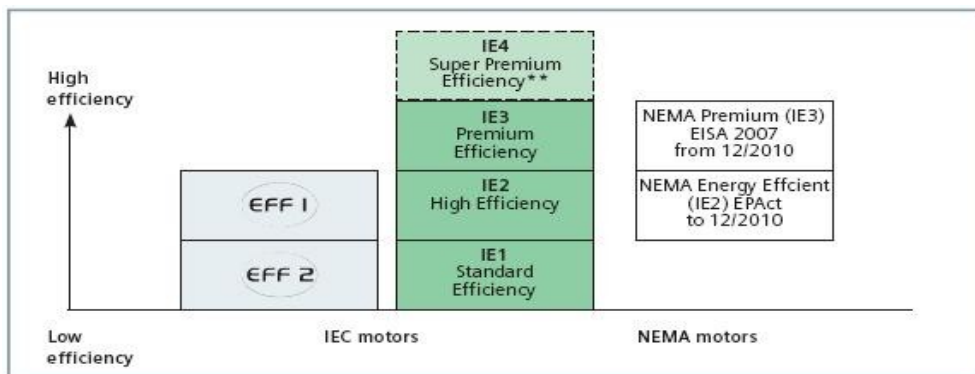


Fig 2.3.1 Confronto delle classe di efficienza dei motori elettrici. [1]

In figura 2.3.2 vengono riportate le curve che identificano i valori di efficienza delle singole classi della vecchia e nuova classificazione. Come si può notare la nuova classificazione abbraccia una gamma di motori più ampia arrivando a motori della potenza di 375 kW .

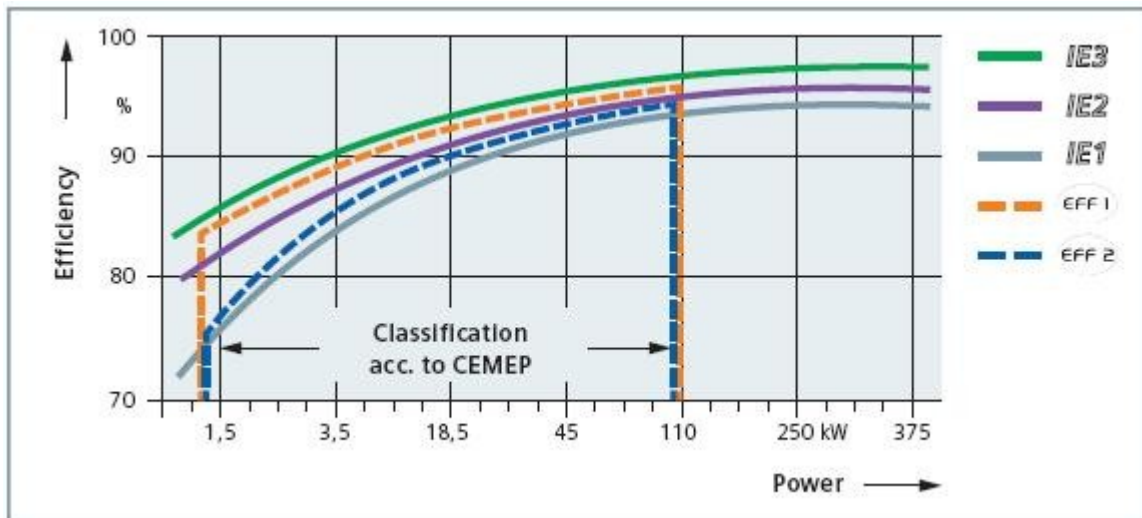


Fig 2.3.2 Confronto delle curve di efficienza delle classe dei motori elettrici. [1]

Con la definizione della nuova classificazione sono state inoltre introdotte delle scadenze che identificano tre fasi principali. Dal 16 Giugno 2011 si attuerà la prima fase e tutti i motori dovranno rientrare come minimo nel livello di efficienza IE2. Dal 1 Gennaio 2015 partirà la seconda fase che prevede che tutti i motori di potenza tra 7,5 kW e 375 kW dovranno appartenere alla classe di efficienza IE3 o in classe IE2 se il motore è alimentato da un inverter. Dal 1 Gennaio 2017 la fase 3 estenderà i requisiti richiesti nella fase 2 anche ai motori di potenza compresa tra 0,75 e 7,75 kW.

Se noi consideriamo un compressore che lavora per 4000 ore all'anno trascinato da un motore da 55 kW con efficienza pari al 90% (valore dell'efficienza in quelle condizioni di carico) e sostituissimo il motore con uno ad alta efficienza di classe EFF1 con un'efficienza del 92% (per quel medesimo carico) otterremmo un risparmio annuo di 5314 kWh che corrisponde a 1.14 TEP (tonnellate equivalenti di petrolio).

2.4 Il recupero termico

Nel suo funzionamento il compressore genera per lo più calore che viene normalmente asportato attraverso dei sistemi di raffreddamento ad aria o ad acqua. Il calore asportato dal sistema viene generalmente non utilizzato e perso ma si potrebbe recuperare, anche nella sua totalità, ed utilizzare per riscaldare ambienti con sistemi ad aria o, quando i compressori sono raffreddati ad acqua, per produrre acqua calda anche 90°C (nei compressori non lubrificati) da utilizzare come integrazione alle caldaie, per impianti di riscaldamento a bassa temperatura (pannelli radianti a pavimento) o per usi sanitari.

Valutando il flusso del calore nel compressore andiamo ad individuare le sue componenti e quanto incidono. Come riportato in figura 2.4.1 del 100% in ingresso abbiamo un 2% del calore che viene perso per dissipazione termica del compressore nell'ambiente e un 6 % di calore che rimane nell'aria compressa. Il restante 94% è la quantità di calore che può essere recuperata. Questa percentuale è composta da un 9% che rappresenta il calore espulso dal motore in genere associato all'aria utilizzata per il raffreddamento del motore stesso. Un 13 % è attribuibile alla quantità di calore ottenuta dal raffreddamento dell'aria compressa, mentre la parte più consistente, pari al 72%, è quella ottenibile dal raffreddamento del gruppo di compressione attraverso il fluido di raffreddamento.

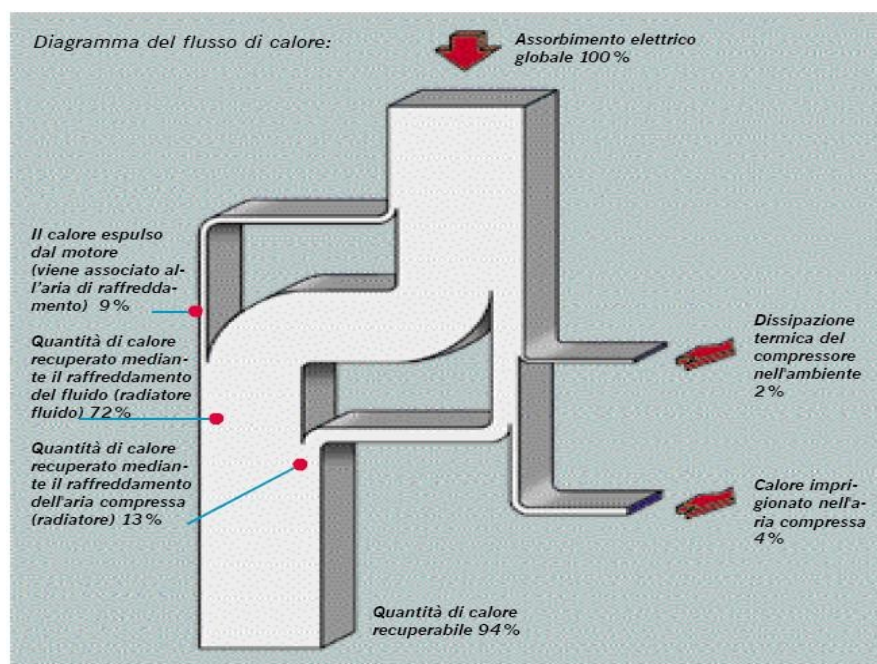


Fig 2.4.1 Schema del flusso di calore nel compressore.

In fig 2.4.2 vengono riportati gli schemi dei sistemi di raffreddamento ad aria e ad acqua dei compressori rotativi a vite oil free ZR e ZT della ATLAS COPCO che vanno da potenze di 110 kW fino a 750 kW.

Come si può vedere dalle figure xx i compressori hanno un sistema di raffreddamento o ad aria o ad acqua che è composto di tre parti: un refrigeratore interfase e un refrigeratore finale per il raffreddamento dell'aria compressa e un refrigeratore per l'olio utilizzato per raffreddare il gruppo di compressione.

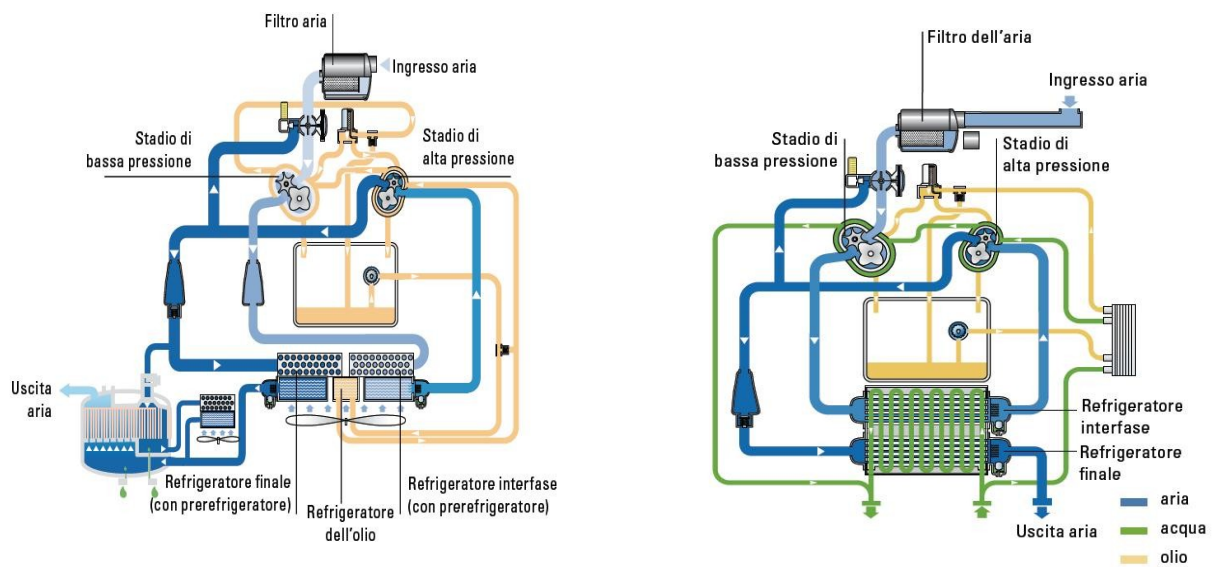


Fig. 2.4.2 Schemi dei circuiti di raffreddamento ad aria e ad acqua dei compressori (fonte Atlas ZR ZT)

Il metodo più semplice per il recupero termico consiste, nei compressori raffreddati ad aria, nel convogliare l'aria calda in uscita dal refrigeratore in una condotta con un diaframma orientabile integrato. L'utilizzo del diaframma consentirà di deviare il flusso d'aria calda all'interno dei locali da riscaldare nel periodo invernale dando la possibilità di effettuare anche una regolazione sulla temperatura dei locali riscaldati mentre d'estate dà la possibilità di convogliare il flusso d'aria verso l'esterno.

Nel caso di compressori raffreddati ad acqua per il recupero termico è necessario dotare il compressore di scambiatori dedicati. L'acqua calda così ottenuta alla temperatura di circa 90°C potrebbe essere utilizzata per il riscaldamento del ritorno di uno scaldacqua, per il riscaldamento di edifici attraverso circuiti in parallelo, come acqua calda sanitaria o come preriscaldamento in diversi sistemi. Sia il recupero con aria che il recupero con acqua può essere inoltre utilizzato per funzioni di processo come ad esempio l'essiccazione di alcuni prodotti.

2.5 Il trattamento dell'aria

Per quanto riguarda questa parte già anticipata nel Cap. 1, si ricorda che la trattazione di dettaglio è riportato in Appendice 1.

2.6 La rete di distribuzione ed il sistema di polmonatura

Una volta che l'aria viene trattata, quindi essiccata e raffreddata, viene trasportata fino alle utenze finali attraverso una rete di distribuzione. Anche questo elemento può essere fonte di perdite e pertanto è necessario valutare le potenzialità che potrebbero derivare da una buona progettazione e una buona gestione della rete.

In genere le tipologie di rete sono due: le linee cieche e le reti ad anello. Per lo più le reti utilizzate nell'industria sono reti di tipo ad anello. Questa scelta è dovuta al fatto che la rete ad anello risulta essere molto più flessibile rispetto alle linee cieche e consente un facile adattamento anche a futuri cambiamenti. Dal punto di vista funzionale essendo un anello chiuso il fluido che transita al suo interno ha velocità ridotte rispetto ad una linea cieca e di conseguenza si riducono anche la caduta di pressione e le perdite di potenza nel circuito. La volumetria dell'anello inoltre tende a regolarizzare la pressione del sistema proprio come se fosse un polmone.

Di contro la rete con linea cieca ha il vantaggio di essere molto più corta riducendo sensibilmente il costo dell'installazione dovuto al minor materiale utilizzato, ma rimane in ogni caso un sistema poco flessibile.

Nella rete di distribuzione si riscontrano perdite di energia legate per lo più alle perdite di pressione e alle fuoriuscite di aria dal sistema attraverso fori.

In primo luogo andiamo a valutare le perdite di pressione che, all'interno di un sistema di distribuzione, possono essere suddivise in perdite distribuite e in perdite concentrate.

Le perdite distribuite sono dovute in particolare all'attrito tra il fluido e il materiale che costituisce le tubazioni e alla velocità del fluido stesso che ne determina il regime laminare o turbolento. Per questo secondo motivo nel dimensionamento delle tubazioni si consiglia di tenere la velocità del fluido al di sotto dei 20 m/s.

Le perdite distribuite nelle condotte rettilinee e di sezione circolare sono calcolate attraverso la formula di Darcy qui riportata:

$$\Delta p = f \frac{\rho L w^2}{2D} \quad (2.1)$$

dove Δp è la caduta di pressione espressa in Pascal [Pa], f è il fattore di attrito, ρ è la densità del fluido espressa in chili al metro cubo [kg/m³], L è la lunghezza della condotta espressa in metri [m], w è la velocità del fluido espressa in metri al secondo [m/s] e D è il diametro della condotta espresso in metri [m].

Il fattore di attrito f è forse il parametro più importante per quanto riguarda la possibilità di ridurre la caduta di pressione in quanto, se le distanze del sistema sono più o meno definite dalle esigenze del processo, i fattori che determinano l'attrito sono legati alla tipologia del materiale che costituisce la rete e alla velocità del fluido e quindi presentano più margini di intervento.

Il fattore di attrito f viene infatti stabilito utilizzando il diagramma di Moody che ne da il valore in funzione del numero di Reynolds e della rugosità relativa del materiale.

Il numero di Reynolds viene calcolato secondo la formula:

$$Re = \frac{Dw\rho}{\mu} \quad (2.2)$$

Dove Re indica il numero di Reynolds , μ la viscosità del fluido mentre gli altri valori sono gli stessi definiti precedentemente nella formula di Darcy.

La rugosità relativa del materiale viene invece calcolata come il rapporto tra la scabrezza assoluta del materiale e il diametro della tubazione.

Per quanto riguarda le perdite concentrate queste sono riferite alle cadute di pressione introdotte dai singoli componenti in punti ben definiti del sistema. Ovvero sono considerate perdite concentrate le cadute di pressione originate dalle curve della rete, dalle strozzature, dai vari tipi di valvole che possono essere presenti, dai raccordi a T e via di seguito. Le perdite concentrate vengono trattate allo stesso modo delle perdite distribuite in quanto ad ogni elemento che introduce una caduta di pressione concentrata viene attribuita una lunghezza equivalente ad un tratto rettilineo. In altre parole ad ogni elemento viene attribuita una lunghezza equivalente tale per cui la caduta di pressione valutata con la formula di Darcy in un tratto rettilineo di tale lunghezza sia uguale alla caduta di pressione introdotta dall'elemento della rete.

L'altra grande fonte di perdite in un sistema di distribuzione è in genere data dalle quantità di massa d'aria che fuoriescono dalle rete in presenza di fori dovuti a collegamenti non ben sigillati, o fori di qualsiasi altra natura.

Per valutare la perdita di massa d'aria nella tubazione viene utilizzata l'equazione di Bernoulli generalizzata di seguito riportata.

$$M_f = nc A \rho \sqrt{2 \frac{1}{\phi} \frac{p_1}{\rho_3} (r_p)^{\frac{2}{k}} (1 - (r_p)^\phi)} \quad (2.3)$$

Nell'equazione sopra riportata il termine M_f indica la perdita di massa d'aria espressa in chili al secondo [kg/s]. Il termine n (adimensionale) indica il numero di fori di una stessa dimensione. Il termine c indica il coefficiente di scarico. Questo termine tiene conto del fatto che nella pratica è come se il foro dal quale fuoriesce l'aria risultasse più piccolo. Il termine A indica la sezione del foro ed è espresso in metri quadrati [m^2] mentre ρ_3 indica la densità dell'aria all'inizio della tubazione ed è espressa in chili al metro cubo [kg/m^3]. Il termine ϕ è il rapporto tra $(k-1)$ e k dove k è il rapporto tra il calore specifico a pressione costante c_p e il calore specifico a volume costante c_v che per l'aria è uguale a 1.4. Il termine p_i indica la pressione media all'interno della tubazione espressa in Pascal [Pa] mentre il termine r_p indica il rapporto di compressione tra la pressione ambientale e la pressione media p_i .

Oltre a considerare le perdite di carico nella progettazione di una rete bisogna comunque tenere in considerazione anche le caratteristiche meccaniche del materiale che la compone e le modalità di collegamento delle singole parti.

Oltre al ferro zincato presente in molti sistemi esistenti i materiali principalmente utilizzati nelle nuove installazioni sono l'acciaio zincato, l'acciaio inossidabile, l'alluminio e i polimeri plastici.

Le reti in acciaio zincato presentano una discreta resistenza alla corrosione che ovviamente viene inficiata dalla bontà o meno dell'essiccazione dell'aria. Presenta bassi costi e una buona resistenza agli urti alla pressione e alla temperatura. Hanno tuttavia lo svantaggio di avere dei sistemi di raccordo che non consentono un'ottima tenuta.

Le reti in acciaio inossidabile a fronte di un costo più elevato presentano un'ottima resistenza agli urti, alla pressione, alla temperatura e alla corrosione tanto da presentare un'ottima compatibilità con i sistemi dei settori industriali alimentare e farmaceutico.

Le reti in alluminio hanno invece come caratteristica la facilità di installazione e di modifica dell'impianto accompagnata da una buona resistenza alla pressione e alla corrosione mentre presentano una notevole conducibilità termica.

I polimeri plastici vengono utilizzati prevalentemente per gli stacchi e pur avendo una elevata facilità di posa e un ottimo rendimento risultano particolarmente sensibili ai raggi ultravioletti e hanno dei limiti d'impiego per quanto riguarda la pressione e la temperatura.

Bibliografia del capitolo

[1] http://www.energy-efficient-production.siemens.com/_assets/pool/downloads/en/flyer-ie-en.pdf

3. Descrizione generale dell'utilizzo dell'aria: individuazione dei settori merceologici interessati agli audit

L'utilizzo dell'aria compressa è comune a quasi la totalità delle realtà produttive industriali. La sua duttilità e la semplicità di gestione la rendono un mezzo molto comodo per rispondere ad alcune esigenze di processo e di gestione del ciclo produttivo. Dove l'aria compressa non è un elemento indispensabile nel processo di lavorazione del prodotto finale risulta comunque spesso impiegata nei sistemi di movimentazione, di imballaggio e, più in generale, in tutti i sistemi di automazione pneumatica. Nei vari settori industriali tuttavia, l'utilizzo dell'aria compressa varia a seconda dei sistemi produttivi che ne determinano le caratteristiche principali quali la pressione di esercizio e la potenza installata nelle sale compressori. Ultimo, ma non meno importante, è il grado di purezza che deve avere l'aria utilizzata nei processi produttivi in relazione al suo impiego. Considerata in ogni caso un “mezzo pulito”, in particolare nel settore alimentare e medicale, l'aria compressa deve rispettare alcuni standard e pertanto in questi ultimi settori verranno utilizzati per lo più compressori oil-free/ a secco e sistemi di filtraggio più performanti.

Di seguito verranno illustrati alcuni degli utilizzi dell'aria compressa nei processi produttivi e nelle linee automatiche realizzate nei vari settori merceologici che risultano essere più interessanti per quantità e qualità dell'aria utilizzata.

Come già detto, a prescindere dal prodotto, un utilizzo dell'aria compressa comune a tutte le realtà industriali si riscontra nell'automazione pneumatica delle linee produttive e negli utilizzatori finali di tipo pneumatico.

Nella tabella 3.1 vengono riportati i consumi generali di aria compressa richiesti da alcuni strumenti utilizzati nei settori industriali durante un funzionamento tipo [4]. Solo dando uno sguardo veloce alla tabella, sicuramente non esaustiva, ci si rende conto di quanti possano essere gli utilizzatori finali dell'aria compressa e in quanti settori produttivi trovino impiego. A questi strumenti vanno poi aggiunti tutti gli utilizzi dell'aria compressa direttamente nei sistemi di processo.

Tab 3.1 Elenco di alcuni strumenti ad aria compressa utilizzati nei settori industriali con l'indicazione della pressione di esercizio e dell'aria consumata durante un normale utilizzo. [4]

id	Strumenti	Pressione				Aria utilizzata			
		psi_r		kPa_r		scfm		m3/min	
		min	max	min	max	min	max	min	max
1	montacarichi	70	100	483	690	1		0.03	0
2	pistole di soffiaggio	70	90	483	621	3		0.09	0
3	carrello elevatore	70	90	483	621	10		0.3	0
4	cabina elevatore	70	90	483	621	6		0.18	0
5	trapani, girevole	70	90	483	621	20	90	0.6	2.7
6	motore, sgrassaggio	70	90	483	621	5		0.15	0
7	pistole per grasso	70	90	483	621	4		0.12	0
8	smerigliatrici	70	90	483	621	50		1.5	0
9	smerigliatrici	70	90	483	621	20		0.6	0
10	spruzzatore della vernice	40	70	276	483	20		0.6	0
11	molla ingrassatore	40	70	276	483	4	0	0.12	0
12	spruzzatore della vernice	70	90	483	621	2	10	0.06	0.3
13	rivettatrici	70	90	483	621	10	35	0.3	1.05
14	trapani, pistone	70	90	483	621	50	110	1.5	3.3
15	attrezzatura trinciante	70	90	483	621	10	15	0.3	0.45
16	smerigliatrice rotativa	70	90	483	621	50		1.5	0
17	smerigliatrice rotativa	70	90	483	621	30		0.9	0
18	smontagomme	70	90	483	621	1		0.03	0
19	gonfiatori di gomme	70	90	483	621	1.5		0.045	0
20	valvola di rettificatrice	70	90	483	621	2	0	0.06	0
21	martelli pneumatici	70	90	483	621	30	40	0.9	1.2
22	bullonatrice	70	90	483	621	20	30	0.6	0.9
23	cacciaviti	70	90	483	621	4	10	0.12	0.3
24	isolatore di aria	80	90	552	621	4	10	0.12	0.3
25	porte pneumatiche	40	90	276	621	2		0.06	0
26	fresatrici	70	90	483	621	20	0	0.6	0
27	foratoi di legno	70	90	483	621	40	80	1.2	2.4
28	cilindro spogliatore	100	120	690	828	6		0.18	0
29	corpo lucidatrici	70	90	483	621	2		0.06	0
30	rimozione del carbonio	70	100	483	690	3		0.09	0
31	sabbiatrici	90		621	0	6	400	0.18	12

In Italia abbiamo in funzione, esclusi i piccoli compressori a pistoncini, ca 200.000 macchine con un consumo energetico che si aggira intorno ai 16 TWh/anno.

Innanzitutto nella casistica più generale l'aria compressa è il motore dell'automazione pneumatica che significa: attuatori, cilindri, valvole; non dimenticando poi la movimentazione e il controllo nei vari processi produttivi, per la strumentazione e la creazione di vuoto con eiettori.

L'aria compressa è poi indispensabile nelle aree deflagranti dove è impossibile l'impiego di energia elettrica e quindi nelle raffinerie e in alcune industrie chimiche.

Seguono alcuni esempi di utilizzo in alcuni settori merceologici.

Alimentare

Nell'alimentare, come nelle altre lavorazioni dove sono presenti polveri e granaglie, l'aria compressa è il veicolo nel trasporto pneumatico. Sempre in questo ambiente serve per la pesatura di materiali sfusi.

Nel settore "food and beverage" si impiega aria ad alta pressione per il soffiaggio delle preforme nella produzione delle bottiglie di PET per le bevande.

Sempre nelle bevande, l'aria è attiva nella tappatura, etichettatura, riempimento dei contenitori e loro lavaggio.

Nella produzione del vino l'aria opera nelle presse per la spremitura, mentre nella produzione dell'olio d'oliva, oltre alla spremitura, serve anche per l'abbattimento dei frutti.

Plastica

Nello stampaggio del Pvc, l'aria serve nel trasporto pneumatico dai silos della materia prima, serve nella movimentazione del prodotto, nella creazione del vuoto, nella movimentazione automatica, nel riempimento degli stampi, espulsione dei pezzi dagli stessi e nel confezionamento, pallettizzazione compresa. Particolarmente utile è anche nella fase di raffreddamento dei pezzi dove permette un incremento notevole nella efficienza produttiva.

Meccanica

Nel settore della meccanica uno degli impieghi più frequenti è per le macchine utensili e nei banchi di collaudo, oltre alla pulizia dei mandrini ad alta velocità. Con aria in pressione vengono collaudati ad esempio gli impianti ABS della Bosch, come pure i freni della Brembo. Trova impiego nelle lavorazioni di finitura e verniciatura, nella sabbiatura, lavorazione spesso presente con le lavorazioni meccaniche, oltre ad essere usata con le rivettatrici e puntatrici.

Chimica

Con l'aria compressa si ottengono attraverso setacci molecolari l'azoto e l'ossigeno per produzioni on site.

Ampiamente usata è negli agitatori e mescolatori dove si richiedano preparazioni composte di diversi ingredienti, come nel caso delle mescole.

In campo medicale importante è l'impiego nelle camere iperbariche.

Naturalmente tutto ciò oltre agli impieghi per l'automazione, la movimentazione, la strumentazione, i comandi e nel petrolchimico per la sua caratteristica di antideflagranza, particolarmente

apprezzata nelle zone operative.

Tessile.

Nel settore tessile con l'avvento dei telai ad aghi l'impiego dell'aria compressa è grandemente aumentato essendo utilizzata per il lancio del filo, l'inserimento della trama nell'ordito, il raffreddamento del filo ed essiccazione per evitare i nodi, lo svuotamento dell'acqua dei forni di asciugatura del tessuto.

I telai air jet sono molto veloci ma poco flessibili, sono adatti per grandi produzioni standard. Oggi dato il periodo di crisi e la necessità di seguire commesse anche di ridotte quantità si usano frequentemente telai a pinze.

Tratteremo ora nello specifico gli utilizzi dell'aria nei settori illustrati.

Nel settore alimentare l'aria compressa viene utilizzata per funzioni di utilità generale che vanno dalla automazione con componenti pneumatici, sistemi di areazione dedicati a specifici servizi, sistemi di imballaggio e i sistemi di trasporto del prodotto durante il processo produttivo.

Per quanto riguarda le applicazioni del settore alimentare, l'aria compressa viene utilizzata nei processi di distillazione, nel confezionamento, nei macchinari con chiusure a pressione e in alcuni sistemi di essiccazione [1].

Viene inoltre utilizzata in specifici processi produttivi come l'aerazione dei prodotti per aumentare il contenuto di ossigeno in alcuni liquidi, la fermentazione utilizzata per produrre vini, birre, yogurt e la produzione di sostanze alimentari come l'acido citrico, e per la produzione dell'azoto utilizzato per la conservazione degli alimenti in scatola.

Spesso l'aria compressa viene utilizzata in sistemi localizzati (localized air delivery). In questi sistemi l'aria viene soffiata in prossimità del prodotto durante il suo percorso nel processo produttivo per evitare che aumentino sul prodotto stesso i microrganismi contaminanti trasportati dall'aria a condizioni ambientali. Distribuendo aria a 5 °C nella zona vicina al prodotto si riesce a mantenere le condizioni che minimizzano il formarsi dei microrganismi consentendo tuttavia un maggior comfort per gli operatori e un risparmio energetico dato dalla possibilità di avere una temperatura ambiente adeguata.[1].

Per utilizzi come quelli appena citati la progettazione e l'utilizzo di adeguati ugelli nei sistemi che utilizzano i getti d'aria è fondamentale e può essere anch'essa una fonte di risparmio energetico. In particolare devono essere presi in considerazione due fattori: l'impatto di linea e il massimo impatto

specifico. Il primo aspetto indica la forza relativa del getto d'aria valutata per unità di distanza mentre il secondo è un indicatore dell'intensità che ha il getto sulla superficie.

Alcun tipologie di ugelli vengono utilizzate per avere una distribuzione uniforme dell'aria sulle superfici e vengono utilizzati nei processi di rimozione di polveri o liquidi, nei processi di livellamento dello strato di rivestimento del prodotto e nei processi di raffreddamento o asciugatura. Come esempio in tab.3.2. vengono riportati alcuni dati tecnici degli ugelli della “Spraying System CO.” Sono indicati i diametri di riferimento il modello dell'ugello mentre nelle ultime colonne viene indicata la portata d'aria utilizzata alle diverse pressioni di esercizio.

Tab 3.2 Dati tecnici di funzionamento degli ugelli “Spraying System CO” [10]

Performance Data							
Inlet Conn. NPT or BSPT	Nozzle Type	Capacity Size	Cap Color (Aluminum Only)	Capacity – scfm (NI/min)			
				10 psi (.7 bar)	30 psi (2 bar)	60 psi (4 bar)	90 psi (6 bar)
1/4" (M, F)	AA727 AA727-F	11	—	5.0 (142)	8.9 (246)	14.4 (396)	19.8 (549)
		15	—	6.8 (193)	12.8 (357)	21.3 (586)	29.6 (816)
		23	—	9.9 (280)	18.4 (510)	30.9 (852)	43.4 (1198)
1/4" (M)	AA707	11	green	5.2 (147)	9.6 (266)	16.0 (442)	22.3 (612)
		15	yellow	6.4 (181)	12.4 (345)	21.0 (578)	29.4 (810)
		23	red	10.4 (294)	19.2 (530)	32.3 (889)	45.0 (1237)
1/4" (M)	Y767	15	—	6.8 (193)	12.8 (357)	21.3 (586)	29.6 (816)

Un altro tipo di ugelli trova utilizzo nell'industria, nei processi di lavaggio e asciugatura delle bottiglie, per la realizzazione di lame d'aria per la separazione degli ambienti di lavoro, nell'asciugatura e raffreddamento di alcune parti di prodotto e nell'asciugatura di alimenti. In figura 3.1 sono rappresentati due esempi di utilizzazione di questa tipologia di ugelli. La prima raffigura il lavaggio e l'asciugatura delle bottiglie una serie di ugelli sono adoperati per spruzzare l'acqua in pressione per il lavaggio delle bottiglie mentre una seconda serie di ugelli è predisposta per l'asciugatura. Il secondo esempio raffigura invece l'utilizzo degli ugelli ad aria compressa per l'asciugatura dei panetti per la pizza.

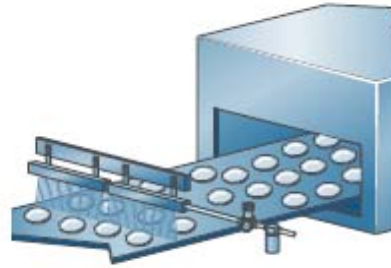
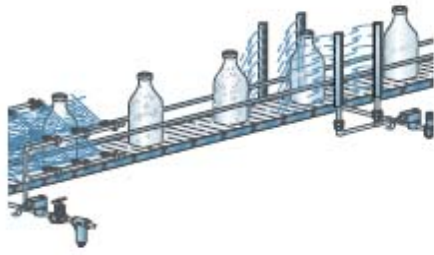


Fig.3.1 Utilizzi dei getti d'aria nelle applicazioni industriali di lavaggio e asciugatura delle bottiglie e per l'asciugatura dei panetti per la pizza. [10]

Alcune caratteristiche degli ugelli della “Spraying System CO” utilizzate per questi processi sono riportate in tabella 3.3 nella quale viene indicata la pressione di esercizio, la quantità d'aria consumata, la velocità e l'impatto di linea.

Tab 3.3 Caratteristiche tecniche degli ugelliwind jet low flow air knife della “Spraying System CO” [10]

Performance Data			
WindJet Low Flow Air Knife with .002" thick shim installed			
Supply Pressure psi (bar)	Air Consumption per Inch (25 mm) – scfm (NI/min)	Velocity @ 6" (150 mm) from orifice – fpm (m/s)	Impact per Inch (25 mm) @ 6" (150 mm) from target – oz (g)
20 (1.4)	0.9 (26)	5300 (26.9)	0.5 (15)
40 (2.8)	1.6 (45)	7000 (35.6)	1.1 (31)
60 (4.1)	2.3 (65)	9800 (48.8)	1.9 (53)
80 (5.5)	3.0 (85)	12500 (63.5)	2.6 (75)
100 (6.9)	3.7 (105)	14200 (72.1)	3.4 (95)

Nel settore alimentare è fatto inoltre largo utilizzo di aria compressa nelle linee di produzione per il riempimento, il confezionamento, l'imbottigliamento e la tappatura delle bottiglie.

I sistemi di confezionamento, tipici del settore alimentare, ma presenti anche nel settore farmaceutico utilizzano l'aria compressa per svolgere diverse funzioni.

Come esempio di imballaggi riportiamo in tabella 3.4 alcune caratteristiche delle macchine della “TOYO Machine Manufacturing” per il packaging di prodotti alimentari in polvere come caffè o latte solubile e anche prodotti farmaceutici in confezioni stick poi contenute in cartonati o sacchetti

Tab.3.4 Caratteristiche principali di alcune macchine di packaging in stick della “Toyo Machine manufacturing”.

TOYO Machine Manufacturing	tipo di confezionamento		
	Sticks con cartonato	solo Sticks	Sticks in sacchetti
modello	TM 70-TX10	TM70-ZC TG12	TM60-TG11 F15
cicli	40	40	45
linee	10	6	7
unità	2	/	/
output stciks [sticks/min]	800	240	315
output confezione	30-75	/	/
Potenza [kVA]	30	10	12
consumi d'aria[Nl/min]	1600	800	1000
Pressione [MPa]	0.5	0.5	0.5

Per il dosaggio dei prodotti da inserire nella confezione, quando questi sono di tipo pastoso i sistemi utilizzati non sono tanti e l'utilizzo di aria compressa entra a far parte di questi sistemi. In figura 3.2 è riportato il funzionamento di un sistema di dosaggio di tipo volumetrico che utilizza appunto l'aria compressa [5].

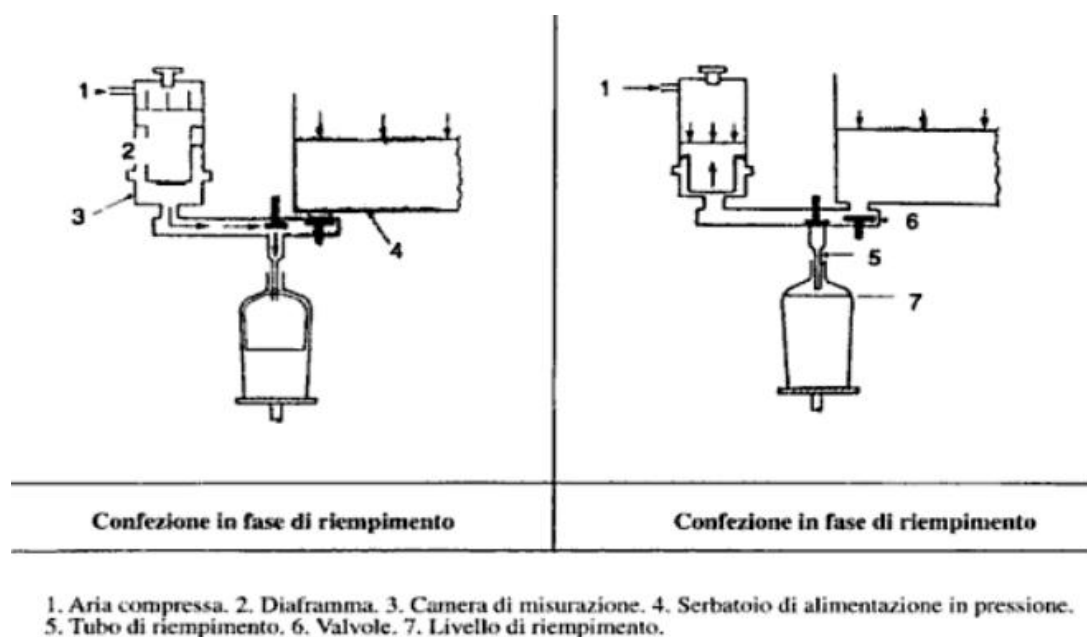


Fig.3.2 Sistema di dosaggio volumetrico per sostanze pastose con camera di misurazione con diaframma ad aria compressa [5]

Dalla figura possiamo distinguere le parti principali del sistema che funziona come descritto di seguito. Il serbatoio identificato col numero (4) contiene il prodotto pastoso da confezionare. Il

serbatoio è in pressione e quando le valvole (6) lo consentono la pressione del serbatoio spinge il prodotto nella camera di misura volumetrica (3). Quando si è raggiunto il volume desiderato le valvole cambiano di posizione e un getto di aria compressa (1) spinge sulla membrana (2), che tiene separati l'aria e il prodotto, in modo da riempire la confezione con il prodotto contenuto nella camera di misurazione [5]. Dopo di che le valvole ritornano nella posizione di partenza e il materiale pastoso contenuto nel serbatoio (4) viene spinto nuovamente nella camera di misura volumetrica (3).

Un altro grande utilizzo che viene fatto dell'aria compressa nel settore alimentare ma più in generale in tutti quei settori dove viene richiesto l'utilizzo di contenitori o recipienti di plastica o vetro è appunto la formatura. In Figura 3.3 viene presentato uno schema che identifica le varie tipologie di formatura che fanno utilizzo di aria compressa.

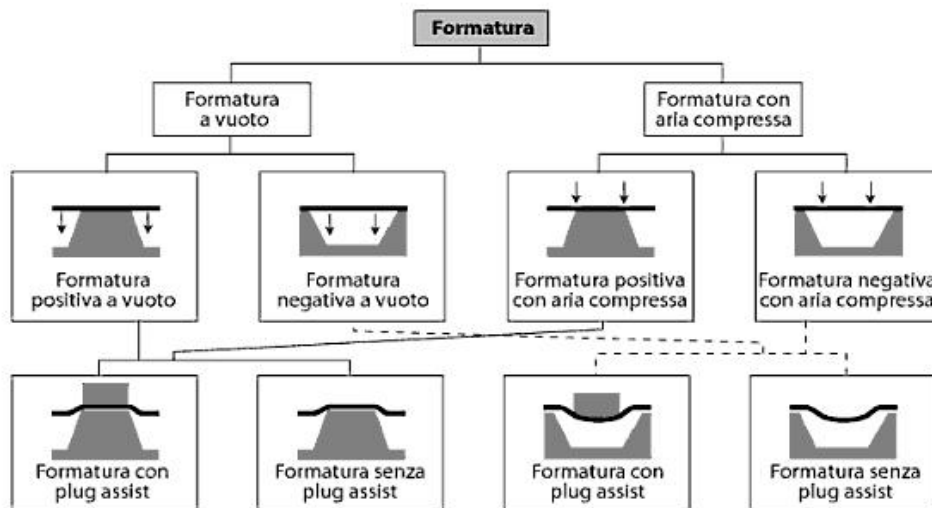


Fig.3.3 Tipologie di formatura sottovuoto o con aria compressa [6]

La formatura dei contenitori plastici o di vetro viene fatta con due principi differenti: la formatura a vuoto o la formatura ad aria compressa. In entrambi i casi vengono usati degli stampi positivi o negativi e può essere utilizzato o meno un “plug assist” ovvero una forma ausiliaria per far aderire bene e uniformemente il materiale allo stampo.

Nella formatura di contenitori e flaconi plastici, la maggior parte realizzati in PET, sono utilizzate le tecniche di estrusione e soffiaggio, iniezione e soffiaggio, soffiaggio e stiro.

La prima tecnica, molto economica ma che produce scarti e prodotti non finemente eseguiti, consiste nel bloccare un tubo di materia plastica estrusa (chiamato parison) in uno stampo. Una

volta portato a giusta temperatura, l'aria compressa spinge il materiale contro le pareti dando così la forma desiderata. In questa operazione viene richiesta in genere aria compressa ad una pressione inferiore ai 10 bar ($10 \cdot 10^5$ Pa).

La tecnica di soffiaggio e stiro è quella preferita per la produzione di bottiglie in PET e consente un lavoro finale più accurato. Il materiale plastico riceve una spinta verticale per mezzo di un pistone nella preforma e una spinta orizzontale per mezzo di aria compressa a circa 4 MPa.[6]

Pur rimanendo uguale il concetto di base, per la formatura di contenitori in vetro ci sono due tecniche fondamentali chiamate soffio-soffio e presso-soffio. Le due tecniche sono eseguite in due fasi e differiscono solo nella prima fase nella quale viene effettuato il prestampo o attraverso un soffio di aria compressa o tramite la pressione di una forma.

La prima fase di questo processo risulta essere molto importante in quanto si determina in questa circostanza l'imboccatura del recipiente e si dà un accenno della cavità. Nelle fasi di soffiatura l'aria viene esercitata a una pressione di circa 200 bar ($200 \cdot 10^5$ Pa).[6]

Nonostante i sistemi di trasporto pneumatico richiedano più energia rispetto ad altri tipi di trasporto questi sono di norma preferiti e vengono largamente utilizzati. In particolare nel settore chimico e farmaceutico i sistemi di trasporto in pressione o sottovuoto sono indicati per evitare i problemi correlati alle polveri stesse, all'inflammabilità di alcuni prodotti e alla generazione di forti cariche elettrostatiche.

In genere i sistemi di trasporto pneumatico vengono distinti in due grosse categorie: i sistemi ad aria compressa e i sistemi sotto vuoto.

La differenza principale risiede nel tipo di distribuzione. I sistemi di trasporto ad aria compressa hanno un tipo di distribuzione che prevede un prelievo di materiale da un'unica sorgente e la possibilità di indirizzarlo in diverse postazioni mentre i sistemi sotto vuoto hanno al contrario la capacità di prelevare il materiale da più sorgenti e indirizzarlo in un unico ambiente finale[2].

Il sistema di trasporto in pressione deve avere una variazione di pressione di circa 0,8 bar ($0,8 \cdot 10^5$ Pa) e tubazioni di diametro che va da 3 a 7 pollici o da 8 a 12 pollici.

In tabella 3.5 vengono messi a confronto i sistemi di trasporto ad aria compressa e quelli sottovuoto per la movimentazione di alcuni prodotti alimentari. È evidente dai dati riportati in tabella che i sistemi sottovuoto richiedono quasi il doppio della potenza richiesta dai sistemi in pressione.

Tab 3.5 Sistemi di trasporto per prodotti alimentari in pressione e sottovuoto [2]

Table 3–5 Pneumatic Conveying Systems for Food Materials: ρ_b , Bulk Density; u , Velocity; Saturation, std m³ air/kg solids; Power, kWh/ton. Conveying distance, 100 m

Food material	ρ_b , kg/m ³	Air pressure system			Vacuum system		
		Saturation	Power	u , m/s	Saturation	Power	u , m/s
Coffee beans	673	0.068	1.9	14	0.136	3.2	23
Corn	720	0.074	2.0	17	0.161	3.2	32
Flour, wheat	641	0.062	2.0	11	0.136	3.3	27
Malt	450	0.075	1.8	17	0.155	3.1	30
Oats	400	0.093	2.2	17	0.200	3.9	30
Starch powder	640	0.081	2.2	17	0.186	3.7	31
Sugar, granulated	800	0.093	2.7	18	0.186	4.6	33
Wheat	770	0.074	1.9	17	0.161	3.2	32

Data from Walas (1988) and Stoes (1982).

Come detto precedentemente molte applicazioni dell'aria compressa sono trasversali a più settori merceologici. I sistemi di trasporto dei prodotti ne sono un esempio. In tabella 3.6 vengono elencati alcuni dei prodotti che vengono trasportati con sistemi ad aria compressa nel settore chimico, farmaceutico, alimentare e altri.

Tab 3.6 Elenco di alcuni prodotti per i quali viene utilizzato un sistema di trasporto ad aria compressa nei settori industriali chimico, farmaceutico, alimentare e altro.

Chemical	Pharmaceutical	Food	Other
TiO ₂	Laxative granule	Icing sugar	Toner powder
Flame soot	Paracetamol powder	Cocoa	Aluminium dust
Sulphur	Pharma capsules	Garlic powder	Blood powder
SiO ₂	St. John's wort (drug)	Apple sauce	Al ₂ O ₃ -Powder
Talcum	Acetylsalicylic acid	Cream-fat-powder	Magnesium swarfs
Zinc oxide	Ascorbic acid	Bacon pieces	Casting powder
Silicon carbide	Sterile caps	"Milk"	Mussel shell
Bentonite	Cellulose powder	Wheat starch	PE-granule
Activated carbon	Plant drugs	Desiccated coconut	Strontium Ferrite powder
Resin granule	Barium sulphate	Mixed spices	Colour pigments
Sodium cyanate	Magnesium powder	Chanterelles	Palladium ashes
Ethylene-Poly.	Tablets	Gelee granule	Electro waste (shredered)

Come esempio riportiamo una valutazione sui consumi di aria compressa di un sistema di trasporto sotto vuoto della Volkmann.[11]

Il sistema preso in considerazione trasporta latte in polvere per una lunghezza di 5 metri e un'altezza

di 2,5 metri. Il prodotto ha una densità di 0,73 kg/l con particelle che vanno da 5 a 500 μm .

Il sistema considerato utilizza una pompa sottovuoto che lavora con aria compressa alla pressione di 5,5 bar ($5,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) con un periodo di aspirazione di 4 secondi (44,4% del ciclo) e un periodo a vuoto di 5 secondi (55,56% del ciclo). La capacità di trasporto è di 1600 kg/h.

Con un utilizzo di 516 NI/min abbiamo dei consumi di aria compressa solo nel periodo di aspirazione. Quindi moltiplicando 516 NI/min per 44,44% abbiamo 229 NI/min ovvero 13.76 Nm³/h di consumo di aria compressa. Il filtro associato alla pompa sottovuoto consuma invece 1.65 Nm³/h calcolati moltiplicando 0.75 l per la pressione di 5,5 bar ($5,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) per il numero di intervalli di 9 secondi (ciclo completo) compresi in un'ora e dividendo per 1000.

Il pistone pneumatico utilizzato nel ciclo di vuoto presenta un consumo di 22.224 NI/m (40 NI/m per 55.56%) ovvero 1.33 Nm³/h.

Sommando i consumi delle tre parti che compongono il sistema abbiamo un consumo totale di aria compressa di 16.74 Nm³/h.

Un'altra applicazione che utilizza l'aria compressa in alcuni processi di produzione è il controllo del colore del prodotto più comunemente chiamato "color sorting". Il colore del prodotto viene associato alla qualità del prodotto stesso che deve rispettare gli standard di produzione. Il sistema è concettualmente semplice. Un fotorilevatore misura la quantità di luce riflessa dal prodotto e la confronta col valore preimpostato. Le parti di prodotto che non rispondono alle caratteristiche desiderate vengono espulse attraverso un sistema ad aria compressa. Sistemi del genere sono utilizzati ad esempio per separare prodotti di circa 2-10 mm di diametro come riso, chicchi di caffè o piselli surgelati con una portata di 100- 1000 kg/h e anche oltre a seconda delle dimensioni.

Una macchina del genere richiede circa una potenza di 2-5 kW e una portata d'aria di 20-30 l/s a 6-8 bar ($6-8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$).[2]

Un'altra applicazione che vede l'utilizzo di aria compressa nel processo produttivo alimentare è la macinazione dei prodotti per mezzo di "jet mills" ovvero mulini a flusso d'aria. I prodotti trasportati dall'aria compressa vengono fatti collidere e una volta raggiunto il grado di finezza desiderato vengono espulsi. Questa tecnologia è presente in varie versioni mostrate in figura 3.4.

Nella versione lineare (a) i flussi (aria + prodotto) hanno velocità uguali che vanno dai 500 ai 1200 m/s.

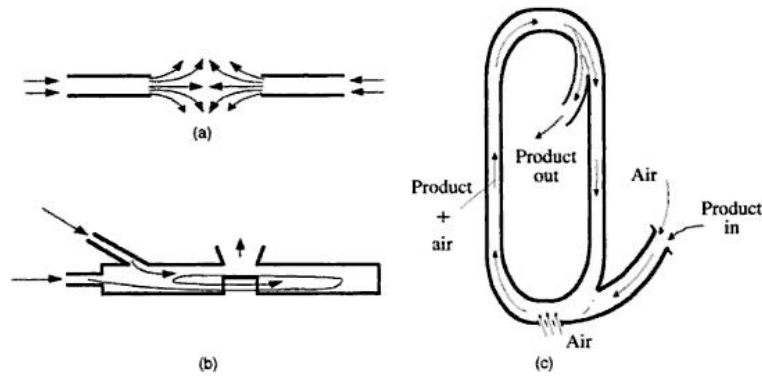


Fig.3.4 Principio di funzionamento delle tre tipologie di “jet mills”

I due flussi con direzioni opposte fanno quindi collidere il prodotto realizzando la macinazione. Questo sistema utilizza in genere aria compressa a 7 bar ($7 \cdot 10^5$ Pa) con portate anche superiori a 10000 m³/h e consente di arrivare ad avere particelle di 1-3 μ m.

Nella versione ovale (c) il prodotto viene continuamente inserito nel circuito verticale e continua a circolare al suo interno fino a quando non raggiunge le dimensioni richieste e viene prelevato dalla parte superiore. Questa modalità può funzionare con pressioni che vanno da 1,5 bar ($1,5 \cdot 10^5$ Pa) a 20 bar ($20 \cdot 10^5$ Pa). [2]

Nel settore alimentare risulta essere molto importante anche il raffreddamento nei processi produttivi. I contenitori/serbatoi dovrebbero essere raffreddati il più velocemente possibile fino alla temperatura di 35-40 °C. Quando il prodotto raffredda la pressione interna delle tubature diminuisce ma è indispensabile che non diminuisca anche la pressione all'interno dell'autoclave. Questo aspetto viene evitato con l'utilizzo combinato di acqua fredda e aria compressa.[3]

L'aria compressa è un gas incolore e inodore. Il suo uso in ambito medicale può essere suddiviso in tre categorie. Aria compressa a bassa pressione per uso chirurgico medicale, aria compressa ad alta pressione per comandare sistemi automatici e aria compressa per altri utilizzi di laboratorio. [4]

L'aria medicale ad uso chirurgico viene utilizzata solo per trattamenti sui pazienti come ad esempio inalazioni o anestesie e deve essere prodotta da compressori dedicati che consentano una pressione di esercizio bassa che va da 3,45 bar ($3,45 \cdot 10^5$ Pa) a 3,75 bar ($3,75 \cdot 10^5$ Pa). Alla stessa pressione viene esercitata l'aria per usi da laboratorio tra i quali rientrano anche tutte le utenze odontotecniche (trapani per denti, aspiratori etc etc). I sistemi ad alta pressione che vanno circa da 9 bar ($9 \cdot 10^5$ Pa) a 17 bar ($17 \cdot 10^5$ Pa) vengono invece utilizzati per l'automazione di bracci robotici.

Nel settore farmaceutico industriale l'aria compressa viene utilizzata nelle linee di produzione per

l'azionamento di valvole, cilindri pneumatici e in linee di produzione automatizzate. Anche in questo settore come nel settore alimentare un largo utilizzo di aria compressa è presente nei sistemi di trasporto delle pastiglie, nei sistemi di confezionamento e di imbottigliamento dei prodotti.

Nei processi produttivi del settore farmaceutico l'aria compressa viene utilizzata nella produzione di antibiotici. L'aria compressa fornisce l'ossigeno necessario ai batteri per la produzione di antibiotici.

Nel settore tessile i sistemi ad aria compressa vengono utilizzati nei processi di filatura, nei processi di lavorazione dei filati attraverso telai, nelle lavorazioni finali quali lo stiraggio, l'applicazione di adesivi e come detto precedentemente per la automazione pneumatica, la movimentazione e l'imballaggio dei prodotti.

In tabella 3.7 vengono riportati le principali applicazioni che utilizzano l'aria compressa nel settore tessile e i rispettivi consumi con le pressioni di esercizio [9] tra i quali troviamo gli avvolgitori ad alta velocità (high speed winder), gli aspiratori del filato e sistemi di lavorazione, come i soffiatori di masse fuse (melt blowing) per materiali polimerici non tessuti.

Nei telai a ugello ad aria, che viene supportato dagli ugelli a staffetta presenti sul passo, il filo di trama viene trasportato attraverso il passo con l'utilizzo di aria compressa. [7]

Tra le tecniche di filatura abbiamo la filatura a getto d'aria. Il concetto di tale tecnica è di effettuare una filatura utilizzando dei vortici d'aria ad alta velocità. Per ottenere i vortici viene quindi utilizzata dell'aria compressa che viene introdotta nel sistema attraverso degli ugelli di diametro di circa 0,4 mm creando così dei vortici che raggiungono velocità intorno ai 3 milioni di giri al minuto [8].

Tab 3.7 Applicazioni che utilizzano l'aria compressa nel settore tessile con i rispettivi consumi e pressioni di esercizio.

Component	Specification Usage Nm ³ /h × item	Specification Pressure bar
Separator roll, air bearing	2...4	5...7
High speed winder up to 4000 m/min	2	7
up to 6000 m/min	3	7
Control air	<0.1	3
BCF texturizing jet	40	7
Yarn aspirator and cutter, machine mounted	100	7
Hand yarn aspirator up to 4500 m/min	240	7
up to 6000 m/min	480	16
Non-woven jets		
Docan	30	16
	+ 120	7
Melt blowing		4

Questa caratteristica consente di avere una capacità di produzione molto più elevata rispetto ai sistemi di filatura rotativi in quanto utilizzando l'aria si riescono ad ottenere appunto velocità di rotazione molto più elevate. In figura 3.5 viene sintetizzato lo schema di funzionamento della filatura a getto d'aria mettendo in risalto l'utilità di utilizzare due ugelli definiti (a) e (b). Nel primo caso presentato in figura 3.5 viene utilizzato il solo ugello (b). Il filato, che in presenza del vortice d'aria subisce una torsione, una volta lasciato il vortice tende a ad avere una contro torsione. Per evitare questo effetto di falsa torsione viene introdotto prima dell'ugello (b) un ugello (a) in modo da generare due vortici contrapposti che vanno ad ostacolare il fenomeno della contro-torsione. In genere l'ugello (b) genera vortici a velocità più elevate dell'ugello (a).

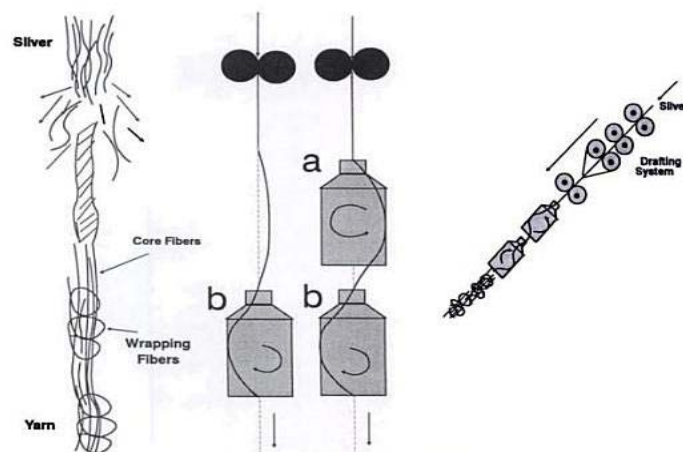


Fig 3.5 Principio di funzionamento della filatura a getto d'aria.

Una tecnica universale per la filatura di diverse tipologie di fibre, dalla lana alle fibre sintetiche, è la

filatura per lana cardata che dà come risultato un filato voluminoso e morbido. In questo processo l'aria compressa viene utilizzata nel filatoio ad anelli per lana cardata, schematizzato in figura 3.6 [7]. Dopo lo svolgimento dello stoppino identificato nella figura col numero (3) e appena prima dei tubetti rotanti identificati col numero (8) viene introdotta l'aria compressa (7) per la filatura.

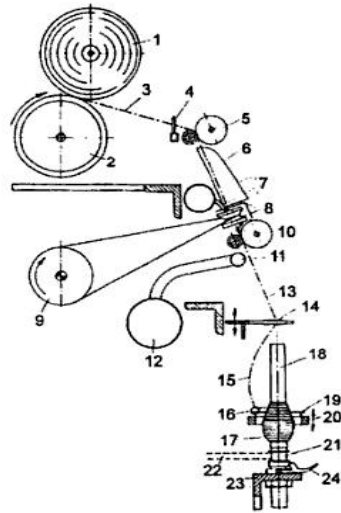


Fig 3.6 Schema di un filatoio ad anelli per lana cardata. [7]

Dei sistemi utilizzati per produrre materiali non tessuti che utilizzano aria compressa i principali sono quelli definiti “melt blowing” e consistono nel creare un tessuto a partire da una massa polimerica fusa. Tra questi possiamo distinguere tre tipologie di macchine che si differenziano per geometria costruttiva e capacità produttiva e sono: “Exxon blowing jet”, “Fournè jet” e “Schwarz jet”. In tutte e tre le tipologie viene utilizzata aria compressa calda a pressioni che vanno da 1,6 bar ($1,6 \cdot 10^5$ Pa) a 3 bar ($3 \cdot 10^5$ Pa).

Bibliografia Cap.3

- [1] Energy Efficiency and Management in Food Processing Facilities - Di Lijun Wang
CRC Press- Taylor & Francis Group
- [2] Handbook of food processing equipment - Di George D. Saravacos,A. E. Kostaropoulos
- [3]Food processing handbook - Di J. G. Brennan
- [4] Facility Piping Systems Handbook: For Industrial, Commercial, and Healthcare Facilities- Di Michael L. Frankel,Michael Frankel. Mc Grow Hill
- [5] Manuale dell'imballaggio- a cura di Laboratoire national d'essais emballages magazine
Manuale delle materie plastiche - Di Hansjürgen Saechtling
- [6] Food packaging. Materiali, tecnologie e qualità degli alimenti - Di Luciano Piergiovanni,Sara Limbo
- [7] Processi di lavorazione dei prodotti tessili - Di Burkhard Wulforth
- [8]Wellington Sears handbook of industrial textiles - Di Sabit Adanur
- [9] Synthetic fibers: machines and equipment, manufacture, properties : handbook for plant engineering, machine design, and operation - Di Franz Fourné
- [10] http://www.spray.com/products/air_control.asp
- [11] <http://www.volkmann.info/en/vc-costs.htm>

4. Le campagne di auditing energetico presso le aziende campione.

Le campagne di auditing sono state condotte in alcuni stabilimenti campione che identificano i settori merceologici dove l'utilizzo dell'aria compressa risulta essere più importante.

Non dimenticando che il servizio di aria compressa è comunque presente in quasi tutte le realtà produttive, in questo studio sono state analizzate alcune aziende come campione dei rispettivi settori merceologici. In totale sono state analizzate 13 aziende appartenenti ai settori merceologici indicati in tab 4.1 identificati con il loro corrispettivo codice ATECO 2007.

Tab.4.1 Elenco dei settori merceologici e del rispettivo codice ATECO 2007 delle aziende oggetto di studio.

Settore merceologico	ATECO 2007
Fabbricazione di motori elettrici	27.11
Fabbricazione di articoli in materie plastiche	22.29
Stampa ed editoria	18.11
Alimentare	10.39
Torcitura e testurizzazione di filamenti sintetici	13.10
Fabbricazione di medicinali e preparati farmaceutici	21.20
preparazione e filatura di fibre tessili	13.10
Fabbricazione di articoli di calzetteria in maglia	14.31

La configurazione dello studio ha previsto di muoversi su due fronti: uno diretto in cui gli utenti sono stati coinvolti “ex novo” nelle campagne di misurazione ed uno indiretto avvalendosi di dati provenienti da campagne di misurazione già avvenute per cui si è avuta la liberatoria da parte dell'utente finale di poter analizzare questi dati. Lo studio è stato infatti presentato nelle sue finalità avvalendosi dei contatti sopra citati e così portato a conoscenza degli utenti finali, che hanno potuto decidere se partecipare alla campagna di monitoraggio oppure, se la campagna si era già svolta negli ultimi 12 mesi, dare il consenso all'utilizzo dei dati per le elaborazioni che risulteranno da questo studio in modo anonimo o manifesto.

È stata realizzata una scheda di raccolta informazioni riguardante il sistema d'aria compressa con particolare interesse sulle caratteristiche tecniche delle macchine installate. Per ogni macchina è stato rilevato marca, modello, potenza nominale e portata (FAD). A questi dati, utilizzati come base di partenza, sono state aggiunte le misurazioni effettuate sul sistema durante la campagna di acquisizione dati.

In particolare le campagne di misura sono state effettuate con approcci diversi e tagliati ad hoc per ogni campione.

Per la maggior parte delle aziende analizzate si è utilizzato un approccio “non invasivo”. Si è monitorato il sistema utilizzando come dato misurato la corrente assorbita dal compressore e si è ricostruito il funzionamento del sistema in termini di erogazione di aria.

Tuttavia questo approccio non è sempre attuabile, in quanto con alcune tipologie di macchine con il solo valore di corrente assorbita non è possibile risalire al profilo di aria erogata.

In questi casi alla misurazione della corrente viene aggiunta anche una misurazione della pressione del sistema e direttamente anche della portata fornita.

In particolare le campagne di acquisizione dati nelle rispettive aziende sono state effettuate utilizzando i sistemi di monitoraggio della Atlas Copco Italia (ACI), che ha collaborato con i sistemi (i) MB lite, (ii) MB lite Plus e (iii) Air Scan. I tre sistemi hanno un grado di approfondimento dell'indagine sui consumi energetici diverso e questo ha consentito di evidenziare pro e contro di rilievi fatti con campagne di misura simili.

Il sistema MB lite, che risulta il più semplice dei tre, consente di valutare i profili del fabbisogno di aria compressa dello stabilimento in modo non invasivo, andando a misurare solo le correnti assorbite dai compressori. Tenendo poi in considerazione i dati di targa delle macchine installate e inserendo alcuni dati di configurazione dell'intero sistema viene generato il profilo di aria presumibilmente richiesta dallo stabilimento all'uscita del/dei polmone/i di stoccaggio presenti in sala macchine.

Questa tipologia di audit può essere effettuata su sale compressori fino ad un massimo di 8 macchine di tipologia vuoto/carico che, nel periodo di auditing non inferiore ad una settimana continuativa, devono essere sempre alimentate. Il sistema MB lite prevede infatti l'acquisizione dei dati di corrente prelevati su una fase di alimentazione di ogni singolo compressore per mezzo di una pinza amperometrica.

Nelle procedure ACI i dati vengono poi elaborati da un software proprietario che genera il profilo di richiesta e simula il funzionamento di una sala in grado di erogare lo stesso servizio ma con macchine a velocità variabile.

In questo studio i dati “puri”, ossia le rilevazioni di corrente, sono stati da noi trattati per ricostruire il funzionamento del sistema in modo “open”, ossia attraverso una procedura aperta che verrà descritta e che cerca di semplificare il comportamento del sistema nelle sue componenti fondamentali per dedurre il profilo della richiesta a monte della rete.

Il sistema MB lite Plus si basa sullo stesso principio del sistema MB lite, tuttavia a questo vengono aggiunte le misurazioni in continua della pressione e della portata e una misurazione spot dei valori elettrici di tensione, corrente, fattore di carico e potenza attiva di tutti i compressori.

Anche in questo caso abbiamo analizzato i dati “puri” delle rilevazioni ed abbiamo utilizzato la procedura da noi studiata per il confronto con i dati provenienti dagli output ACI.

Il terzo sistema è AirScan che, dei tre approcci, risulta essere quello più completo, sebbene il più costoso ed invasivo. Questa tipologia di monitoraggio prevede una misurazione in continua della portata e della pressione e una misura in continua di tutti i parametri elettrici. Il monitoraggio in continua di tutti i parametri significativi del sistema ad aria compressa consente una valutazione dei consumi e dei possibili risparmi in maniera più specifica senza avere limitazioni sulla tipologia di macchine monitorate. Nel monitoraggio con AirScan è inoltre possibile aggiungere due opzioni che prevedono una, la ricerca delle perdite d'aria nel sistema di distribuzione mentre l'altra, l'analisi della qualità dell'aria fornita dal servizio.

Come anticipato, in questo studio considerando tutte le aziende monitorate, sono state utilizzate tutte e tre le tipologie di monitoraggio.

Quindi come punto di partenza dell'analisi sono stati utilizzati i dati misurati dal sistema MB lite relativi all'assorbimento di corrente delle macchine e, in seguito dove disponibili, i dati relativi ai valori di pressione (MB lite Plus e Air Scan).

Il profilo di aria richiesta è stato poi ottenuto per mezzo di un file di calcolo appositamente implementato, indipendentemente dagli output del sistema MB lite / MB lite Plus.

Il foglio di calcolo è stato realizzato in maniera aperta in modo da poter valutare come possono cambiare i profili di richiesta d'aria al variare di alcuni parametri, quindi segnalando così le discrezionalità di analisi condotte con metodi simili.

Per una analisi non invasiva, come quella effettuata col sistema MB lite, è indispensabile la conoscenza di alcuni parametri relativi alla configurazione di sistema, quale ad esempio la polmonatura globale dello stabilimento, ed inoltre la valutazione di altri non direttamente misurati. Nello specifico vengono proposte ipotesi sul valore del fattore di carico nel funzionamento a vuoto e nel funzionamento a carico, e sull'efficienza del motore elettrico che trascina il compressore.

Il valore della percentuale di potenza che identifica il funzionamento a vuoto e il funzionamento a carico, e il valore che indica gli estremi della linearizzazione che mette in relazione la portata d'aria erogata alla potenza assorbita sono i due parametri che in pratica variano maggiormente il profilo d'aria richiesta dedotto da questo tipo di analisi.

Per gli audit effettuati con MB lite Plus e AirScan dove sono disponibili i valori di pressione è stata inoltre effettuata una valutazione del profilo di aria richiesta basata sul bilancio di massa interna al serbatoio. Nei paragrafi seguenti verranno descritte più dettagliatamente le aziende nelle quali è

stato effettuato l'audit energetico con metodo Air Scan e in seguito la struttura del file di calcolo con la metodologia utilizzata per la determinazione del profilo d'aria richiesta. Per ogni azienda monitorata viene poi presentata una breve descrizione della composizione della sala macchine corredata da una tabella di sintesi dei parametri energetici del sistema ad aria compressa e i grafici della richiesta d'aria giornaliera.

Per ogni azienda si propongono infine le valutazioni su una configurazione alternativa della sala.

4.1 Elaborazione dei dati

Il foglio di calcolo per l'analisi dei dati provenienti dagli audit ACI è strutturato in 3 parti. La prima parte è descrittiva della sala compressori, la seconda è la parte di calcolo mentre la terza è la parte relativa ai risultati e comprende i grafici della portata d'aria richiesta dallo stabilimento e il confronto con i parametri dedotti dal software proprietario ACI.

La prima parte del foglio di calcolo, descrittiva della sala compressori, è costituita dal foglio "Dati". Il foglio "Dati" è composto da tre tabelle nelle quali vengono inseriti rispettivamente i dati di targa dei compressori, i dati di funzionamento ipotizzati e i parametri che vengono calcolati nel foglio stesso necessari per le elaborazioni.

In tab. 4.2 viene riportato un esempio del foglio "Dati", relativo ai dati di targa. Nella seconda riga si trova la cella "udm" che identifica la colonna nella quale verranno inserite le unità di misura e di seguito le celle "C1", "C2", fino a "C8" che identificano le colonne nelle quali verranno inseriti i dati relativi alle macchine che compongono la sala compressori fino ad un massimo di 8 compressori.

Nella prima colonna si trovano le informazioni richieste per la descrizione di ogni singola macchina. Per ogni compressore viene indicata la marca e il modello, la tipologia (per lo più questa analisi è fatta su compressori a vite lubrificati o oil free), la tensione di alimentazione, la potenza nominale e la FAD alla pressioni di riferimento e la pressione di riferimento.

Tab.4.2 Esempio di dati di targa delle macchine della sala compressori

DATI di TARGA					
	udm	C1	C2	C3	C4
marca					
modello		ga1210	ga1210	ga132-10	ga132-10
tipo					
lubrificato					
pressione relativa	bar r	9.0	9	9	9
fad @20°C 1 bar	m3/h				
potenza nominale	kW	117.0	117.0	135.0	135.0
Dati di esercizio					
settimana	h	168			
temperatura l	°C	20			
tensione di fase nominale	V	400.0	400.0	400.0	400.0
pressione atmosferica	bar	1.01			
pressione "attacca"	bar	9.3			
pressione "stacca"	bar	10			

In tab.4.3 viene riportata la tabella relativa ai dati di funzionamento ipotizzati per ogni compressore. In questa tabella vengono inseriti i dati che sono fondamentali per la valutazione delle prestazioni energetiche e per la determinazione del profilo d'aria richiesto dallo stabilimento. Dovendo valutare quest'ultimo solo in base alla misura della corrente assorbita dai compressori, i dati richiesti in questa tabella risultano essere i parametri che fanno variare il profilo di aria dedotto.

Come detto precedentemente, questa tipologia di audit viene effettuata su compressori di tipo

vuoto/carico. Nel suo funzionamento, il compressore assorbe una potenza elettrica che dipende anche dal fattore di carico $\cos\phi$ che cambia a seconda che il compressore stia lavorando a vuoto o a carico. I due valori vengono fissati per ogni compressore ed in genere si attribuiscono dei valori nell'intorno di 0,9 per il $\cos\phi$ a carico e 0,6 per il $\cos\phi$ a vuoto.

Il rendimento del motore elettrico viene definito in genere pari al 90% e il rapporto tra la corrente di spunto e la corrente nominale pari a 2,5.

Tab.4.3 Dati di funzionamento ipotizzati per la determinazione del profilo d'aria richiesta per ogni compressore.

DATI ipotizzati		C1	C2	C3	C4
cosfi a carico		0.71	0.78	0.78	0.76
cosfi a vuoto		0.69	0.63	0.7	0.63
efficienza		90%	90%	90%	90%
Isunto/In		2.5	2.5	2.5	2.5
corrente per la valutazione del fermo	A	1.0	4.2	1.0	0.1
percentuale di potenza (corrente) assorbita per la determinazione del funzionamento a vuoto		68.0%	64.0%	58.0%	70.0%
linearizzo tra x% e 100% della Pn		100%	100%	100%	100%

Gli ultimi due valori da valutare riguardano il funzionamento a vuoto e la modalità di linearizzazione della portata, che attribuisce a certi assorbimenti di corrente proporzionali valori di aria richiesta a valle del serbatoio.

Il primo valore è la percentuale di potenza assorbita rispetto al funzionamento nominale. Questo dato viene utilizzato come soglia che distingue tra il funzionamento a vuoto e il funzionamento a carico.

Il secondo è un valore che viene utilizzato per associare ad un determinato valore di corrente assorbita il corrispettivo valore di aria richiesta. Nella realtà, quando i compressori sono a vuoto non producono aria, quando lavorano a carico devono erogare la quantità di aria stabilita per il valore di pressione settato.

Quando si passa dallo stato di vuoto a quello di carico, nelle simulazioni, la quantità d'aria associata alla richiesta risulta proporzionale alla potenza assorbita, per tenere conto della polmonatura totale dello stabilimento.

Nei casi riportati in questo studio il livello di linearizzazione può cambiare in funzione delle macchine installate e della polmonatura dello stabilimento.

In tabella 4.4 sono riportate le elaborazioni a partire dai dati di Tab. 4.2 e 4.3.

Tab.4.4 Esempio di dati elaborati

DATI di Calcolati	udm	C1	C2	C3	C4
portata					
fad @0°C 1 bar	m3/h	0.0			
fad @ 20°C 1 bar	l/s	277.0	277.0	345.0	345.0
fad @ 0°C 1 bar	NI/s	258.1	258.1	321.5	321.5
densità	kg/m3	11.9			
portata @ 8bar 35°C	l/s	29.5			
dati elettrici					
potenza nominale assorbita	kW	130.0	130.0	150.0	150.0
corrente di fase nominale	A	264.2	241.5	277.9	286.4
corrente assorbita allo spunto	A	660.4	603.6	694.7	716.1
potenza ass. a vuoto	kW	29.0	29.0	25.0	25.0
corrente di vuoto	A	60.67	66.67	51.55	57.48
dati esercizio					
rapporto di compressione		9.88			
potenza isoterma	kW	0.00			
Pisot/Pn		0%			

In particolare viene riportata la FAD alle condizioni normali ovvero alla temperatura di 0°C e alla pressione di 1 bar (0,1 MPa).

Tra i dati elettrici viene invece calcolata la potenza assorbita in funzionamento nominale, la corrente di fase nominale e la corrente allo spunto.

La potenza assorbita a vuoto è un dato che o è stato preso dai dati tecnici del compressore o in mancanza di tali informazioni è stato valutato.

Nella procedura la potenza a vuoto viene utilizzata per calcolare il valore della corrente assorbita da associare al funzionamento a vuoto.

La seconda parte del file di calcolo è costituita dai fogli “C1”, “C2” fino a “C8” ognuno associato ad una singola macchina della sala compressori denominati fogli “C#”. Ogni foglio “C#” è costituito di 3 parti: (i) la parte di calcolo rappresentata in Tab.4.5, (ii) una parte con i dati di sintesi riportata in Tab.4.6 e (iii) la parte relativa ai grafici giornalieri della portata d'aria erogata e della potenza elettrica assorbita dal singolo compressore preso in esame.

In tabella 4.5 è riportato un estratto della parte relativa ai calcoli.

Il sistema di misura MB lite consente di avere i dati di misura della corrente campionati al secondo per una settimana consecutiva. In questo studio si è scelto di prendere il valore istantaneo di corrente assorbita ogni 5 minuti, ossia 288 misurazioni per giorno.

Nella prima colonna troviamo il riferimento al giorno della settimana mentre nella seconda il numero identificativo che va da 1 a 288 della misurazione relativa al giorno. Nella terza e quarta colonna vengono riportate la data e l'ora della misura, mentre nella quinta colonna denominata “I A” viene riportato il valore di corrente misurato ogni 5 minuti a partire dall'inizio delle misurazioni. I dati nelle colonne “data”, “ora” e “I A” sono i dati di input ottenuti dal sistema MB lite. Nelle colonne successive sono invece implementati i calcoli di valutazione e analisi.

Nella colonna denominata “stato” viene identificato lo stato di funzionamento del compressore ovvero viene specificato se la macchina sta lavorando a vuoto, a carico o è in stato di fermo. Lo

stato di funzionamento viene attribuito confrontando il valore di corrente misurato con due parametri impostati dall'utente. Il primo confronto viene fatto col valore della corrente di fermo che in genere viene scelto nell'intorno di pochi Ampere. Se il valore misurato è minore di quello impostato come corrente di fermo allora viene attribuito lo stato di "FERMO". Se il valore risulta maggiore allora viene effettuato il secondo controllo. La percentuale della corrente assorbita rispetto a quella nominale viene confrontata con la percentuale di potenza che definisce la soglia tra funzionamento a vuoto e a carico ipotizzata nel foglio "DATI" (vedi tab.4.3). Se risulta essere minore viene associato lo stato di "VUOTO" se risulta essere maggiore viene invece associato lo stato di "CARICO". Nella colonna denominata "cicli" viene valutato il numero di volte che il compressore passa dallo stato di vuoto a quello di carico. Viene assegnato un valore 1 ogni volta che lo stato del compressore passa da vuoto a carico. Questo dato tuttavia risulta poco significativo in quanto in un intervallo di 5 minuti il compressore può cambiare stato diverse volte (denotando un comportamento anomalo), tuttavia nel caso in cui si decidesse di valutare i dati ogni secondo potrebbe essere un buon strumento per verificare il numero dei cicli carico/vuoto segnati dalla macchina sullo stesso periodo.

Nella colonna "P ass [kW]" viene calcolata la potenza assorbita in quell'istante dal compressore. La potenza viene calcolata:

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cos \varphi / 1000 \quad (4.1)$$

Nel calcolo della potenza assorbita espressa in kW viene fatta una distinzione tra vuoto e carico, associando ogni volta l'equivalente $\cos \varphi$.

Nella colonna "E ass [kWh]" viene calcolata l'energia assorbita in kWh tra un valore di misurazione e quello successivo (su 300 s). Questa è una prima approssimazione in quanto si considera costante il valore di potenza nei 5 minuti monitorati.

Nella colonna "% di potenza ass" viene indicata la percentuale di potenza assorbita rispetto alla potenza assorbita in funzionamento nominale.

La colonna "potenza assorbita a carico" è una colonna "di servizio" utilizzata per semplificare il calcolo della portata, nella colonna successiva.

Tab.4.5 Tabella di valutazione dello stato dei compressori e del calcolo della portata d'aria richiesta (singolo compressore)

giorno id	data	ora	I A	stato	cicli	P ass [kW]	E ass [kWh]	% di potenza ass	Potenza assorbita a carico kW	portata l/s	E ass a carico [kWh]	E ass a vuoto [kWh]	tempo di vuoto [s]	tempo di carico [s]	tempo di fermo [s]	Aria erogata [m3]	
lunedì	1	21/09/09	0:00:00	225.50	CARICO	0	121.41	10.12	93%	121.41	232.29	10.12	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	2	21/09/09	0:05:00	226.70	CARICO	0	122.06	10.17	94%	122.06	232.29	10.17	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	3	21/09/09	0:10:00	129.60	VUOTO	0	56.37	4.70	43%	0.00	0.00	0.00	4.70	300	0	0	0.00
lunedì	4	21/09/09	0:15:00	226.30	CARICO	1	121.84	10.15	94%	121.84	232.29	10.15	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	5	21/09/09	0:20:00	226.20	CARICO	0	121.79	10.15	94%	121.79	232.29	10.15	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	6	21/09/09	0:25:00	217.90	CARICO	0	117.32	9.78	90%	117.32	232.29	9.78	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	7	21/09/09	0:30:00	226.40	CARICO	0	121.90	10.16	94%	121.90	232.29	10.16	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	8	21/09/09	0:35:00	151.90	VUOTO	0	66.07	5.51	51%	0.00	0.00	0.00	5.51	300	0	0	0.00
lunedì	9	21/09/09	0:40:00	224.00	CARICO	1	120.60	10.05	93%	120.60	232.29	10.05	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	10	21/09/09	0:45:00	227.10	CARICO	0	122.27	10.19	94%	122.27	232.29	10.19	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	11	21/09/09	0:50:00	119.70	VUOTO	0	52.06	4.34	40%	0.00	0.00	0.00	4.34	300	0	0	0.00
lunedì	12	21/09/09	0:55:00	226.10	CARICO	1	121.73	10.14	94%	121.73	232.29	10.14	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	13	21/09/09	1:00:00	169.20	CARICO	0	91.10	7.59	70%	91.10	232.29	7.59	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	14	21/09/09	1:05:00	220.90	CARICO	0	118.93	9.91	91%	118.93	232.29	9.91	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	15	21/09/09	1:10:00	226.60	CARICO	0	122.00	10.17	94%	122.00	232.29	10.17	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	16	21/09/09	1:15:00	132.60	VUOTO	0	57.67	4.81	44%	0.00	0.00	0.00	4.81	300	0	0	0.00
lunedì	17	21/09/09	1:20:00	225.50	CARICO	1	121.41	10.12	93%	121.41	232.29	10.12	0.00	0	300	0	69.69
lunedì	18	21/09/09	1:25:00	226.60	CARICO	0	122.00	10.17	94%	122.00	232.29	10.17	0.00	0	300	0	69.69

Nella colonna “portata l/s” viene calcolata la portata associata alla richiesta. Questa viene attribuita per mezzo di una linearizzazione che tiene conto della potenza assorbita dalla macchina attraverso l'equazione della retta

$$y = m \cdot x + q \quad (4.2)$$

dove i termini m e q sono stabiliti in funzione della potenza nominale della macchina, della percentuale di potenza che attribuisce il funzionamento a carico, della portata in aria libera FAD del compressore e della percentuale di portata che definisce il valore di partenza della linearizzazione fino al 100% della portata.

Nel calcolo viene tenuto in considerazione anche il rendimento del motore elettrico. La portata viene quindi calcolata secondo la formula:

$$portata = (m \cdot potenza + q) \cdot \eta \quad (4.3)$$

Nella colonna “E ass a carico” viene calcolata l'energia assorbita durante il funzionamento a carico ipotizzando costante il valore della potenza sui 300 s di monitoraggio.

Nella colonna “tempo di vuoto” viene attribuito per ogni funzionamento a vuoto il tempo di 300 secondi, ovvero il tempo che intercorre tra un valore di misura e l'altro.

Anche il “tempo di fermo” viene attribuito nello stesso modo. Ogni volta che lo stato della macchina ad una misurazione è definito “FERMO” vengono considerati i 300 secondi come tempo di fermo.

Nella colonna “aria erogata” viene calcolata l'aria associata al funzionamento del compressore in quei 300 s.

La seconda parte dei fogli “C#” è costituita da una tabella riassuntiva dei dati calcolati giornalmente e settimanalmente come riportato in Tab.4.6.

Per ogni giorno della settimana e per la settimana intera la tabella 4.6 riporta i dati che descrivono il funzionamento del compressore.

In particolare nella prima riga si trova il valore dell'aria totale richiesta in metri cubi durante il periodo di monitoraggio.

Nelle righe relative alla portata media, minima e massima viene riportato il valore corrispondente partendo dai dati calcolati nella colonna “portata l/s” della tab.4.5

Nella riga “energia ass” viene calcolata l'energia assorbita complessivamente dal compressore durante la settimana di campionamento a partire dai dati di tab.4.5. Stesso dicasi per la riga “energia ass a carico”.

Tab.4.6 Tabella di sintesi dei dati calcolati sul singolo compressore.

Dati di sintesi C2		Settimana	lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	sabato	domenica
aria erogata	m ³	63,067.2	12,334.7	7,595.9	11,846.9	2,508.7	1,324.1	12,474.1	14,982.8
portata media	l/s	104.3	142.8	87.9	137.1	29.0	15.3	144.4	173.4
portata min	l/s	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
portata max	l/s	232.3	232.3	232.3	232.3	232.3	232.3	232.3	232.3
energia ass	kWh	10,502.3	2,046.8	1,270.6	1,889.2	616.4	340.1	1,923.7	2,415.7
energia ass a carico	kWh	8,913.0	1,778.2	1,101.9	1,716.6	348.2	181.0	1,720.3	2,066.7
tempo di vuoto	s	110,700.0	19,500.0	12,600.0	11,400.0	20,100.0	12,900.0	12,300.0	21,900.0
tempo di vuoto	h	30.8	5.4	3.5	3.2	5.6	3.6	3.4	6.1
tempo di carico	s	271,500	53,100	32,700	51,000	10,800	5,700	53,700	64,500
tempo di carico	h	75.42	14.75	9.08	14.17	3	1.58	14.92	17.92
tempo di fermo	s	222,600	13,800	41,100	24,000	55,500	67,800	20,400	0
tempo di fermo	h	61.83	3.83	11.42	6.67	15.42	18.83	5.67	0
cicli		217	39	17	19	21	8	40	73
energia ass a vuoto	kWh	1,471.6	259.9	143.3	157.7	254.2	116.7	190.6	349.0
potenza ass a vuoto	kW	47.86	47.99	40.95	49.81	45.54	32.56	55.80	57.37
potenza ass a carico	kW	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
potenza ass a carico	kW	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

m	0.00	linearizzazione della portata
q	258.10	in funzione della potenza

Nella due righe “tempo di vuoto” e tempo di carico si calcolano le ore totali desunte da Tab. 4.5.

La somma delle ore di carico, delle ore di vuoto e delle ore di fermo fornisce il tempo totale della durata dell'audit, ovvero 168 ore .

Il numero dei cicli viene calcolato come sommatoria dei dati valutati nella colonna “cicli” di Tab.4.5.

Nella riga “energia assorbita vuoto” viene calcolata l'energia assorbita nel funzionamento a vuoto come differenza tra l'energia complessiva assorbita dal compressore e l'energia assorbita nel periodo di carico.

I valori della potenza assorbita a vuoto e della potenza assorbita a carico riportati nelle ultime due

righe sono invece calcolati come il rapporto tra l'energia assorbita e il corrispettivo periodo temporale.

La terza parte dei fogli “C#” è costituita dai grafici giornalieri dell'andamento della portata espressa in l/s e della potenza assorbita espressa in kW. In fig.4.3 viene proposto un esempio di grafico.

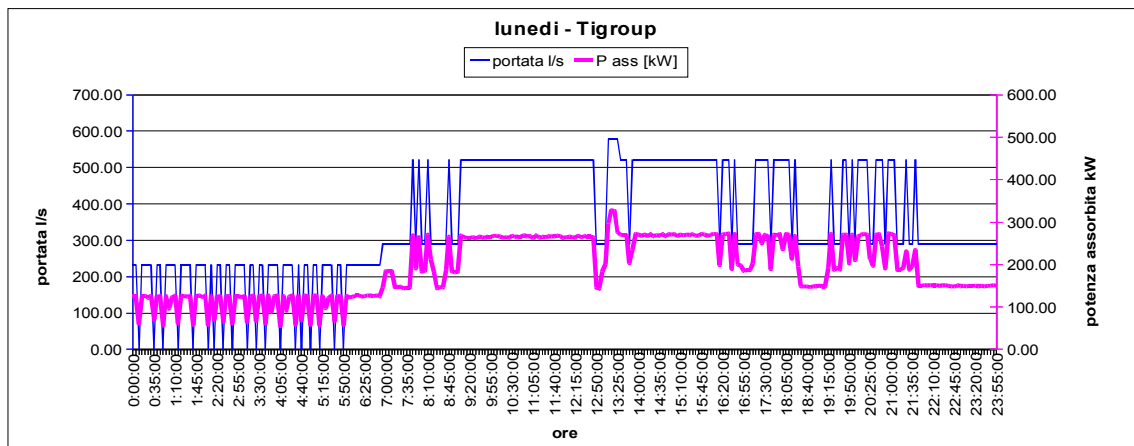


Fig.4.3. Esempio di grafico di sintesi dell'andamento della portata d'aria e della potenza assorbita durante un giorno di campionamento dalla sala compressori .

Per le aziende per cui sono disponibili i valori di pressione (audit MB lite Plus e Air Scan) è stato determinato il profilo d'aria valutando anche un bilancio di massa interno al serbatoio.

Si sono impiegate le misurazioni di pressione con un intervallo di 5 minuti. Per ogni misura di pressione considerata è stata determinata la massa interna del serbatoio. Valutando la variazione di massa interna al serbatoio calcolata come differenza tra la massa al tempo T_n e la massa al tempo T_{n-1} si traggono conclusioni circa il funzionamento del sistema.

Se la differenza risulta positiva, ovvero se al tempo T_n la massa interna al serbatoio è maggiore di quella presente al tempo T_{n-1} , significa che il serbatoio ha avuto un apporto d'aria da parte del compressore. Se invece la differenza risulta negativa, ovvero se al tempo T_n la massa interna al serbatoio è minore di quella al tempo T_{n-1} , vuol dire che c'è stato un prelievo di aria da parte del sistema.

Per ogni compressore viene fatto un controllo sul suo stato (fermo-vuoto-carico) determinato in base alla percentuale di corrente assorbita come descritto precedentemente.

Se il compressore al tempo T_n è sullo stato di CARICO viene associata la portata nominale (FAD), in caso contrario e quindi per gli stati di VUOTO e FERMO viene associata una portata d'aria pari a zero.

In questo modo al tempo T_n , e quindi per i 5 minuti che passano da una misura considerata e l'altra,

dove m_s è la massa interna al serbatoio espressa in kg , V è il volume del serbatoio espresso in m^3 , PM è il peso molecolare dell'aria pari a 28,96 g/moli, R è la costante dei gas pari a 8,314 J/moli K, T è la temperatura espressa in K e p è la pressione assoluta misurata espressa in Pascal.

Sempre utilizzando la legge dei gas viene definita per ogni istante di misurazione la densità dell'aria nel serbatoio attraverso la formula:

$$\rho = \frac{p \cdot PM}{RT \cdot 1000} \quad (4.5)$$

dove ρ è la densità espressa in kg/m^3 e gli altri parametri sono quelli definiti nella formula precedente.

Nella colonna successiva, “variazione di massa”, viene calcolata la differenza tra la massa interna al serbatoio rispetto alla misurazione precedente, quindi la variazione di massa interna al serbatoio ogni 5 minuti.

Nella decima colonna, “variazione interna al serbatoio l/s”, viene indicato il valore della colonna precedente riportato alle condizioni di pressione di 1 un bar assoluto e alla temperatura di 293,15 K.

Nelle colonne seguenti viene riportato lo stato di funzionamento dei compressori nell'istante della misurazione. L'attribuzione di uno stato piuttosto che un altro viene definita con la metodologia indicata precedentemente, in base ai valori di corrente assorbita.

Nelle ultime colonne vengono riportati in fine i contributi del sistema d'aria compressa che generano il profilo d'aria finale.

Per ogni compressore viene associata la portata nominale se quest'ultimo è in stato di “CARICO” mentre viene associata una portata nulla se si trova in stato di “VUOTO” o “FERMO”.

Infine la portata d'aria richiesta viene calcolata come somma algebrica del contributo di ogni singolo compressore e della variazione interna al serbatoio. Nell'ultima colonna viene indicato il volume d'aria fornito ogni 5 minuti

4.2 Le aziende con monitoraggio Air Scan.

Le aziende sul quale è stato possibile fare un monitoraggio con la strumentazione Air Scan sono tre aziende del settore tessile situate nel Mantovano. Lo studio sull'industria tessile ricopre un grande interesse in quanto per i suoi cicli produttivi e per le lavorazioni quasi la totalità delle macchine fa uso di aria compressa.

4.2.1 FULGAR (AZ1)

La Fulgar è un'azienda leader a livello europeo nella produzione di filati identificata nella sezione attività manifatturiere nel settore tessile ed abbigliamento col codice ATECO 2007 13.10.0 riguardante le industrie per la preparazione e filatura di fibre tessili.

Nello stabilimento di Castel Goffredo trovano impiego 501 dipendenti. La lavorazione è di tipo continuo, effettuata su 3 turni giornalieri per 7 giorni alla settimana per una produzione annua di 30.000 tonnellate di filati. Pur utilizzando l'aria compressa anche in altri reparti, su richiesta dell'azienda l'audit è stato focalizzato sull'utilizzo principale, ovvero la filatura, al quale è dedicata una sala compressori, lasciando al di fuori dell'analisi una seconda sala macchine di nuovissima costituzione ma di inferiore impegno di potenza.

La sala compressori è composta da 6 macchine della Kaeser modello FS 440 installate tutte nell'anno 1997. I compressori hanno una potenza nominale di 250 kW e una portata di riferimento che varia a seconda della pressione a cui lavorano. Infatti pur essendo macchine uguali, la sala compressori produce aria compressa a due diverse pressioni. Una bassa pressione di 5,5 bar_r (5,5 10⁵ Pa) e una alta pressione di 10 bar_r (10 10⁵ Pa). Delle 6 macchine una produce aria compressa a 10 bar_r (10 10⁵ Pa) con una portata nominale di 39,8 m³/min, mentre altre 4 macchine producono aria a 5,5 bar_r (5,5 10⁵ Pa) con una portata nominale di 45,7 m³/min ciascuna. La sesta macchina, normalmente settata per la produzione di aria a 5,5 bar_r (5,5 10⁵ Pa), può essere commutata attraverso un comando manuale sul circuito di alta pressione per la produzione di aria a 10 bar_r (10 10⁵ Pa) nel caso di necessità.

Ad ogni compressore è associato un essiccatore di tipo frigorifero della Kaeser modello kd 1100 con una potenza di 10,5 kW e una portata di 110 m³/min.

Sia per il circuito di alta pressione che per quello di bassa pressione sono previsti un serbatoio da 10 m³ di pre-accumulo e un serbatoio da 10 m³ per un post accumulo disposti in serie, per un totale quindi di 40 m³ di accumulo. L'aria compressa viene per lo più utilizzata nelle macchine di testurizzazione che sono dislocate in due aree. La prima, denominata capannone, è adiacente alla sala compressori, la seconda, denominata stabilimento, dista nel punto più lontano circa 650 metri dalla sala. L'estensione totale della rete è di circa 1500 metri con un diametro principale di 20 cm.

Nella sala compressori si trova un collettore di bassa pressione dal quale partono due linee che si sdoppiano e proseguono verso il capannone adiacente e verso lo stabilimento.

Dal collettore di alta pressione parte invece una linea che si sdoppia per proseguire verso il capannone adiacente e verso lo stabilimento. La linea di alta pressione si sdoppia ulteriormente all'interno dello stabilimento.

Il circuito interno ad ogni area è di tipo chiuso.

Le macchine utilizzate nelle due aree di lavorazione sono indicativamente dello stesso tipo e cambiano la portata d'aria richiesta a seconda del materiale che stanno lavorando. Tuttavia i consumi di aria compressa sono suddivisi in un 25% attribuibile al locale capannone e il 75 % al locale stabilimento.

In questi reparti il consumo di energia elettrica ammonta a circa 100 GWh/anno a fronte di un consumo complessivo di energia elettrica nell'intero stabilimento di 128 GWh/ anno.

I compressori sono dotati di recupero termico invernale ad uso integrazione riscaldamento. L'olio di raffreddamento dei compressori viene raffreddato attraverso uno scambiatore di calore che produce acqua calda che viene accumulata in 4 serbatoi da 10 m³. Nei periodi invernali l'acqua calda accumulata viene utilizzata per riscaldare una volumetria di 260 000 m³ attraverso un sistema di riscaldamento a pavimento. Nel normale utilizzo il circuito dell'acqua calda del recupero è un circuito chiuso e l'impianto di riscaldamento che alimenta risulta importante in quanto il nylon deve essere lavorato ad una temperatura costante di 27 °C con umidità relativa del 60%. Nei periodi in cui l'acqua calda del recupero termico non è necessaria per il riscaldamento, il circuito viene aperto e nell'azienda stanno pensando di utilizzare quella quantità d'acqua per l'irrigazione degli spazi verdi.

Sui compressori viene effettuato anche il recupero dell'aria calda che esce alla temperatura di 47 °C che viene utilizzata per riscaldare il capannone adiacente.

4.2.2. GIZETA (AZ2)

La GIZETA è una ditta che opera nel settore tessile e produce soprattutto calze da donna. Collocata tra le aziende che si occupano di fabbricazione di articoli di calzetteria in maglia è identificata col codice ATECO 2007 – 14.31.00.

La ditta, situata nel distretto della calza di Castel Goffredo in provincia di Mantova, impiega 65 dipendenti per una produzione annua di circa 19'800'000 paia di calze. Le lavorazioni si dividono principalmente nel reparto tessitura, dove vengono svolti 3 turni in ciclo continuo per 5 giorni alla settimana, e nel reparto cucitura dove vengono svolti 2 turni al giorno per 5 giorni a settimana. La produzione non è considerata di tipo stagionale anche se si riscontra una certa variazione di lavoro in determinate stagioni. Infatti nel periodo da febbraio a marzo è possibile che si lavori a ciclo ridotto utilizzando l'80% delle macchine mentre nel periodo estivo qualora ci fosse bisogno si potrebbe aggiungere un giorno di lavorazione alla settimana.

Per la lavorazione nei reparti tessitura e cucitura è indispensabile l'utilizzo dell'aria compressa che viene fornita da un'apposita sala compressori.

La sala compressori è composta da tre macchine. La prima è un compressore Kaeser modello DSDX 302 installato nel gennaio del 2009. Ha una potenza nominale di 160 kW, e una FAD di 30,2 m³/min alla pressione di 8 bar_r (8 10⁵ Pa). Il secondo compressore è un modello DSD 171 Kaeser ed è stato installato nel gennaio del 2000. Ha una potenza nominale di 90 kW e una FAD di 16,12 m³/min a 7 bar_r (7 10⁵ Pa). L'ultimo compressore della sala macchine, il più datato, è un modello GA 55 della Atlas Copco ed è stato installato nel febbraio del 1991. Ha una potenza nominale di 55 kW e una FAD di 135 l/s (8,1 m³/min) a 0,7 MPa.

Nell'anno 2009 i singoli compressori hanno avuto un consumo di energia elettrica rispettivamente di circa 953 000 kWh, 19 000 kWh e 17 400 kWh.

Nella sala compressori sono presenti anche due essiccatori a refrigerazione entrambi Kaeser. Il primo è un modello KD320/A della potenza di 4,8 kW mentre il secondo è un modello KD450/O della potenza di 6,7 kW.

A monte e a valle degli essiccatori collegati in parallelo sono presenti due serbatoi da 3m³.

La struttura della composizione della sala compressori è schematizzata in fig4.1.

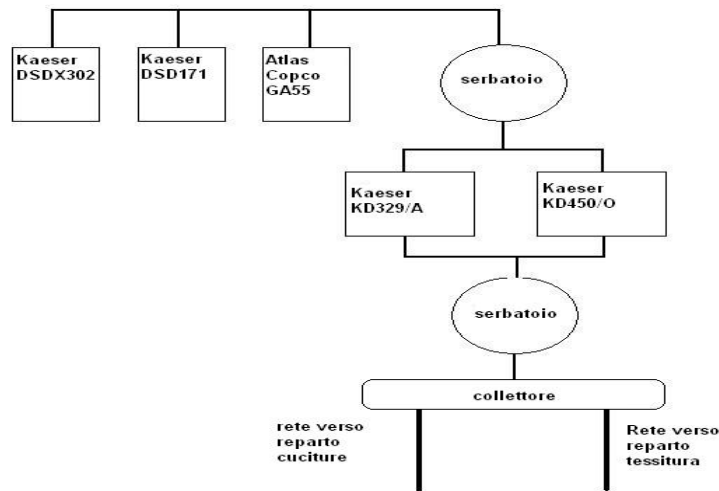


Fig 4.1 Schema di massima della sala compressori della GiZeta

Dalla sala compressori partono due linee ciascuna dedicata ad un reparto di lavorazione.

Il reparto adiacente alla sala compressori è il reparto di tessitura. La rete che alimenta questo settore è di tipo ad anello che si articola in un rettangolo che ha un lato lungo di 45 m e un lato corto di 25 metri. Sul lato lungo sono presenti 7 dorsali che alimentano complessivamente 240 macchine circolari per tessitura. Le macchine utilizzate sono per lo più delle macchine della Lonati serie L04 MJ. Questa tipologia di macchina ha un consumo di aria d'aspirazione di circa $3\text{m}^3/\text{min}$. Per un ciclo calza medio di 90 secondi, l'utilizzo di aria compressa a 6 bar ($6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) con umidità relativa dello 0% e una temperatura di uscita dall'essiccatore di 18-21 °C è di circa 31Nl per calze a maglia liscia e di circa 48 Nl per calze con disegno. Per un programma di lavorazione medio di 90 secondi queste macchine presentano un consumo di energia elettrica pari a 0,95 kWh.

Il reparto cucitura che si trova appena oltre il reparto tessitura viene invece alimentato da una rete di tipo radiale o cieca. La linea attraversa tutto il reparto di tessitura nella sua lunghezza e arriva quindi nel reparto cucitura dove arriva ad una lunghezza complessiva di 65 metri. Fino al 2009 la linea si sdoppiava all'interno del reparto in due rami ciechi separati di cui dal 2010 ne è rimasto attivo solo uno che alimenta 5 macchinari Takatori GLC.

Il riscaldamento dei locali adibiti alla tessitura e alla cucitura, rispettivamente di circa $3\ 500 \text{ m}^3$ e $1\ 000 \text{ m}^3$ è effettuato quasi interamente col recupero termico effettuato sui compressori ed essiccatori al quale viene aggiunto un recupero termico effettuato sui motori da 60 kW che alimentano 4 ventole di aspirazione dell'aria dalle macchine. Tutta l'aria calda recuperata viene quindi convogliata per la gestione unitaria del clima degli ambienti. In particolare il locale tessitura

per la tipologia di materiale trattato ha dei vincoli fissi di temperatura e umidità e pertanto viene climatizzata tutto l'anno con una temperatura di 26-28 °C e un'umidità del 55%. A supporto del riscaldamento effettuato col recupero termico è presente una caldaia che entra in funzione nei giorni più freddi o al lunedì mattina alla riapertura dello stabilimento.

4.2.3. Mura Collant (AZ3)

La Mura Collant è un'azienda che opera nel settore tessile e produce per lo più calze da donna. Collocata tra le aziende che si occupano di fabbricazione di articoli di calzetteria in maglia è identificata col codice ATECO 2007 – 14.31.00.

La ditta, situata ad Asola nel distretto della calza in provincia di Mantova, impiega a 33 dipendenti per una produzione annua di circa 5 370 000 paia di calze. Il consumo totale di energia elettrica per l'anno 2009 è stato pari a circa 1 313 000 kWh, inferiore del 10% rispetto al 2008. Le lavorazioni si dividono principalmente sul reparto tessitura, dove vengono svolti 3 turni in ciclo continuo per 5 giorni alla settimana, e sul reparto cucitura dove vengono svolti 2 turni al giorno per 5 giorni a settimana.

La sala compressori è situata in una zona sopraelevata rispetto al reparto cucitura/confezionamento. È composta da 2 compressori. Il primo è Kaeser modello CSD 102 installato nel 1999. Ha una potenza di 55 kW per una portata di 8,2 m³/min alla pressione di esercizio di 0,7 MPa. A questo compressore è associato un serbatoio da circa 0,9 m³. Il secondo è un modello Kaeser BS 50 ed è stato installato nel 2002. Ha una potenza nominale di 30 kW e una FAD di 5 m³/min. A questo secondo compressore è associato un serbatoio da 500 litri.

L'uscita dei due serbatoi è collegata ad un essiccatore a refrigerazione Kaeser modello TE91 anch'esso installato nel 1999. All'uscita dell'essiccatore si trova un collettore da cui partono due linee che alimentano i due reparti, con aria compressa a 7 bar_r (7 10⁵ Pa).

Le condotte sono di forma quadrata in alluminio della Teseo.

La struttura della composizione della sala compressori è schematizzata in fig4.2. La linea che alimenta il reparto sottostante ha un lato 2" (50,8 mm) e si divide in 3 linee cieche che alimentano in totale 8 macchine.

La seconda linea di lato 2" (50,8 mm) attraversa tutto il reparto di cucitura e arriva nel reparto di tessitura dove alimenta una rete ad anello. Sul lato lungo dell'anello di circa 42 metri sono presenti 4 dorsali che alimentano circa 122 telai circolari per calzetteria da donna che lavorano ad una pressione di 6 bar_r (6 10⁵ Pa). Le dorsali hanno una tubazione da 1" (25,4 mm). Ad eccezione dell'ultima che è sfruttata al 50% della sua lunghezza le prime 3 linee alimentano 35 macchine ciascuna.

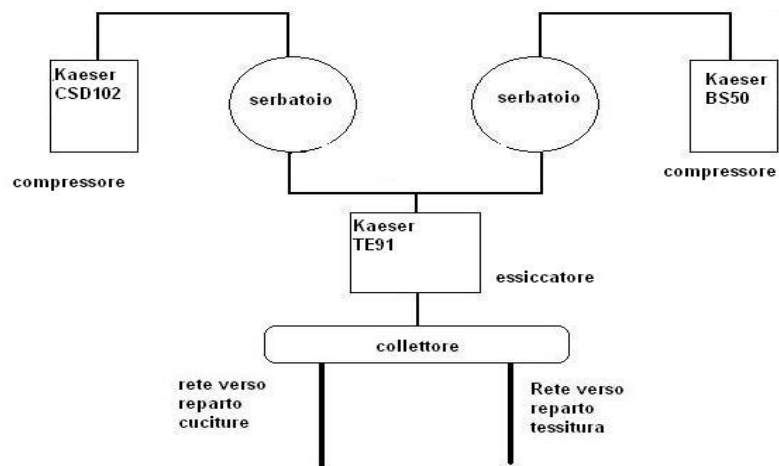


Fig 4.2 Schema di massima della sala compressori della Mura Collant

Sui compressori è presente un recupero termico. L'aria calda viene immessa direttamente in ambiente vicino alla presa d'aria della macchina di trattamento dell'aria.

4.3 Altre aziende campione

La metodologia descritta nel par. 4.1 è stata applicata sulle aziende campione e i risultati sono stati confrontati con quelli elaborati dal sistema MB lite di ACI.

Di seguito per ogni azienda viene riportata una descrizione di sintesi della composizione della sala compressori con le caratteristiche principali delle singole macchine. Per ogni stabilimento viene poi proposta una tabella di sintesi con le ipotesi adottate (tipo Tab. 4.3) utilizzati per la valutazione del profilo d'aria e il confronto dei risultati con un'indicazione dello scostamento percentuale rispetto ai dati del report MB lite di ACI.

I dati, come già riportato, sono variabili da caso a caso. Per poter confrontare le analisi proposte con quanto prodotto dal SW proprietario si è adottata la procedura sotto riportata. Valori anomali dei dati nell'esecuzione della procedura hanno determinato scostamenti con quanto prodotto da analisi ACI, discusse poi con il personale ACI.

In prima analisi si è cercato di far coincidere le ore di fermo valutando la corrente di fermo scelta come soglia. Di seguito si è cercata una coincidenza delle ore di vuoto e di carico con la scelta della percentuale di potenza che ne distingue i funzionamenti.

Una volta stabiliti i tempi si sono determinati i valori di $\cos\phi$ a vuoto e a carico per avere un confronto tra i valori di energia assorbita.

In fine si è determinato il valore di linearizzazione per il confronto della portata d'aria media richiesta settimanalmente.

4.3.1 Audit TAKEDA

Takeda è una società che opera nel settore merceologico della fabbricazione di medicinali e preparati farmaceutici identificato col codice ATECO 2007 – 21.20. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata nel 2009.

La sala compressori è composta da una unica macchina della ATLAS COPCO. Il compressore è un modello ZT 75 a vite oil-free della potenza nominale di 75 kW. La portata di tale macchina alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 184 l/s (11,04 m³/min), pari a 171,4 Nl/s. (10,28 Nm³/min) La potenza assorbita a vuoto dalla macchina indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 23 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "TAKEDA"	
Corrente di fermo [A]	0.963
% potenza	84%
% linearizz	84%
cos fi vuoto	0.787
cos fi carico	0.858

Risultati "TAKEDA"	report M B Lite	conti U N I P V	differenza %
Tempo di carico [h]	5.4	5.4	0.0%
Tempo di vuoto [h]	36.9	3.7	-0.3%
Tempo di fermo [h]	7.7	7.7	0.0%
Energia a carico [kW h]	4699	4746	-1.0%
Energia a vuoto [kW h]	1345	1345	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	6043	6098	-0.9%
portata media [l/s]	52.3	52.3	0.0%

Tab.4.8 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Takeda.

Con le ipotesi fatte sui valori inseriti per il calcolo otteniamo dei valori che coincidono a meno di un errore massimo dell' 1% riscontrato nel valore dell'energia a carico. È tuttavia da evidenziare che il fattore di carico a vuoto è comunque un valore alto per un funzionamento a vuoto che ci si attenderebbe intorno allo 0,6.

In figura 4.3.1 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura di calcolo implementata nel foglio di calcolo.

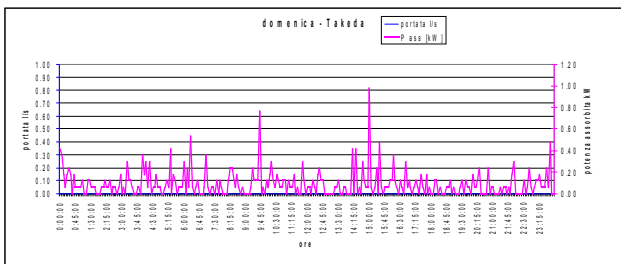
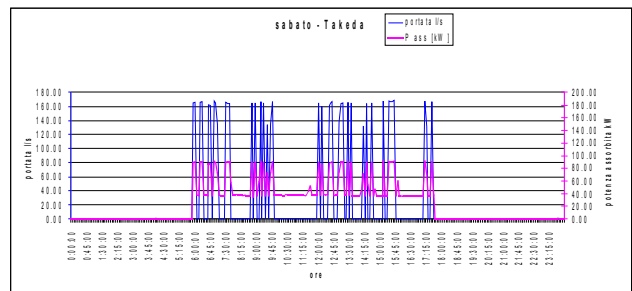
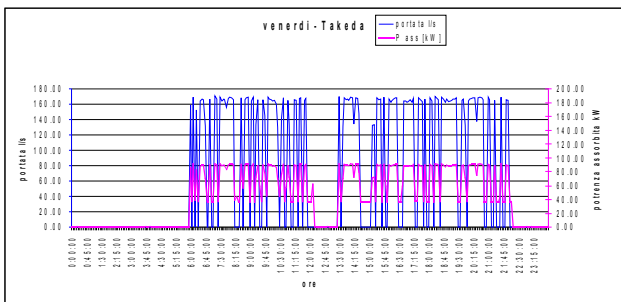
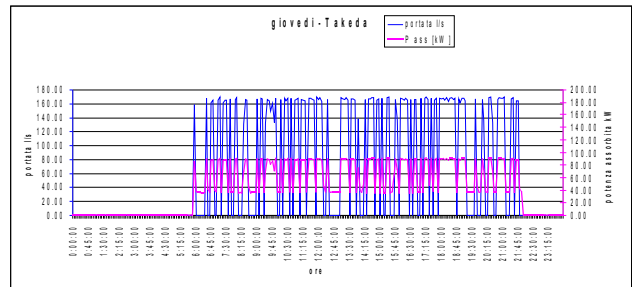
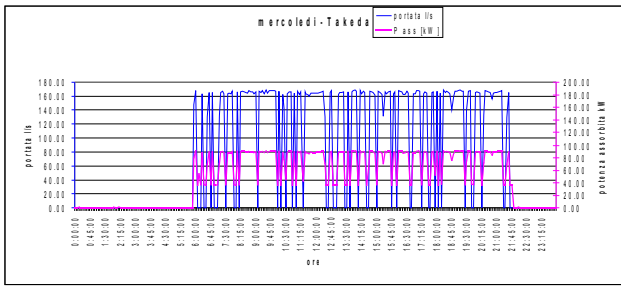
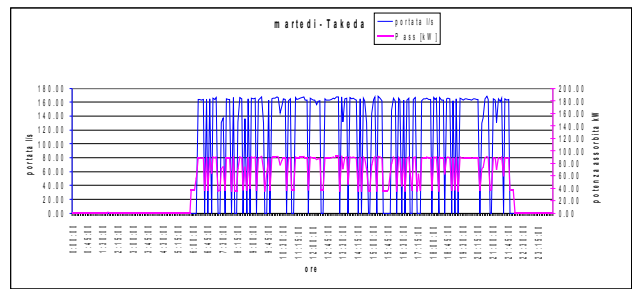
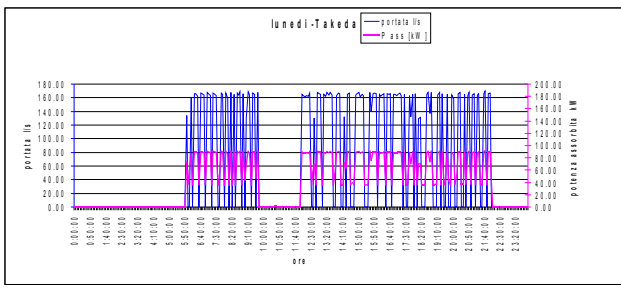


Fig 4.3.1 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.2. Audit ABB

ABB è una società che nello stabilimento di Vittuone opera nel settore merceologico della fabbricazione dei motori elettrici identificato col codice ATECO 2007 – 27.11. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata dal martedì 6/10/2009 alle ore 10:16 sino al martedì 13/10/2009 alle 10:16.

La sala compressori è composta da una unica macchina della Worthington. Il compressore è un modello RLR 180 a vite e lubrificato della potenza nominale di 132 kW. La portata di tale macchina alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 386.7 l/s (23,2 m³/min) che riferita alle condizioni normali è pari a 360.3 NI/s (21,6 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalla macchina non avendo a disposizione i dati delle schede tecniche di funzionamento è stata valutata pari a 37 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti " A B B "	
Corrente di fermo [A]	0.000
% potenza	76%
% linearizz	66%
cos fi vuoto	0.614
cos fi carico	0.858

Risultati " A B B "	report M B Lite	conti U N I P V	differenza %
Tempo di carico [h]	28.5	28.5	0.0%
Tempo di vuoto [h]	139.5	139.5	0.0%
Tempo di fermo [h]	0	0	0.0%
Energia a carico [kW h]	4161	4190	-0.7%
Energia a vuoto [kW h]	7839	7839	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	12000	12029	-0.2%
portata media [l/s]	55.2	55.2	0.0%

Tab.4.9 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento ABB di Vittuone.

Anche in questo caso si può notare che con i valori inseriti si ottengono scostamenti comunque inferiori all'1% sul valore dell'energia a carico. I valori inseriti rientrano pienamente in quelli normalmente considerati ovvero intorno allo 0,9 per il cosφ a carico, 0,6 per il cosφ a vuoto e 75 % come soglia di potenza tra il funzionamento a vuoto e a carico.

In figura 4.3.2 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura implementata nel foglio di calcolo.

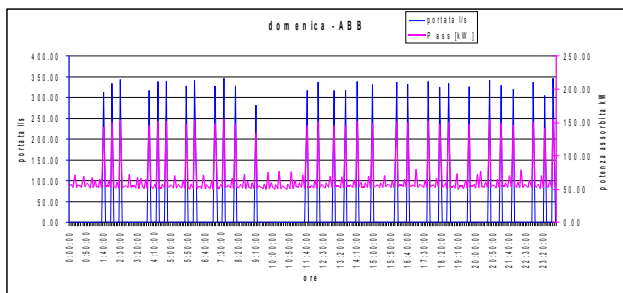
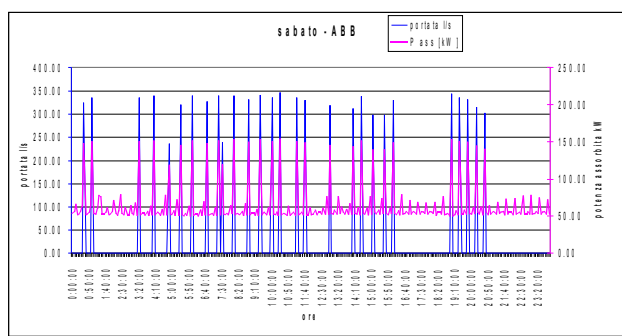
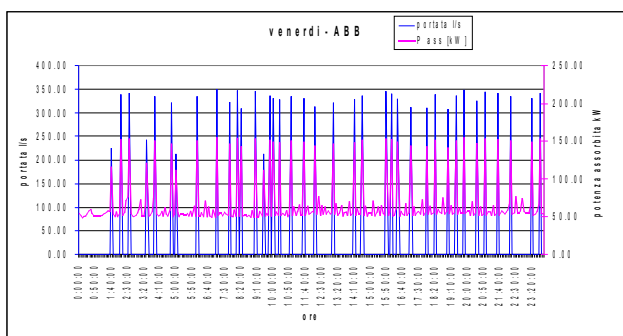
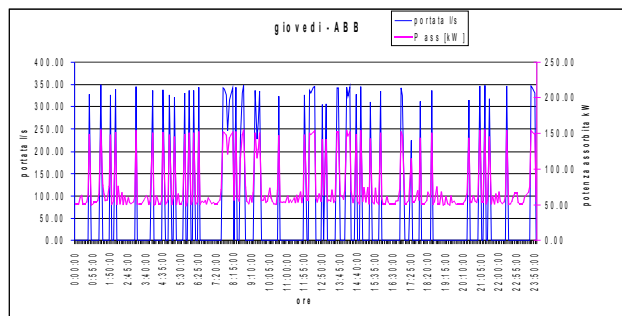
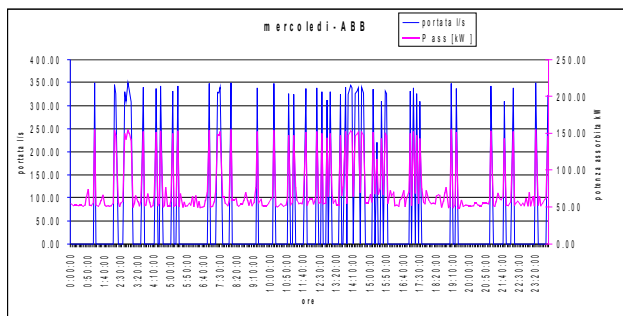
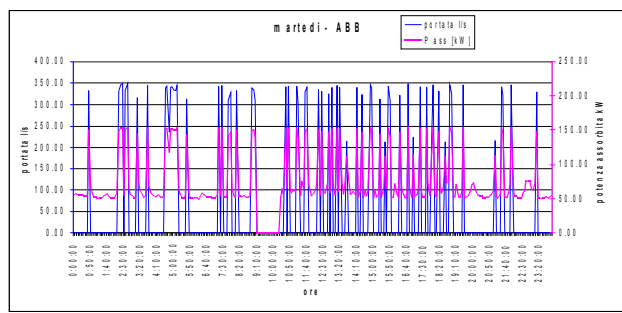
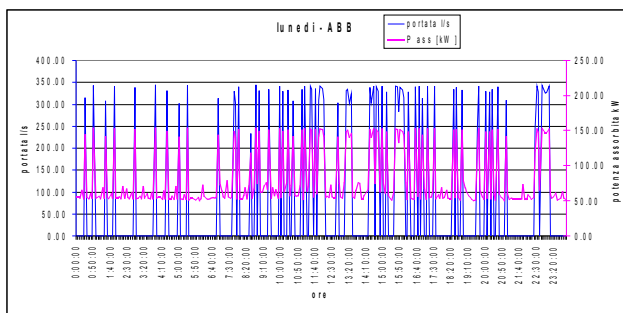


Fig 4.3.2 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.3. Audit FERTILVITA

Fertilvita è una società che nello stabilimento di Corteolona opera nel settore del recupero fanghi biologici identificato col codice ATECO 2007 38. La sala compressori è composta da tre macchine uguali della ATLAS COPCO. I compressori sono dei ZT 160 a vite oil-free della potenza nominale di 160 kW. La portata di tale macchina alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 422 l/s (25,32 m³/min), pari a 393.2 NI/s (23,59 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 41kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "FERTILVITA"	C1	C2	C3
Corrente di fermo [A]	0.963	1.547	1.000
% potenza	64%	64%	90%
% linearizz	65%	100%	100%
cosφ vuoto	0.628	0.482	0.467
cosφ carico	0.715	0.682	0.676

Risultati "FERTILVITA"	report MB Lite	conti UNIPV	differenza %
C1			
Tempo di carico [h]	162	161.6	0.3%
Tempo di vuoto [h]	6	6.4	-6.9%
Tempo di fermo [h]	0	0	0.0%
Energia a carico [kW h]	2948.7	2952.6	-0.1%
Energia a vuoto [kW h]	41.7	41.7	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	2990.4	2994.3	-0.1%
portata media [l/s]	381.3	381.00	0.1%
C2			
Tempo di carico [h]	18	18.4	-2.3%
Tempo di vuoto [h]	21.9	22.2	-1.2%
Tempo di fermo [h]	12.8	127.4	0.5%
Energia a carico [kW h]	3282	3282	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	1085	1085	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	4367	4387.7	-0.5%
portata media [l/s]	44.7	42.3	5.4%
C3			
Tempo di carico [h]	58.1	60	-3.3%
Tempo di vuoto [h]	65.6	65.4	0.3%
Tempo di fermo [h]	44.3	42.6	3.9%
Energia a carico [kW h]	10573	10573	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	3260	3260	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	13833	13835.6	0.0%
portata media [l/s]	140.4	137.8	1.9%

Tab.4.10 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Fertilvita di Corteolona.

In questa analisi con i dati inseriti si è ottenuto un confronto che vede gli scostamenti non eccessivi nei risultati ottenuti che sono comunque inferiori al 7%. In particolare si evidenzia il fatto che i valori del cosφ a carico inseriti sono al di sotto del valore 0,715 e che il cosφ a vuoto per i compressori 2 e 3 è inferiore a 0,482. Questi valori sono più bassi rispetto a quelli che ci si attenderebbe per ovvero 0,9 per il funzionamento a carico e 0,6 per quello a vuoto.

In figura 4.3.3 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura implementata nel foglio di calcolo.

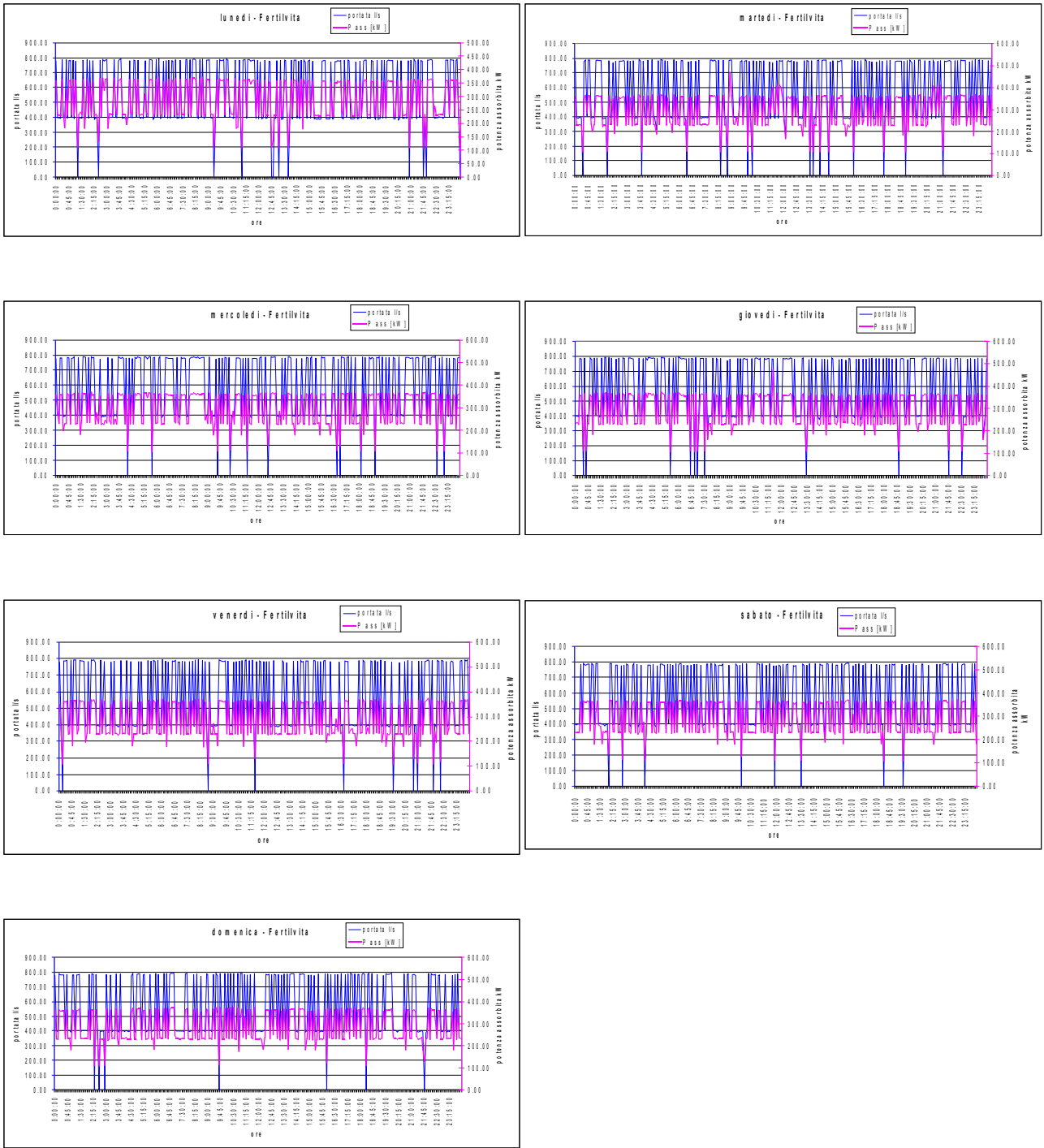


Fig 4.3.3 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.4. Audit SIMIS

SIMIS è una società che opera nel settore merceologico farmaceutico identificato col codice ATECO 2007 21. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata condotta nel 2009. La sala compressori è composta da tre macchine della ATLAS COPCO. I compressori, nominati per comodità C1, C2 e C3 sono rispettivamente i modelli ZR 4B, ZR 3 e ZR 3 a vite oil-free rispettivamente della potenza nominale di 184 kW, 123 kW e 110 kW. La portata di tale macchina alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 483 l/s (28,98 m³/min), 303 l/s (18,18 m³/min) e 275 l/s (16,5 m³/min), pari a 450 NI/s (27 Nm³/min), 282.3 NI/s (16,93 Nm³/min), 256.2 NI/s (15,37 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari rispettivamente a 30 kW, 23 kW e 18 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "SIMIS"	C 1	C 2	C 3
Corrente di fermo [A]	0.051	1.454	1.454
% potenza	64 %	64 %	64 %
% linearizz	84 %	100 %	100 %
cosfi vuoto	0.628	0.246	0.628
cosfi carico	0.800	0.510	0.800

Risultati "SIMIS"	report M B Lite	conti UNIPV	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	0.1	0.0	100.0 %
Tempo di vuoto [h]	0.4	67.7	-16816.7 %
Tempo di fermo [h]	93.5	100.3	0.0 %
Energia a carico [kWh]	12	0	100.0 %
Energia a vuoto [kWh]	12	28	-132.6 %
Totale energ.cons [kWh]	24	28	-16.3 %
portata media [l/s]	0.3	0.00	100.0 %
C 2			
Tempo di carico [h]	51.2	49.7	3.0 %
Tempo di vuoto [h]	15.2	16.9	-11.3 %
Tempo di fermo [h]	0.3	101.4	-33705.6 %
Energia a carico [kWh]	6303	6303	0.0 %
Energia a vuoto [kWh]	444	444	0.0 %
Totale energ.cons [kWh]	6747	6747.5	0.0 %
portata media [l/s]	80.8	75.1	7.0 %
C 3			
Tempo di carico [h]	92.9	92.9	0.0 %
Tempo di vuoto [h]	0	0.25	#DIV/0!
Tempo di fermo [h]	74.4	74.83	-0.6 %
Energia a carico [kWh]	10218	10218	0.0 %
Energia a vuoto [kWh]	0	0.17	#DIV/0!
Totale energ.cons [kWh]	10219	10236	-0.2 %
portata media [l/s]	192.3	127.5	33.7 %

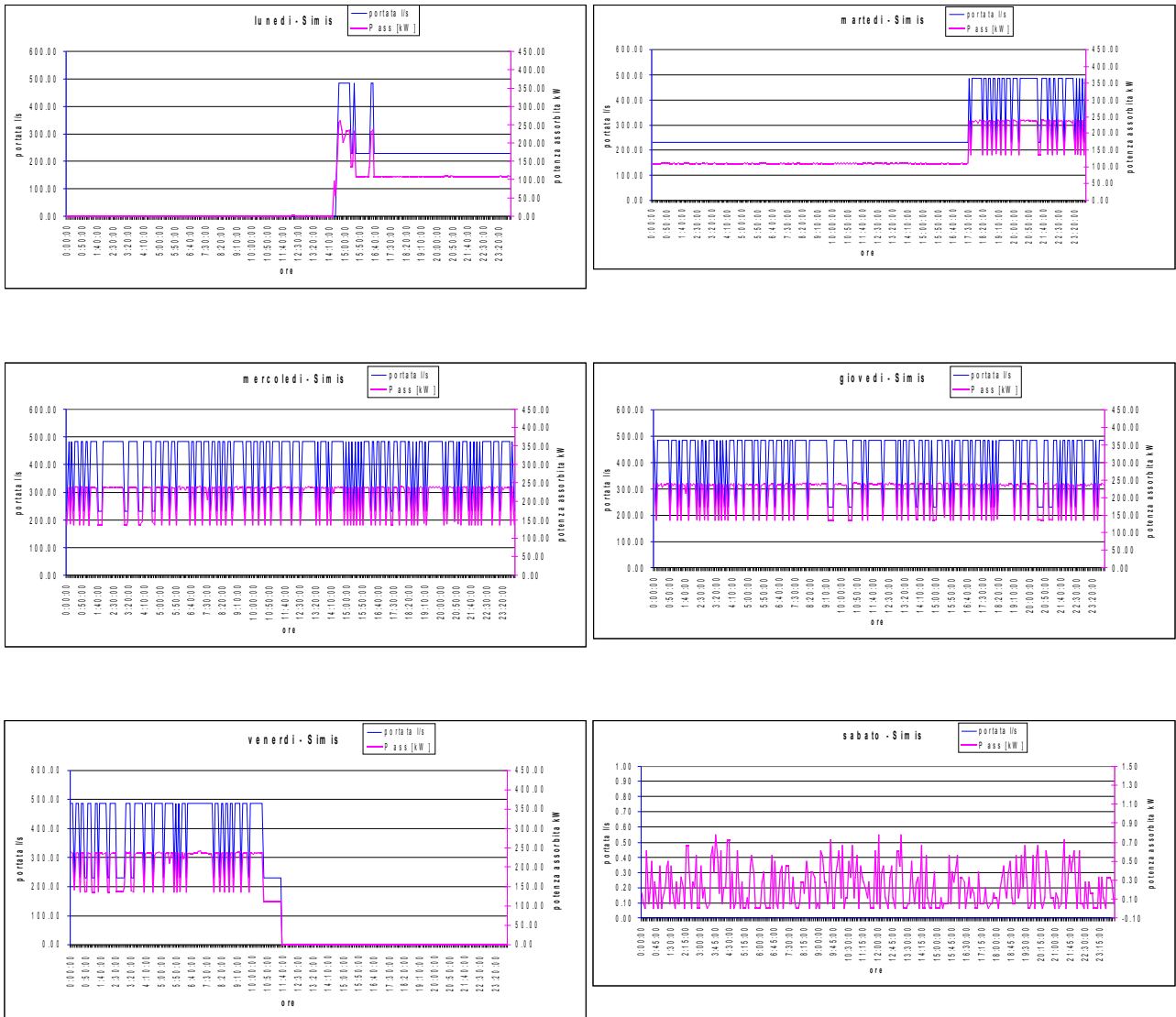
Tab.4.11 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Simis.

Si evidenzia subito che valori che si discostano maggiormente sono quelli relativi alle ore di

funzionamento. Questo perché nei dati del report le ore totali (per ogni compressore somma delle celle in giallo) non corrispondono alla totalità delle ore che compongono una settimana di campionamento ovvero 168. Sul compressore 2 si sono registrate le maggiori difformità.

Sul compressore 3 si ha una buona coincidenza nei valori di portata (media settimanale), con valori di $\cos\phi$ plausibili.

In figura 4.3.4 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura implementata nel foglio di calcolo.



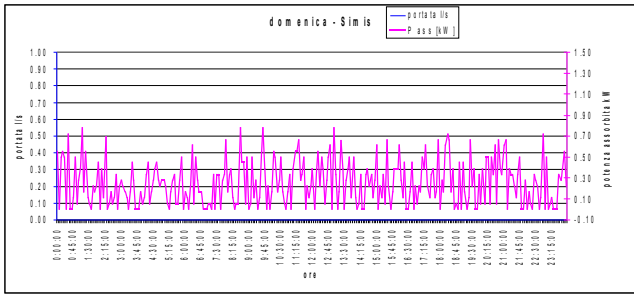


Fig 4.3.4 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.5 Audit Il Sole 24 Ore

Il Sole 24 Ore è una società che opera nel settore merceologico della stampa ed editoria identificato col codice ATECO 2007 -19.11. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata dal lunedì 16/11/2009 alle ore 15.30 sino al lunedì 23/11/2009 alle ore 13.30. Per completare la settimana mancano quindi 2 ore che nelle elaborazioni prodotte sono state considerate come ore di fermo. La sala compressori è composta da tre macchine di cui una della ATLAS COPCO modello GA 55 10 (denominata C1). Gli altri due compressori (rispettivamente indicati con C2 e C3) sono due macchine della Ingersoll modello SSRMH 55. I tre compressori sono a vite lubrificati rispettivamente della potenza nominale di 55 kW, 75 kW e 75 kW. La portata di tale macchina alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 142 l/s (8,52 m³/min), 137 l/s (8,22 m³/min) e 137 l/s (8,22 m³/min), pari a 132,3 NI/s (7,93 Nm³/min), 127,7 NI/s (7,66 Nm³/min), 127,7 NI/s (7,66 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalla macchina GA 55 10 indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 18kW mentre per le altre due macchine della Ingersoll è stata misurata/valutata pari a 25 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "Il Sole 24 Ore"	C1	C2	C3
Corrente di fermo [A]	1.454	0.350	1.454
% potenza	64%	68%	64%
% linearizz	100%	100%	100%
cos fi vuoto	0.880	0.900	0.713
cos fi carico	0.810	0.842	0.825

Risultati "Il Sole 24 Ore"	report MB Lite	conti UNIPV	differenza %
C1			
Tempo di carico [h]	8.2	8.3	-1.6%
Tempo di vuoto [h]	11.5	11.4	0.7%
Tempo di fermo [h]	146.3	148.3	0.0%
Energia a carico [kW h]	491	491	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	264	264	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	755	755	0.0%
portata media [l/s]	6.9	5.62	18.6%
C2			
Tempo di carico [h]	105.7	106.2	-0.4%
Tempo di vuoto [h]	58.8	58.3	0.8%
Tempo di fermo [h]	1.5	3.5	-133.3%
Energia a carico [kW h]	7185	7184.7	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	3397	2926.6	13.8%
Totale energ.cons [kW h]	10582	10111.5	4.4%
portata media [l/s]	75.4	72.6	3.7%
C3			
Tempo di carico [h]	4.4	4.3	1.5%
Tempo di vuoto [h]	0.7	0.75	-7.1%
Tempo di fermo [h]	160.8	162.9	-1.3%
Energia a carico [kW h]	300	300.0	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	21	21.0	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	321	336.2	-4.7%
portata media [l/s]	4.2	3.0	29.4%

Tab.4.12a Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Il Sole 24 Ore (1) .

Dati inseriti "Il Sole 24 Ore"	C 1	C 2	C 3
Corrente di fermo [A]	1.454	0.350	1.454
% potenza	64%	68%	64%
% linearizz	100%	100%	100%
cosfi vuoto	0.600	0.600	0.713
cosfi carico	0.810	0.842	0.825

Risultati "Il Sole 24 Ore"	report M B Lite	conti UNIPV	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	8.2	8.3	-1.6%
Tempo di vuoto [h]	11.5	11.4	0.7%
Tempo di fermo [h]	146.3	148.3	0.0%
Energia a carico [kW h]	491	491	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	264	180	31.8%
Totale energ.cons [kW h]	755	671	11.1%
portata media [l/s]	6.9	5.62	18.6%
C 2			
Tempo di carico [h]	105.7	106.2	-0.4%
Tempo di vuoto [h]	58.8	58.3	0.8%
Tempo di fermo [h]	1.5	3.5	-133.3%
Energia a carico [kW h]	7185	7184.7	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	3397	1951.1	42.6%
Totale energ.cons [kW h]	10582	9136.0	13.7%
portata media [l/s]	75.4	72.6	3.7%
C 3			
Tempo di carico [h]	4.4	4.3	1.5%
Tempo di vuoto [h]	0.7	0.75	-7.1%
Tempo di fermo [h]	160.8	162.9	-1.3%
Energia a carico [kW h]	300	300.0	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	21	21.0	0.0%
Totale energ.cons [kW h]	321	336.2	-4.7%
portata media [l/s]	4.2	3.0	29.4%

Tab.4.12b Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Il Sole 24 Ore (2).

Come si può vedere dalle due tabelle riportate sopra, in questa analisi le grandezze legate al funzionamento a vuoto non sono plausibili. Nella prima tabella per avere dei buoni scostamenti percentuali (minori di 1,6% nel compressore 1 e minori di 13,8% nel compressore 2) abbiamo dovuto inserire dei valori di $\cos\phi$ a carico pari a 0,88 e 0,90 che non sono plausibili. Impostando invece tali dati ad un valore standard per il funzionamento a vuoto pari a 0,6 , vediamo nella seconda tabella che i valori dell'energia a vuoto presentano degli scostamenti percentuali del 31,8 % e del 42,6%.

In figura 4.3.5 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura implementata nel foglio di calcolo.

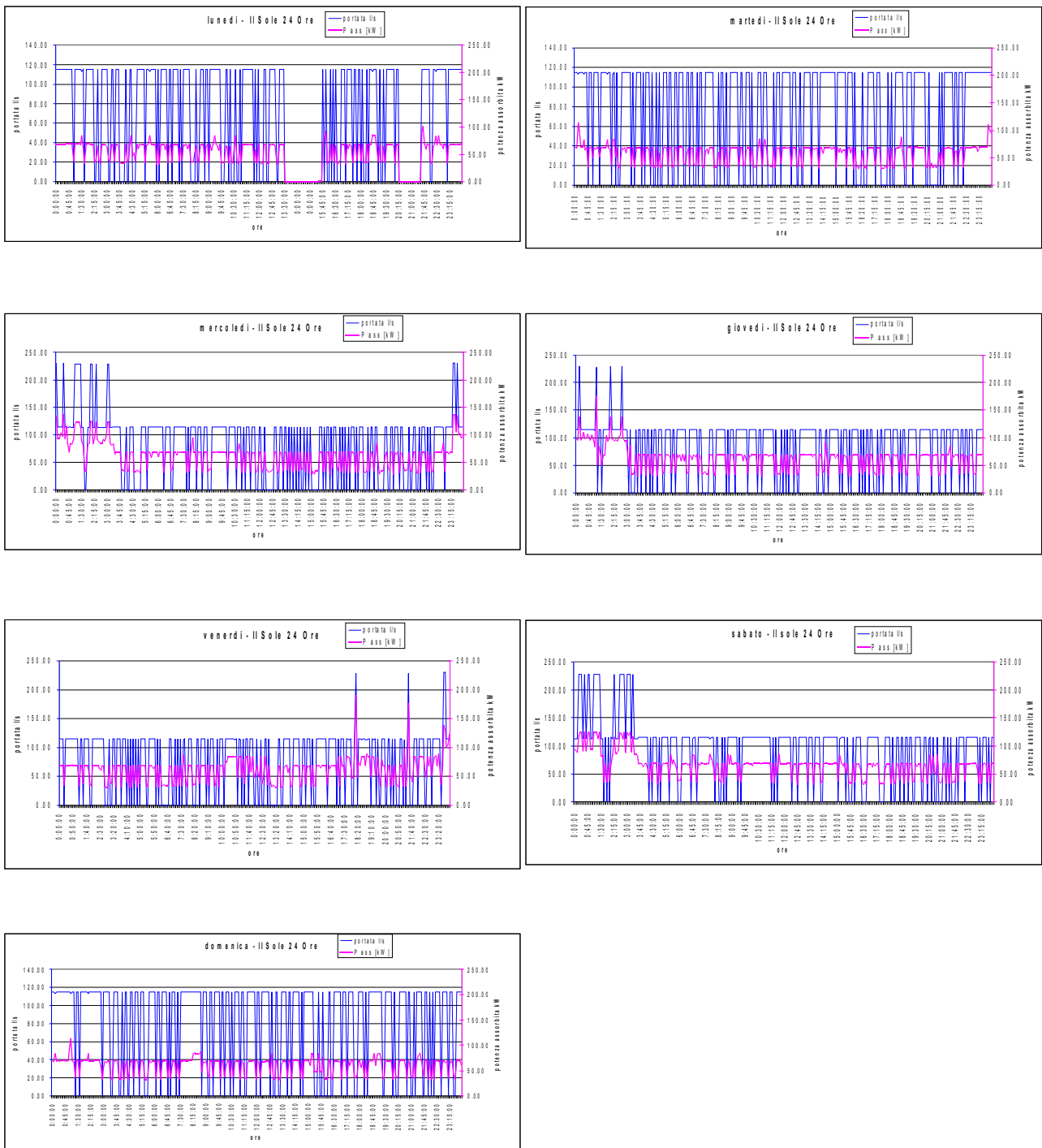


Fig 4.3.5 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.6 Audit Ti Group

La TiGroup è una società che opera nel settore produzione e lavorazione tubi in acciaio identificato col codice ATECO 2007 24. La campagna di rilevazione dei dati è stata condotta nel 2009. La sala compressori è composta da 4 macchine di della ATLAS COPCO. Due macchine (rispettivamente identificate con C1 e C2) sono modello GA1210 mentre le altre due (denominate C3 e C4) sono modello GA 132-10. I quattro compressori sono a vite lubrificati. Le due coppie di compressori hanno rispettivamente hanno una potenza nominale di 117 kW e 135 kW. La portata di tali macchine alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 277 l/s (16,62 m³/min) e 345 l/s (20,7 m³/min), pari a 258,1 NI/s (15,48 Nm³/min) e 321,5 NI/ (19,29 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari rispettivamente a 29 kW e 25 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "TiGroup"	C 1	C 2	C 3	C 4
Corrente di fermo [A]	0.963	4.210	1.002	0.100
% potenza	68%	64%	58%	70%
% linearizz	100%	100%	100%	100%
cosfi vuoto	0.690	0.628	0.700	0.628
cosfi carico	0.710	0.777	0.779	0.756

Risultati "TiGroup"	report M B Lite	conti UNIPV	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	19.2	19.1	0.6%
Tempo di vuoto [h]	6.7	7.4	-10.7%
Tempo di fermo [h]	21.8	141.5	0.0%
Energia a carico [kWh]	2245	2245	0.0%
Energia a vuoto [kWh]	491	491	0.0%
Totale energ.cons [kWh]	2736	2736	0.0%
portata media [l/s]	27.7	26.39	4.7%
C 2			
Tempo di carico [h]	76.2	75.4	1.0%
Tempo di vuoto [h]	37.1	30.8	17.1%
Tempo di fermo [h]	54.7	61.8	-13.0%
Energia a carico [kWh]	8913	8913.0	0.0%
Energia a vuoto [kWh]	2297	1471.6	35.9%
Totale energ.cons [kWh]	11210	10502.3	6.3%
portata media [l/s]	110.5	104.3	5.6%
C 3			
Tempo di carico [h]	60.8	59.4	2.3%
Tempo di vuoto [h]	0.8	1.8	-118.8%
Tempo di fermo [h]	106.4	106.8	-0.4%
Energia a carico [kWh]	8205	8205	0.0%
Energia a vuoto [kWh]	74	9.72	86.9%
Totale energ.cons [kWh]	8208	8229.2	-0.3%
portata media [l/s]	109.3	102.3	6.4%
C 4			
Tempo di carico [h]	110.2	101.6	7.8%
Tempo di vuoto [h]	55.4	64.6	-16.6%
Tempo di fermo [h]	2.4	1.8	23.6%
Energia a carico [kWh]	14876	14876	0.0%
Energia a vuoto [kWh]	1387	239.3	82.7%
Totale energ.cons [kWh]	16263	15115.3	7.1%
portata media [l/s]	198.1	174.9	11.7%

Tab.4.13 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento TiGroup.

Andando ad analizzare i compressori singolarmente si nota che nel primo compressore, con valori di cosφ a carico e a vuoto molto prossimi e intorno ad un valore pari a 0,7, si presentano degli scostamenti solo nelle ore di vuoto e nella portata media settimanale e comunque non superiori al 11%. I valori del fattore di carico scelti non rispecchiano però quelli che ci si attenderebbe di norma. Il compressore 2 con dei valori del fattore di carico più ragionevoli introduce degli scostamenti importanti nei valori delle ore di vuoto e di fermo pari al 17 % e al 13% e dell'energia a vuoto 36%. Anche per i compressori 3 e 4 i dati legati al funzionamento a vuoto trovano scostamenti molto significativi arrivando anche a percentuali dell' 87% riscontrato sull'energia a vuoto del compressore 3.

In figura 4.3.6 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura di calcolo implementata nel foglio di calcolo.

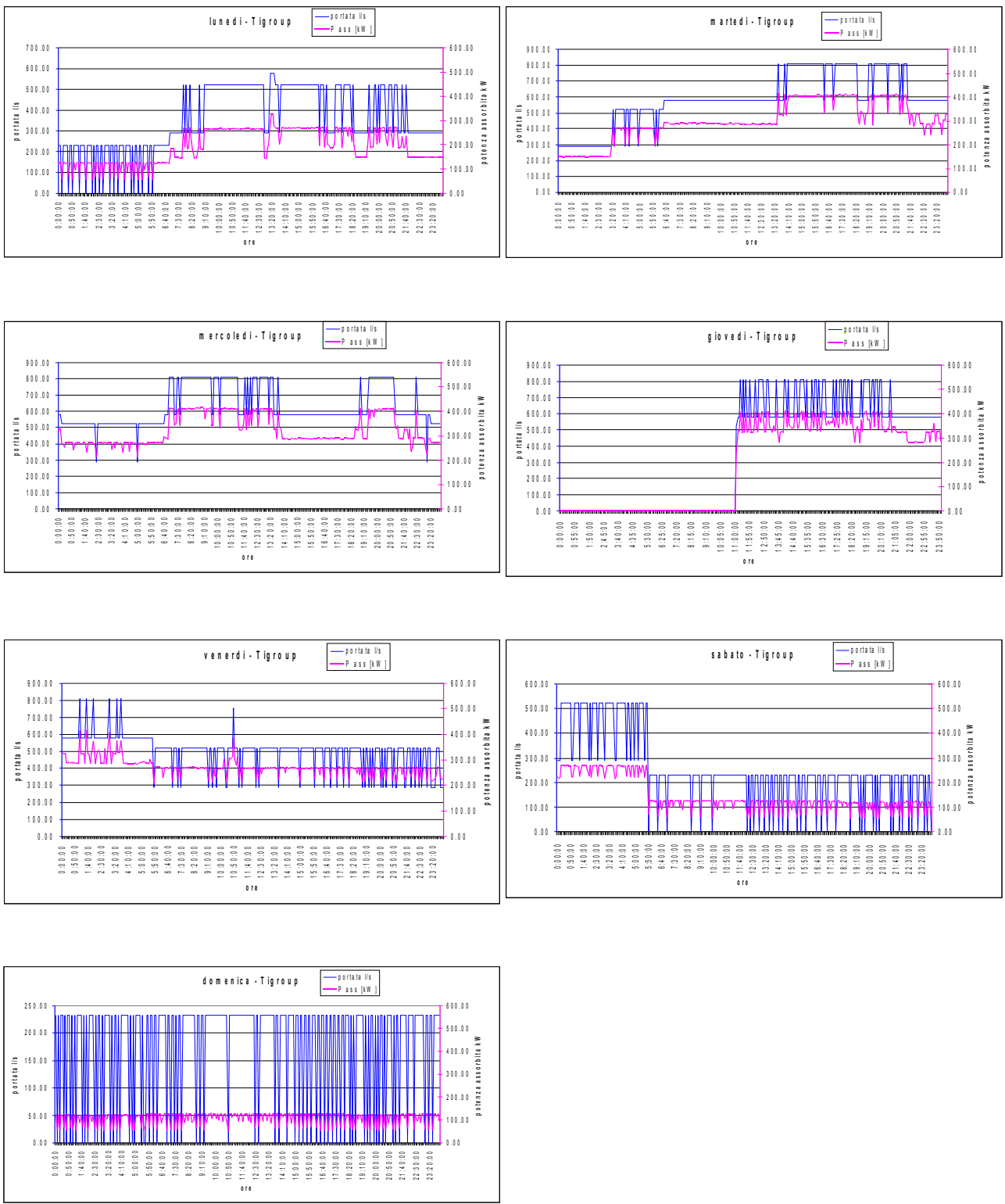


Fig 4.3.6 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.7. Audit Bergamaschi

La Bergamaschi è una società che opera nel settore merceologico della fabbricazione di articoli in materie plastiche identificato col codice ATECO 2007 - 22.29. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata nel 2009. La sala compressori è composta da 3 macchine della ATLAS COPCO. Due macchine (rispettivamente identificate con C1 e C2) sono modello GA132 mentre l'altra (denominata C3) è un modello GA 180VSD. I tre compressori sono a vite lubrificati. I compressori hanno rispettivamente una potenza nominale di 132 kW, 132 kW e 180 kW. La portata di tali macchine alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è per le prime due di 368 l/s (22,08 m³/min) mentre per la terza è di 418 l/s (25,08 m³/min), pari a 342,9 NI/s (20,57 Nm³/min) e 389,5 NI/s (23,34 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 39 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "Bergamaschi"	C 1	C 2	C 3
Corrente di fermo [A]	0.498	1.000	81.325
% potenza	49%	64%	0%
% linearizz	18%	0%	2%
cosfi vuoto	0.767	0.628	0.600
cosfi carico	0.800	0.778	0.886

Risultati "Bergamaschi"	report M B Lite	conti U N I P V	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	29.9	32.6	-9.0%
Tempo di vuoto [h]	13.6	12.2	10.5%
Tempo di fermo [h]	123.4	123.3	0.0%
Energia a carico [kW h]	4512.0	4579	-1.5%
Energia a vuoto [kW h]	812.0	707	12.9%
Totale energ.cons [kW h]	5324.0	5286	0.7%
portata media [l/s]	55.6	55.60	0.0%
C 2			
Tempo di carico [h]	49.0	50.9	-3.9%
Tempo di vuoto [h]	6.3	4.3	31.2%
Tempo di fermo [h]	111.7	112.8	-0.9%
Energia a carico [kW h]	7400.0	7400.0	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	324.0	260.2	19.7%
Totale energ.cons [kW h]	7724.0	7690.6	0.4%
portata media [l/s]	86.1	91.2	-5.9%
C 3			
Tempo di carico [h]	80.1	81.3	-1.4%
Tempo di vuoto [h]	0.0	0.0	# D IV /0!
Tempo di fermo [h]	86.8	86.8	0.1%
Energia a carico [kW h]	8214.0	8214.0	0.0%
Energia a vuoto [kW h]	0.0	0.0	# D IV /0!
Totale energ.cons [kW h]	8214.0	9749.9	-18.7%
portata media [l/s]	87.0	87.0	0.0%

Tab.4.14 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Bergamaschi.

In questo audit è da evidenziare che il compressore 3 è di tipo a velocità variabile I valori relativi al funzionamento a vuoto in questo caso non hanno senso ma mettendo appunto la percentuale di soglia tra carico e vuoto pari allo 0% si trova una difformità nei risultati solo nel dato relativo all'energia totale consumata.

Per quanto riguarda i primi due compressori invece rimangono delle difformità sui valori relativi al funzionamento a vuoto.

In figura 4.3.7 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura di calcolo implementata nel foglio di calcolo.



Fig 4.3.7 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.8. Audit Sinterama

La Sinterama è una società che opera nel settore merceologico della torcitura e testurizzazione di filamenti sintetici identificato col codice ATECO 2007 -13.10. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata nel 2009. La sala compressori è composta da 4 macchine di della ATLAS COPCO. Tre macchine (rispettivamente identificate con C1, C2 e C3) sono modello GA250 mentre la quarta (denominata C4) è un modello GA 200. I quattro compressori sono a vite lubrificati. I primi tre compressori hanno una potenza nominale di 250 kW mentre il quarto di 200 kW. La portata dei due modelli alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 631 l/s (37,86 m³/min) e 513 l/s (30,78 m³/min), pari a 588 NI/s (35,28 Nm³/min) e 478 NI/s (28,68 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 47 kW per le prime tre e 38 kW per la quarta. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Dati inseriti "SINTERAMA"	C 1	C 2	C 3	C 4
Corrente di fermo [A]	1.000	4.210	1.000	86.400
% potenza	57%	43%	80%	66%
% linearizz	36%	31%	0%	84%
cosfi vuoto	0.700	0.350	0.468	0.618
cosfi carico	0.875	0.794	0.906	0.820

Risultati "SINTERAMA"	report M B Lite	conti UNIPV	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	25.8	35.3	-36.63%
Tempo di vuoto [h]	131.9	128.7	2.45%
Tempo di fermo [h]	10.3	4.1	60.36%
Energia a carico [kWh]	7454.0	7459	-0.07%
Energia a vuoto [kWh]	10008.0	10008	0.00%
Totale energ.cons [kWh]	17461.0	17467	-0.04%
portata media [l/s]	71.2	71.20	0.00%
C 2			
Tempo di carico [h]	0.4	1.0	-150.0%
Tempo di vuoto [h]	49.3	51.7	-4.8%
Tempo di fermo [h]	118.3	115.3	2.5%
Energia a carico [kWh]	116.0	121.9	-5.1%
Energia a vuoto [kWh]	2574.0	2574.0	0.0%
Totale energ.cons [kWh]	2690.0	2712.5	-0.8%
portata media [l/s]	1	1.0	0.0%
C 3			
Tempo di carico [h]	31.3	33.3	-6.5%
Tempo di vuoto [h]	81.4	82.1	-0.8%
Tempo di fermo [h]	55.3	52.6	4.9%
Energia a carico [kWh]	9048.0	9048.05	0.0%
Energia a vuoto [kWh]	5552.0	5552	0.0%
Totale energ.cons [kWh]	14600.0	14606.5	0.0%
portata media [l/s]	87.1	92.9	-6.7%
C 4			
Tempo di carico [h]	55.5	67.6	-21.8%
Tempo di vuoto [h]	61.8	49.3	20.3%
Tempo di fermo [h]	50.7	51.2	-0.9%
Energia a carico [kWh]	11442.0	11442.0	0.0%
Energia a vuoto [kWh]	5420.0	4053.2	25.2%
Totale energ.cons [kWh]	16862.0	15580.5	7.6%
portata media [l/s]	126.9	154.3	-21.6%

Tab.4.15 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento Sinterama.

In questo caso notiamo subito che nel compressore 4 per ottenere la quasi coincidenza delle ore di fermo si è dovuto impostare una corrente di “fermo” molto alta pari a 86,4 A. Inoltre gli altri dati relativi al compressore 4 hanno degli scostamenti sul 20-25%. Altre grosse difformità si sono evidenziate nel compressore 1 nella valutazione delle ore di carico e di fermo.

Sono da evidenziare i valori di $\cos\phi$ molto bassi utilizzati per i compressori 2 e 3 pari a 0,35 e 0,468.

In figura 4.3.8 sono riportati i grafici della portata d'aria e della potenza assorbita valutati con la procedura implementata nel foglio di calcolo.



Fig 4.3.8 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta e della potenza assorbita

4.3.9. Audit Lanificio XXX

Il lanificio XXX è una società che opera nel settore merceologico della torcitura e testurizzazione di fibre identificato col codice ATECO 2007 -13.10. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata dal 24/02/2010 sino al martedì 3/03/2010. La sala compressori è composta da 2 macchine di della ATLAS COPCO modello ZT 90. I due compressori sono a vite non lubrificati (oil free). I compressori hanno una potenza nominale di 90 kW. La portata alle condizioni di 20°C e 1 bar (0,1 MPa) è di 233 l/s (13,98 m³/min), pari a 217 Nl/s (13,02 Nm³/min). La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 27,3 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Tab.4.16 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento del lanificio XXX

Dati inseriti "lanificio"	C 1	C 2
Corrente di fermo [A]	58.80	46.00
% potenza	56%	62.20%
% linearizz	50%	42%
cos ϕ vuoto	0.56	0.64
cos ϕ carico	0.76	0.84

Risultati "lanificio"	report MB Lite	conti UNIPV	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	95.5	95.5	0.0%
Tempo di vuoto [h]	68.6	68.6	0.0%
Tempo di fermo [h]	3.9	3.9	0.0%
Energia a carico [kWh]	8975	8879	1.1%
Energia a vuoto [kWh]	2038	2110	-3.5%
Totale energ.cons [kWh]	11013	10989	0.2%
C 2			
Tempo di carico [h]	82.7	82.8	-0.2%
Tempo di vuoto [h]	84	83.8	0.2%
Tempo di fermo [h]	1.3	1.33	-2.6%
Energia a carico [kWh]	7775	7558.4	2.8%
Energia a vuoto [kWh]	2697	2852.6	-5.8%
Totale energ.cons [kWh]	10472	10427.1	0.4%

In questo caso l'azienda è stata monitorata con un sistema MB lite plus e quindi per le analisi si è potuto usufruire dei valori di portata e pressione misurati. Nei grafici seguenti sono riportati per ogni giorno di campionamento i grafici della portata misurata e di quella calcolata.

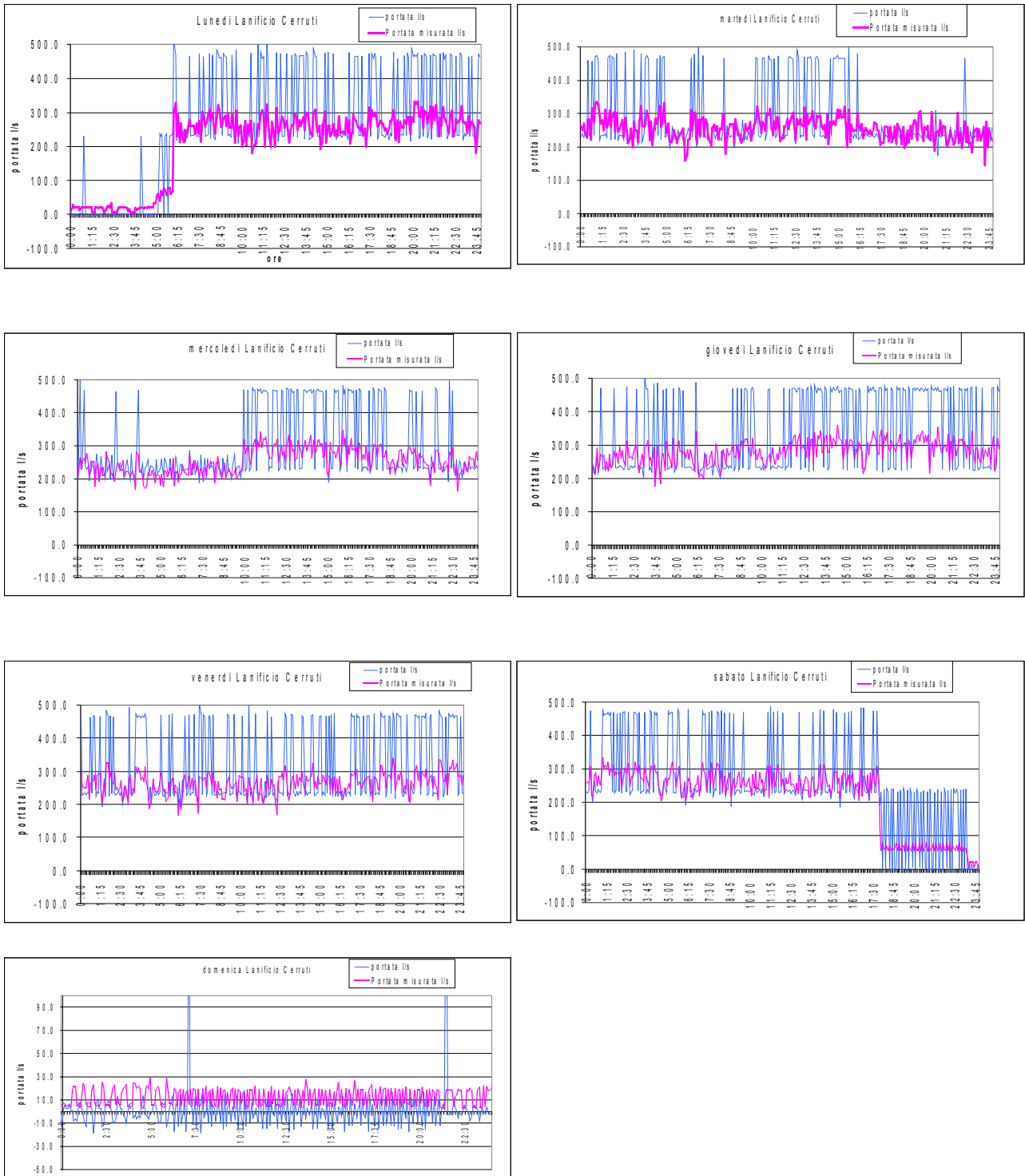


Fig 4.3.9 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta misurata e di quella calcolata

4.3.10. Audit Alimentare YYY

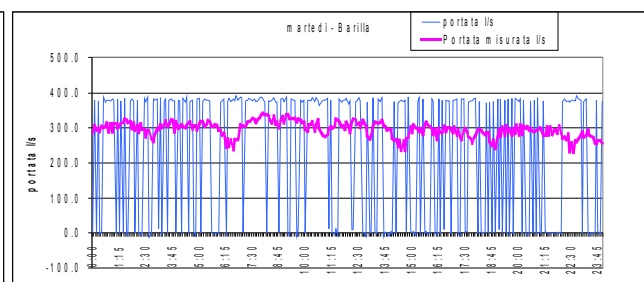
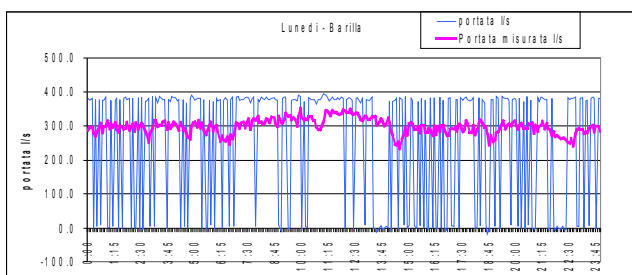
La società YYY opera nel settore merceologico alimentare. La campagna di rilevazione dei dati sul circuito dell'aria compressa è stata effettuata nel 2009. La sala compressori è composta da 2 macchine di della ATLAS COPCO modelli GA 132 e Ga 1208. I due compressori sono a vite e lubrificati. I compressori hanno rispettivamente una potenza nominale di 141,6 kW e 113 kW. La portata alle condizioni di 20°C e 1 bar è di 379 l/s e di 304 l/s, pari a 353 NI/s e 283N l/s. La potenza assorbita a vuoto dalle macchine indicata sulle schede tecniche di funzionamento è pari a 157 kW e 125 kW. I dati utilizzati nei calcoli e i risultati sono riportati nelle tabelle seguenti.

Tab.4.17 Dati inseriti e risultati ottenuti per lo stabilimento alimentare YYY

Dati inseriti "Barilla Fo"	C 1	C 2
Corrente di fermo [A]	20.00	2.0
% potenza	64.4%	70.00%
% linearizz	50%	42%
cosfi vuoto	0.62	0.50
cosfi carico	0.62	0.70

Risultati "Barilla Fo"	report M B Lite	conti U N I P V	differenza %
C 1			
Tempo di carico [h]	89.5	89.5	0.0%
Tempo di vuoto [h]	33	78.5	-137.9%
Tempo di fermo [h]	45.6	0.0	0.0%
Energia a carico [kW h]	12976	9265	28.6%
Energia a vuoto [kW h]	3442	7615	-121.2%
Totale energ.cons [kW h]	16418	16880	-2.8%
C 2			
Tempo di carico [h]	44.2	0.0	100.0%
Tempo di vuoto [h]	1	0.0	100.0%
Tempo di fermo [h]	122.8	168.00	-36.8%
Energia a carico [kW h]	4996	0.0	100.0%
Energia a vuoto [kW h]	72	0.0	100.0%
Totale energ.cons [kW h]	5068	24.8	99.5%

Anche in questo caso l'azienda è stata monitorata con un sistema MB lite plus e quindi per le analisi si è potuto usufruire dei valori di portata e pressione misurati. Nei grafici seguenti sono riportati per ogni giorno di campionamento i grafici della portata misurata e di quella calcolata.



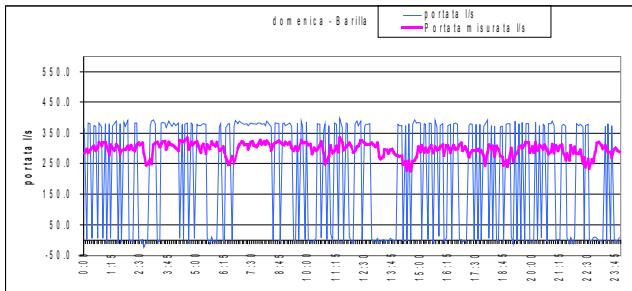
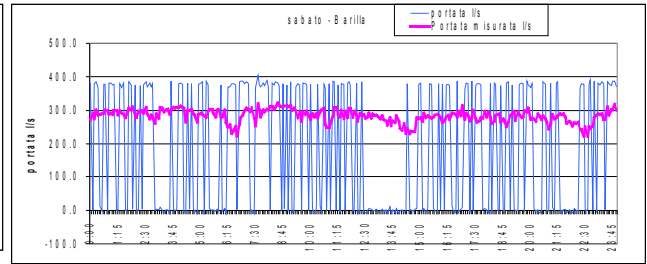
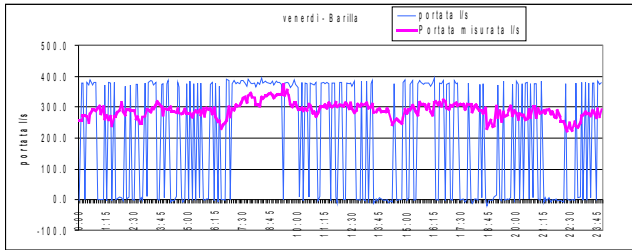
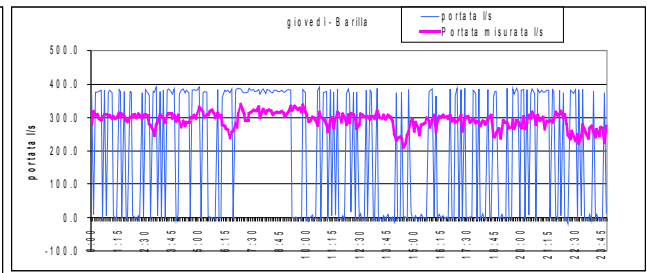
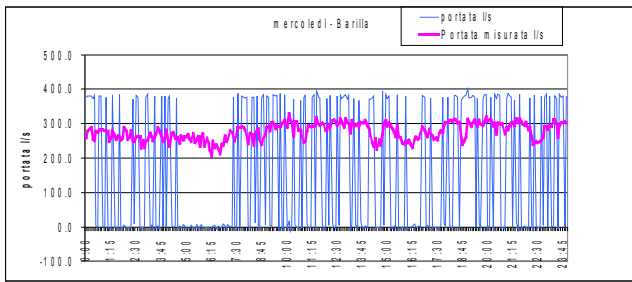


Fig 4.3.10 Grafici giornalieri della portata d'aria richiesta misurata e di quella calcolata

5. Metodologie di valutazione semplificata dei risparmi energetici

5.1. Introduzione

In questo capitolo vengono riportate due proposte di schede tecniche per la valutazione di risparmi energetici conseguibili con due interventi distinti.

Il primo riguarda la sostituzione di compressori a velocità fissa (e portata fissa) con compressori a velocità variabile (dunque a portata variabile), al di sopra dei 30 kW di tipo rotativo¹; il secondo intervento riguarda la valorizzazione del recupero termico sui compressori d'aria.

Queste due proposte di intervento non sono certo l'unica possibilità per raggiungere risparmi di gestione dei CAS, tuttavia sono ritenuti quelli che possono comportare i guadagni maggiori in termine quantitativo. Con il primo intervento si possono raggiungere risparmi di energia sul lato elettrico, con il secondo si possono raggiungere risparmi di energia fondamentalmente sul lato termico, in seguito a sostituzione di calore altrimenti producibile con tecnologie dedicate e che non prevedono il recupero.

Le schede sono organizzate per poter essere acquisite come base per una eventuale proposta all'Autorità per l'energia elettrica ed il gas.

Per quanto riguarda la prima scheda è così strutturata:

- quadro di riferimento
- la tecnologia
- situazione del mercato
- procedura per il calcolo del risparmio di energia primaria
- bibliografia

ALLEGATO 1 proposta di scheda tecnica n. xx

1. elementi principali

1.1. descrizione dell'intervento

1.2. calcolo del risparmio di energia primaria

2. norme tecniche da rispettare
3. documentazione da trasmettere
4. documentazione supplementare da conservare

¹ La specificità della tipologia permette di proporre una scheda tecnica più semplice.

QUADRO DI RIFERIMENTO

Si stima che i consumi per la produzione ed utilizzo di aria compressa, tramite elettrocompressori rotativi e lubrificati da 2 fino ad oltre 160 kW, si attestino ad un valore prossimo ai 14 TWh/anno (2009), a fronte di un installato di oltre 200.000 unità. Tenendo conto anche di macchine non lubrificate e di tipo centrifugo, che sebbene numericamente inferiori hanno potenze elevate e tenendo conto di un valore di macchine di backup inferiore, che qui è stato considerato per macchine a partire da 55 kW pari al 30% del venduto, si può ritenere che il totale possa arrivare a 16 TWh/anno.

In Tab. 5.1 5.2 e 5.3 sono riportati per range di potenza² (i) la consistenza numerica del parco compressori, ipotizzando sia 12 sia 15 anni di vita utile; (ii) la consistenza numerica dei compressori a velocità variabile (da dati 2004 e 2005 si sono stimate le vendite degli anni successivi, mantenendo la stessa percentuale di vendite del 2005 sugli anni successivi); (iii) i consumi del parco compressori (escludendo le macchine di backup).

I valori su popolazione compressori e consumi rendono merito dell'interesse con cui deve essere guardato l'ambito dell'aria compressa.

Per sensibilizzare sulla potenzialità di interventi di razionalizzazione in questo ambito, si può pensare che anche solo un fattore di miglioramento dell'efficienza della gestione di tali sistemi nell'ordine del 5%, medio e trasversale nei settori industriali, comporterebbe un risparmio di oltre 600 GWh/a, ossia la produzione di una centrale da 100 MW. Nello specifico si è dimostrato come solo per i settori indagati dallo studio si potrebbero realizzare interventi che comportano un risparmio minimo di 600 GWh/a (si vedano le ipotesi illustrate nel cap.6). Il parco installato si è ritenuto abbia una vita utile da 12 a 15 anni, in Fig. 5.1. si riporta uno spaccato dei costi di tali sistemi sui 5 anni, da cui risulta che l'energia pesa per una quota superiore all'80%. I calcoli sono stati prodotti per una macchina da oltre 200 kW, tuttavia si può ritenere valido anche per macchine più piccole, con costi tendenzialmente proporzionati alla potenza e al costo energia.

2 La potenza indicata è quella nominale, dunque all'asse, del motore installato.

Tab.5.1. Popolazione elettrocompressori rotativi lubrificati (hp 12 anni vita utile e 15 anni vita utile, a partire da dati di vendita)						Tab.5.2. Popolazione compressori a VV (elaborazione dati vendita 2004/2005)		Tab.5.3. Consumi elettrocompressori lubrificati rotativi	
Popolazione elettrocompressori lubrificati rotativi da kW 2 ad oltre kW 250 incluso backup e VV (vita utile 12 anni)			Popolazione elettrocompressori lubrificati rotativi da kW 2 ad oltre kW 250 incluso backup e VV (vita utile 15 anni)			Popolazione VV 2004/2009		Totale consumi al 2009, inclusi VSD dal 2004 (15 anni vu)	
Potenza kW			Potenza kW			kW		kW	
2	2008	2009	2	2008	2009	2	25	2	21.31
4	4,262	4,403	4	4,262	4,403	4	25	4	100.17
5.5	8,732	8,610	5.5	10,075	10,035	5.5	25	5.5	294.24
7.5	17,966	17,306	7.5	21,498	21,166	7.5	493	7.5	738.59
11	32,628	31,418	11	39,653	38,905	11	493	11	1,120.94
15	34,349	32,906	15	41,889	41,116	15	493	15	861.16
18.5	19,595	18,999	18.5	23,633	23,253	18.5	493	18.5	564.48
22	10,446	10,281	22	12,599	12,453	22	450	22	941.75
30	14,717	14,312	30	17,547	17,404	30	450	30	1,265.69
37	8,677	8,549	37	10,194	10,274	37	450	37	1,299.66
45	7,387	7,331	45	8,545	8,614	45	450	45	1,140.51
55	5,327	5,174	55	6,204	6,180	55	450	55	708.65
75	4,086	3,987	75	4,799	4,738	75	450	75	1,219.66
90	5,137	5,080	90	5,979	5,987	90	88	90	538.58
110	1,909	1,906	110	2,226	2,256	110	88	110	496.42
132	1,478	1,411	132	1,712	1,700	132	88	132	570.75
160	1,068	1,043	160	1,232	1,244	160	0	160	669.65
oltre 160	1,035	1,000	oltre 160	1,170	1,172	315	88	315	1,176.52
oltre 160	1,004	990	oltre 160	1,140	1,155				
Totali	179,803	174,706	Totali	214,357	212,055		4762	totale	13,729

Sistemi a velocità variabile sono opportuni ogni qual volta le macchine in esercizio, a velocità fissa, presentino ore di funzionamento a vuoto (quando si assorbe potenza, tuttavia non si eroga aria) che esuberano, indicativamente, il 20% delle totali ore di funzionamento della macchina. La metodologia illustrata mette l'accento sui parametri più significativi per produrre una stima dei risparmi che non sovradimensioni il ruolo dei consumi della macchina a vuoto e che tuttavia permetta di ridurre al minimo i costi relativi alla campagna di monitoraggio ed acquisizione dati, propria in genere di progetti a consuntivo.

Ripartizione costi su 5 anni

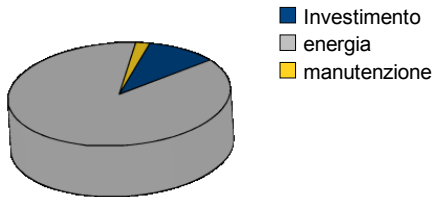


Fig. 5.1 Ripartizione qualitativa costi per installazione e gestione sistemi CA su 5 anni.

LA TECNOLOGIA DEI SISTEMI A VELOCITÀ VARIABILE SU MACCHINE ROTATIVE

Si intende per azionamento elettrico (Electrical Drive o Power System Drive) un sistema comprendente un motore (attuatore) elettrico, un sistema di alimentazione flessibile e un sistema di controllo programmabile, in grado di regolare le prestazioni del motore conformemente alle esigenze dell'utilizzatore. Si noti che un semplice motore alimentato direttamente dalla rete di

potenza (a tensione e frequenza costanti) presenta prestazioni piuttosto limitate in termini di velocità e coppia e determinate quasi esclusivamente dal carico trascinato.

Il termine azionamento (elettrico) a velocità variabile (Variable Speed Drive, VSD) è utilizzato per indicare gli azionamenti elettrici che sono in grado di operare a diverse velocità di rotazione, ed hanno rappresentato per l'intero comparto industriale uno dei principali elementi di innovazione dell'ultimo decennio: da quando cioè sono passati dalla fase di studio e prototipo all'ingegnerizzazione e impiego nei più svariati settori.

Nel panorama attuale, pur essendo presenti soluzioni con motori in continua, il loro impiego più comune è per motori in corrente alternata asincroni e sincroni, grazie all'impiego dell'inverter, un convertitore statico a semiconduttori di potenza in grado di alimentare i carichi con tensione a valore efficace e frequenza variabili. In particolare l'azionamento con motore asincrono a gabbia comandato da inverter rappresenta una soluzione ottimale offrendo prestazioni drasticamente migliorate grazie alla possibilità di regolare la velocità per un dato carico, mantenendo saldi i punti di forza della macchina asincrona: semplicità e costo relativamente ridotto, anche se si deve osservare che il costo aggiuntivo dell'inverter si deve considerare alla pari e spesso superiore a quello del motore stesso.

Il risparmio energetico inerente all'uso di motori alimentati da inverter a velocità variabile è riscontrabile nelle situazioni in cui, come nel reparto dell'aria compressa, è possibile adeguare la portata dell'aria richiesta dall'impianto mediante variazioni di velocità del compressore, anziché ricorrere alla più tradizionale tecnica on-off, che comporta una sostanziale regolazione di tipo dissipativo o comunque non ottimizzato. Infatti con la tecnica on-off il rendimento della macchina è fortemente penalizzato dai tratti di funzionamento a vuoto, in cui la macchina è comunque attiva con basso rendimento; grazie alla regolazione di velocità la macchina si adegua con continuità alle richieste di portata ed ha sostanzialmente perdite nulle quando non sia richiesto ulteriore apporto di aria per l'impianto. Gli avviamenti sono quindi sostanzialmente ridotti.

A questo vantaggio si deve aggiungere l'ulteriore risparmio, in termini sia di energia, ma soprattutto di sollecitazioni termiche e meccaniche per il motore, legato al cosiddetto "avviamento dolce" garantito dall'impiego di alimentazione a frequenza variabile. Si ricorda che la corrente richiesta all'avviamento per macchine alimentate da rete a frequenza fissa, supera di diverse volte (un fattore 5-10) la corrente nominale. Con alimentazione a frequenza variabile da inverter invece la macchina opera a flusso costante, pari all'incirca a quello nominale (quindi in condizioni ottime di magnetizzazione). La corrente assorbita, anche allo spunto, non differisce in sostanza da quella richiesta in condizioni nominali per la produzione del medesimo livello di coppia.

Il risparmio energetico legato a questa proprietà si deve ritenere moderato in valori assoluti, a causa

della breve durata dei transitori di avviamento, tuttavia questo beneficio, unito alla riduzione della frequenza degli avviamenti stessi consente l'ulteriore vantaggio di potere ridimensionare di conseguenza le macchine stesse, non più soggette allo stress termico legato al picco di corrente.

Si aggiunga un'ultima considerazione: i motori possono essere riprogettati per un funzionamento ottimale in accoppiamento con l'inverter, tuttavia in questa trattazione si farà riferimento a configurazioni in cui non viene semplicemente aggiunto un inverter al gruppo compressore, bensì si farà riferimento ad una configurazione in cui si sostituisce la macchina a velocità fissa con una a velocità variabile. Questo perché la metodologia fa riferimento a dati di targa della macchina a velocità variabile che sono certificati dal costruttore.

SITUAZIONE DEL MERCATO

Dalle informazioni recuperate tramite la società P.A.C.³ di Monza, che eredita le statistiche di Afisac, la situazione del mercato attuale, solo nel biennio 2004 e 2005, ha visto aumentare la percentuale di vendita delle macchine a velocità variabile, soprattutto al di sotto dei 90 kW.

In Tab. 5.4 si riportano le quote di macchine a velocità variabile vendute sul totale (escluse quelle di backup) per gli anni 2004 e 2005 ed ipotesi di quote di mercato fino al 2009. Questi valori sono stati mantenuti costanti sugli anni a venire, se infatti si fosse guardato al trend di crescita, si sarebbe potuto ipotizzare un aumento della quota nel corso degli anni, ma non essendo stato possibile verificare tale dato si è preferito usare un'ipotesi cautelativa.

In totale il mercato si attesta comunque sotto le 1000 unità vendute l'anno (su dato rilevato 2005) e dunque su un venduto medio nell'ultimo quinquennio di oltre 12700 unità/anno, su tutte le classi di potenza, sembra che ci sia ancora un buon margine di crescita per questo tipo di compressori.

Tab. 5.4.: Percentuale di vendita dei compressori a velocità variabile. Dati per gli anni 2004/2005, ipotesi mantenuta costante per gli anni successivi.

2004	2005	2006	2007	2008	2009	potenza kW	
0.32%	0.44%	0.44%	0.44%	0.44%	0.44%	da	a
4.78%	6.24%	6.24%	6.24%	6.24%	6.24%	2	7.5
15.10%	17.42%	17.42%	17.42%	17.42%	17.42%	11	22
17.72%	21.60%	21.60%	21.60%	21.60%	21.60%	30	75
						90	oltre

³ P.A.C. srl, prodotti aria compressa di Monza; AFISAC: Associazione Fabbricanti Italiani e Stranieri di macchinari ed apparecchi per l'Aria Compressa

PROCEDURA PER IL CALCOLO DEL RISPARMIO DI ENERGIA PRIMARIA

Premessa

La procedura qui descritta fornisce una metodologia per il calcolo del risparmio in energia primaria da interventi derivanti dall'installazione di compressori d'aria volumetrici a velocità variabile con potenze superiori a 20 kW, in via analitica.

Questo comporta un maggiore impegno in termini di esecuzione di misure sperimentali rispetto ad una procedura standard, tuttavia si impiegano tutte le rilevazioni disponibili sulle attuali macchine, al fine di rendere le prove più agevoli e meno costose. Si fa inoltre riferimento a dati certificati, o derivanti da misure fatte in accordo alle norme tecniche di riferimento (ISO 1217 ediz. 1996 e successive modifiche).

Questo approccio rende la procedura una via di mezzo tra quella standard (perché si impiegano dati certificati) e quella a consuntivo (perché si impiegano dati misurati).

Si può affermare che la procedura è composta da due periodi campione: durante il periodo PM1 si producono informazioni sul funzionamento della macchina con regolazione vuoto/carico (V/C), che viene sostituita e sul periodo PM2 si ricavano informazioni sul funzionamento della macchina a velocità variabile che viene installata (V/V).

La procedura differisce dalla scheda n.16, che riguarda applicazioni di inverter su pompe, per i seguenti motivi.

Le configurazioni a velocità variabile per aria compressa prevedono macchine che la maggior parte dei costruttori denominano tipo "full package", ossia di tipo integrato sul gruppo azionamento/motore/compressore. Non è usuale sugli impianti, l'adozione di variatori elettronici della velocità da accoppiare ad una macchina già esistente ed operante in modalità carico/vuoto.

Non sono quindi applicabili le premesse proprie della scheda n.16.

Di conseguenza le misurazioni relative alla macchina vuoto/carico vengono effettuate solo sul periodo PM1 (quindi prima del cambio macchina).

Sul periodo PM2 (dopo che è stata effettuata la sostituzione del macchinario) sono possibili le misurazioni relative alla macchina che presenta la regolazione di velocità.

La procedura consiste nell'esecuzione della sequenza di attività, riportate in Tab.5.5 e Tab. 5.6, sui periodi di campionamento, con verifiche all'inizio ed alla fine del periodo e nell'esecuzione di pochi calcoli che permettano un aggiustamento dei dati che non possono essere usati semplicemente da misura.

Tali periodi devono essere significativi e riproducibile per tutto l'anno: ad esempio possono rappresentare le ore totali di una settimana lavorativa campione n_{tot} (168 h/settimana).

Si consiglia di scegliere PM1 pari ad almeno una settimana lavorativa tipo. PM2 deve risultare pari a PM1 o ad un suo multiplo (per esempio un trimestre lavorativo).

Tab. 5.5.: Elenco misure o letture da effettuare sulla macchina V/C, con indicazione in parentesi del nome della variabile assegnata. Il periodo di misurazione è pari a PM1.

Quantità (assegnazione variabile)	Misurata	Strumento	Modalità di misura e unità di misura
Potenza a carico (P_1)	X Assorbimento elettrico dalla rete quando si eroga la FAD ⁴	Wattmetro digitale o strumentazione equivalente	A monte del sistema macchina (definito "full package") kW
Potenza a vuoto ($P_{2,0}$)	X Assorbimento elettrico dalla rete, a regime	Wattmetro digitale o strumentazione equivalente	A monte del sistema macchina (definito "full package") kW
Cicli carico/ vuoto (c)	X	Lettura a bordo macchina	
Ore di carico (A_1)	X	Lettura a bordo macchina	h
Pressione di esercizio rete (p)	X	Manometro e settaggio macchina	MPa
Aria erogata alle condizioni di esercizio (FAD) (q_1)	X	Sia dai dati tecnici della macchina sia attraverso la misurazione diretta con flussometro adeguato	m ³ /s

Tab. 5.6.: Elenco misure o letture da effettuare sulla macchina V/V, con indicazione in parentesi del nome della variabile assegnata. Il periodo di misurazione è pari a PM2.

Quantità (relative alla macchina con regolazione di velocità)	Misurata	Strumento	Modalità misura e unità di misura
Quantitativo di aria compressa erogata alle condizioni stabilite (Q)	X	Lettura a bordo macchina ⁵ o da misurazione in continua con flussometro	In accordo con ISO 1217 ediz. 1996 ... m ³
Ore accensione macchina (A_4)	X	Lettura a bordo macchina	h
Pressione di esercizio rete (\hat{p})	X	Manometro e settaggio macchina	MPa

4 FAD free air delivery: dato di targa della macchina V/C, in accordo con ISO 1217 ed.1996 e successivi aggiornamenti

5 La misura effettuata e mostrata sul display della macchina non è una vera misura di flusso, ma una misurazione dedotta in funzione del numero di giri della macchina (dato veramente monitorato). Questa attribuzione è possibile in quanto su macchine volumetriche c'è proporzionalità tra numero di giri, portata erogata, potenza elettrica assorbita.

La procedura che permette di calcolare il risparmio di energia si basa sulla proposta di impiego di alcune curve di riferimento per le macchine regolate in velocità e di alcuni calcoli sui dati della macchina regolata vuoto/carico al fine di ricostruirne il funzionamento, per confrontare le prestazioni delle due macchine a pari servizio fornito (ossia a pari aria erogata e stesse condizioni di esercizio della rete).

Questo permette di snellire le operazioni, garantendo l'accuratezza dei risultati, rispetto ai progetti a consuntivo, in cui sono necessarie parecchie misure prima e dopo la sostituzione della macchina.

Le curve proposte mettono in relazione il valore di portata (intesa come FAD, free air delivery) erogata dalla macchina regolata in velocità con quello di potenza assorbita dalla rete elettrica.

Considerando i livelli tipici di esercizio delle reti di aria compressa si fa riferimento a 3 curve tipiche per 3 livelli di pressione nominale (0,4 – 0,7 – 0,95 MPar) fino a circa 100 kW ed altrettante per range di potenza superiore a 100 kW. Per valori di pressione di 1,25 MPar si fa riferimento ad un'unica curva valida per potenze inferiori ai 100 kW.

Nel caso di macchine V/V di taglia superiore rispetto ai 100 kW, che dovessero trovarsi a lavorare a regimi di potenza inferiore, fa sempre fede il valore medio di portata: si ricade pertanto nella casistica di adozione delle curve a valori di potenza inferiore a 100 kW.

Chi ritenesse che le curve proposte sottostimino i risparmi conseguibili può produrre i dati certificati delle proprie macchine, in accordo con le normative indicate, al fine di permettere all'Autorità di verificare le attribuzioni numero di giri-portata-potenza.

I dati forniti dalle curve mettono in correlazione tra loro, tramite il numero di giri, la portata d'aria erogata ai regimi parziali di velocità (sempre indicata come FAD e misurata in m³/min o unità affini) con la potenza assorbita dalle macchine a velocità variabile (in kW). I technical data sheet, eventualmente proposti in alternativa, devono essere prodotti in accordo con la normativa specifica per le macchine volumetriche ad aria compressa (per il calcolo della FAD e delle richieste di energia specifica ISO 1217 ediz. 1996 e successivi aggiornamenti).

È necessario inoltre dichiarare a quale livello di pressione è esercita la linea (valori tipici sono: 4; 7; 9,5; 12,5 bar (0,4 - 0,7 - 0,95 - 1,25 MPa_r)) per collocarsi sulla curva idonea. Valori di pressione intermedia possono essere desunti per interpolazione delle misure con calcoli motivati.

Informazioni da ricavare e misure da effettuare sulla macchina V/C durante il periodo di prova PMI

La macchina con regolazione vuoto/carico per assicurare il servizio ed adattarsi alle richieste del

carico si trova a lavorare in due condizioni particolari: a carico, ossia quando comprime l'aria al livello di pressione settato, e a vuoto, quando non deve erogare aria verso il circuito. La condizione di vuoto è una condizione in cui il motore continua ad assorbire potenza dalla rete, sebbene non venga erogato alcun servizio. Va inoltre ricordato che queste macchine hanno anche la possibilità di passare offline dopo un certo intervallo di tempo τ in cui si mantiene il funzionamento di vuoto. Tuttavia, dovendo il motore rispettare il vincolo di circa 6 avviamenti max./ora, succede che le macchine che di frequente passano da una condizione di carico ad una di vuoto vengano forzate al funzionamento di vuoto (quindi dissipativo) oltre l'intervallo τ , per rispettare tale vincolo.

Ai due funzionamenti di cui sopra corrispondono due valori di potenza assorbita dalla rete: P_1 , la potenza assorbita dal sistema "full package" quando il compressore comprime l'aria (misura una tantum) e \hat{P}_2 , potenza media assorbita dal sistema quando il compressore si mette a vuoto, funzione a suo volta di $P_{2,0}$ valore assunto a regime (misura una tantum).

Stabilita la durata del periodo di prova in ore, in questa procedura si fa riferimento ai valori medi delle potenze assorbite.

Tuttavia, sebbene il primo valore sia una quantità che rimane costante una volta fissato il valore della pressione di mandata, il valore \hat{P}_2 dipende fortemente dalla tipologia della macchina (lubrificata o a secco) e dalle modalità in cui si trova a funzionare la macchina, ossia dal numero di cicli carico/ vuoto

Per cicli "carico / vuoto" si intende il numero di volte in cui la macchina passa da uno stato all'altro sull'intero periodo PM1.

Per questo motivo per arrivare al reale valore di \hat{P}_2 , la procedura propone una correzione del valore di $P_{2,0}$, che rappresenta il valore di tale potenza a regime, quando cioè la macchina è effettivamente a vuoto e non risente più di fenomeni transitori di isteresi: questo è un valore misurabile (ed anche di targa).

La correzione viene descritta nei paragrafi successivi.

Altri due parametri importanti sono: 1) le condizioni di esercizio della rete, ossia il valore di settaggio della pressione di rete (p in MPa); 2) q_1 valore di aria erogata (FAD, free air delivery), derivante da dati tecnici della macchina in m^3/min (dati forniti da misure certificate e standard) o eventualmente misurata una tantum, corrispondente all'assorbimento della potenza P_1 .

Gli strumenti di misura devono essere adeguati per l'esecuzione di un rilievo attendibile della potenza attiva assorbita: multimetri digitali di potenza o pinze amperometriche corredate dalla strumentazione per la valutazione del fattore di potenza, o altra strumentazione equivalente ai fini della misura.

Le potenze si intendono tutte misurate in modalità full package (ausiliari inclusi, quali ad esempio elettroventilatori, ...). Configurazioni che prevedono altre dotazioni vanno dichiarate e giustificate.

Altre informazioni che si devono ricavare e conservare sulla macchina V/C riguardano le ore di carico e le ore di vuoto (e di fermo), rispettivamente A_1 e A_2 (e A_3 ricavato da formula). Tuttavia solo le ore di carico rientrano direttamente nella procedura, le altre possono servire solo come verifica in un caso particolare, descritto al paragrafo xxx

Informazioni da ricavare e misure da effettuare sulla macchina V/V durante il periodo di prova PM2

Stabilito l'intervallo temporale PM2 di durata \hat{n}_{tot} su cui produrre la prova di monitoraggio, le misurazioni da eseguire e dati da riportare che riguardano la macchina a velocità variabile sono:

A_4 ore in cui la macchina è rimasta accesa (h), lettura a bordo macchina;

Q, pari all'aria erogata sul periodo campione (ad esempio in $m^3/sett$), al livello di pressione stabilito \hat{p} ;

\hat{p} pressione di esercizio della rete .

Come anticipato, Q può essere letto a bordo macchina oppure monitorato in continuo su PM2 da flussometro.

Per il calcolo della potenza media assorbita durante le ore in cui il compressore è rimasto acceso, la proposta prevede di avvalersi dei soli dati disponibili da lettura bordo macchina.

Nel seguito si spiega come attribuire alla macchina un corretto valore di potenza media assorbita dalla rete sul periodo monitorato.

Per fare questo si ricorre all'impiego di alcune curve caratteristiche. In fondo al capitolo, in funzione dei 4 più comuni regimi di pressione di esercizio della rete si riportano gli accoppiamenti portata erogata (m^3/min , intesa come FAD) potenza (kW) per macchine da pochi kW fino a qualche centinaio di kW.

Per ogni livello di pressione si propone di far riferimento a 2 curve, tranne che per pressioni oltre i 12,5 bar_r (1,25 MPa_r): fino a 100 kW, da 100 kW in su.

Una volta calcolato il valore medio di aria q_4 (in termini di FAD) che la macchina ha erogato durante le ore di accensione (in m^3/min), il valore della corrispondente potenza viene desunto dalle curve, riportate in fondo al capitolo, o dalle equazioni che le rappresentano.

Calcolo dei consumi energetici e del risparmio

Si stabilisca il periodo di prova PM2. In generale si consiglia almeno una settimana lavorativa, a campione di un periodo lavorativo tipo. Se esistono delle stagionalità e differenze nella produzione converrebbe avere indicazione di uno o più lassi temporali significativi.

Le ipotesi alla base del confronto tra macchina V/V e macchina V/C sono: (i) PM2 di durata pari a PM1 o suo multiplo; (ii) il servizio fornito dalle due macchine deve essere lo stesso ossia il confronto viene condotto a pari aria erogata Q al livello di pressione di esercizio della rete; (iii) le ore di fermo della macchina V/C devono corrispondere alle ore di fermo della macchina V/V ossia $\hat{A}_3 = A_6$.

Sulla macchina V/V, come già anticipato, durante il periodo di monitoraggio PM2 di durata \hat{n}_{tot} si rilevano i seguenti dati:

A_4 ore in cui la macchina è rimasta accesa (h);

Q , pari all'aria erogata sul periodo campione (ad esempio in m^3 /sett), al livello di pressione stabilito \hat{p} ;

\hat{p} pressione di esercizio della rete.

Per poter passare al calcolo della potenza media assorbita P_4 e dunque ai consumi si deve procedere come segue.

Note le ore totali della campagna di monitoraggio, ossia la durata di PM2 e note le ore in cui la macchina è risultata accesa, si calcolano le ore in cui la macchina risulta spenta:

$$n_{off} = A_6 = \hat{n}_{tot} - A_4 \quad (1)$$

Conseguentemente q_4 , che rappresenta la portata media erogata dalla macchina a velocità variabile rispetto alle ore in cui è risultata accesa, si calcola in accordo con la eq.(2):

$$q_4 = \frac{Q}{A_4 \cdot f_1} \text{ (m}^3\text{/min)} \quad (2)$$

f_1 è un parametro che permette il cambio di unità di misura da m^3 /sett a m^3 /min.

Nota la potenza di dimensionamento della macchina V/V si fa riferimento alla curva opportuna, tra quelle di Fig.5.2-5.8, e si ricava P_4 (kW).

Il concetto alla base della metodologia è quello di associare ad una data portata media erogata q_4 (m^3 /min) il corrispondente valore di potenza assorbita dalla rete P_4 (kW), senza ricorrere ad ulteriori misurazioni.

Nel caso in cui si ritenesse la curva di riferimento peggiorativa dei dati relativi alla propria macchina, i proponenti l'intervento possono produrre i dati derivanti dalla casa costruttrice e

certificati secondo normative di riferimento del settore oppure ricavati da una campagna rilevamento dati a velocità parziali.

Nel futuro sarebbe auspicabile che le case costruttrici possano dotarsi di un organismo di riferimento, ad esempio a livello europeo si potrebbe pensare ad un equivalente americano del CAGI (Compressed Air and Gas Institute), che certificasse questi valori e che fosse responsabile e “superpartes” nella verifica sulla veridicità delle informazioni riportate sui technical datasheet delle case costruttrici.

Calcolata la potenza media associata al funzionamento della macchina V/V si procede alla valutazione di $E_2 = P_4 \cdot A_4$, energia elettrica assorbita durante il periodo PM2 dalla macchina installata (kWh).

Questi calcoli forniscono il consumo energetico della configurazione corrente, che impiega la macchina a velocità variabile, sul periodo campione PM2.

Per poter procedere al confronto con la macchina V/C in ipotetico funzionamento sul periodo PM2 si devono operare alcune tarature dei valori, in funzione delle premesse (i), (ii) e (iii).

Si definiscano le seguenti grandezze (misurate e calcolate):

P_1 , potenza a carico a regime (kW)

$P_{2,0}$, potenza a vuoto a regime (kW)

P_3 , potenza associata alla fermata (pari a 0 kW)

ore di campionamento n_{tot} (risultante dalla prova su PM1, in h),

A_1 ore di funzionamento a carico sul periodo PM1 (h),

cicli carico/vuoto (c),

p pressione di esercizio della macchina (bar_r o MPa_r),

q_1 valore di aria erogata (FAD, free air delivery), derivante da dati tecnici della macchina in m^3/min (dati forniti da misure certificate e standard) o eventualmente misurata una tantum, corrispondente all'assorbimento della potenza P_1 .

Si definiscono inoltre \hat{A}_1 ore di funzionamento a carico equivalente sul periodo PM2, \hat{A}_2 ore di funzionamento a vuoto equivalente, \hat{A}_3 ore di fermo macchina equivalente, per cui risulti verificata:

$$\hat{A}_3 = \hat{n}_{tot} - (\hat{A}_1 + \hat{A}_2) \quad (3)$$

Dove $\hat{A}_1 + \hat{A}_2$ rappresenta le ore in cui la macchina V/C sarebbe risultata accesa.

Per ricostruire una condizione operativa equivalente della macchina sostituita si propone di utilizzare le misure sul periodo PM1, adattandole opportunamente, ovvero riportando la

macchina vuoto/carico a lavorare come se avesse erogato la quantità Q alla pressione \hat{p} (poiché i valori della pressione di esercizio nominale devono essere gli stessi $\hat{p} = p$) su un periodo di durata pari a PM2.

A tale scopo si variano le condizioni operative della macchina a velocità fissa in modo da ottenere un servizio *equivalente*. Il procedimento è il seguente.

Dapprima si calcola

$$\hat{A}_1 = \frac{Q}{q_1 \cdot f_1} \quad (4)$$

che rappresenta le ore equivalenti in cui la macchina V/C avrebbe funzionato a carico.

Note \hat{n}_{tot} ore totali di misurazione, \hat{A}_1 ore equivalenti di funzionamento a carico e \hat{A}_3 ore equivalenti di fermo macchina dalla (3) si ricavano le ore equivalenti di vuoto \hat{A}_2

L'attribuzione del valore di \hat{P}_2 avviene attraverso una correzione della misura rilevata a vuoto, per tener conto dei fenomeni transitori legati al passaggio dalla condizione di carico a quella di vuoto, che comporta alcuni cicli supplementari di operazioni del compressore. *Tuttavia in via semplificata si potrebbe utilizzare $\hat{P}_2 = P_{2,0}$; questa semplificazione rende di fatto i consumi per funzionamento a vuoto più limitati e potrebbe essere adottata per ulteriormente aumentare il margine di sicurezza nel calcolo dei risparmi realizzabili con l'inserimento di una macchina V/V.*

La correzione proposta nel seguito è basata su dati sperimentali e giustificata in seguito.

Esiste una differenza tra macchine lubrificate e macchine non lubrificate relativamente al calcolo della \hat{P}_2 media sul periodo in cui la macchina funziona a vuoto.

Si propone la seguente formula per il calcolo di \hat{P}_2 :

$$\hat{P}_2 = P_{2,0} * \frac{(\hat{A}_2 - t \cdot \hat{c})}{\hat{A}_2} + P_1 \cdot \frac{t \cdot \hat{c}}{\hat{A}_2} \quad (5)$$

Dove $P_{2,0}$ è il valore, misurato, di potenza assorbita dalla rete quando la macchina è a vuoto a regime; t rappresenta il tempo transitorio (in secondi) che serve alla macchina per mettersi completamente a vuoto da una condizione di carico; \hat{c} rappresenta il numero di cicli carico/vuoto equivalente a cui è sottoposta la macchina durante la regolazione. La determinazione di \hat{c} viene spiegata nel seguito.

Il valore di t cambia tra macchine lubrificate ad olio (t maggiori) e macchine a secco (t minori).

Indicativamente si propone per le prime $t = 15$ s, per le seconde $t = 5$ s. Si veda successivamente la spiegazione.

Questi calcoli risultano propedeutici alla determinazione del risparmio tra la configurazione con macchina V/V e quella V/C: difatti l'energia associabile al funzionamento della macchina sostituita si ricava dalla formulazione (6) in kWh:

$$\hat{E}_1 = P_1 \cdot \hat{A}_1 + \hat{P}_2 \cdot \hat{A}_2 \quad (6)$$

La (6) identifica il consumo energetico equivalente della configurazione con macchina V/C, sul periodo campione PM2.

Il valore della potenza a carico risulta sempre pari a P_1 , ricavato dalla prima campagna di misurazioni, mentre \hat{P}_2 è calcolato in accordo con la (5), in cui il valore \hat{c} equivalente risulta da:

$$\hat{c} = c \cdot \frac{\hat{Q}}{Q} \quad (7)$$

Con \hat{Q} si indica la quantità di aria erogata dalla macchina V/C durante il periodo PM1 e pari a:

$$\hat{Q} = q_1 \cdot f_1 \cdot A_1 \quad (8)$$

La correzione ora descritta è motivata dalle seguenti considerazioni.

Considerazioni sui valori di P_1 e \hat{P}_2

Il valore di P_1 rimane costante e pari al valore misurato durante la prima campagna di prove, mentre il valore di P_2 deve essere corretto.

Si noti tuttavia che se la durata di PM1 e PM2 coincidono e se Q ha un valore molto prossimo a \hat{Q} , allora i valori di \hat{A}_1 , \hat{A}_2 , \hat{A}_3 risulteranno molto prossimi a quelli effettivamente misurati (e calcolati) durante PM1.

In particolare con la (7) si propone di agire sul numero di cicli carico/ vuoto in modo inversamente proporzionale alla richiesta d'aria. Ossia se si riscontrasse un aumento di aria del 15% tra \hat{Q} e Q , allora \hat{c} , in accordo con l'equazione (7), risulterebbe ridotto di un fattore 1,15.

In Tab. 5.6. si riporta la procedura per il calcolo dell'energia associabile al funzionamento V/V (colonna di sinistra) e della macchina V/C (colonna di destra) e dunque l'effettivo risparmio energetico dovuto alla sostituzione operata. Ossia:

$$RL_{\text{sett}} = 0,187 \cdot 10^{-3} \cdot (\hat{E}_1 - E_2) \quad \text{Tep/sett} \quad (9)$$

Tab. 5.6: Fissato il livello di pressione di esercizio, procedura per il calcolo del risparmio ottenibile su PM2 (ad esempio pari ad una settimana campione di 168 h)

		Configurazione con macchina VV			Configurazione con macchina V/C				
		Unità di misura	A carico	Off line	Totale	A carico	A vuoto	Off line	Totale
ore	(A)	h/sett.	A_4	$A_6 = \hat{n}_{tot} - A_4$	\hat{n}_{tot}	$\hat{A}_1 = \frac{Q}{q_1 \cdot f_1}$	$\hat{A}_2 = \hat{n}_{tot} - \hat{A}_1 - \hat{A}_3$	$\hat{A}_3 = A_6$	\hat{n}_{tot}
Aria erogata	(Q)	m ³ /sett.	$q_4 = \frac{Q}{A_4 \cdot f_1}$		Q	q ₁			Q
Potenza assorbita dalla rete	(P)	kW	$P_4 = f(q_4)$			P ₁	\hat{P}_2	P ₃ =0	
Consumo di energia elettrica	(E)	kWh/sett.	$P_4 \cdot A_4$		$E_2 = P_4 \cdot A_4$	$P_1 \cdot \hat{A}_1$	$\hat{P}_2 \cdot \hat{A}_2$		$\hat{E}_1 = P_1 \cdot \hat{A}_1 + \hat{P}_2 \cdot \hat{A}_2$
Risparmio	RL_{sett}	Tep/sett.	$0,187 \cdot 10^{-3} \cdot (\hat{E}_1 - E_2)$						

Si ricorda che q_4 e q_1 sono misurate in m³/min.

Per calcolare l'energia risparmiabile sull'anno RL (in Tep), definita all'inizio, si applica

$$RL = 0,187 \cdot 10^{-3} \cdot N \cdot (\hat{E}_1 - E_2) \quad (10)$$

dove N è il numero dei periodi campione di durata PM2, presenti nell'arco di un anno.

In Tab. 5.6 si propone come periodo campione la settimana lavorativa tipo. Se fosse difficile poter identificare una settimana lavorativa tipo e ci fosse la necessità di monitorare per periodi più lunghi la macchina installata (ad esempio 3 mesi), nella procedura varia solo il riferimento temporale, ma la metodologia rimane la stessa.

N in questo caso potrà direttamente risultare pari a 4, se sull'anno si identificano 4 trimestri simili di attività lavorative.

L'evoluzione della procedura è documentata dalle pubblicazioni in bibliografia.

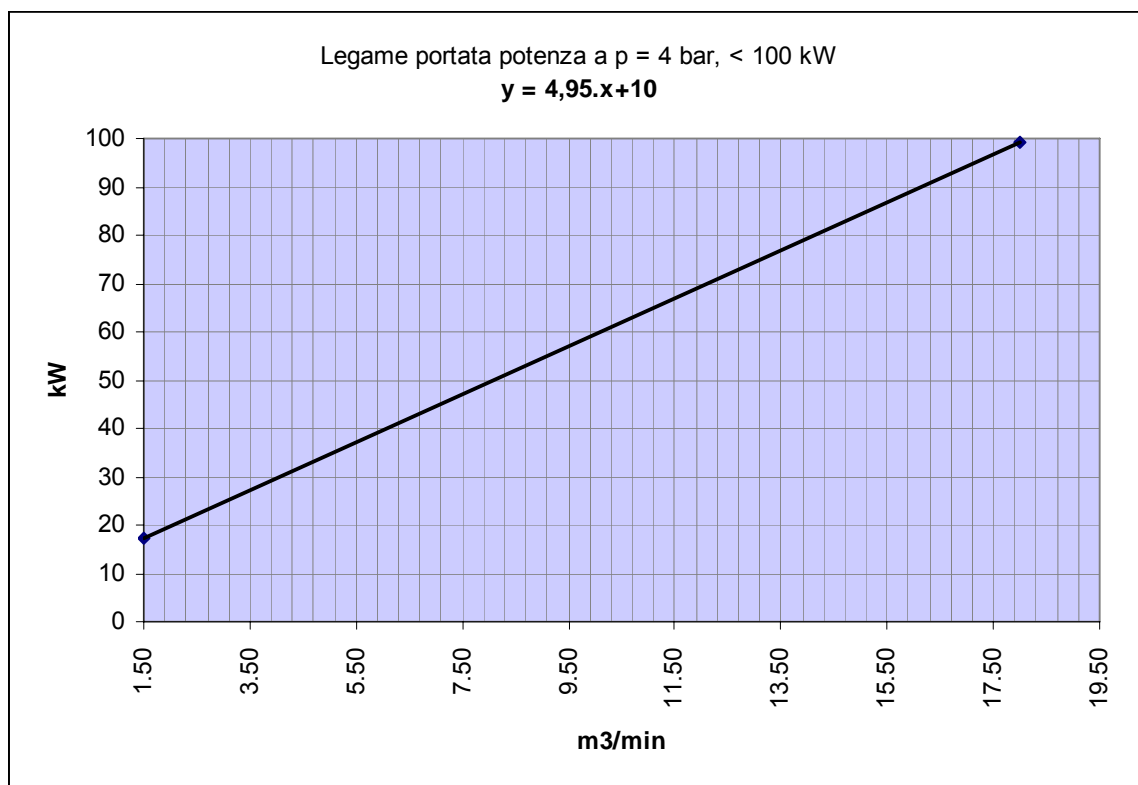


Fig. 5.2 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 4 bar, fino a 100 kW e relativa equazione

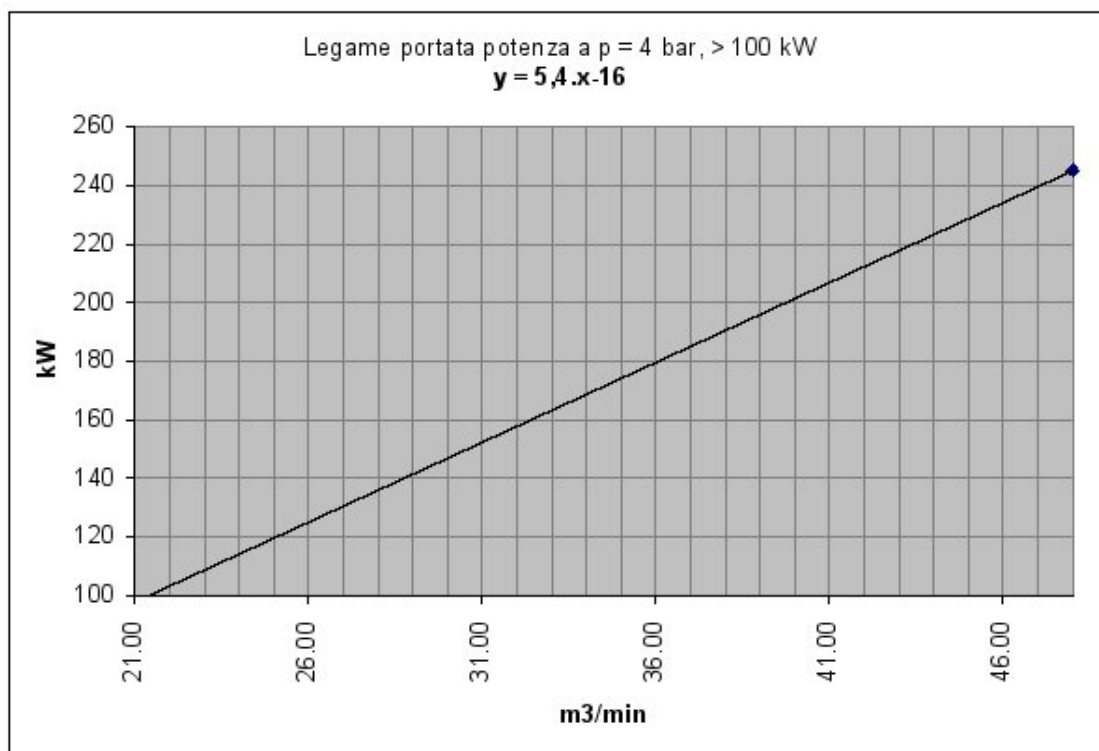


Fig. 5.3 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 4 bar, per potenze oltre i 100 kW

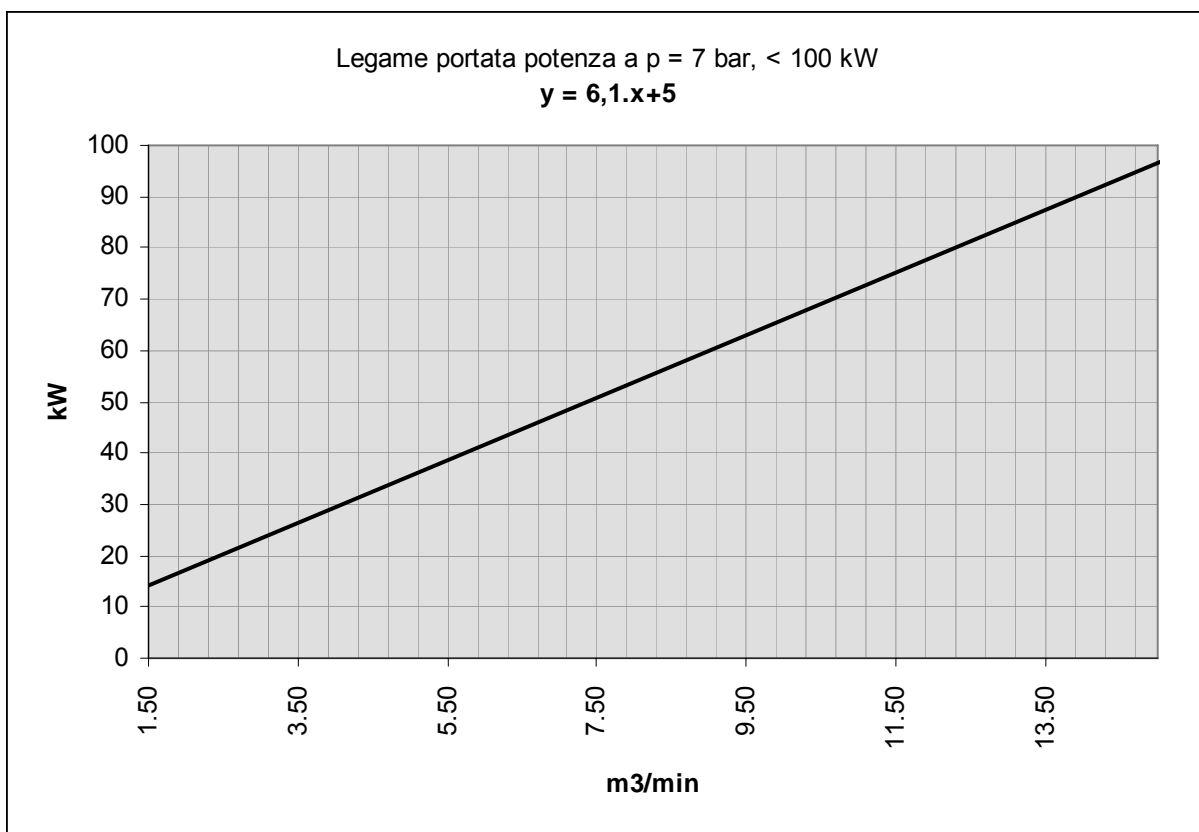


Fig. 5.4 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 7 bar_r per potenze inferiori a 100 kW

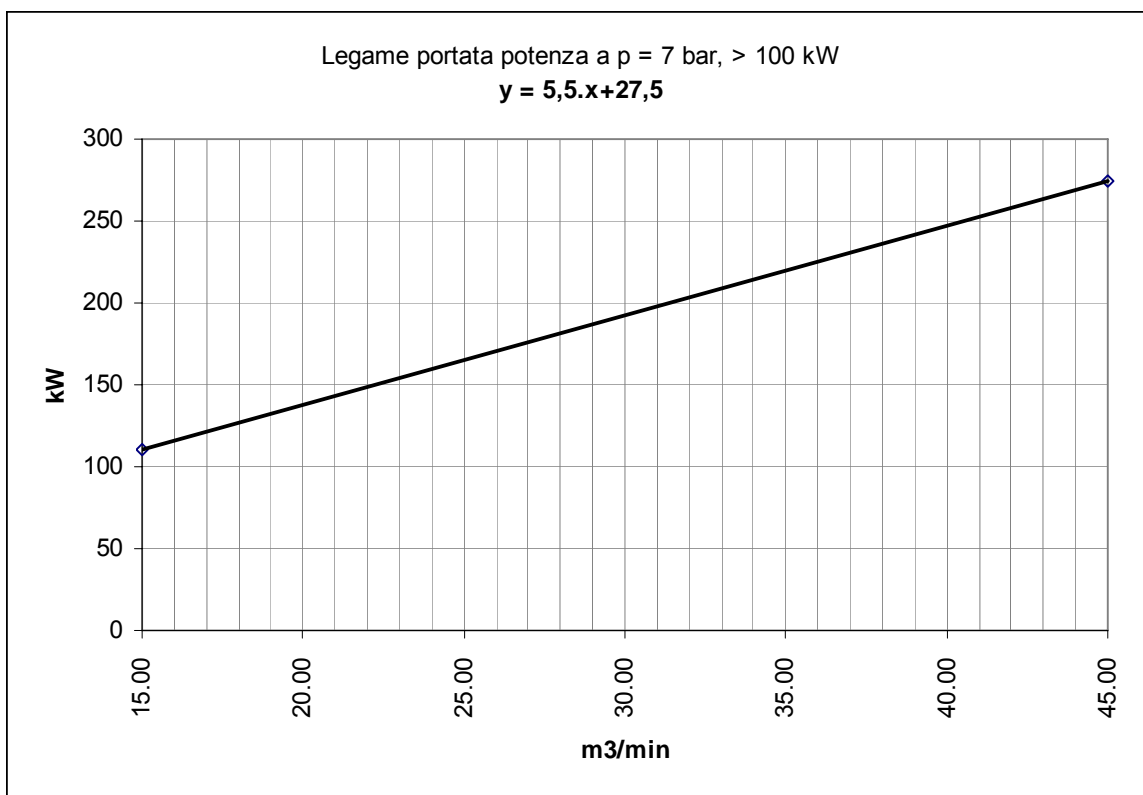


Fig. 5.5 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 7 bar_r per potenze oltre i 100 kW



Fig. 5.6 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 9,5 bar_r per potenze fino a 100 kW

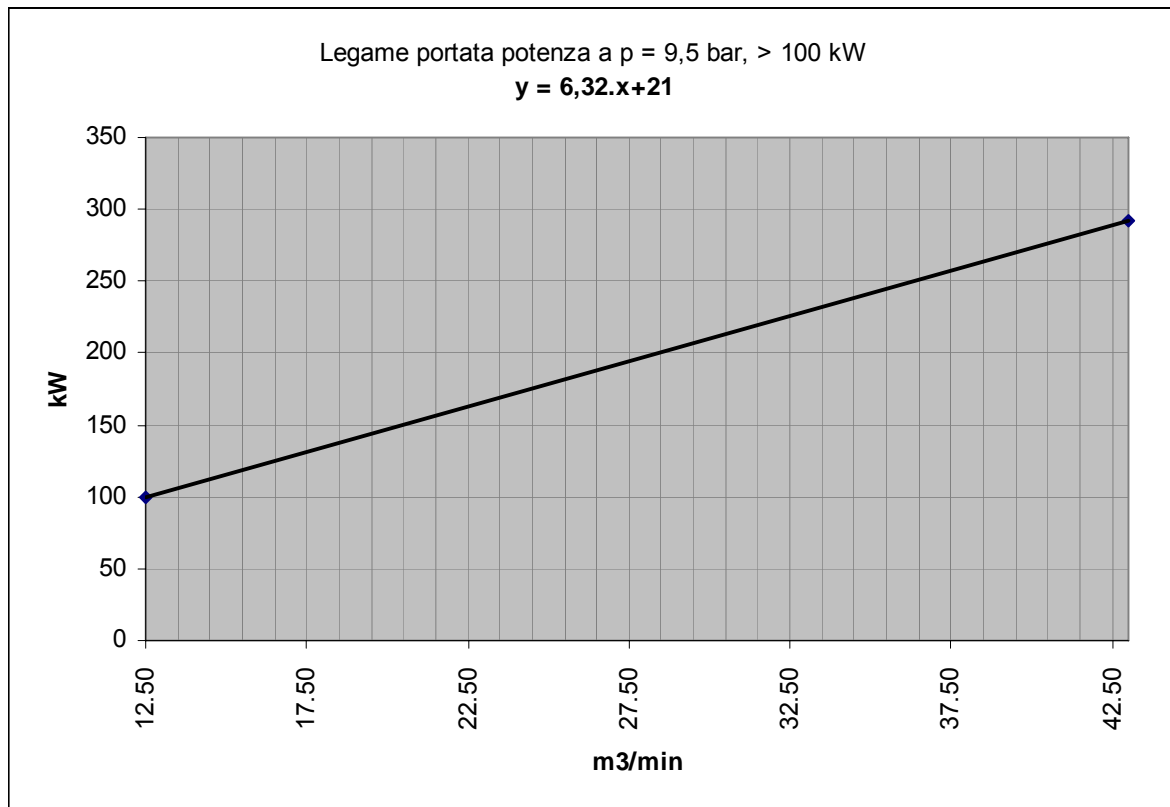


Fig. 5.7 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 9,5 bar_r per potenze oltre i 100 kW

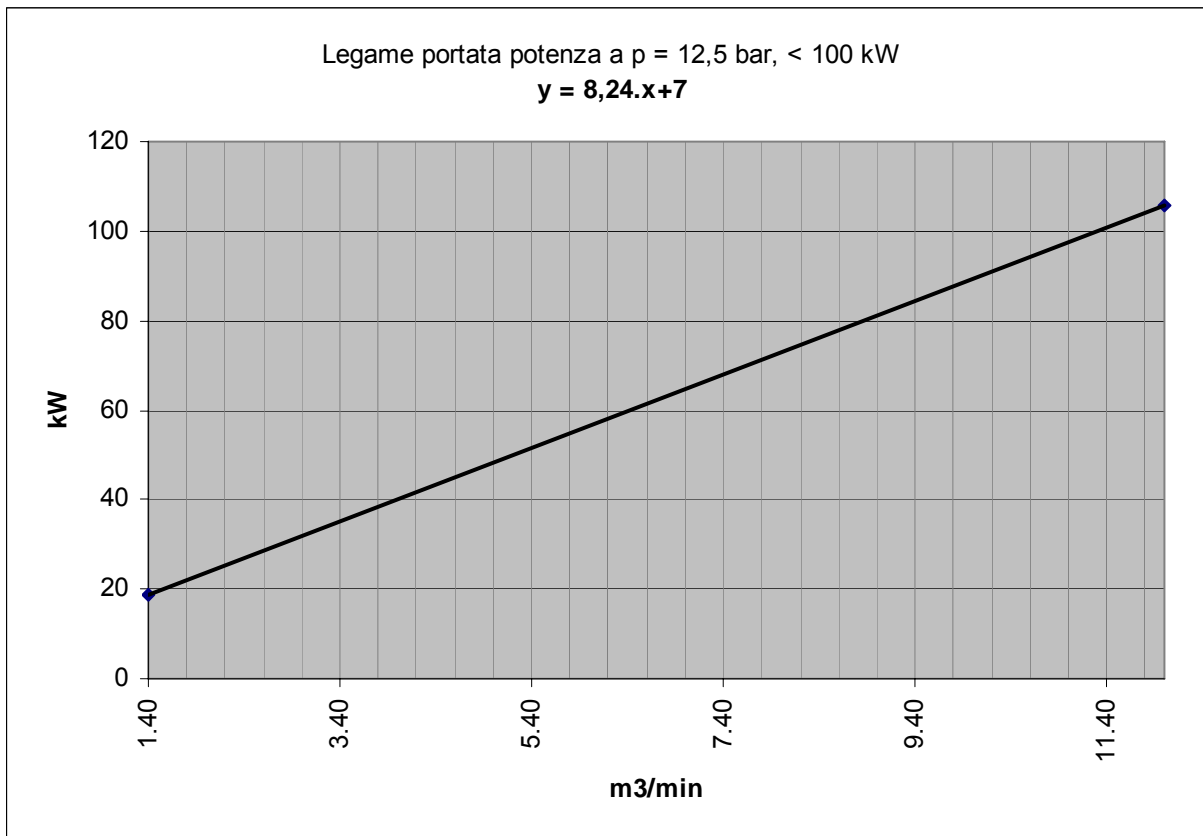


Fig. 5.8 Curva universale che mette in relazioni la portata media erogabile dalla macchina con regolazione di velocità e la potenza media assorbita dalla rete @ 12,5 bar, per potenze fino a 100 kW

Spiegazione equazione (5)

I transitori sono quegli intervalli caratterizzati dal passaggio della potenza da un valore P_1 ad uno $P_{2,0}$ e si può affermare che presentino una evoluzione di tipo iperbolico. Inoltre questi transitori, anche per macchine lubrificate di modesta potenza, si protraggono fino a oltre 60 s.

L'equazione (5) tiene conto di quanto riportato in Fig.5.7, proponendo una sostanziale equivalenza tra l'area A e l'area B. In realtà il transitorio t proposto è tale da rendere l'area B sempre minore rispetto all'area A. Si ricorda che le aree rappresentano qui il valore dell'energia e il t proposto è stato verificato per transitori di macchine con potenze diverse.

Questa semplificazione conduce all'equazione (5), ossia a considerare nella formula di \hat{P}_2 anche il riferimento a P_1 per un tempo transitorio t . Il transitorio considerato è quindi sì un valore fittizio ma di buona approssimazione per gli scopi proposti ed è indipendente dalla potenza della macchina, ma dipende dalla geometria del sistema di scarica lubrificazione.

Si ricorda inoltre che i motori delle macchine con regolazione carico/ vuoto hanno come limite un massimo di 5-6 accensioni in un'ora, ciò vuol dire che se in un ora avvengono frequenti passaggi vuoto/carico e se la macchina ha già effettuato i 3 avviamenti massimi consentiti, da lì fino al completamento dell'ora viene forzata a rimanere a vuoto.

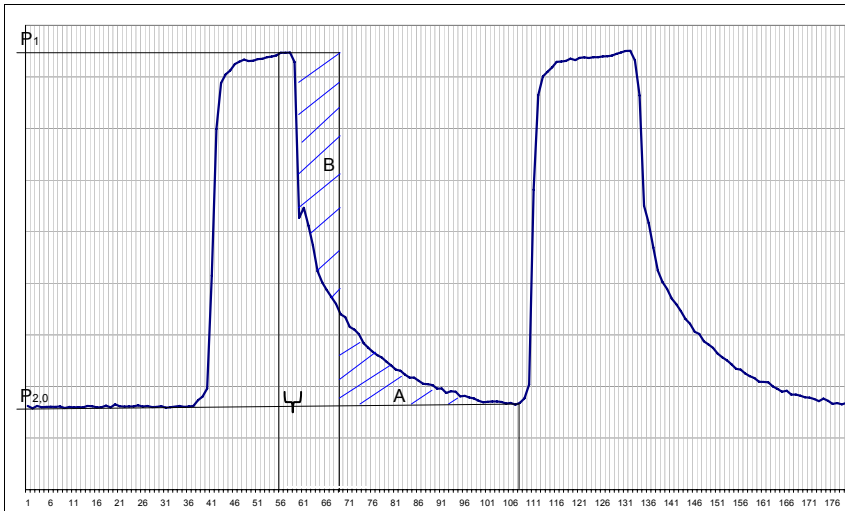


Fig. 5.9: Esempio di curva di laboratorio per macchina lubrificata in cui si evidenzia la reale evoluzione del transitorio tra potenza a carico (P_1) e a vuoto di regime ($P_{2,0}$)

Il settaggio delle pressioni (regolazione a scalini vs. regolazione fine con inverter [7])

Il controllo della pressione di un compressore regolato in velocità consente una banda di controllo più ristretta ed una pressione di esercizio media inferiore rispetto a quella ottenuta con l'impiego di un compressore con regolazione vuoto/carico (si veda Fig. 5.8).

Pressione di esercizio mediamente più bassa vuol dire anche perdite di carico minori.

La stabilità della pressione di rete ottenuta da un compressore regolato in velocità consente ulteriori risparmi indiretti:

- se l'impianto è costituito da più unità, ed in generale queste sono del tipo vuoto/carico, presenti per la copertura del carico di base, queste macchine vengono indotte a lavorare con maggiore regolarità (minori cicli carico/vuoto) dunque a consumare di meno.
- le perdite, sempre presenti negli impianti di aria compressa, vengono ridotte significativamente. Per esempio, una perdita a 6 bar_r comporta un consumo del 13% inferiore rispetto ad una perdita a 7 bar_r.
- la maggior parte delle applicazioni ad aria compressa consuma meno aria ad una pressione di esercizio ridotta.

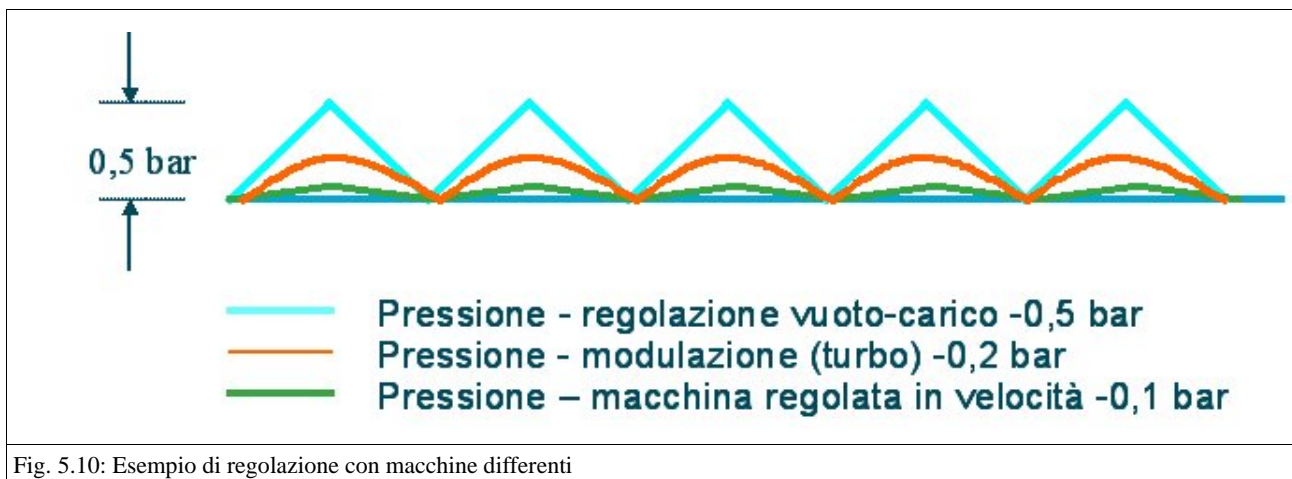


Fig. 5.10: Esempio di regolazione con macchine differenti

BIBLIOGRAFIA

- [1] Scheda tecnica n.9 Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi di pompaggio con potenza inferiore a 22 kW.
- [2] Scheda tecnica n.16 Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi di pompaggio con potenza superiore o uguale a 22 kW.
- [3] Anglani N., Benzi F. A proposal for a technical procedure in the assessment of energy saving by means of VSD in compressed air systems: the role of evaluation and monitoring. ECEEE 2005 Summer Study Conference. Mandelieu, France. (I)
- [4] Anglani N., Benzi F. Evaluation procedure for the assessment of energy saving and white certificates by means of speed controlled devices driving air compressors. Sinergy. Rimini Novembre 2005. (II)
- [5] Anglani N., Benzi F. Energy savings assessment with an analytical procedure: the case of speed-controlled air compressor applications. EUREM Conference. Milano 23-24 Novembre 2005. (III)
- [6] Dati tecnici da case costruttrici di compressori a velocità variabile
- [7] Da comunicazioni varie con case costruttrici
- [8] Anglani N. 2006. Come risparmiare energia. Fluidotecnica. Supplemento n.300 di Progettare Edizioni VNU. pag.15-17
- [9] Anglani N. **2007**. “Accruing white certificates by means of energy saving projects targeting variable speed drive compressors”. In the proceedings of EEMODS (International conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems) 2007. Beijing June 11-13
- [10] Anglani N., Benzi F., **2010**, “Variable speed drive air compressors: an analytic approach to energy saving evaluation” 2010 ICEM, Sept.8-10, Rome.

ALLEGATO 1: PROPOSTA DI SCHEDA TECNICA N.XX – INSTALLAZIONE DI COMPRESSORI D'ARIA A VELOCITÀ VARIABILE IN SOSTITUZIONE DI COMPRESSORI D'ARIA A VELOCITÀ FISSA ESISTENTI

1. ELEMENTI PRINCIPALI

1.1. descrizione dell'intervento

Tipologia di intervento	Motori elettrici e loro applicazioni
Decreto ministeriale 20 luglio 2004: Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico e sviluppo delle fonti rinnovabili, di cui all'art. 16, comma 4, del decreto legislativo 23 maggio 2000, n. 164.	Tabella A, tipologia di intervento n.2
Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi per l'incremento dell'efficienza energetica negli usi finali di energia, ai sensi dell'art. 9, comma 1, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79.	Tabella B, tipologia di intervento n.7
sotto tipologia di intervento	Installazione di azionamenti a velocità variabile
settore di intervento	Terziario, industriale
tipo di utilizzo	Sistemi di produzione di aria compressa azionati da motori elettrici
condizioni di applicabilità della procedura	Motori elettrici e loro applicazioni

1.2 CALCOLO DEL RISPARMIO DI ENERGIA PRIMARIA

Metodo di valutazione	Analitico
<p>Risparmio lordo di energia primaria RL per ogni singolo compressore</p>	$RL = 0,187 \cdot 10^{-3} \cdot N \cdot [P_1 \cdot \hat{A}_1 + P_2 \cdot \hat{A}_2 - P_4 \cdot A_4]$ <p>unità di misura Tep/anno</p> <p>dove ($P_1 \cdot \hat{A}_1 + P_2 \cdot \hat{A}_2$) e ($P_4 \cdot A_4$) sono rispettivamente i consumi riferiti al funzionamento della macchina con regolazione vuoto/carico (V/C) e quelli riferiti alla macchina a velocità variabile (V/V) sul periodo di monitoraggio -a pari servizio fornito- e calcolati secondo quanto riportato sopra</p> <p>P_1 rappresenta la potenza assorbita a carico dalla macchina V/C;</p> <p>\hat{A}_1 rappresenta il numero di ore <i>equivalenti</i> a carico della macchina V/C, a pari servizio fornito dalla macchina V/V;</p> <p>\hat{P}_2 rappresenta la potenza media assorbita a vuoto dalla macchina V/C;</p> <p>\hat{A}_2 rappresenta il numero di ore <i>equivalenti</i> a vuoto della macchina V/C, a pari servizio fornito dalla macchina V/V;</p> <p>P_4 rappresenta la potenza media assorbita dalla macchina V/V;</p> <p>A_4 rappresenta il numero di ore di accensione della macchina V/V;</p> <p>N è il numero dei periodi campione in un anno.</p>
<p>Tipi di Titoli di Efficienza Energetica riconosciuti all'intervento:</p>	<p>Tipo I</p>

2. NORME TECNICHE DA RISPETTARE

- Articolo 6, decreti ministeriali 20 luglio 2004.
- Norma CEI EN 61800-2: Azionamenti elettrici a velocità variabile. Parte 2: Prescrizioni generali e specifiche nominali per azionamenti a bassa tensione con motori in corrente alternata.
- Norma CEI EN 61800-4: Azionamenti elettrici a velocità variabile. Parte 4: Prescrizioni generali e specifiche nominali per azionamenti a tensione superiore a 1 kV e fino a 35 kV con motori in corrente alternata.
- Norma CEI EN 60034-1: Macchine elettriche rotanti. Parte 1: Caratteristiche nominali e di funzionamento.
- Norma CEI 13-35: Guida all'applicazione delle Norme sulla misura dell'energia elettrica.
- Norma CEI EN 60359: Apparecchi di misura elettrici ed elettronici – Espressione delle prestazioni
- ISO 1217 ediz. 1996: displacement compressors, acceptance tests.

3. DOCUMENTAZIONE DA TRASMETTERE E CONSERVARE

Nome, indirizzo e recapito telefonico di ogni cliente partecipante.

La valutazione prevede due fasi di misurazione dei dati di interesse su due periodi campione: un primo periodo di misurazione (PM1) sulla macchina da sostituire (con regolazione vuoto/carico) ed un periodo di misurazione (PM2) sulla macchina regolata in velocità.

Le misure fatte a bordo macchina sono considerate valide se i settaggi sono fatti in accordo con le specifiche della macchina, che a sua volta devono rispettare la ISO 1217, edizione 1996 e sue successive modifiche ed aggiornamenti.

Periodo PM1, in genere almeno una settimana o un tempo significativo che sia riproducibile nell'anno di riferimento: documentazione di progetto e di esercizio della macchina con regolazione vuoto/carico e registrazione delle misure fatte, relativamente a valore della pressione di settaggio della macchina, ai valori della potenza a carico ed a vuoto a regime, cicli e ore di funzionamento a carico ripartite in accordo con i dati richiesti dalla procedura.

I cicli rappresentano il numero di passaggi dalla condizione di carico a quella di vuoto.

Periodo PM2, di durata pari a PM1 o a un suo multiplo: documentazione di progetto e di esercizio della macchina a velocità variabile da cui si evincano i consumi della macchina a regimi parziali di velocità e le relative portate erogate in funzione della pressione di esercizio e della configurazione, se diverse da quelle proposte nella scheda. Nel caso in cui si adottino le curve proposte nella scheda è sufficiente conservare i dati tecnici della macchina, così come forniti dal costruttore al venditore dell'impianto. Registrazione delle misure e/o letture rilevate durante la prova relativamente a valore della pressione di esercizio (in MPa_r), la portata cumulativa dell'aria compressa (aria erogata – FAD in m³), ore di funzionamento (ore in cui la macchina è risultata accesa).

Devono essere conservati i dati di entrambe le prove e le modalità con cui sono state fatte le misure. Le unità di misura delle grandezze trattate devono comprendere anche quelle del Sistema Internazionale.

Nella Tab. 5.8 viene riportato per ogni periodo e per ogni tipo di macchina le misure, con indicato relativo strumento, o dati tecnici, con relativa fonte di provenienza, da conservare.

Vanno inoltre conservati anche i “technical data sheets”, certificati, che provengono dal costruttore, nel caso in cui la potenza media assorbita dalla rete, associata al funzionamento della macchina a velocità variabile sul periodo di prova, assuma nei calcoli valori diversi da quelli proposti con le curve riportate nel seguito.

Tab.5.8: Elenco dati da conservare. Indicare durata di PM1 e PM2.

periodo	tipologia di macchina	quantità	strumento di misura o fonte
PM1	V/C	Potenza elettrica assorbita a carico	Wattmetro digitale o strumentazione equivalente
PM1	V/C	Potenza a vuoto a regime	Wattmetro digitale o strumentazione equivalente
PM1	V/C	ore di carico	Lettura a bordo macchina
PM1	V/C	Cicli carico/ vuoto	Lettura a bordo macchina
PM1	V/C	pressione esercizio compressore	Manometro e settaggio macchina
PM1	V/C	Valore F.A.D ⁴	Misuratore di flusso oppure dai dati tecnici le cui misure siano fatte in accordo con ISO 1217, edizione 1996
PM2	V/V	Quantitativo di aria compressa (aria erogata)	Lettura a bordo macchina ⁵ oppure con flussimetro
PM2	V/V	Ore accensione macchina	Lettura a bordo macchina
PM2	V/V	Pressione esercizio compressore	Manometro e settaggio macchina

⁴ F.A.D. free air delivery

6. Gli scenari energetici dell'industria al 2020: valutazioni tecnico-economiche-ambientali

I settori, da cui sono stati tratti i campioni oggetto degli audit e delle analisi, sono: alimentare, meccanico, lavorazione dei filati (calze), lavorazione delle materie plastiche, per il settore manifatturiero non di base. La chimica(farmaceutica) e l'editoria per l'industria manifatturiera di base. I primi 4 settori da soli coprono una quota di circa 44 000 GWh/a su un totale di 55 000 GWh/a del settore manifatturiero non di base (dati di sintesi sui consumi elettrici 2009, in calo del 12,7% rispetto al 2008). I due ultimi settori hanno consumi globali di circa 16 000 GWh/a su un totale di 57 (dati statistici 2009 da Terna in calo del 18% rispetto al 2008).

Lo studio ha compreso anche un'analisi dei sistemi di misura, monitoraggio e controllo delle performance delle variabili di sistema, con esempi di corretto dimensionamento di tutto il sistema.

In particolare, l'attenzione è stata rivolta a macchine di tipo rotativo a partire da 30 kW, trifasi alimentate sia in bassa sia in media tensione fino a qualche centinaio di kW, operanti sui livelli di pressione più comune nell'industria: da 0,5 fino a 1 MPa_r (da 5 a 10 bar). In questa parte si sono escluse considerazioni riguardanti macchine centrifughe. Il tipo di controllo più frequente è risultato essere quello che regola la portata facendo passare il compressore da un regime di “pieno” carico a quello di vuoto, in cui tuttavia il motore, che trascina il compressore, risulta alimentato con prelievi di potenza che raggiungono anche il 20-25% del valore a carico. Questo tipo di macchine dette anche a velocità fissa sono responsabili della maggior parte dei consumi.

A partire da dati AFISAF (2009) sul numero di pezzi venduti, elettrocompressori dai 2 kW fino ad oltre 250 kW, si propone nelle Tab. 6.1., 6.2., 6.3. rispettivamente una stima dei consumi sul parco installato in Italia per classi di potenza, le ipotesi adottate per i calcoli, una stima sul parco installato al 2009. La potenza di riferimento è relativa alla potenza nominale del motore installato. La stima deriva dal considerare mediamente in servizio una macchina per 15 anni; nel considerare un totale di ore di funzionamento pari a 2100 h/a per compressori al di sotto dei 22 kW, di 3780 h/a fino a 110 kW e 5040 h/a per potenze superiori. Trasversalmente nelle classi è stata considerata un'incidenza delle ore di vuoto pari al 20% di quelle a carico; per quanto riguarda la potenza a vuoto, fino a 90 kW si è considerata una potenza a vuoto dell'ordine del 25% rispetto a quella a carico. Oltre, è stato considerato un valore lievemente inferiore e pari al 20%. Per quanto riguarda l'efficienza media dei motori si sono considerate le ipotesi riportate in tabella 2, in cui si riporta anche il fattore di crescita media utilizzato, per classe di potenza, sul periodo 1995-2009, ossia su un orizzonte temporale di 15 anni, che è quello di interesse per il calcolo dei consumi.

Si è inoltre considerato che un 30% delle vendite per potenze superiori a 90 kW siano destinate a macchine di backup o turnazione, mentre per quanto riguarda i compressori a velocità variabile, è stato possibile redigere una stima dei consumi solo a partire dal 2004 e solo macchine superiori a 30 kW sono state inserite nel calcolo. Le percentuali di venduto a velocità variabile per classe di potenza si ha solo per gli anni 2004 e 2005. Per gli anni successivi si sono tenuti gli stessi trend di crescita (per macchine inferiori a 90 kW si passa da una quota di mercato, per classi di potenza, di circa il 14% nel 2004 al 24% del 2009; per macchine di potenza uguale o superiore la quota di mercato, per classe, passa da circa il 12% del 2004 al 26% del 2009). Questo è stato fatto ipotizzando una stima dei risparmi tra il 10 ed il 18% rispetto a quelli a velocità fissa. I dati sui consumi per compressori da 2 kW sono parziali e dipendono dal fatto che le vendite sono state registrate solo a partire dal 1998 (dunque non si hanno a disposizione dati sull'intero periodo di 15

anni), i consumi sui compressori con potenza superiore a 160 kW hanno come riferimento una potenza di 315 kW.

Nel dettaglio si sono calcolati i consumi dal 2005 al 2009, avendo a disposizione dati sul venduto a partire dal 1990. Riassumendo: si stima dunque che in Italia per la produzione di aria compressa si consumino tra 14 e 16 TWh/a. Dati di partenza, ipotesi e calcoli sono riportati in Appendice 5.

Tab. 6.1. Stima dei consumi degli elettrocompressori da 2 kW in su, installati in Italia. Comprende anche i velocità variabile (VSD), con dati solo a partire dal 2004 (kWh/a)

Totale consumi al 2009, inclusi VSD dal 2004 (15 anni vu)	
kW	GWh/a
2	21.31
4	100.17
5.5	294.24
7.5	738.59
11	1,120.94
15	861.16
18.5	564.48
22	941.75
30	1,265.69
37	1,299.66
45	1,140.51
55	708.65
75	1,219.66
90	538.58
110	496.42
132	570.75
160	669.65
315	1,176.52
totale	13,729

Tab. 6.2. Ipotesi adottate su efficienza media motori e loro evoluzione nel corso del periodo 1995-2009

h/a	eff media motori a carico	rate crescita eff media a carico su 15 anni	% V/C	Pv=25%PC fino a90kW, 20% oltre	Potenza kW
	2100	0.85	2.00%	20%	25%
	2100	0.85	2.00%	20%	25%
	2100	0.85	2.00%	20%	25%
	2100	0.85	2.00%	20%	25%
	2100	0.87	2.00%	20%	25%
	2100	0.87	2.00%	20%	25%
	2100	0.87	2.00%	20%	25%
	2100	0.87	2.00%	20%	25%
	2100	0.87	2.00%	20%	25%
	3780	0.9	1.50%	20%	25%
	3780	0.9	1.50%	20%	25%
	3780	0.9	1.50%	20%	25%
	3780	0.9	1.50%	20%	25%
	3780	0.92	1.50%	20%	25%
	3780	0.92	1.50%	20%	25%
	5040	0.92	1.50%	20%	20%
	5040	0.9	1.50%	20%	20%
	5040	0.95	1.00%	20%	20%
					oltre 160

Nello specifico a livello di settore si sono poi elaborati scenari di risparmio di energia primaria ed emissioni di CO₂ equivalenti al 2020. In Fig. 6.1. e Fig.6.2. sono riportati i risultati finali aggregati secondo le ipotesi dei due scenari indagati: uno di minimo impatto (identificato con min) ed uno più aggressivo (identificato con MAX).

Essendo le Figg.6.1. e 6.2. grafici cumulativi le etichette dell'asse x vanno intese come settore che successivamente entra nel computo dei risparmi: più precisamente, si parte con il settore alimentare e man mano si inseriscono i contributi del settore tessile (in posizione 2), del settore stampa ed editoria (in posizione 3), ..fino ad arrivare ad aggiungere il contributo del settore meccanico (sesta posizione).

Lo scenario MIN e MAX sono stati ricavati dalla composizione delle ipotesi riportate nella Tab.6.4 sui diversi settori (Tab. 6.4 parte 1 e Tab. 6.4 parte 2). Ossia lo scenario MIN è creato dalla composizione delle seguenti ipotesi, derivanti dagli audit svolti sulle aziende campione: (i) minimo impatto della quota di consumi destinati alla produzione di aria compressa (AC) e (ii) minimo tasso

di crescita (negativo -1%)

**Tab. 6.3. Consistenza del parco elettrocompressori
compressori lubrificati (da 2 ad oltre 160 kW)**

**Popolazione elettrocompressori
lubrificati rotativi da kW 2 ad oltre
kW 250 incluso backup e VV (vita
utile 15 anni)**

Potenza kW	2008	2009
2	4,262	4,403
4	10,075	10,035
5.5	21,498	21,166
7.5	39,653	38,905
11	41,889	41,116
15	23,633	23,253
18.5	12,599	12,453
22	17,547	17,404
30	10,194	10,274
37	8,545	8,614
45	6,204	6,180
55	4,799	4,738
75	5,979	5,987
90	2,226	2,256
110	1,712	1,700
132	1,232	1,244
160	1,170	1,172
oltre 160	1,140	1,155
Totali	214,357	212,055

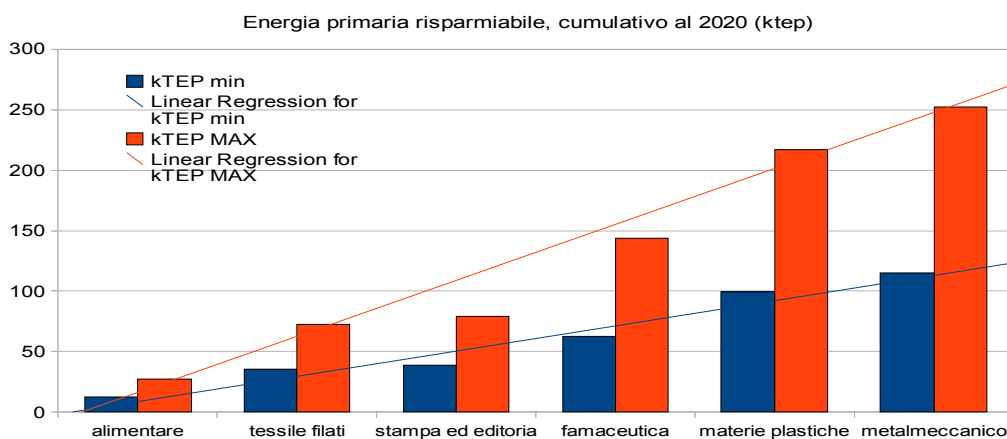


Fig. 6.1: Risparmi conseguibili nell'ottimizzazione dei sistemi aria compressa per i settori indagati secondo due scenari: uno di minimo impatto (denominato min), uno più aggressivo (denominato max). Unità di misura del risparmio di energia primaria ktep.

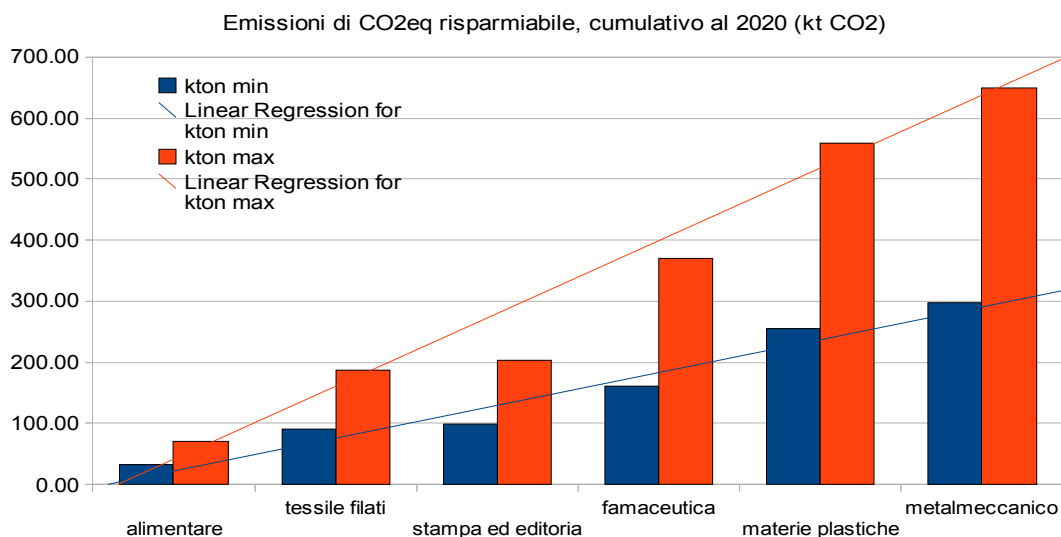


Fig. 6.2: Risparmi conseguibili nell'ottimizzazione dei sistemi aria compressa per i settori indagati secondo due scenari: uno di minimo impatto (denominato min), uno più aggressivo (denominato max). Unità di misura del risparmio di emissioni di CO₂ kt.

della quota AC sui consumi di settore al 2020. Lo scenario MAX dall'applicazione delle ipotesi di (i) maggiore incidenza sui consumi elettrici di settore dell'AC e (ii) tasso di crescita di tali consumi al 2020 positivo e pari al 2%.

Gli scenari sono stati costruiti tenendo in considerazione il fatto che nei prossimi 10 anni il parco delle macchine attualmente installate dovrebbe essere sostituito per almeno 2/3, in accordo con le ipotesi di una vita media utile di 15 anni, rimanendo tuttavia in un campo di ipotesi di tipo tutelativo, che dunque non sovrastima i risparmi ottenibili. Si ricorda inoltre che le stime partono da dati sui consumi 2009, che rispetto al passato risentono della crisi economica.

Tab. 6.4.(parte 1) : Dati di partenza per la costruzione dello scenario MIN e dello scenario MAX, che hanno determinato i cumulativi di risparmio di energia primaria e di emissioni di CO2 eq al 2020. Lo scenario MIN è creato considerando la composizione delle ipotesi minime (i) sull'impatto dei consumi del servizio AC sul globale di settore a partire dagli audit svolti e (ii) su un fattore di crescita negativo della quota AC sui consumi di stabilimento al 2020. Viceversa lo scenario MAX. Aggregazione di settore e dati elettrici Terna.

settore merceologico	consumi elettrici globali al 2009 GWh/a	stima 2009 % di consumo su AC MIN	stima 2009 % di consumo su AC max	consumi su aria compressa (stima 2009, GWh/a) min	consumi su aria compressa (stima 2009, GWh/a)MAX	tipologie di intervento					media pesata (%)
						generazione	trattamento	distribuzione di tipo concentrato	distribuzione di tipo distribuito	monitoraggio	
alimentare	12,558.00	5.00%	8.00%	628	1004.64	15.00%	1.00%	2.00%	5.00%	1.00%	12.00%
tessile filati	4,412.20	20.00%	30.00%	882	1323.66	20.00%	1.00%	2.00%	5.00%	1.00%	15.00%
e tessile confezionamento											
stampà ed editoria	1,736.40	8.00%	10.00%	139	173.64	20.00%	1.00%	2.00%	5.00%	1.00%	15.00%
famaceutica	14,227.30	10.00%	20.00%	1,423	2845.46	15.00%	1.00%	2.00%	5.00%	1.00%	10.00%
materie plastiche	7,194.30	20.00%	30.00%	1,439	2158.29	20.00%	1.00%	2.00%	5.00%	1.00%	15.00%
metalmeccanico	19,105.50	5.00%	8.00%	955	1528.44	12.00%	1.00%	2.00%	5.00%	1.00%	10.00%

Tab. 6.4. (parte 2)

settore merceologico	fattore di crescita dei consumi AC su 10 anni(min)	fattore di crescita dei consumi AC su 10 anni(max)	Risparmi conseguibili al 2020 (GWh; min consumi)		Risparmi conseguibili al 2020 (GWh) MAX consumi		fattori impiegati (AEEG; 2008)		Emissioni evitabili al 2020 (kt eq di CO2) min	Emissioni evitabili al 2020 (t eq di CO2) MAX	0.187
			min crescita	max crescita	min crescita	max crescita	0.481 kg CO2/kWhe	tep/MWh			
alimentare	-1.00%	2.00%	68.14	91.85	109.03	146.96	33	71			
tessile filati	-1.00%	2.00%	119.71	161.35	179.56	242.03	58	116			
e tessile confezionamento	-1.00%	2.00%									
stampà ed editoria	-1.00%	2.00%	18.84	25.40	23.56	31.75	9	15			
famaceutica	-1.00%	2.00%	128.67	173.43	257.34	346.86	62	167			
materie plastiche	-1.00%	2.00%	195.19	263.09	292.79	394.64	94	190			
metalmeccanico	-1.00%	2.00%	86.39	116.45	138.23	186.32	42	90			

Cenni a valutazioni economiche sugli investimenti

7. Le giornate informative e la proposta di creazione di corsi formativi ad hoc

I risultati relativi alla proposta di una metodologia di calcolo di tipo analitico per la valutazione dei risparmi energetici derivanti dalla sostituzione di macchine a velocità fissa con compressori a velocità variabile sono stati presentati al congresso ICEM 2010- XIX International Conference on Electrical Machine (Roma 6-8 Settembre 2010). I risultati degli audit invece si presenteranno a due conferenze internazionali nel corso del 2011. Inoltre sono state organizzate n.2 giornate informative per il settore della produzione della calza nel distretto di Castel Goffredo (MN), grazie al coordinamento con il CentroServiziCalza. Questo evento è previsto entro la fine del 2010 e si presenteranno i risultati che si sono raggiunti con riferimento proprio alle specificità del settore.

A livello informativo è inoltre stata allestita una paginetta web, collegata al Laboratorio prove consumi energetici aria compressa (LABAC), in cui si riassumono i dati più interessanti dello studio. Si veda il sito <http://www-3.unipv.it/energy/labac>, oppure direttamente

<http://www-3.unipv.it/energy/LABAC/research>

Un altro evento, in cui invece si presenteranno i risultati globali dello studio, verrà organizzato a Pavia, presso il dipartimento di Ingegneria Elettrica, ed è stato previsto come uno degli eventi in occasione dei festeggiamenti per i 650 anni dell'Ateneo.

Si propone nel seguito la struttura di un corso propedeutico e l'organizzazione di giornate informative.

7.1 CORSI PROPEDEUTICI ALL'APPROFONDIMENTO DELLE TEMATICHE RELATIVE ALL'ARIA COMPRESSA

Descrizione: il corso propedeutico-introduttivo ai sistemi aria compressa di tipo industriale intende fornire un panorama sulle "best practice" che si dovrebbero adottare nella gestione di tali sistemi CAS. Ponendo particolare enfasi all'efficienza energetica, il corso è pensato in un'ottica applicativa sia per ingegneri che si occupano di impianti sia per ingegneri che si occupano di manutenzione, oppure può essere pensato come un corso su materie affini/caratterizzanti per allievi ingegneri industriali (laura triennale o magistrale).

Gli argomenti riguardano: cenni alla teoria sulla compressione dei gas, cenni alla fisica e fisica tecnica, le tecnologie sui compressori, gli ausiliari, problematiche nella distribuzione e nell'uso finale, sistemi di misura e monitoraggio, acquisizione dati, analisi dei dati e report finale. L'enfasi sull'efficienza energetica determina il focus su identificazioni delle azioni/soluzioni di risparmio e valutazioni di tipo economico. Una parte del corso prevede di impegnare i candidati direttamente su compiti pratici da svolgere in laboratorio, ad esempio acquisizione dati, misure, analisi ed interpretazione, nonché simulazioni.

Risultati dell'apprendimento:

i candidati-allievi che completeranno con successo il corso saranno in grado di:

- riconoscere se un sistema sta lavorando facendo riferimento alle "best practice" oppure se ha una configurazione di funzionamento non ottimale, e sapranno intervenire con le opportune misure volte ad ottenere un risparmio energetico nella gestione del sistema;
- conoscere tutti gli elementi di un CAS ed identificare se questi stanno lavorando nei range di massima efficienza e se la tecnologia appropriata è stata impiegata;
 - comprendere il funzionamento di una sala multicompressore attraverso le sue logiche di controllo e dalla sua analisi comprendere se il sistema sta performando nelle condizioni migliori;

- condurre una campagna di rilevamento ed acquisizione dati, secondo le procedure imparate;
- riconoscere problematiche relative a perdite di tipo concentrato e distribuito di massa ed energia: ad esempio come minimizzare o eliminare la domanda artificiale oppure come identificare e gestire correttamente i picchi di domanda.
- analizzare i dati di prestazione di un CAS per identificare gli attuali indici di benchmark e capire quali margini di guadagno di efficienza esistono anche in termini economici;
- consigliare opportunamente nella progettazione funzionale di tali sistemi.

Il corso così strutturato potrebbe avere 3 crediti (24 ore tra lezioni frontali LF e tutorials (tra cui laboratorio LB e visite tecniche V)) e risultare implementato come di seguito proposto.

Progressivo lezione	ore	tipologia	descrizione
L1	2	LF	introduzione alla termodinamica dei compressori e comportamento dell'aria
L2	1	LF	dinamica dei fluidi incomprimibili nei condotti, perdite
L3	2	LF	tecnologia dei compressori
L4	2	LF	sistemi di controllo e gestione delle macchine
LB1	2	LB	misurazioni sull'efficienza dei compressori
L5	2	LF	condizioni ambientali di funzionamento e loro influenza sulle prestazioni
L6	1	LF	Gli ausiliari in un sistema CAS
L7	2	LF	riduzione della domanda (perdite di massa, domanda artificiale, gestione dei picchi)
L8	1	LF	le tecnologie di misura
V	2	V1	installazioni CAS e misure
L9	2	LF	metodologia di analisi dati report
L10	1	LF	analisi degli errori e valutazione del rischio
L11	2	LF	identificazione e valutazione delle opportunità di miglioramento (simulazioni)
L12	2	LF	calcoli e valutazioni energetico- economiche su CAS
TOTALE	24		

La verifica potrebbe alternativamente essere la preparazione di un report a partire o da misure di laboratorio o da una visita tecnica e la sua discussione orale con ausilio di presentazione tipo ppt. Alternativamente potrebbe essere l'approfondimento di un argomento trattato durante il corso.

7.2 LE GIORNATE INFORMATIVE

Lo scopo dello studio condotto è quello di analizzare il tema sull'aria compressa e parallelamente quello di diffondere una maggiore conoscenza (e coscienza) sulle performance energetiche e sulle possibilità di risparmio ottenibili nel settore industriale, che in modo specifico è coinvolto da questo

tema per la presenza costante di sistema CAS in qualsivoglia settore merceologico.

Considerando i risultati di questo lavoro, raggruppabili secondo due aree distinte, ossia 1) metodologie di risparmio e 2) aree di intervento, le giornate informative sono pensate con due target diversi. Per quanto riguarda il primo tema trattato: "illustrazione di metodologie per elaborazione di una scheda tecnica da sottoporre all'ente regolatore che gestisce i titoli di efficienza energetica" si pensa di dare pubblicità alla metodologia anche nel mondo scientifico e della ricerca per acquisire feedback relativo ad eventuali revisioni e confronti sul metodo stesso. Questo verrà fatto (ha già cominciato ad essere pubblicizzato) attraverso la redazione di articoli scientifici sul tema, ma anche usufruendo del sito del LABAC (si vedano link riportati sopra).

Per quanto riguarda invece il secondo tema, più specifico sui risultati derivanti dagli audit fatti, si è pensato di organizzare almeno un paio di giornate informative, sfruttando i canali di società di servizi dedicate a specifici settori merceologici. Questo format risulta particolarmente adatto per il settore della produzione filati per calze e produzione calze, per cui, in accordo con il Centro Servizi Calza (CSC) di Castel Goffredo (MN), si è già stabilito di organizzare giornate di presentazione risultati audit-CAS.

Le tematiche trattate saranno:

- descrizione nell'utilizzo dell'aria;
- misure e monitoraggio;
- benchmark di settore;
- best practice;
- interventi da realizzare: ritorni economici e risparmi di energia;
- dettagli sugli audit ed esperienze di business nel campo degli audit per CAS

Questo tipo di struttura risulta dettagliata, ma al contempo anche sufficientemente generica da poter essere applicata alla maggior parte dei settori merceologici.

Infine un sito web dedicato all'aria compressa, a partire dal laboratorio prove consumi energetici sull'aria compressa/LABAC, presente presso il Dipartimento di Ingegneria elettrica dell'Università di Pavia, aiuterà ad avvicinarsi alle problematiche dell'aria compressa da parte dei non addetti.

Qui si potranno trovare sintesi delle best practice, link utili, informazioni su sistemi CAS e corsi di aggiornamento.

8. Conclusioni

Sinteticamente, lo studio ha affrontato i seguenti temi: (i) si è inquadrato l'argomento tecnico ed analizzato le modalità più comuni nella produzione/trattamento/distribuzione/utilizzo e misura nell'ambito dell'aria compressa nel settore industriale; (ii) si sono organizzati e condotti gli audit con un partner industriale (Atlas Copco Italia, che ha fornito gli strumenti di misura ed il know out dei propri tecnici), (iii) si sono valutate le aree di intervento ed i risparmi conseguibili a fronte degli interventi ipotizzati; (iv) si è lavorato sulla predisposizione di schede metodologiche per la valorizzazione dei risparmi ottenibili (lato elettrico e lato termico); (v) si sono creati ed analizzati scenari possibili di interventi; (vi) a livello divulgativo si è partecipato a conferenze internazionali ed inoltre organizzate giornate ad hoc presso l'industria nonché allestita una pagina web dei risultati raggiunti, collegata al sito del laboratorio sull'aria compressa presente presso il dipartimento di Ingegneria dell'Università di Pavia. Si è inoltre proposta anche la struttura di un corso propedeutico alle problematiche del settore, che potrebbe essere gestito ad esempio da FIRE in collaborazione con il Dipartimento, sfruttando così il network degli Energy Manager.

Con riferimento all'obiettivo intermedio A si è sviluppato uno studio sull'uso razionale dell'energia nella produzione-trattamento-distribuzione-utilizzo dell'aria compressa per alcuni settori industriali, che destinano una quota rilevante dei propri consumi elettrici a questo servizio energetico.

I settori, da cui sono stati tratti i campioni oggetto degli audit e delle analisi, sono: alimentare, meccanico, lavorazione dei filati (calze), lavorazione delle materie plastiche, per il settore manifatturiero non di base. La chimica(farmaceutica) e l'editoria per l'industria manifatturiera di base. I primi 4 settori da soli coprono una quota di circa 44 000 GWh/a su un totale di 55 000 GWh/a del settore manifatturiero non di base (dati di sintesi sui consumi elettrici 2009, in calo del 12,7% rispetto al 2008). I due ultimi settori hanno consumi globali di circa 16 000 GWh/a su un totale di 57 (dati statistici 2009 da Terna in calo del 18% rispetto al 2008).

Lo studio ha compreso anche un'analisi dei sistemi di misura, monitoraggio e controllo delle performance delle variabili di sistema, con esempi di corretto dimensionamento di tutto il sistema.

In particolare, l'attenzione è stata rivolta a macchine di tipo rotativo a partire da 30 kW, trifasi alimentate sia in bassa sia in media tensione fino a qualche centinaio di kW, operanti sui livelli di pressione più comune nell'industria: da 0,5 fino a 1 MPa_r (da 5 a 10 bar). In questa parte si sono escluse considerazioni riguardanti macchine centrifughe. Il tipo di controllo più frequente è risultato essere quello che regola la portata facendo passare il compressore da un regime di “pieno” carico a quello di vuoto, in cui tuttavia il motore, che trascina il compressore, risulta alimentato con prelievi di potenza che raggiungono anche il 20-25% del valore a carico. Questo tipo di macchine dette anche a velocità fissa sono responsabili della maggior parte dei consumi.

Nel dettaglio si sono calcolati i consumi dal 2005 al 2009, avendo a disposizione dati sul venduto a partire dal 1990. Riassumendo: si stima dunque che in Italia per la produzione di aria compressa si consumino oltre 16 TWh/a su oltre 200 000 pezzi installati.

Un capitolo ha riguardato gli strumenti di misura, elementi importanti del sistema. Si sono analizzati misuratori di portata, pressione, temperatura, del punto di rugiada, misure di livello e recupero di calore ed infine misure elettriche.

È stata proposta una selezione tra diversi settori merceologici dell'industria Italiana, che per configurazione di sala compressori sono risultati particolarmente interessanti nell'impiego dell'aria compressa. I contatti con le aziende sono stati presi attraverso diversi attori: sia società di vendita dei compressori, sia esperti operati nel settore dell'aria compressa o delle diagnosi energetiche, sia associazioni di servizio e di categoria.

Le aziende che sono state coinvolte nelle campagne di monitoraggio, a livelli di dettaglio diversi, sono in ordine alfabetico: ABB di Vittuone (metalmecanica), uno stabilimento alimentare nella provincia di Foggia, Bergamaschi di Bosnasco (plastica), Ferrero di (alimentare), fertilvita di corteolona (recupero fanghi biologici), Fulgar di Castel Goffredo (tessile), GiZeta di Castel Goffredo (tessile), il sole24ore di (editoria), uno stabilimento tessile in Lombardia, Mura Collant di Asola (tessile), Simis di Nerviano (farmaceutica), Sinterama di (tessile), Takeda (farmaceutica) e TiGroup di Busalla (automotive).

La configurazione dello studio ha previsto di muoversi su due fronti: uno diretto in cui gli utenti sono stati coinvolti "ex novo" nelle campagne di misurazione ed uno indiretto avvalendosi di dati provenienti da campagne di misurazione già avvenute per cui si è avuta la liberatoria da parte dell'utente finale di poter analizzare questi dati. Lo studio è stato infatti presentato nelle sue finalità avvalendosi dei contatti sopra citati e così portato a conoscenza degli utenti finali, che hanno potuto decidere se partecipare alla campagna di monitoraggio oppure, se la campagna si era già svolta negli ultimi 12 mesi, dare il consenso all'utilizzo dei dati per le elaborazioni che risulteranno da questo studio in modo anonimo o manifesto.

Dall'analisi della configurazione del sistema si sono valutate le aree di intervento, anche facendo riferimento a simulazioni: è stata analizzata la fattibilità tecnico-economica-ambientale di interventi di razionalizzazione energetica sull'intero sistema produzione-distribuzione-utilizzo.

Particolare attenzione è stata dedicata all'applicazione degli azionamenti a velocità variabile sui compressori rotativi con potenze superiori ai 30 kW, in quanto tra i diversi interventi proposti è risultato spesso quello in grado di realizzare i risparmi maggiori.

Nelle valutazioni si è guardato anche alla potenzialità (energetica-economica) del recupero termico del calore, sottoprodotto della generazione di aria compressa. Per i settori merceologici interessati allo studio si è valutato il risparmio in energia finale e primaria e di emissioni di CO₂ equivalenti, fornendo anche una valutazione sull'ordine di grandezza degli investimenti più remunerativi e dei relativi tempi di ritorno.

A livello di settore si sono poi elaborati scenari di risparmio di energia primaria ed emissioni di CO₂ equivalenti al 2020. Secondo i due scenari indagati: uno di minimo impatto (identificato con min) ed uno più aggressivo (identificato con MAX) negli ambiti indagati sono possibili risparmi dell'ordine di 100-250 GWh/a per un totale di 0,3-0,65 Mt di CO₂.

Gli scenari sono stati costruiti tenendo in considerazione il fatto che nei prossimi 10 anni il parco delle macchine attualmente installate dovrebbe essere sostituito per almeno 2/3, in accordo con le ipotesi di una vita media utile di 15 anni, rimanendo tuttavia in un campo di ipotesi di tipo tutelativo, che dunque non sovrastima i risparmi ottenibili. Si ricorda inoltre che le stime partono da dati sui consumi 2009, che rispetto al passato risentono della crisi economica.

Con riferimento all'obiettivo intermedio B lo studio propone una metodologia di valutazione semplificata dei risparmi energetici conseguibili con l'applicazione della tecnologia degli azionamenti a velocità variabile su compressori rotativi di potenza superiore ai 30 kW. Inoltre viene proposta anche una scheda di valutazione dei risparmi ottenibili dal recupero termico sui gruppi funzionanti a regime, nell'ottica dei meccanismi per l'acquisizione dei certificati bianchi (white certificates) o titoli di efficienza energetica (TEE).

Nelle due proposte si evidenziano le possibili problematiche e gli argomenti su cui prevedere delle consultazioni pubbliche da parte degli stakeholder (siano essi costruttori, distributori, ESCo o clienti finali).

In particolare per la scheda n.1 gli argomenti più interessanti riguardano: la lunghezza del periodo su cui produrre il monitoraggio, come valutare la potenza a vuoto senza sovrastimarne il ruolo, la valenza dell'indicazione sui cicli vuoto/carico.

Per quanto riguarda la scheda n.2 (recupero termico su scambiatori aria/acqua) le questioni più controverse riguardano il corretto conteggio dei consumi degli ausiliari, la lunghezza del periodo su cui produrre il monitoraggio, valori di efficienza media dei generatori di calore, smaltimento del calore non utilizzato.

APPENDICE 1

L'essiccazione a refrigerazione e tecniche alternative

Tesina di approfondimento elaborata per il Corso di Energetica Elettrica Laboratorio, Università degli Studi di Pavia

AA 2009/2010

Docente: Dott. Ing. Norma Anglani

Allievi

Francesca Amisano

Fabio Portunato

Claudia Rossi

Alessandro Ziletti

1. Essiccazione dell'aria compressa: principi alla base delle applicazioni in campo industriale

1.1 Introduzione

L'aria compressa è un elemento essenziale per il trattamento e la trasformazione dell'energia in tutti i campi industriali; essa deve essere asciutta, priva di olio e pulita onde evitare problemi per il processo produttivo.

L'aria compressa viene normalmente prodotta comprimendo l'aria aspirata all'interno di un compressore.

L'aria in ingresso al sistema solitamente contiene inquinanti, olii e vapore acqueo; queste sostanze, se non debitamente sottratte, possono arrecare disturbo ai processi seguenti, la corrosione delle tubazioni, la fuoriuscita di condensa dai punti di collaudo nonché il proliferare di microorganismi, provocando un aumento sostanziale di costi di produzione e manutenzione.

E' pertanto indispensabile provvedere all'essiccazione dell'aria compressa.

1.2 Il contenuto di umidità dell'aria

Il contenuto d'acqua nell'aria è descritto in percentuale di umidità relativa e il fattore d'influenza del contenuto di acqua è la temperatura: aumentando la temperatura dell'aria si incrementa la capacità di assorbimento di vapor d'acqua.

Mettendo a confronto due flussi d'aria in condizioni igrometriche differenti si può dedurre che:

un flusso d'aria a temperatura inferiore e umidità relativa del 100% avrà un contenuto d'acqua minore rispetto ad un flusso a temperatura superiore ma con umidità relativa del 50%.

Si può estendere tale considerazione a ciò che avviene in un compressore:

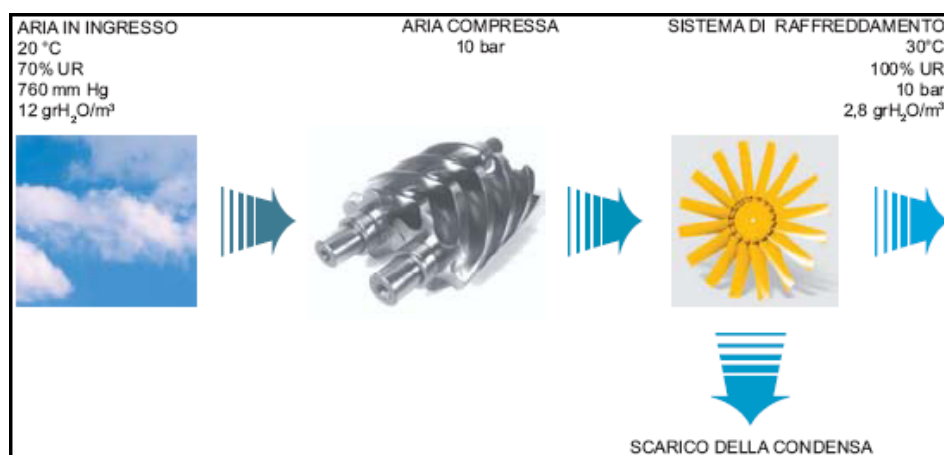


Fig. 1.1_schema funzionamento

Potremmo considerare come esempio che venga aspirata aria a 20°C, con il 70% di umidità relativa, alla pressione di 1 bar, con ogni Nm³ di aria vengono aspirati anche 12g di acqua, durante il processo di compressione il volume dell'aria diminuisce con conseguente aumento di pressione e temperatura. La pressione aumenta fino a 10 bar.

L'acqua condensa solo durante il processo di raffreddamento: la temperatura dell'aria viene abbassata fino a 30°C, il vapore acqueo che condensa viene separato a valle nel separatore o nel serbatoio. Nonostante ciò l'aria risulta essere ancora satura d'acqua.

E' necessario pertanto un sistema di essiccazione.

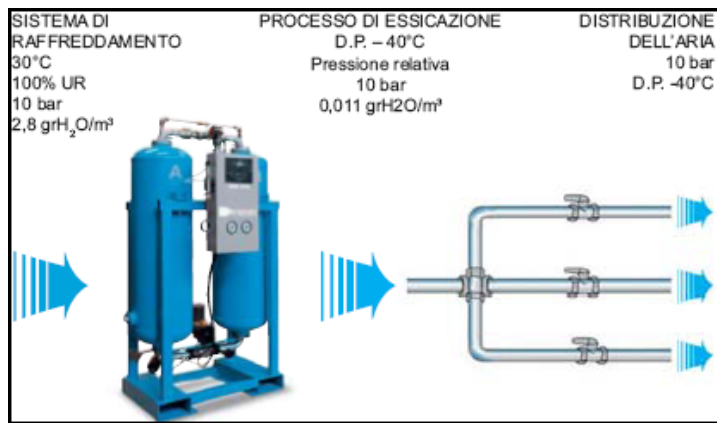


Fig. 1.2_schema raffreddamento-essiccazione

1.2.1 Il punto di rugiada

Un dato molto importante è costituito dal punto di rugiada.

Con punto di rugiada o temperatura di rugiada si intende la temperatura alla quale, per un dato valore di pressione, l'aria umida (cioè la miscela aria-vapore) è saturata di vapore acqueo e inizia il fenomeno della condensazione.

Il punto di rugiada può essere inteso come quella temperatura a cui una massa d'aria deve essere raffreddata, a pressione costante, affinché diventi saturata.

Questa temperatura viene determinata mediante il diagramma psicrometrico, che si può considerare come una rappresentazione grafica delle equazioni di stato.

È possibile utilizzare questo diagramma per stimare graficamente le grandezze caratteristiche della miscela in seguito ad una trasformazione termodinamica, questo a patto che la trasformazione sia isobara e alla pressione di riferimento del diagramma utilizzato.

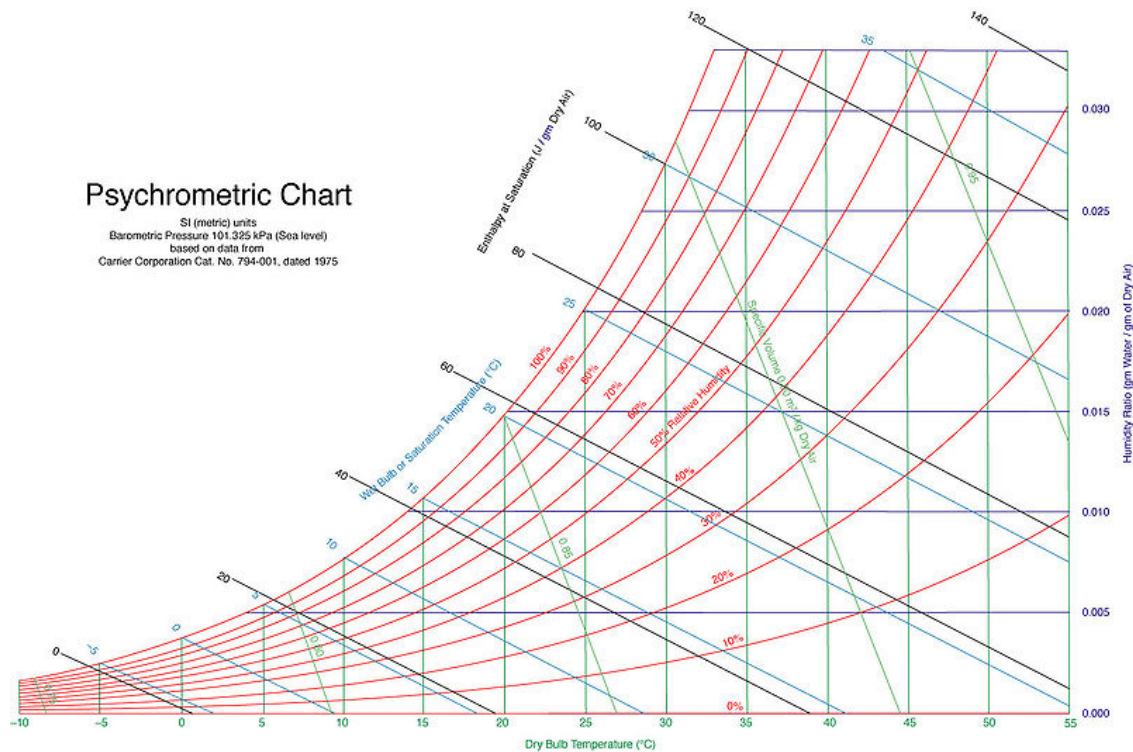


Fig. 1.3_diagramma psicrometrico

1.3 I sistemi di essiccazione: principio di funzionamento

Per l'essiccazione dell'aria compressa i principali metodi sono:

- refrigerazione
- assorbimento
- adsorbimento

1.3.1 Refrigerazione

Gli schemi impiantistici verranno discussi nei capitoli successivi; in questo caso si farà riferimento per spiegare il principio di funzionamento ad un sistema composto da compressore, refrigeratore finale ed essiccatore a refrigerazione.

- **Compressore**

Il compressore è una macchina operatrice che innalza la pressione di un gas mediante l'impiego di energia meccanica e si distingue in genere dalla pompa in quanto agisce su un fluido comprimibile. I compressori si distinguono in:

- volumetrici, caratterizzati dal fatto che racchiudono in una camera una certa quantità di gas o aria per poi aumentarne la pressione riducendo il volume della camera stessa.

Essi possono essere di varie tipologie, tra cui a pistone, a membrana, a vite, a spirale, a palette, a lobi.

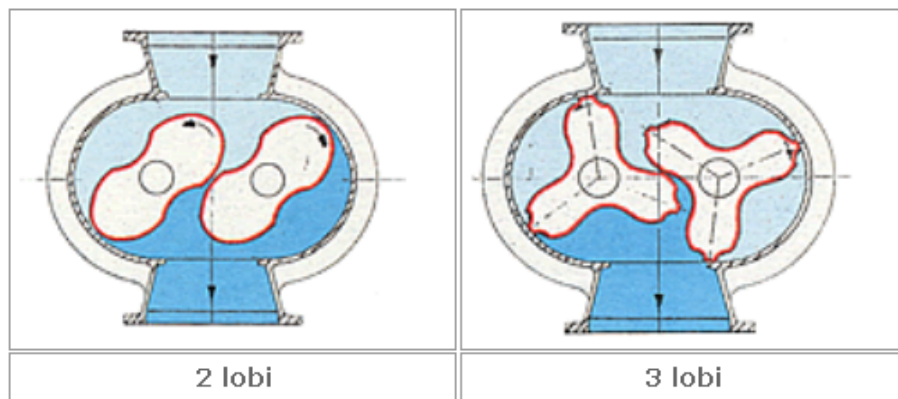


Fig. 1.4_compressore a lobi

- Dinamici, suddivisi a loro volta in assiali, in cui il gas fluisce parallelamente all'albero attraverso file alternate di palette fisse e rotanti, e radiali (detti anche "centrifughi") che producono la compressione usando la forza centrifuga di una girante.

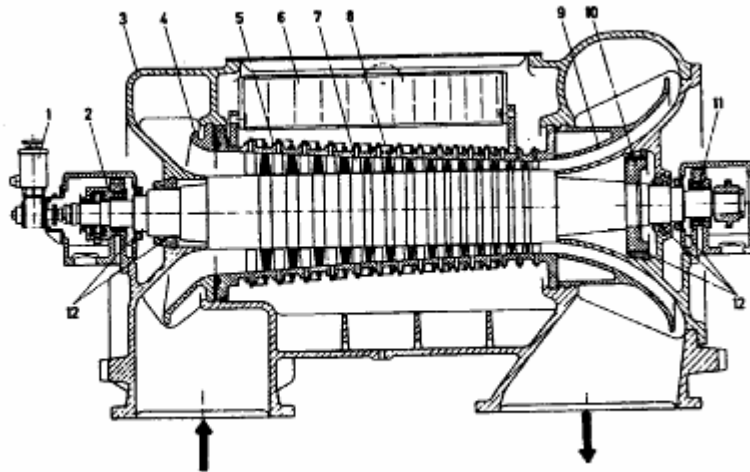


Fig. 1.5_compressore assiale

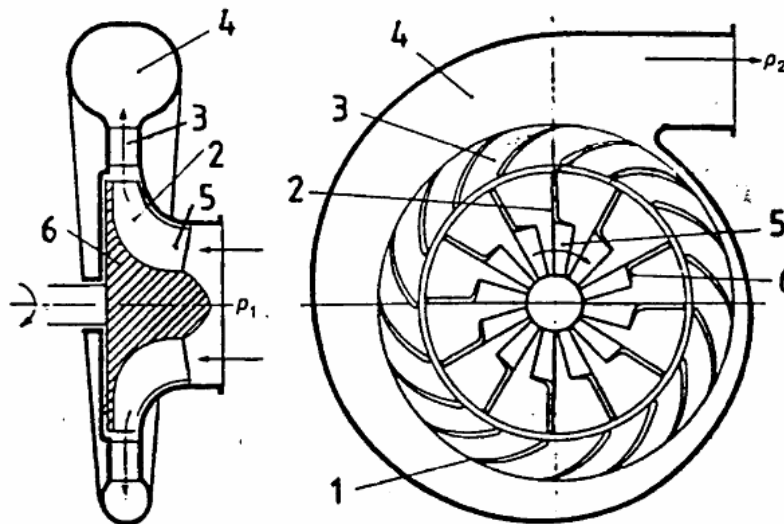


Fig. 25.1.2

- (1) Pale del diffusore; (2) Pale della girante; (3) Diffusore
 (4) Chiocciola; (5) Parte anteriore della girante (pregirante)
 (6) Girante

Fig. 1.6_compressore centrifugo

All'interno del compressore accade che l'aria in ingresso viene compressa, con le seguenti conseguenze:

- aumento della pressione
- aumento della temperatura
- diminuzione dell'umidità relativa
- Non essendovi condensazione l'umidità specifica rimane costante

- Refrigeratore finale

Tale macchinario è uno scambiatore di calore che raffredda l'aria calda in uscita dal compressore in modo da fare condensare una parte dell'umidità in essa contenuta e raccoglierla in un separatore di condensa.

I refrigeratori finali possono essere:

- ad aria , in cui una ventola azionata da un motore elettrico convoglia l'aria di raffreddamento attraverso le alette di scambio.



Fig. 1.7_refrigeratore finale ad aria

- ad acqua, in cui l'aria viene normalmente raffreddata in un fascio di tubi scanalati, in modo da creare una turbolenza favorevole allo scambio termico.



Fig. 1.8_refrigeratore finale ad acqua

Un valore usuale della temperatura dell'aria a valle del refrigeratore è circa di 10°C superiore a quella del fluido refrigerante dello scambiatore.

L'aria subisce le seguenti trasformazioni:

- La pressione non subisce variazioni
- la temperatura diminuisce
- l'umidità relativa aumenta in virtù della diminuzione di temperatura a pressione costante
- l'umidità assoluta diminuisce

- Essiccatore a refrigerazione

In questa fase l'aria compressa viene ulteriormente raffreddata e si provvede a fare condensare il resto dell'umidità in essa contenuta.

Le variabili di stato pertanto cambiano nel seguente modo:

- La pressione non subisce variazioni
- la temperatura diminuisce ulteriormente
- l'umidità relativa rimane al 100%
- l'umidità assoluta diminuisce in virtù della condensazione

A seguito di questo processo l'aria viene riscaldata fino alla temperatura ambiente onde evitare il formarsi di condensa nei tubi di distribuzione.

Si ha pertanto che:

- La pressione non cambia
- La temperatura aumenta fino al valore di temperatura ambiente (o fino a un valore prestabilito)
- l'umidità relativa diminuisce
- l'umidità assoluta non varia.

Alla fine pertanto si ottiene aria compressa a basso contenuto di umidità e, mediante l'adozione di appositi filtri e dispositivi, priva di inquinanti dannosi per il processo produttivo.

1.3.2 Assorbimento

Questo sistema prevede che, a valle del compressore (descritto nel paragrafo precedente) il vapor d'acqua sia asportato per assorbimento chimico.

L'assorbimento del vapor d'acqua contenuto in un gas si può ottenere in due modi:

- utilizzando assorbenti solidi insolubili, i quali reagiscono con l'acqua senza sciogliersi
- utilizzando assorbenti deliquescenti, i quali nella reazione chimica con l'acqua si liquefanno man mano che avviene l'assorbimento.

Questa modalità di essiccazione presenta notevoli svantaggi, poiché gli agenti essiccanti, essendo molto aggressivi, sono dannosi qualora vengano trascinati dal flusso d'aria.

Essiccatori basati su queste tecnologie sono normalmente utilizzati per grandi masse d'aria.

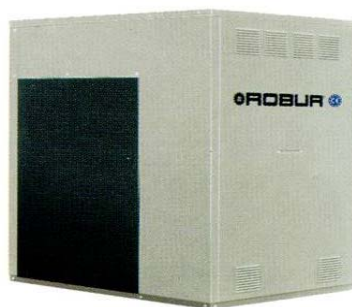


Fig. 1.9_macchina ad assorbimento

1.3.3 Adsorbimento

A valle del compressore si possono installare questi essiccatori che sono costituiti da due torri riempite di materiale adsorbente che trattiene l'umidità durante la fase di esercizio e la rilascia durante la fase di rigenerazione.

Con il termine adsorbimento si intende un fenomeno chimico-fisico che regola l'interazione tra le molecole contenute in un fluido e la superficie con cui tale fluido viene a contatto. Tale interazione consiste nella formazione di legami chimici di intensità variabile, tra una parte delle molecole presenti nel fluido e gli atomi costituenti la superficie del solido: tali legami possono essere deboli (legami secondari), e quindi reversibili al mutare delle condizioni fisiche del sistema, o forti (legami primari) caratterizzati dal fatto di non essere reversibili.

I materiali adsorbenti di utilizzo tecnologico sono di diversa natura in funzione delle caratteristiche delle sostanze con cui vengono fatti interagire; a differenza dell'assorbimento, fenomeno per cui la sostanza gassosa diffonde nella fase liquida fino ad annullare il gradiente di concentrazione, nell'adsorbimento le molecole di gas si fermano in punti specifici della superficie detti siti attivi, da cui poi modificando le condizioni ambientali possono essere rimossi. Nel caso in esame, mentre il gas da essiccare attraversa una delle due torri, le molecole di acqua in esso contenute sono adsorbite all'interno del materiale. Contemporaneamente il materiale presente nell'altra torre, al cui interno si trova l'acqua trattenuta durante il ciclo precedente, viene rigenerato.



Fig 1.10_machina ad adsorbimento

I materiali adsorbenti utilizzati sono normalmente:

- allumina attiva
- gel di silice
- setacci molecolari

Questi materiali sono inerti nei confronti del gas da essiccare, non sono tossici e presentano una buona resistenza meccanica. Sono inoltre in grado di adsorbire umidità senza alterarsi chimicamente e sopportano numerosi cicli di rigenerazione prima di perdere le caratteristiche utili allo scopo.

La rigenerazione di questi materiali si ottiene facendoli attraversare da un gas caldo e da un gas molto secco, in modo da eliminare ogni residuo di umidità.

L'allumina attiva e il gel di silice hanno un diverso potere adsorbente: la prima adsorbe una quantità di acqua pari al 25% della sua massa, il secondo invece ne riesce ad adsorbire il 40%.

Tuttavia l'allumina attiva presenta caratteristiche meccaniche migliori, sebbene non si possa utilizzare nei casi in cui l'aria da trattare contenga degli acidi.

I setacci molecolari vengono impiegati per applicazioni speciali: se l'aria contiene degli olii occorre installare a monte di questi essiccatori un filtro separatore ad alta efficienza, onde evitare di *avvelenare* il letto di materiale adsorbente.

La durata del materiale essiccante può arrivare a 5 anni.

I metodi di rigenerazione possono essere:

- a caldo: questi essiccatori sono particolarmente indicati per il trattamento di medie e grandi portate e per i casi in cui si voglia contenere il consumo di aria per la rigenerazione, per minimizzare i costi di esercizio.

Per la rigenerazione viene utilizzato il calore prodotto da riscaldatori elettrici o tratto da scambiatori aria/vapore e un flusso di aria ambiente.

Il calore strappa dal materiale adsorbente da rigenerare l'acqua trattenuta durante la fase di esercizio, mentre il flusso di aria di rigenerazione la trasporta all'esterno del serbatoio.

- a freddo: questi essiccatori sono particolarmente indicati per il trattamento di piccole e medie portate e garantiscono elevata affidabilità e semplicità di gestione. Utilizzano per la rigenerazione l'espansione di una percentuale di aria essiccata (15% nelle condizioni standard), prelevata a valle delle torri adsorbenti. Il flusso di aria estremamente secca strappa le molecole di acqua dal letto di materiale adsorbente e le veicola all'esterno del serbatoio.

2. Essiccazione a refrigerazione

L'aria compressa utilizzata in ambito industriale contiene acqua, olio, polvere ed altre impurità. L'interazione di questi elementi produce una miscela aggressiva che determina un decadimento delle apparecchiature funzionanti ad aria compressa con conseguente peggioramento della qualità del lavoro ed aumento dei costi di manutenzione, voce rilevante nel bilancio di un'azienda: per questo motivo al fine di limitare tali costi può risultare necessario adottare delle tecnologie in grado di prolungare la vita media di alcuni componenti degli impianti industriali.

Già con umidità relativa dell'aria compressa del 70%, vale a dire un valore piuttosto ridotto, si innesca la formazione di microrganismi.

Superata la soglia del 40% di umidità, il processo di corrosione si aggrava sproporzionatamente. Innanzitutto appare evidente valutare il grado di purezza più idoneo per il proprio processo produttivo, in quanto una maggior qualità dell'aria implica maggiori costi, questa scelta emerge da un'analisi costi-benefici per la quale si fa riferimento alla normativa vigente specifica che garantisce la qualità dell'aria in base a determinati parametri tra cui la concentrazione di impurità quali polvere, acqua e olio.



Classe Class	Polvere Dust		Acqua Water		Olivo Oil
	micron	mg/m ³	(°C)	g/m ³	mg/m ³
ISO 8573-1 1	0,1	0,1	-70	0,003	0,01
2	1	1	-40	0,117	0,1
3	5	5	-20	0,88	1
4	15	8	+3	5,95	5
5	40	10	+7	7,73	25
6	-	-	+10	9,36	-

Fig. 2.2_normativa ISO 8573-1: 1991

Oltre a questo standard di qualità dell'aria si fa riferimento ad alcune direttive europee:

98/37/CE,
87/404/CEE,
97/23/CEE (PED)

2.1 Principio di funzionamento

Numerose sono le tecnologie che contraddistinguono differenti modelli di essiccatori a refrigerazione, tuttavia il principio di funzionamento generale è basato su aria compressa in ingresso all'impianto che entra nello scambiatore di calore compatto (11) nel quale, attraverso due fasi distinte, viene raffreddata fino al raggiungimento della temperatura di rugiada:

- nel primo settore aria/aria dello scambiatore (4) l'aria in ingresso viene raffreddata grazie al calore scambiato con l'aria più fredda che fluisce in controcorrente dal separatore di condensa (10).
- nel secondo settore aria/refrigerante (5), la temperatura dell'aria compressa viene ulteriormente raffreddata fino alla temperatura di rugiada richiesta.

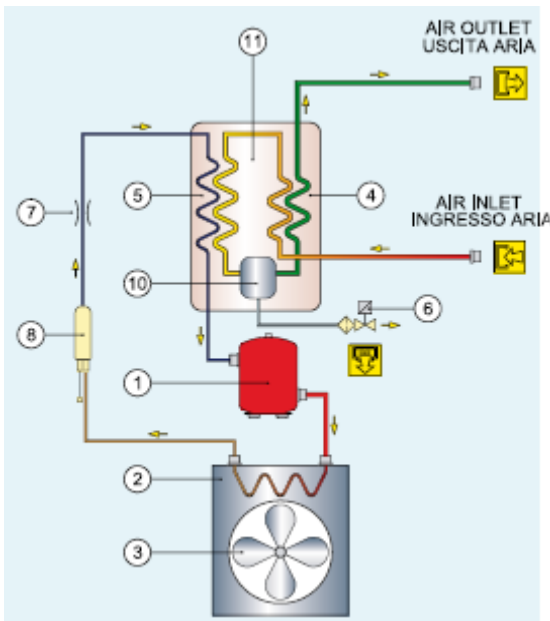
Una volta ultimate queste due fasi la totalità dei vapori d'acqua e dell'olio presenti all'interno dell'aria compressa condensano al fine di poter essere successivamente separati dall'aria compressa

nel separatore di condensa (10) ed infine evacuati all'esterno per mezzo dello scaricatore automatico (6).

L'aria fredda viene poi fatta rifluire in controcorrente nel primo settore (4) in modo tale di ottenere un recupero dal punto di vista energetico e contemporaneamente una riduzione dell'umidità relativa presente nell'aria in uscita con lo scopo di eliminare il rischio di formazione di condensa nei componenti dell'impianto a valle dell'essiccatore.

L'aria da trattare in ingresso, tuttavia, non presenta costantemente i medesimi parametri di portata e temperatura e pertanto compare la necessità di modulare la capacità dell'essiccatore in funzione dei valori reali tramite un opportuno controllore elettronico (9).

L'aria resa così trattata risulta perfettamente deumidificata ed è la più pulita ed ecologica fonte di energia da utilizzare nelle applicazioni pneumatiche industriali.



Per un idoneo funzionamento dell'impianto di trattamento dell'aria compressa che prevede un essiccatore a refrigerazione si utilizza un sistema elettronico digitale in grado di fornire un'indicazione all'utente riguardo i principali parametri e di poter agire in maniera da ottimizzare il processo, ad esempio, controllando e mantenendo il punto di rugiada ad una temperatura stabilita, temporizzando lo scarico di condensa e visualizzando la condizione operativa.

Per installazioni in ambienti di lavoro particolarmente caldi o umidi sono utilizzabili essiccatori dotati di refrigeratori ausiliari che offrono, a monte dell'impianto, un preraffreddamento che facilita il mantenimento del punto di rugiada anche in condizioni di funzionamento gravoso.

Fig. 2.3_principio di funzionamento di un essiccatore a refrigerazione

2.2 Componenti principali dell'essiccatore a refrigerazione

In un processo di refrigerazione dell'aria compressa, all'interno di un impianto di trattamento dell'aria per raggiungere l'obiettivo di ridurre la temperatura a valori ideali, per favorire l'essiccazione dell'aria trattata si prevede l'impiego di un refrigerante, solitamente, gas Freon R134a o in alternativa R404a o R507 come previsto dalle normative europee in materia di ecologia. Per la realizzazione di tale processo sono necessari due circuiti distinti che, però, interagiscono tra loro: uno per l'aria ed uno per il refrigerante, entrambi sono costituiti da diversi elementi.

CIRCUITO DELL'ARIA:

1. INGRESSO DELL'ARIA, la quale entra nell'essiccatore in condizioni di saturazione e ad alta temperatura per esser raffreddata dall'aria in uscita, in modo da ridurre il carico sul circuito refrigerante
2. SCAMBIATORE DI CALORE ARIA-REFRIGERANTE, che realizzando il trasferimento di calore dell'aria compressa al refrigerante freddo provoca la condensazione del vapore

acquoso presente nell'aria. Migliore è l'efficienza del trasferimento termico e maggiori sono l'aumento di condensazione e la diminuzione della temperatura dell'aria





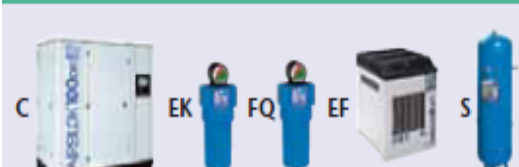
3. SCAMBIATORE DI CALORE ARIA-ARIA
4. SEPARATORE DELL'ACQUA, il quale raccoglie e scarica il condensato con un dispositivo elettronico: il rendimento di questa fase dipende dal punto di condensazione in pressione, in quanto le goccioline che non vengono raccolte evaporano nuovamente, peggiorando il punto di rugiada in pressione
5. SCARICO AUTOMATICO
6. USCITA DELL'ARIA, che garantisce un riscaldamento dell'aria in uscita in modo da evitare la formazione di condensa sulle tubazioni

CIRCUITO DEL REFRIGERANTE

1. SEPARATORE DEL REFRIGERANTE, il quale permette l'afflusso nel compressore del solo refrigerante gassoso, in quanto la fase liquida causerebbe l'insorgere di problematiche
2. COMPRESSORE DEL REFRIGERANTE, che porta il refrigerante gassoso ad una pressione e ad una temperatura maggiore
3. PRESSOSTATO DI MASSIMO E DI CONTROLLO DEL VENTILATORE
4. VENTILATORE DEL CONDENSATORE
5. CONDENSATORE, in grado di trasformare il refrigerante dallo stato gassoso a quello liquido, riducendone leggermente la temperatura, migliorandone in tal modo il rendimento
6. FILTRO CAPILLARE, il quale protegge il dispositivo di espansione dalle particelle dannose
7. TUBO CAPILLARE che riduce la pressione del refrigerante in modo da abbassarne la temperatura al fine di migliorarne la capacità di raffreddamento, poiché il refrigerante è praticamente allo stato liquido, con ridotto quantitativo residuo presente allo stato aeriforme
8. BY-PASS DEI GAS CALDI permette di mantenere stabile il punto di rugiada in pressione e di eliminare il rischio di congelamento della condensa regolando la quantità di refrigerante che fluisce attraverso lo scambiatore di calore tra aria e refrigerante

2.3 Destinazione d'impiego per gli essiccatori a refrigerazione e classe di qualità dell'impianto

Fig. 2.4_impianti di trattamento dell'aria

		Polvere Dust	Acqua Water	Olio Oil
Sabbatura ordinaria, grossi attrezzi pneumatici: necessita di una rimozione grossolana delle particelle di olio e acqua		3	4	3/4
Sabbatura di qualità, vernice semplice a spruzzo, soffiatori d'aria, grandi attrezzi pneumatici		2	4	2
Laboratori fotografici, laboratori dentistici, attrezzi pneumatici di precisione		<1	4	1
Lavorazioni medicali, lavorazione pellicole fotografiche, industrie alimentari ed applicazioni oil free.		<1	4	<1
Installazione indicata per grande variabilità di portata		<p>La classe ISO 8573-1 raggiungibile è da calcolare in base ai filtri montati dopo il serbatoio. <i>Class ISO 8573-1 to be reached is to be calculated based on the filters fitted after the receiver.</i></p>		

C: Compressore rotativo a vite: fornisce aria con residuo oleoso 1-3 mg/m³

S: Serbatoio d'aria

EF: Essiccatore frigorifero punto rugiada +3°C

FC: Filtro a carbone attivo filtrazione olio 0,003 mg/m³

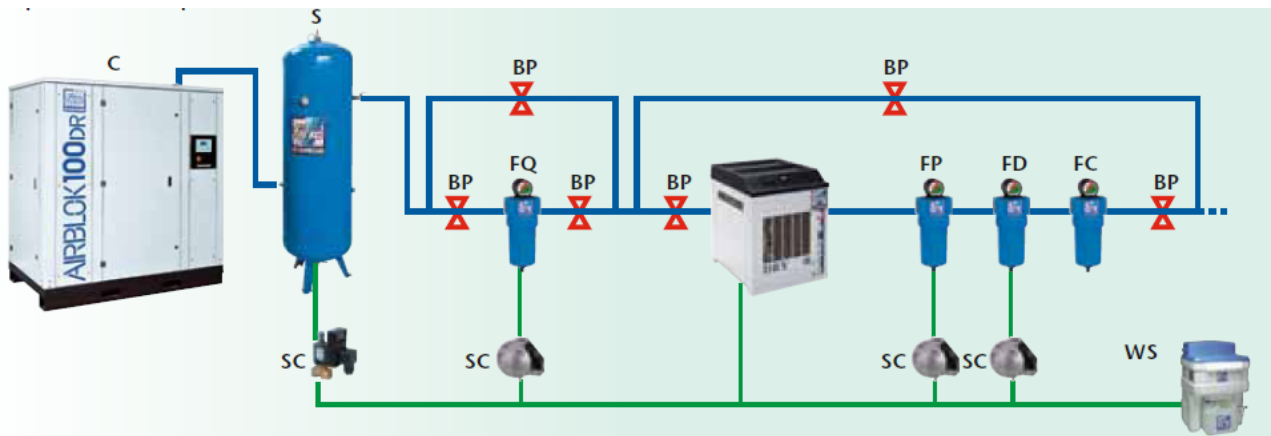
FP: Filtro a coalescenza filtrazione liquido e polvere 0,1 µm, olio 0,1 mg/m³

FQ: Filtro ad intercettazione filtrazione liquido e polvere 3 µm

EK: Separatore centrifugo separazione condensa nel passaggio dell'aria compressa

FD: Filtro a coalescenza filtrazione liquido e polvere 0,01 µm, olio 0,01 mg/m³

Fig. 2.5_ esempio di schema di installazione

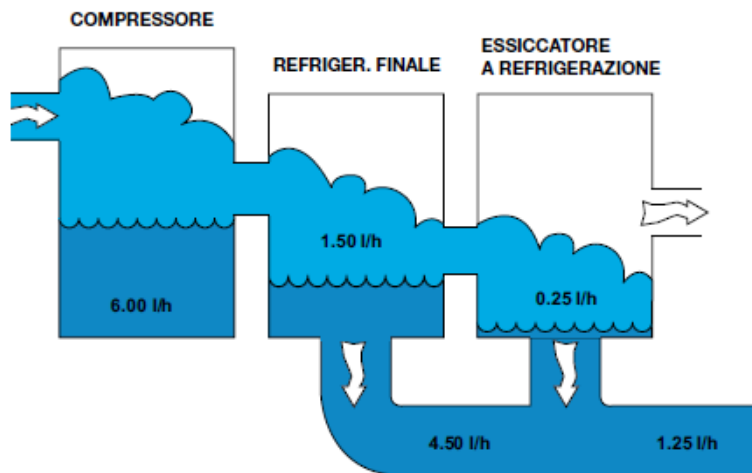


BP: Bypass Consente l'esclusione di parte di installazione per un'eventuale manutenzione.

SC: Scaricatore di condensa

WS=Watersep Separatore olio/acqua, garantisce una separazione totale.

Fig. 2.6_ esempio di impiego di essiccatore a refrigerazione



Se prendiamo in considerazione un compressore a vite da 50 cavalli vapore di potenza che rende circa 6.000 l/min di aria libera a 7 bar, alla temperatura ambiente di 25°C e con un'umidità relativa del 70% è in grado di aspirare dall'ambiente 6 l/h di acqua sotto forma di vapore.

Successivamente alla fase di compressione, circa il 75% di questo vapore acqueo condensa sotto forma di piccolissime goccioline d'acqua che, se non opportunamente rimosse, finiranno nelle linee di distribuzione dell'impianto.

Mediante l'utilizzo di refrigeranti finali, separatori di condensa e scaricatori automatici è possibile eliminare fino al 70-80% della umidità presente ma, solo grazie all'installazione di un essiccatore a refrigerazione, sarà possibile eliminare un'ulteriore parte dell'umidità residua in modo da garantire un'aria adeguatamente deumidificata adatta ad essere utilizzata nei moderni impianti pneumatici.

2.4 Dati tecnici

La scelta nell'ampia gamma di macchinari è effettuata in base all'utilizzo specifico all'interno di un processo produttivo, per cui si devono conoscere i diversi parametri di funzionamento, nonché le dimensioni a disposizione

2.4.1 Dimensionamento di un essiccatore

Le condizioni operative influenzano il funzionamento dell'intero impianto, pertanto al fine di determinare l'essiccatore adatto si devono considerare la pressione di esercizio, la temperatura dell'aria in entrata, la temperatura dell'ambiente di lavoro e la temperatura del punto di rugiada: in base a questi dati si assegna un determinato coefficiente.

Tab. 2.1_fattori di correzione

Fattore di correzione al variare della pressione di esercizio (K1)								
PRESSIONE ARIA IN ENTRATA [BAR]	6	7	8	9	10	11	12	13
FATTORE	0.93	1.00	1.06	1.11	1.15	1.18	1.21	1.23

Fattore di correzione al variare della temperatura ambiente (K2)					
TEMPERATURA AMBIENTE [°C]	25	30	35	40	45
FATTORE	0.93	1.00	1.06	1.11	1.15

Fattore di correzione al variare del punto di rugiada (K3)								
PUNTO DI RUGIADA [°C]	3	4	5	6	7	8	9	10
FATTORE	1.00	1.02	1.05	1.07	1.10	1.12	1.15	1.18

Fattore di correzione al variare della temperatura dell'aria entrante (K4)				
TEMPERATURA ARIA IN ENTRATA [°C]	30	35	40	45
FATTORE	1.20	1.00	0.82	0.67

Assumendo una portata (Q) da essiccare corrispondente a 3000 l/min ad una pressione di esercizio di 9 bar, a una temperatura dell'aria in ingresso di 40°C e ad una temperatura dell'ambiente di 35°C ed un punto di rugiada di 3°C, si ottiene una portata nominale richiesta di $Q/(K1*K2*K3*K4)$ equivalente a 3110 l/min da confrontare con i valori dei differenti modelli.

Tab. 2.2_confronti energetici tra diversi tipologie e marche di essiccatori a refrigerazione

raffreddamento	Flusso d'aria [l/s]	caduta di pressione [bar]	Consumo di energia[kw]	Punto di rugiada [°C]	Pressione max di esercizio [bar]	temperatura ambiente/ingresso [°C]
aria	6	0.09	0.2	3	14.5	
aria	24	0.24	0.4	3	14.5	
aria	45	0.15	0.7	3	13	
aria	120	0.11	1.1	3	13	
aria	285	0.22	2.4	3	13	
aria	310	0.23	2.8	3	14	40/50
aria	310	0.23	2.8	3	14	46/56
aria	310	0.23	2.9	3	14	50/60
aria	410	0.21	3	3	14	40/50
aria	410	0.21	4.6	3	14	46/56
aria	410	0.21	4.8	3	14	50/60
aria	510	0.2	4.5	3	14	40/50
aria	510	0.2	6.4	3	14	46/56
aria	510	0.2	6.9	3	14	50/60
acqua	310	0.23	2	3	14	
acqua	600	0.21	5.8	3	13	
acqua	1000	0.18	6	3	13	
acqua	1600	0.13	14.6	3	13	
acqua	2400	0.23	18	3	13	
acqua	4000	0.22	27.9	3	13	
	5		0.1	3	16	25/35
	15		0.17	3	16	25/35
	30		0.41	3	16	25/35
	50		0.61	3	16	25/35
	133		1.4	3	14	25/35
	278		2.58	3	12	25/35
	611		5.3	3	12	25/35
	1000		7.81	3	12	25/35
	1667		12.91	3	12	25/35
	500	0.12	3.1 a max carico	3	16	25/35
	972	0.11	6.9 a max carico	3	16	25/35
	1944	0.19	12.6 a max carico	3	16	25/35
	3472	0.22	21.9 a max carico	3	16	25/35
	5833	0.22	34.6 a max carico	3	16	25/35
	7917	0.2	47.8 a max carico	3	16	25/35

2.5 Apparecchiature complementari

Le principali componenti di un impianto di trattamento dell'aria compressa che utilizzano un essiccatore a refrigerazione sono:

- Fig. 2.7: SCARICO AUTOMATICO DI CONDENZA: è dimensionata specificatamente per ogni essiccatore e consente la rimozione della sola condensa senza determinare alcuna perdita di aria compressa, che si traduce in un risparmio energetico ed in caso di malfunzionamento si attiva un avviso elettronico



- Fig. 2.8: VALVOLA BY-PASS E SUPPORTO FILTRO: permette di bypassare manualmente l'essiccatore in caso di arresto dello stesso continuando a garantire la filtrazione dell'aria compressa



- Fig. 2.9: SUPPORTO FILTRO: è un dispositivo che consente di installare due filtri direttamente sul retro dell'essiccatore, in maniera da ridurre gli

ingombri dell'impianto di trattamento all'interno del luogo di lavoro e abbassando i costi di installazione



- AZIONAMENTO A VELOCITA' VARIABILE (VSD): tecnologia che consente di erogare energia in base del fabbisogno definito dal carico idraulico dell'essiccatore, infatti quando il carico diminuisce, analogamente si riduce la velocità del compressore e di conseguenza anche il consumo energetico

2.6 Confronto energetico/economico tra differenti sistemi*

Prendendo in considerazione la produzione industriale in un turno, per cinque giorni lavorativi alla settimana, con modalità di stand-by nei giorni di sospensione dell'attività lavorativa e un costo dell'elettricità di 0,08€/kWh. La perdita di pressione non è presa in considerazione nel calcolo, ma comporta un costo supplementare di energia del 40-80%.

Risparmio
annuale
sopra il **35%**

Confronto del consumo energetico di sistemi differenti				
	Variopulse Boreas DV 7000 WP	Essiccatori standard ad aria compressa a ciclo frigorifero con dispositivo di controllo del gas caldo	Essiccatori standard ad aria compressa a ciclo frigorifero con accumulatore	Essiccatori standard ad aria compressa a ciclo frigorifero con controllo di velocità
Portata d'aria	7000 m ³ /h	7000 m ³ /h	7000 m ³ /h	7000 m ³ /h
Dewpoint in pressione	3 °C	3 °C	3 °C	3 °C
Consumo energetico annuale	32003 kWh	60574 kWh	49260 kWh	42965Wh
Costi annuali di energia espressi in Euro	2.560,-	4.846,-	3.941,-	3.437,-

Fig. 2.10_consumi energetici

*Il sistema Variopulse prevede un controllo della pressione di aspirazione o con controlla di velocità per mezzo di un convertitore di frequenza

3. Essiccatori ad assorbimento e ad adsorbimento

3.1 Essiccatori ad assorbimento

Gli essiccatori ad assorbimento possono essere anche chiamati essiccatori chimici, in quanto il processo che si innesca, per ridurre il quantitativo di umidità nell'aria compressa, è un processo puramente chimico.

Questa tipologia di essiccatori utilizzano materiali che si combinano o assorbono l'umidità dell'aria quando entrano in stretto contatto con essa.

I materiali presenti negli essiccatori ad assorbimento possono essere di diverso tipo:

- materiali solidi insolubili: reagiscono chimicamente con l'acqua senza disciogliersi. Vengono utilizzati la calce viva o il perclorato di magnesio;
- materiali solidi deliquescenti: reagiscono chimicamente con l'acqua, man mano che avviene l'assorbimento si liquefanno. Si utilizza la calce viva o il litio;
- materiali assorbenti liquidi: viene impiegato il glicole etilico come mezzo di disidratazione dell'aria. Si utilizzano frequentemente nel condizionamento.

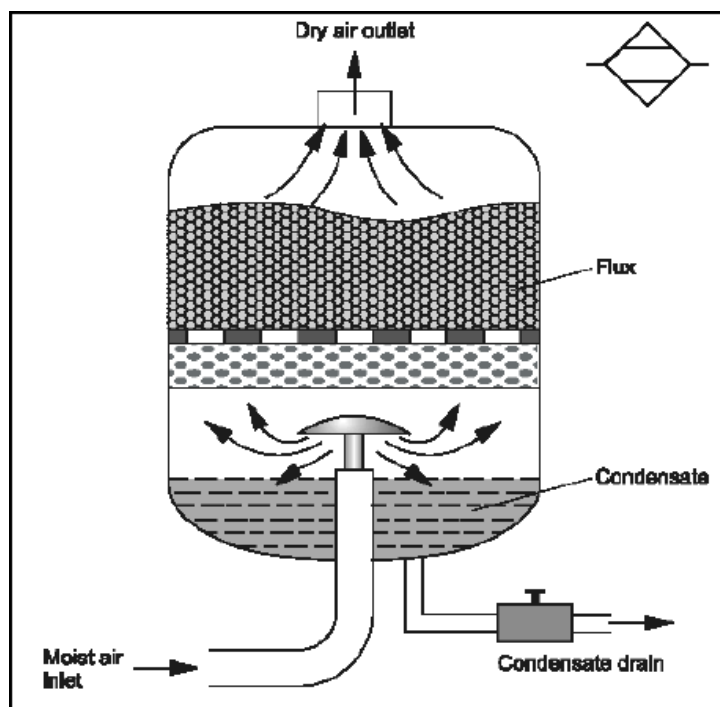


Fig. 3.1_essiccatore ad assorbimento

3.1.1 Essiccatori con solidi deliquescenti

Il materiale più utilizzato da questa tecnologia è il sale igroscopico in quanto possiede caratteristiche di compatibilità con l'acqua.

Tale materiale è impiegato sotto forma di granuli o pastiglie (pellets).

Questi essiccatori sono composti da un unico serbatoio in pressione, sul fondo di tale serbatoio viene iniettata l'aria compressa da essiccare, essa durante la risalita incontra il sale.

Il materiale assorbente entrando in contatto col vapor d'acqua, contenuto dall'aria insufflata, si scioglie.

La condensa si accumula sul fondo del serbatoio per poi essere drenata all'esterno.

L'aria secca invece esce dalla parte superiore del serbatoio.

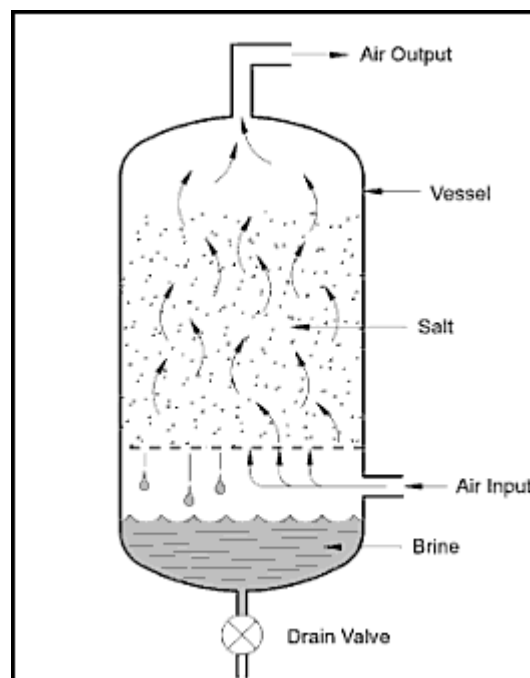


Fig. 3.1_schema essiccatore deliquescente

Gli essiccatori deliquescenti sono di solito impiegati congiuntamente con altri tipi di essiccatori come l'essiccatore a refrigerazione (o un post-refrigeratore raffreddato ad acqua).

Gli essiccatori deliquescenti sono in grado di abbassare il punto di rugiada di 12-20 gradi, se si impiega il carbonato di potassio come sale è possibile ridurre il punto di rugiada di oltre 30 gradi.

I risultati ottenibili dipendono soprattutto dalla temperatura e dalla pressione dell'aria in ingresso, oltre che dal materiale utilizzato dall'assorbimento.

Con flussi d'aria aspirata intorno alla temperatura di 350°C essi sono in grado di portare il punto di rugiada intorno ai 1,5-10°C, non è raccomandabile immettere aria a temperature superiori ai 500°C.

Se l'aria compressa in ingresso è a 30°C e a 7 bar si otterrà un punto di rugiada a 0°C, se invece entra a 40°C e 8 bar il punto di rugiada ottenibile è di 8°C.

Alcuni degli svantaggi che derivano dall'impiego di tali essiccatori:

- il sale è altamente corrosivo;
- la maggior parte degli agenti essiccanti è chimicamente molto aggressiva e sussiste il pericolo che vengano trascinati dal flusso d'aria;
- sostituzione periodica del materiale deliquescente. Durante tale manovra l'essiccatore deve essere arrestato, se rimane in funzione non è comunque in grado di essiccare l'aria;
- bassi rendimenti in presenza di alte temperature, il sale ha tendenza a sciogliersi con un'accelerazione maggiore quando è esposto ad alte temperature di ingresso.

L'essiccazione con materiali deliquescenti è una delle più vecchie tecnologie impiegate per ridurre il contenuto di umidità dall'aria compressa, i costi di investimento sono bassi e ha una maggior efficienza energetica rispetto ad altre tecnologie, in quanto non utilizzano energia se non per abbassare il valore della pressione.

I costi operativi significativi per questa tecnologia riguardano le spese per l'acquisto del materiale assorbente, che deve periodicamente essere rinnovato, e i costi legati alla manodopera che maneggia i prodotti chimici.

3.1.2 *Essiccatori con fluido*

Il materiale assorbente utilizzato da questi essiccatori è il glicole etilico che presenta grosse affinità con l'acqua.

L'aria compressa che deve essere essiccata viene insufflata in un serbatoio in pressione in cui è contenuto il fluido. L'aria secca esce dalla sommità del serbatoio.

Il glicole etilico saturo d'acqua viene fatto passare in un serbatoio adiacente per essere rigenerato, tale serbatoio viene riscaldato o con gas combustibile o con vapore. A seguito del riscaldamento del fluido si genera vapore che viene fatto sfiatare in atmosfera.

Il glicole etilico rigenerato viene ricircolato da una pompa attraverso uno scambiatore di calore raffreddato ad acqua che riduce la temperatura del glicole prima che ritorni nel serbatoio di essiccazione. La riduzione del punto di rugiada è di circa 200°C ma riduzioni maggiori sono possibili con attrezzature speciali.

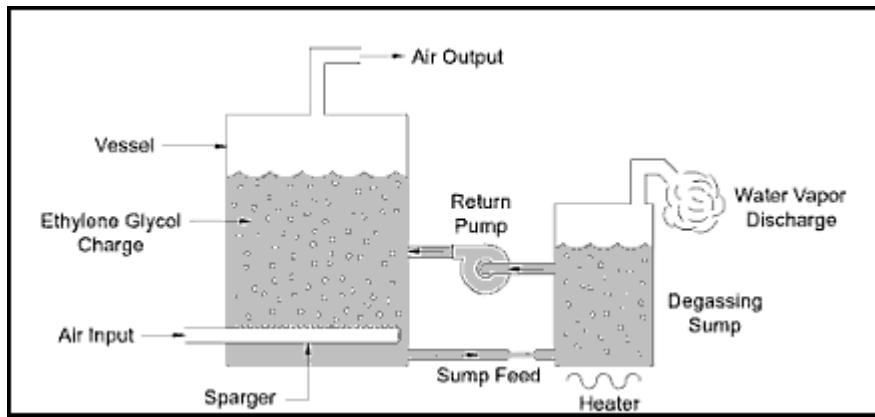


Fig. 3.2_schema essiccatore con glicole etilico

3.2 Essiccatori ad adsorbimento

L'adsorbimento è un processo che può essere sia chimico sia fisico che comporta l'adesione di particelle disciolte o aereodisperse sulla superficie di materiali porosi. Negli essiccatori si sfrutta solo il procedimento basato sul fenomeno fisico: processo mediante il quale il vapore si fissa sulla superficie di un materiale allo stato solido con deboli forze elettrostatiche. Con l'adsorbimento chimico tra materiale adsorbente ed adsorbato si creano, invece, dei veri e propri legami chimici e una volta formati tali legami è necessario rimpiazzare il materiale adsorbente.

Negli essiccatori il materiale poroso una volta utilizzato deve essere rigenerato, lo stato solido del materiale non cambia mai la sua composizione né durante il processo di essiccazione né durante il processo di riattivazione.

Gli essiccatori ad adsorbimento sono composti da due serbatoi in parallelo riempiti di materiale adsorbente.

I due serbatoi permettono di rendere il processo continuativo, mentre in uno vi è la disidratazione dell'aria nell'altro vi è la rigenerazione del materiale adsorbente.

Le componenti che costituiscono un impianto di essiccazione ad adsorbimento sono:

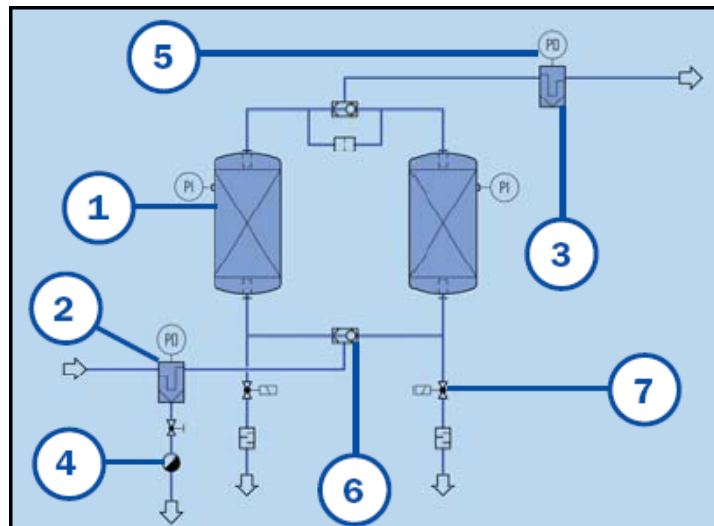


Fig. 3.4_schema essiccatore ad adsorbimento

1 adsorbitore

2 pre filtro: filtro ad alta efficienza che rimuove le particelle di sporco per proteggere il materiale adsorbente dalle contaminazioni

3 post filtro: filtro antipolvere per rimuovere eventuali particelle di materiale igroscopico.

4 scaricatore di condensa

5 manometro differenziale

6 valvola a spola

7 valvola con silenziatore

3.2.1 Materiali adsorbenti

I materiali adsorbenti devono essere chimicamente inerti nei confronti del gas da essiccare, non devono essere tossici e devono avere una buona consistenza meccanica. Tali materiali devono essere sostituiti dopo circa 5 anni, sono in grado dunque di subire numerosi cicli di rigenerazione prima di perdere le loro caratteristiche.

L'unico pericolo in cui si può incorrere è che vi sia l'avvelenamento del letto essiccante se l'aria in ingresso contiene quantitativi di olio importato dal sistema di compressione.

Per ovviare a tale inconveniente si deve prevedere l'installazione di filtri separatori a monte dell'essiccatore.

I materiali essiccanti utilizzati sono:

- l'allumina attiva;
- il gel di silice;

- i setacci molecolari: i setacci molecolari sono composti sintetici di alluminio-silicati con una speciale struttura cristallina realizzata in modo tale da ottenere un'elevata porosità. Essa rimane inalterata sia durante l'adsorbimento sia durante la rigenerazione.

La velocità di adsorbimento dipenderà dai diametri dei pori.

Gli essiccatori con setacci molecolari supportano temperature elevate in ingresso e non si deteriorano a contatto con l'acqua, inoltre si possono ottenere punti di rugiada da

-70°C a -90°C a seconda del tempo di contatto dell'aria con il letto adsorbente.

Essi sono utilizzati solo per applicazioni speciali.

Con letti di gel di silice o allumina attiva si raggiungono punti di rugiada da -20°C a -50°C.

3.2.2 *Rigenerazione del materiale adsorbente*

L'aria compressa da essiccare fluisce in uno dei due serbatoi mentre nel secondo vi è la rigenerazione del materiale tramite un flusso di aria essiccata. Il processo si inverte in modo automatico ciclicamente.

Durante il funzionamento il materiale essiccante assorbe una quantità di umidità in proporzione al proprio peso e alle condizioni di esercizio.

Una percentuale di aria essiccata (tra il 7-18% a seconda del punto di rugiada che si vuole ottenere) viene spillata dal serbatoio in funzione e inviata alla colonna di rigenerazione per essere impiegata per il lavaggio del materiale adsorbente in quanto rimuove l'umidità trattenuta dai pori.

L'aria umida viene successivamente liberata in atmosfera.

Il serbatoio in cui è avvenuta la rigenerazione viene ripressurizzato e utilizzato per la fase di essiccazione dell'aria.

La rigenerazione può avvenire attraverso tre modalità differenti:

- rigenerazione ad aria secca calda

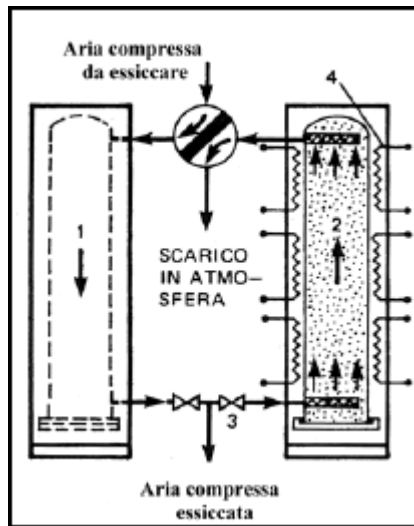


Fig. 3.5_rigenerazione a caldo

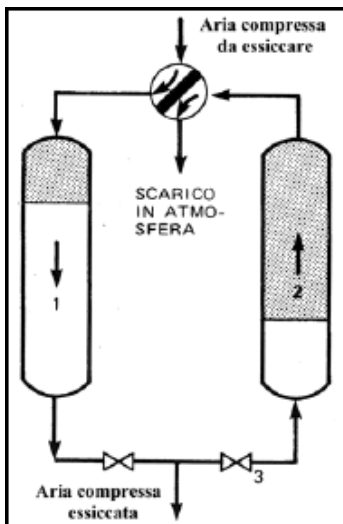
1 serbatoio di essiccazione attraversato dall'aria compressa da essiccare

2 serbatoio in cui avviene la rigenerazione

3 valvola aperta per lo spillamento di aria compressa essiccata

4 resistenza elettrica di riscaldamento

- rigenerazione ad aria secca a freddo



1 serbatoio di essiccazione attraversato dall'aria compressa da essiccare

2 serbatoio in cui avviene la rigenerazione

3 valvola aperta per lo spillamento di aria compressa essiccata

rigenerazione ad aria atmosferica riscaldata

Fig.

3.6_rigenerazione a freddo

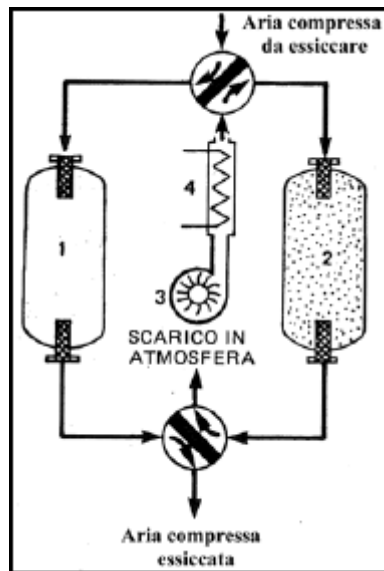


Fig. 3.7_rigenerazione con aria atmosferica

- 1 serbatoio di essiccazione attraversato dall'aria compressa da essiccare
- 2 serbatoio in cui avviene la rigenerazione
- 3 ventilatore di circolazione dell'aria atmosferica
- 4 scambiatore di calore a resistenza elettrica o a fluido caldo

A seconda del metodo di riattivazione impiegato varieranno i consumi energetici dell'impianto. Attualmente in commercio si possono trovare essiccatori ad adsorbimento a recupero di energia (Atlas Copco) che sfruttano il calore del compressore per rigenerare il materiale adsorbente.

Questa tipologia di essiccatori è adatta per trattare sia piccole sia grandi portate d'aria compressa (50-20250 l/s) e permette di raggiungere punti di rugiada da -20°C a -40°C .

I costi di consumo sono bassi in quanto non è richiesta energia supplementare, solo 0.12 kW.

Il costo dell'impianto e i costi legati alla manutenzione dipendono in larga scala dal punto di rugiada che si vuole ottenere: più è basso il punto di rugiada maggiori saranno i costi, non è quindi conveniente richiedere un punto di rugiada inferiore a quello necessario.

3.2.3 Destinazione di impiego per gli essiccatori ad adsorbimento

APPLICAZIONI	VOLUME ARIA COMPRESSA m ³ /h	CONDENSA RACCOLTA l/h
officine di manutenzione utilizzo generico	335	1
uso industriale trattamento pneumatico verniciature	335	1
industria chimica industria elettronica camere sterili laboratorio d'analisi	281	1.3
applicazioni simili con maggior efficienza	285	1.3
industria farmaceutica, alimentare, medica ospedali	285	1.3
applicazioni alimentari miscelazione o trasporto materiali delicati	335	1

Tab. 3.1_dati tecnici

3.2.4 Dati tecnici

Casa produttrice: Atlas Copco

capacità ingresso	dimensioni	peso	punto rugiada	pressione di esercizio	temperatura ingresso	pressione ingresso
l/s	mm	kg	°C	bar	°C	bar
2-17	92x281x445-92x281x1598	13-34	- 20 - 40 - 70	7	35	11
3-29	92x281x445-92x281x1598	13-34	- 20 - 40 - 70	12,5	35	16
25-100	550x165x1191-550x489x1436	50-180	- 20 - 40 - 70	7	35	11
42-168	550x165x1191-550x489x1436	50-180	- 20 - 40 - 70	12,5	35	16
110-300	950x728x1695-1173x1116x1854	340-650	- 20 - 40 - 70	7	35	11
132-360	950x728x1695-1173x1116x1854	340-650	- 20 - 40 - 70	12,5	35	16
390-1050	1337x770x2256-2250x1283x2687	800-2000	- 20 - 40 - 70	7	35	11

Tab. 3.2_dati tecnici

Casa produttrice: Ceccato

capacità ingresso	dimensioni	peso	punto rugiada	pressione di esercizio	temperatura ingresso	pressione ingresso	consumo di aria
l/s	mm	kg	°C	bar	°C	bar	
2-430	92x281x445-859x1118x1869	13-650	-20 -40 -70	7	35	11-16	7-15%
2-430	92x281x445-859x1118x1869	13-650	-20 -40 -70	12,5	35	11-16	7-15%

Tab. 3.3_dati tecnici

Casa produttrice: bea technologies

capacità ingresso	dimensioni	peso	punto rugiada	pressione di esercizio	temperatura ingresso	pressione ingresso
l/s	mm	kg	°C	bar	°C	bar
3-420	250x330x510-750x1350x3170	5-750	-40	7	35	4-10

Tab. 3.4_dati tecnici

Casa produttrice: Donaldson

capacità ingresso	dimensioni	peso	punto rugiada	pressione di esercizio	temperatura ingresso	pressione ingresso
l/s	mm	kg	°C	bar	°C	bar
2-280	340x470x700-880x1100x2350		-20 -40 -70	7	35	4-16

Tab. 3.5_dati tecnici

Casa produttrice: O.M.I.

capacità ingresso	dimensioni	peso	punto rugiada	pressione di esercizio	temperatura ingresso	consumo di aria compressa
l/s	mm	kg	°C	bar	°C	
0,5-50	50x110x375-100x218x575	2-10,5	-40	7	35	7-15%
11-920	320x40x1165-1549x2134x2388	47-1773	-40	7	35	7-15%
2-420	100x218x575-853x1370x2470	10,5-1250	-70	7	35	15%

Tab. 3.6_dati tecnici

3.2.5 Scelta dell'essiccatore

Per poter scegliere la tipologia di essiccatore è indispensabile conoscere: la pressione minima in ingresso, la portata massima in ingresso e il punto di rugiada che si vuole ottenere.

Avendo a disposizione tali dati è possibile ricavare i fattori di correzione indispensabili per calcolare la portata dell'essiccatore.

Portata dell'essiccatore = portata del compressore/ (fattore di correzione della pressione x fattore di correzione della temperatura x fattore di correzione del punto di rugiada).

4. Tecnologie alternative ai metodi di essiccazione tradizionali

4.1 Essiccatori a membrana

L'essiccamento dell'aria compressa contribuisce notevolmente ad aumentare la sicurezza di processo. L'umidità all'interno delle reti di distribuzione dell'aria compressa provoca infatti il proliferare di microrganismi e, isolatamente, la fuoriuscita di condensa sui punti di collaudo.

Ciò rappresenta un pericolo continuo per il ciclo operativo, in seguito ad esempio a comandi pneumatici difettosi, usura elevata o altri guasti nel processo produttivo.

L'umidità nella rete di distribuzione e nei dispositivi collegati rappresenta un problema qualitativo. Uno degli obiettivi più importanti è l'essiccamento dell'aria compressa che contribuisce notevolmente ad aumentare la sicurezza di processo.



Fig. 4.1_essiccatore a membrana

4.1.1 Principio di funzionamento

L'elemento essiccatore è costituito da membrane a fibre incrociate (le fibre della membrana hanno una particolare disposizione e formano degli strati strutturati tra loro incrociati) disposte attorno ad un tubo di supporto. L'aria di rigenerazione è distribuita più efficacemente sull'intero elemento a membrana, sfruttando quindi al meglio la superficie di contatto. Il risultato è un processo di essiccamento altamente efficiente. L'avvolgimento riduce notevolmente l'ingombro.

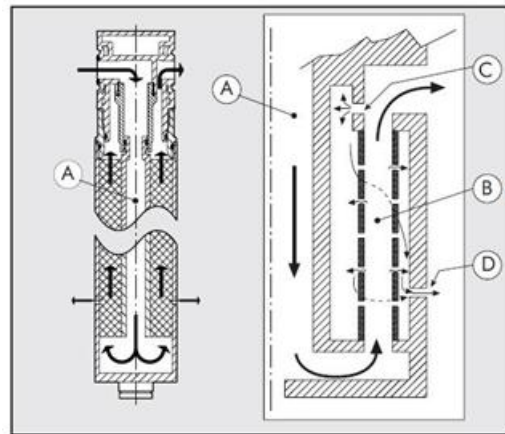


Fig. 4.2_schema di un essiccatore a membrana

L'aria compressa attraversa il tubo centrale (A), viene dirottata verso il fondo dell'elemento e fluisce a ritroso attraverso le membrane cave (B). Contemporaneamente l'aria di rigenerazione, necessaria per l'essiccamento, viene spillata dalla zona di uscita, si espande attraverso un ugello (C), diminuendo così l'umidità relativa, e fluisce in controcorrente attraverso il lato esterno delle fibre a membrana. In questo modo nelle membrana scorre l'aria compressa umida, all'esterno l'aria di rigenerazione asciutta. Grazie alla differenza di umidità, l'acqua si diffonde dall'aria compressa all'aria di rigenerazione. L'aria compressa esce asciutta e l'aria di rigenerazione viene scaricata nell'ambiente attraverso i fori (D) disposti nella zona bassa dell'essiccatore.

Le resistenti fibre della membrana, esposte al flusso di aria umida che le attraversa dall'esterno verso l'interno, garantiscono una ininterrotta espulsione dell'acqua, una notevole stabilità di pressione, una ridotta pressione differenziale ed una efficiente essiccazione. Eventuali impurità entrate nell'essiccatore vengono intercettate prima che queste possano raggiungere le sensibili fibre delle membrane.

Per range di rendimento maggiori a 800 L/min è in commercio una speciale testina a flangia per il collegamento in parallelo di essiccatori a membrana, che permette un'installazione semplice e con ingombro minimo.



Fig. 4.3_modelli di essiccatori a membrana

4.1.2 Componenti principali dell'essiccatore a membrana

I componenti di un essiccatore a membrana sono:

- 1 – Corpo essiccatore: alluminio anodizzato e verniciato
- 2 – Membrana: poliestere sulfone
- 3 – Tubo interno: alluminio resistente all'acqua marina
- 4 – Guarnizioni OR: NBR
- 5 – Adattatore: alluminio anodizzato
- 6 – Flange: ottone
- 7 – Corpo: tecnopolimero

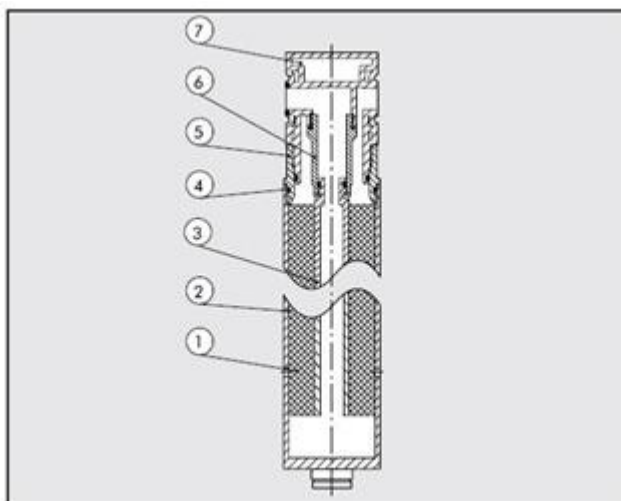


Fig. 4.4_componenti di un essiccatore a membrana

4.1.3 Destinazione d'impiego per gli essiccatori a membrana

Le principali applicazioni per questo tipo di essiccatori sono:

- Strumenti di precisione (cuscinetti ad aria, laser ecc)
- Strumenti di misura ad alta precisione (macchine misuratrici 3-D)

- Attrezzature per la produzione di semiconduttori
- Attrezzature per il controllo di semiconduttori
- Apparecchiature dentistiche
- Apparecchiature per le analisi chimiche
- Ozonizzatori, apparecchiature generatrici di gas idrogeno
- Macchine per imballaggio, macchine per la produzione di carta, macchine per le lavorazioni alimentari
- Macchine per il monitoraggio di schede IC a circuiti stampati
- Essiccazione di particelle fini, attrezzature di trasferimento
- Rivestimenti elettrostatici e di alta qualità
- Essiccazione e pulitura di strumenti di precisione
- Prevenzione della condensazione nei pannelli di controllo
- Apparecchiature pneumatiche in genere e attrezzi pneumatici

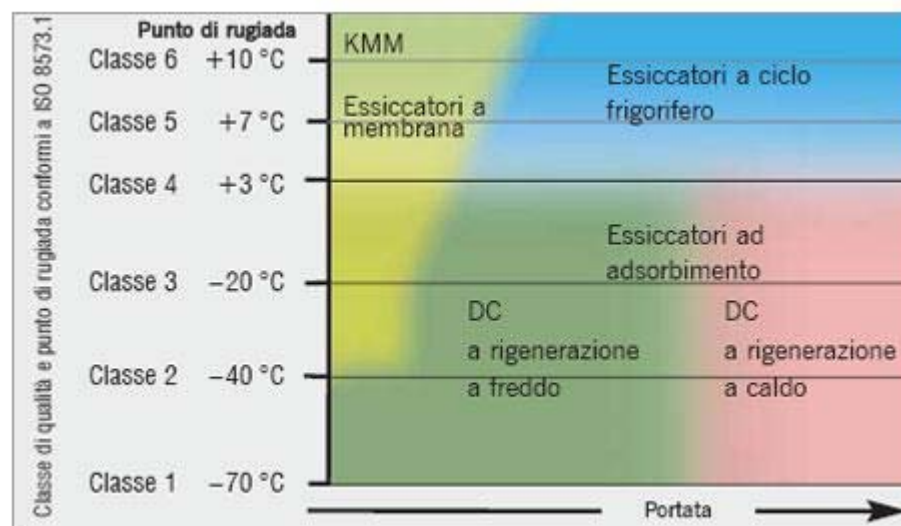


Fig. 4.5_caratteristiche essiccatori

4.1.4 Dati tecnici

Gli essiccatori a membrana sono disponibili in diverse dimensioni per livelli di essiccamento differenti con rendimento variabile. In base al flusso volumetrico, alla pressione, alle dimensioni costruttive e alle impostazioni dell'aria di rigenerazione si ottengono diversi valori di abbattimento del punto di rugiada. Il consumo di aria compressa per rigenerazione varia dal 10% al 20%.

casa produttrice	pressione massima ingresso	portata	temperatura minima	temperatura massima
	bar	NL/min	°C	°C
skillair	13	230	2	50

Tab. 4.1_dati tecnici Skillair

casa produttrice	pressione massima ingresso	portata	temperatura minima	temperatura massima
	bar	NL/min	°C	°C
drypoint	12,5	20-2000	2	60

Tab. 4.2_dati tecnici Drypoint

casa produttrice	pressione massima ingresso	portata	temperatura minima	temperatura massima
	bar	NL/min	°C	°C
idg-20	3-10	12-1190	-5	55
idg-15	3-10	28-1110	-5	55
idg-40	3-10	100-400	-5	50
idg-60	3-10	77-235	-5	50

Tab. 4.3_dati tecnici IDG

4.1.5 Vantaggi

- L'essiccamento è garantito, in quanto l'umidità viene sempre estratta, non si presenta nessuna alterazione della normale composizione dell'aria compressa
- Essiccamento particolarmente efficiente offerto dalle resistenti fibre della membrana, sollecitate dalla pressione ed investite dal flusso d'aria che le attraversa dall'esterno verso l'interno
- La disposizione elicoidale delle fibre della membrana produce una maggiore superficie di separazione, una più omogenea distribuzione dell'aria ed una maggiore efficienza in uno spazio ridotto
- Consumo minimo di aria di rigenerazione
- Manutenzione ridotta, in quanto l'essiccatore non contiene componenti soggetti ad usura (vanno solo sostituiti ad intervalli regolari gli elementi a filtro)
- Essiccamento ecologico, rispetta l'ambiente (assenza di freon)
- Nessuna vibrazione o emissione di calore

- Altezza d'ingombro estremamente ridotta, dispositivo compatto e leggero
- Design ricercato
- Tutti i componenti funzionali sono integrati, e quindi protetti, nella struttura portante
- Il dosaggio mirato dell'aria di lavaggio, mediante un iniettore con un'apertura definita, riduce i costi d'esercizio poiché "preleva" solo la quantità d'aria di lavaggio necessaria.
- Rapido controllo dell'essiccazione dell'aria mediante l'indicatore del punto di rugiada
- Non richiede alimentazione di tensione
- Disponibile anche con raccordi per lo scarico dell'aria saturo di umidità
- Compatibile con punti di rugiada bassi
- Facile da installare
- Economico

4.2 Essiccatori a ciclo frigorifero ad alta pressione



Fig. 4.6_essiccatori frigoriferi ad alta pressione

La serie di essiccatori per impianti d'aria compressa ad alta pressione può accettare l'aria compressa in ingresso fino a 50 bar ad una temperatura ambiente fino a 50 °C (massima temperatura di ingresso di 60 °C) sfruttando i vantaggi costruttivi e funzionali degli scambiatori a piastre saldobrasati, più indicati nell'utilizzo con pressioni elevate.

Vengono impiegati scambiatori di primarie case costruttrici a piastre in acciaio inossidabile a due stadi per un ottimale trasferimento di calore nei circuiti aria/aria e aria/refrigerante, specifici per l'air-dryer e certificati per le alte pressioni (fino a 50 bar). Il circuito frigorifero, le tubazioni di raccordo ed il separatore di condensa di tipo a "demister" sono opportunamente dimensionati e calcolati per ottenere la massima resa dell'essiccatore, e sono in accordo alla direttiva 97/23/CE-PED. La quantità dei consumi è ridotta poiché viene richiesta meno energia rispetto ai modelli convenzionali di scambiatori si calore.

Le principali caratteristiche sono:

- Il layout semplice ed ergonomico della componentistica è garanzia di funzionalità ed efficienza;
- Le performance sono eccellenti grazie alla stabilità del Punto di Rugiada ed alla limitata caduta di pressione;
- Il design è curato.

casa produttrice	pressione massima ingresso	portata	temperatura minima	temperatura massima
	bar	NL/min	°C	°C
friulair	40-50	50-80000	-	35-65
bora	50	410-80000	-	60
parise	50	400-20000	-	35

Tab. 4.4_dati tecnici essiccatori frigoriferi ad alta pressione

4.3 Essiccatori a ciclo frigorifero con VARIOPULSE

Al fine di trattare l'aria compressa, essa viene convogliata nell'essiccatore ad aria compressa a ciclo frigorifero dopo essere stata pre-raffreddata nello scambiatore di calore aria/aria. Il pre-raffreddamento si effettua contro-corrente con l'aria compressa raffreddata ed espulsa; pertanto esso si verifica senza alcun impiego supplementare di energia. L'ulteriore raffreddamento al dewpoint in pressione ha luogo in uno scambiatore di calore aria/refrigerante raffreddato per mezzo di un ciclo frigorifero. Durante l'intero processo di raffreddamento, l'umidità è precipitata dall'aria compressa sotto forma di condensa e viene scaricata automaticamente. L'aria compressa così trattata, prima di essere espulsa, è scaldata nuovamente nello scambiatore di calore aria/aria per mezzo dell'aria compressa in ingresso.

Il dispositivo di controllo a microprocessore VARIOPULSE gestisce costantemente dati quali la temperatura di raffreddamento, la pressione nel ciclo frigorifero, la temperatura ambiente, i parametri specifici dell'essiccatore e in tal modo calcola lo stato operativo attuale. In base alle esigenze operative dell'essiccatore ad aria compressa a ciclo frigorifero, il dispositivo di controllo VARIOPULSE regola il funzionamento del condensatore e del compressore per mezzo di un convertitore di frequenza o di un dispositivo di controllo della pressione di aspirazione. Se le richieste sono basse, il compressore refrigerante si spegne a intermittenza. Con la sua funzione di accumulatore termico, lo scambiatore di calore permette una risposta rapida al cambiamento delle esigenze e impedisce picchi di dewpoint (punto di rugiada).

Inoltre il funzionamento del sistema di circolazione del refrigerante viene controllato in riferimento alla variazione del carico parziale da un dispositivo di controllo della pressione dell'aspirazione. Questo chiude il condotto di aspirazione del compressore refrigerante cosicché solo una piccola porzione del refrigerante fluisce attraverso un bypass fino al compressore. Questo poi comprime meno refrigerante rispetto ai carichi massimi e perciò consuma sostanzialmente meno energia.

È possibile utilizzare anche un convertitore di frequenza per controllare il funzionamento.

Con questo sistema, un convertitore di frequenza controlla continuamente la velocità di uno dei compressori refrigeranti.

Con questi ultimi due sistemi di controllo e con il dispositivo di controllo VARIOPULSE, il consumo di energia diminuisce in proporzione lineare al carico dell'essiccatore, fino a una diminuzione del 90% in caso di carico zero. Questo permette un consumo di energia estremamente basso per le differenti variazioni di carico, sia esso zero, parziale o massimo.

Con una tolleranza della temperatura di raffreddamento da +2°C a 50°C (aria atmosferica o acqua di raffreddamento) i compressori a pistone usati con VARIOPULSE forniscono benefici rispetto ai compressori scroll frequentemente usati.

A causa della loro struttura, i compressori scroll lavorano con un'ottima efficienza solo in una ristretta gamma di operazioni. Al contrario, i compressori a pistone raggiungono una efficienza molto buona riguardo a una gamma significativamente più ampia. In questo modo il dewpoint rimane basso sia per i consumi di energia elevati che minimi in circostanze di carico parziale, rispetto a quanto avviene per i compressori tipo scroll.

Tutti gli essiccatori ad aria compressa a ciclo frigorifero VARIOPULSE sono dotati di uno scaricatore di condensa a sensore di livello. Questo impedisce completamente le perdite di aria.

Sono disponibili sia condensatori raffreddati ad acqua che condensatori raffreddati ad aria.

Con il dispositivo di controllo VARIOPULSE a microprocessore, sia nella versione con controllo della pressione di aspirazione sia nella versione con controllo di velocità per mezzo di un convertitore di frequenza si raggiunge un risparmio di energia annuale sopra al 35%.

Bibliografia Appendice 2

- “Manuale aria compressa” Atlas Copco
- “Il bigino dell’aria compressa”
- wikipedia.it (per definizione punto rugiada)
- **B.Elliott** *Compression air operation*
- **E.M.Talbott** *Compressed air systems*
- **R.Keith Mobley** *Fluid power Dynamics*
- Emea Donaldson
- Ceccato
- Boreas
- Aragones Compressors
- Pcasrl
- Fiac
- Beko
- Skillair
- Idg
- Kaeser Italia
- Drypoint
- Friulair
- Parker

Figure:

- Fig. 1.1 Catalogo Ceccato
- Fig.1.2 Catalogo Ceccato
- Fig. 1.3 <http://it.wikipedia.org/wiki/File:PsychrometricChart-SeaLevel-SI.jpg>
- Fig. 1.4 <http://www.borablowers.it/prodotti/compressori.cfm>
- Fig. 1.5 “Turbomacchine Operatrici”, Prof. Ugo Campora, Università di Genova
- Fig. 1.6 “Turbomacchine Operatrici”, Prof. Ugo Campora, Università di Genova
- Fig. 1.7 Catalogo Atlas Copco
- Fig. 1.8 Catalogo Atlas Copco
- Fig. 1.9 <http://www.vecon.net/images/foto/6c.html>
- Fig. 1.10 <http://www.coessler.com/ita/EssicAssorb.asp>
- Fig. 2.1 Beko
- Fig. 2.2 Fiac
- Fig. 2.3 Pcasrl
- Fig. 2.4 Fiac
- Fig. 2.5 Fiac
- Fig. 2.6 Pcasrl
- Fig. 2.7 Aragones Compressors
- Fig. 2.8 Aragones Compressors
- Fig. 2.9 Aragones Compressors
- Fig. 2.10 Boreas
- Fig 3.1 **E.M.Talbott** *Compressed air systems*
- Fig 3.2 **B.Elliott** *Compression air operation*
- Fig 3.3 **B.Elliott** *Compression air operation*
- Fig 3.4 Catalogo Emea Donaldson
- Fig 3.5 <http://dimeca.unica.it>
- Fig 3.6 <http://dimeca.unica.it>
- Fig 3.7 <http://dimeca.unica.it>
- Fig 4.1 Beko
- Fig 4.2 Skillair
- Fig 4.3 Beko
- Fig 4.4 IDG_IT
- Fig 4.5 Kaeser Italia
- Fig 4.6 Friulair

APPENDICE 2

Strumenti di misura in un circuito di aria compressa

Un buon sistema ad aria compressa deve essere caratterizzato da un circuito di generazione, distribuzione e utilizzazione dell'aria che minimizzi il più possibile le perdite. Le inefficienze dell'impianto possono essere date dalle perdite di carico (cadute di pressione lungo le condotte, raccordi e filtri), dalle fughe (quantità d'aria perse nella trasmissione e distribuzione) e dalla qualità dell'aria (presenza o meno di polveri, olio o altre impurità). Può essere considerata come perdita anche una pressione eccessiva sulle attrezzature. Nell'ottica di un buon funzionamento, e di un uso razionale dell'aria compressa che porti a ridurre i costi e gli sprechi energetici, risulta essenziale la misurazione e l'analisi dei principali parametri di esercizio quali la portata dell'aria, la pressione, la temperatura, l'umidità e i dati elettrici del compressore durante il suo funzionamento. In figura A2.1 viene schematizzato un circuito ad aria compressa nel suo complesso, evidenziandone i componenti. Con i numeri in rosso vengono inoltre indicati i punti salienti del sistema nei quali è interessante effettuare le misurazioni per poter procedere ad una analisi esaustiva del funzionamento dell'impianto e migliorarne la gestione e l'efficienza.



Fig.A2.1 Schema generale di un circuito ad aria compressa con punti di misura riportati sullo schema e in legenda.

Il punto 1 indica l'alimentazione elettrica del sistema. In questo punto vengono effettuate le misurazioni elettriche di tensione, corrente, fattore di carico ($\cos\phi$) e dunque la potenza assorbita.

Il punto 2 indica l'uscita dal compressore nel quale può essere utile la misurazione della pressione.

Il punto 3 indica l'uscita dal serbatoio d'aria. L'uscita dal serbatoio principale, ossia il punto in cui

viene fornita l'aria compressa a seguito della richiesta da parte delle utenze, è uno dei punti chiave per la misura della portata d'aria.

Il punto 4 indica l'uscita dalla sala compressori dei condotti diretti alle utenze. In questo punto è utile misurare la pressione e la temperatura dell'aria nelle condotte.

Il punto 5 indica l'uscita dall'essiccatore nel quale è utile misurare la pressione e la temperatura.

Il punto 6 indica la presa d'aria del compressore nel quale è importante misurare la temperatura dell'aria in ingresso.

Delle grandezze misurabili, la portata risulta essere quella più importante considerando anche il fatto che la sua misurazione richiede strumentazioni in alcuni casi sicuramente più invasive rispetto a quelle utilizzate per misurare pressione e temperatura. La misura della portata è fondamentale per la scelta dei componenti pneumatici e per stabilire le caratteristiche del circuito di distribuzione.

Gli strumenti di misura che nel seguito vengono illustrati sono:

- 1 misuratori di portata
- 2 misuratori di pressione
- 3 sensori di temperatura e umidità
- 4 strumenti di misura dei dati elettrici

1.1 Strumenti di misura della portata.

La misurazione della portata viene realizzata con diverse tipologie di strumentazione che si basano su principi fisici diversi. A seconda delle dimensioni dell'impianto, e quindi del diametro delle tubazioni, e considerando le applicazioni finali, alcuni strumenti risultano essere più adeguati di altri.

Oltre alla precisione di misura che è determinata dalla tipologia di strumento utilizzato è importante valutare quanto lo strumento di misura sia invasivo e quali siano i fattori introdotti dall'inserimento dello strumento sul circuito. Bisogna quindi tenere in considerazione gli aspetti legati alla strumentazione che possono influire sul sistema in termini di cadute di pressione, dimensioni, manutenzioni e simili. Alcune tipologie di strumentazione sono applicabili esternamente alle tubazioni del circuito mentre altre devono essenzialmente far parte del circuito stesso.

Il dato realmente utilizzabile per l'analisi e le valutazioni sul circuito di aria compressa è la portata normalizzata. La misurazione della portata deve quindi essere riportata alle condizioni di funzionamento normalizzate che sono definite da una temperatura di esercizio di 0 °C (273,15 K), una pressione di 101,3 kPa e una umidità relativa UR 0%.

La portata di un fluido in una condotta può essere definita in relazione alla variazione del volume del fluido che attraversa una data sezione in un intervallo di tempo o in base alla variazione della massa che attraversa una data sezione in un intervallo di tempo.

$$\text{Portata in volume} \quad Q = \Delta Vol / \Delta t \quad (1)$$

$$\text{Portata in massa} \quad M = \Delta m / \Delta t \quad (2)$$

Dove Q è la portata in volume [m³/s], ΔVol è la quantità di volume [m³] che attraversa la sezione del condotto in un intervallo di tempo Δt [s], e dove M è la portata in massa [kg/s] e Δm quantità di massa [kg] che attraversa la sezione del condotto in un intervallo di tempo Δt [s].

Le portate in massa e volume sono legate tra loro dalla densità del fluido ρ che è una funzione della temperatura ρ = f(T). Se ρ rimane costante si definisce un legame proporzionale come riportato di seguito.

$$\rho = \text{cost} \quad (3)$$

$$M = \rho \cdot Q \quad (4)$$

Per quanto riguarda la valutazione della portata in volume questa può essere riscritta evidenziando il termine relativo alla velocità del fluido v nel seguente modo:

$$Q = \int_A \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (5)$$

che in una condotta con sezione fissa A può essere scritta come segue

$$Q = \int_A \vec{v} \cdot d\vec{A} = \bar{v} A \quad (6)$$

dove \bar{v} è la velocità media pesata sull'area A.

Di seguito vengono riportate le più significative tipologie di misuratori di portata facendo riferimento al loro principio di funzionamento. In allegato viene riportata la tabella di sintesi su alcune marche e tipologie di misuratori di portata. La tabella riporta le caratteristiche generali di

alcuni misuratori di flusso a titolo esemplificativo dell'intera offerta di mercato in materia. Sono specificati i principi di funzionamento, i range di portata, la precisione dello strumento e le connessioni per l'acquisizione dati.

1.1.1 Misuratore di portata: principio calorimetrico.

Il metodo più significativo della misurazione della portata all'interno di un circuito d'aria compressa è quello basato sulla misura della portata d'aria massica. Questo tipo di misurazione, basato sul principio calorimetrico, consente di determinare la reale portata del fluido poiché è indipendente dai valori di pressione e temperatura che invece producono variazioni nella determinazione della portata volumica. Questo tipo di misurazione consente di determinare la portata senza introdurre un calo di pressione permanente nel circuito stesso. Il fatto di non avere parti in movimento ne ha inoltre determinato un rapido sviluppo.

In figura A2.2 vengono riportati due modelli di misuratori di portata che utilizzano questo principio.



Fig.A2.2 Misuratori di portata con principio calorimetrico. Modelli TESTO 6440 e SATEMA ACADI

La misurazione della portata massica secondo il principio calorimetrico avviene sfruttando i principi di un anemometro a filo caldo che consente di misurare la velocità del fluido. I sensori ora utilizzati sono in genere su base ceramica vetrificata, ma conservano lo stesso principio di funzionamento.

Il principio di misura si basa sul fatto che il flusso d'aria che attraversa un filo caldo porta via del calore [1]. Quindi le perdite di calore del filo caldo dipendono dalla portata del fluido, dalla sua capacità termica e dalla differenza di temperatura tra il filo caldo e il fluido.

Il calore H asportato dal fluido è uguale alle perdite di calore sul filo per convezione Q_c , per

conduzione Q_k e per irraggiamento Q_f secondo la seguente formula:

$$H = Q_c + Q_k + Q_f \quad (7)$$

Considerando che la differenza di temperatura tra il fluido e il filo caldo è inferiore ai 300 °C le perdite per conduzione e per irraggiamento risultano essere molto basse e possono essere ignorate [1]. Il calore H asportato dal fluido equivale a quello generato da una corrente I che attraversa il filo di resistenza R e lo tiene ad una temperatura fissata costante secondo la formula

$$H = I^2 R = (T_w - T_0)(A + B)\sqrt{V} \quad (8)$$

dove T_w è la temperatura superficiale del filo caldo, T_0 la temperatura del fluido, V è la velocità e A e B sono dei parametri che dipendono dalla densità, dal calore specifico del fluido e dalle dimensioni del sensore [2].

Se la differenza di temperatura tra il fluido e il filo caldo è costante, la velocità del fluido corrisponde alla corrente I utilizzata. Per mantenere costante la differenza di temperatura viene regolata la corrente che attraversa la termoresistenza in modo da bilanciare con più o meno corrente la quantità di calore asportata dal fluido.

Il principio di misura si basa quindi sul raffreddamento di un sensore mantenuto a temperatura costante ed esposto ad un flusso d'aria ad una certa velocità. L'energia richiesta per mantenere il sensore alla temperatura fissata dà le indicazioni sulla velocità del fluido in quanto, maggiore è la velocità maggiore è l'energia necessaria per mantenere la temperatura fissata.

Questa metodologia è efficace per i sistemi in cui il fluido rimane a temperatura costante poiché la termoresistenza non è in grado di valutare se la differenza della temperatura è data da una variazione di velocità o da una variazione della temperatura del fluido.

Per ovviare a questo aspetto, e rendere la misurazione più versatile, viene introdotta una seconda termoresistenza che, riscaldata in minima parte, ha il solo scopo di misurare la temperatura del fluido. In questo modo viene misurata la differenza di temperatura delle due termoresistenze che dipenderà unicamente dalla velocità del flusso d'aria e non dalla temperatura dell'aria stessa.

Il circuito di misura viene quindi effettuato attraverso un ponte di Wheatstone (Fig A2.3) dove R_s è il sensore di temperatura utilizzato per la compensazione in caso la temperatura del fluido non rimanga costante.

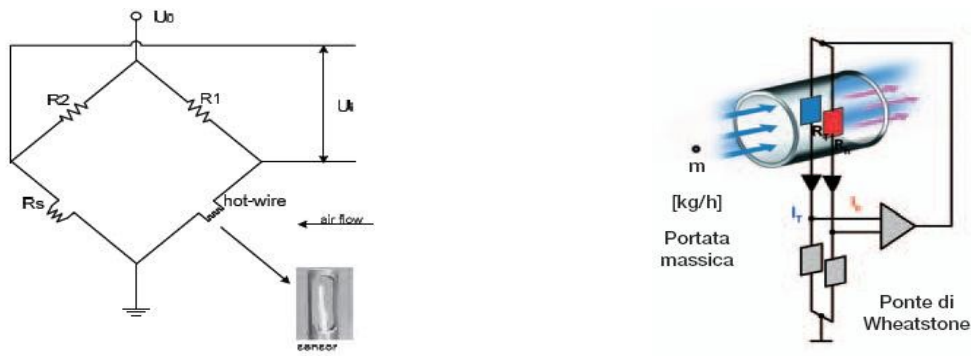


Fig A2.3. Circuito di misura. Ponte di Wheatstone. [1] e schema con indicazione del flusso d'aria. Il sensore hot-wire (in rosso) e il sensore Rs (blu) per la compensazione della temperatura, sono i rami del ponte attraversati dal flusso d'aria attraverso i quali si determina la differenza di temperatura e quindi la velocità del fluido.

Alcuni strumenti di misura che utilizzano il principio calorimetrico sono: TESTO 6440, SATEMA ACADI, SATEMA MISDA, BEKO Flowmeter, COMHAS VA420.

[1] Flow Rate Measurement System Using Thermal Air Flow Sensor.

Yundong Cao; Zhengchun Xie; Chunguang Hou; [2009. ICEMI '09. 9th International Conference on Digital Electronic Measurement & Instruments](#)

Publication Year: 2009 , Page(s): 2-885 - 2-889

[2] [A thermistor anemometer for low flow rate measurements.](#)

Fujita, H.; Ohhashi, T.; Asakura, M.; Watanabe, K.;

[Instrumentation and Measurement Technology Conference, 1994. IMTC/94. Conference Proceedings. 10th Anniversary. Advanced Technologies in I & M., 1994 IEEE Digital Object](#)

Publication Year: 1994 , Page(s): 1217 - 1220 vol.3

1.1.2 Misuratore di portata: principio ad ultrasuoni

I misuratori di portata ad ultrasuoni si basano su due principi di funzionamento: il calcolo del tempo di transito e l'effetto Doppler.

I misuratori di portata ad ultrasuoni valutano la portata misurando la velocità del fluido per mezzo di un'onda sonora ultrasonica. I più comuni sono quelli a riflessione basati sul calcolo del tempo di

transito. Da una parete della tubazione viene immessa un'onda sonora verso il centro. Questa verrà riflessa in parte dalla parete opposta. In presenza di un fluido in movimento l'onda sonora viene spostata e pertanto compirà un percorso per raggiungere il sensore. Misurando il tempo trascorso tra l'emissione dell'onda e la sua captazione si riesce a valutare la velocità del fluido e quindi la sua portata. Poiché questo metodo è basato sullo spostamento dell'onda sonora ad opera del fluido, bisogna evidenziare che la precisione dello strumento sarà tanto maggiore quanto maggiore sarà la densità del fluido. Questi strumenti hanno dei tempi di risposta molto rapidi e non generano nessuna caduta di pressione in quanto assimilabili a tubazioni in tratti rettilinei. Non avendo parti in movimento e sonde immerse nel flusso il loro buon funzionamento non necessita nessun tipo di manutenzione.

In fig A2.4 viene rappresentato un misuratore di portata ad ultrasuoni che utilizza il calcolo del tempo di transito, ovvero la differenza tra il tempo di propagazione di due opposte onde sonore generate da due sensori.

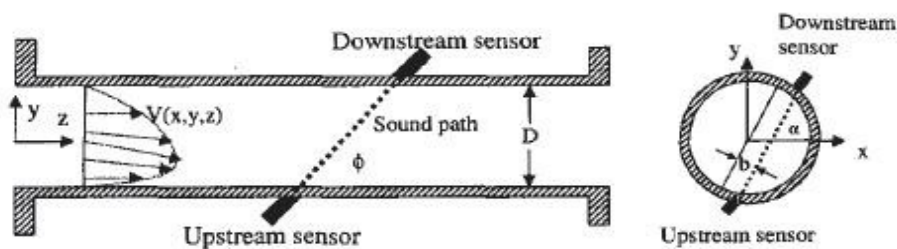


Fig A2.4. Schema di un misuratore di portata a ultrasuoni che utilizza il principio del tempo di transito. [3]

I parametri per configurare questa tipologia di flussimetro sono la definizione dell'offset del percorso dell'onda sonora b , l'angolo di azimuth α e l'angolo rispetto all'asse Φ . L'equazione base per calcolare il tempo di propagazione può essere così scritta[3]:

$$\int_1^2 dt = t_{12} = \int_1^2 (ds / (C + V \cdot e)) \approx s / (C + V_s) \quad (9)$$

$$\int_2^1 dt = t_{21} = \int_2^1 (ds / (C - V \cdot e)) \approx s / (C - V_s) \quad (10)$$

dove V è la velocità del fluido, C è la velocità del suono, e è un vettore unitario del percorso del fluido, s è la distanza tra i due sensori, V_s è la velocità media del fluido lungo la sezione attraversata

e 1 e 2 sono gli istanti di partenza e di arrivo del segnale. Quindi possiamo ricavare la velocità del fluido e la velocità del suono come segue[3][4]

$$V_f = V_s / \cos(\phi) = (s/2 \cos(\phi)) \cdot [(1/t_{12}) - (1/t_{21})] \quad (11)$$

$$C = (s/2) \cdot [(1/t_{12}) - (1/t_{21})] \quad (12)$$

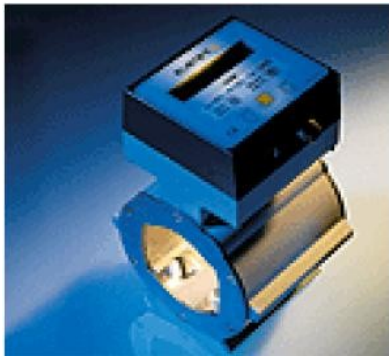


Fig.A1.5 Misuratori di portata con principio ad ultrasuoni SATEMA ZEUS e MPUSX

[3] [An intelligent ultrasonic flowmeter for improved flow measurement and flow calibration facility](#)
 Yeh, T.T.; Espina, P.I.; Osella, S.A.; Proceedings of the 18th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference, 2001. IMTC 2001. Proceedings of the 18th IEEE Volume: 3 (2001) , Page(s): 1741 - 1746

[4] [Ultrasonic sensors in air](#). Magori, V. [Ultrasonics Symposium, 1994. Proceedings., 1994 IEEE](#), Volume: 1, 1994 , Page(s): 471 - 481

1.1.3 Misuratore di portata: principio a turbina.

Anche per i misuratori di portata che utilizzano una turbina, viene rilevata la velocità del fluido e in seconda battuta viene determinata la portata.

In questo caso il fluido viene fatto passare attraverso una turbina la cui velocità di rotazione è proporzionale alla portata del fluido. La contabilizzazione che può avvenire in maniera meccanica attraverso degli indicatori può anche essere realizzata inserendo un magnete nella turbina che ogni volta che passa in prossimità del sensore genera un impulso. In questo modo è possibile effettuare una lettura digitale e utilizzare lo strumento in entrambe le direzioni.

Questa tipologia di strumento è caratterizzata da una bassa portata di avviamento e da una alta stabilità di misura con una buona precisione. La manutenzione è necessaria vista la presenza di parti in movimento, ma tuttavia risulta essere comunque di facile attuazione.

La struttura di un misuratore a turbina è schematizzata in figA2.6.

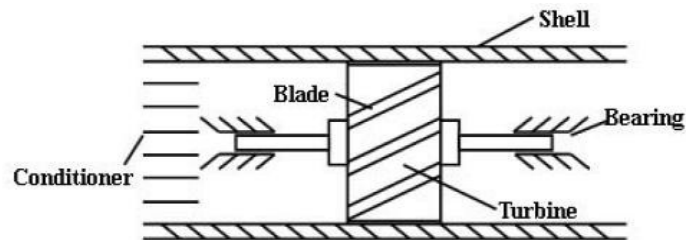


Fig A2.6 Struttura di un misuratore a turbina.[5]

Dove “shell” indica l'involucro, “turbine” la turbina, “bearing” i cuscinetti che sostengono la turbina, “blade” le palette della turbina e “conditioner” è un convogliatore di flusso. La turbina inserita nel circuito, attraversata dal fluido, gira ad una velocità di rotazione n che è direttamente proporzionale alla velocità del flusso v . Generalmente la velocità del flusso v è calcolata trasformando la velocità di rotazione n in un segnale a impulsi F secondo la legge dell'induzione elettromagnetica

$$F = N \times n \quad (13)$$

dove N indica il numero di pale della turbina. Una volta realizzata la turbina il numero di pale N rimane fisso e quindi si stabilisce una relazione lineare tra F ed n . La velocità di rotazione è proporzionale alla velocità del fluido v . La velocità del fluido v ha una relazione lineare con la portata Q e quindi il segnale ad impulsi F è in proporzione diretta con la portata Q . [5]



Fig.A2.7 Misuratori di portata con principio a turbina

[5] [Study on Wide-Range Turbine Flowmeter.](#) Gang Li; Qiao-Zhen Li; Feng Dong; 2006 International Conference on Machine Learning and Cybernetics. (2006) , Page(s): 775 - 778

1.1.4 Misuratore vortex.

I vortex sono misuratori di portata volumetrica a generazione di vortici. Il principio di funzionamento consiste nella misura della portata volumetrica del fluido a partire dalla frequenza di formazione dei vortici quando un fluido incontra sul suo cammino un ostacolo non aerodinamico detto anche “corpo tozzo” o “corpo generatore” come mostrato in figura A2.8.

Fig A2.8 Schema di massima della generazione del vortice mediante il corpo tozzo.

La formazione di gradienti di pressione e di velocità dovuti all'ostacolo determinano una variazione del flusso laminare che caratterizza il flusso nelle condotte rettilinee e genera la scia dei vortici che si alternano da un lato all'altro del generatore e che prende il nome di scia di Von Karman.

La generazione di vortici in una scia aerodinamica dovuta alla presenza di un ostacolo è un fenomeno di instabilità fluidodinamica dovuto alla formazione di gradienti di pressione e di velocità che determinano il distacco dello strato limite dal profilo solido. Tale fenomeno si ripete alternativamente da un lato e dall'altro del corpo generatore. Le variazioni locali di pressione dovute alla presenza dei vortici sono rilevate da sensori di vortici opportunamente posizionati nelle “scie di Von Karman” che sostanzialmente sono dei sensori di pressione piezoelettrici.

Il tempo necessario alla formazione completa di un vortice dipende dalla geometria del corpo tozzo. Questo, infatti, può essere rettangolare, trapezoidale, triangolare, a forma di T, ovale etc. Normalmente viene utilizzato un sensore trapezoidale in quanto genera minori perdite di carico, e comporta una minore possibilità di vortici secondari (disturbi). Per stabilizzare il fenomeno, è spesso introdotto un secondo generatore, affacciato al primo. Se il fenomeno è stabile il tempo che corrisponde alla formazione di un vortice, è uguale per tutti i vortici successivi.

Essendo tale tempo proporzionale alla velocità media della corrente fluida, esso è proporzionale anche alla portata volumetrica.

La relazione esistente tra la frequenza di formazione dei vortici e la velocità media del fluido è il numero di Strouhal così definito:

$$S_t = \frac{f L}{v_m} \quad (14)$$

dove f è la frequenza di formazione dei vortici, L la dimensione caratteristica del corpo tozzo e v_m la velocità media del fluido. Tale valore adimensionale dipende dal numero di Reynolds ma con un buon dimensionamento del generatore di vortici rimane costante per un ampio intervallo di numeri di Reynolds.

Considerando quindi il numero di St costante, la velocità media del fluido, e quindi la portata, dipendono solo dalla frequenza dei vortici rilevata dai sensori.

Conoscendo il valore della velocità media, tramite la seguente relazione si risale al valore di portata volumetrica:

$$Q_v = V_m \cdot S \quad (15)$$

Dove Q_v è la portata volumetrica, V_m è la velocità media del fluido ed S è la sezione della tubazione. Moltiplicando poi la portata volumetrica per la densità del fluido viene calcolata la portata massica.

Quindi affinché la misurazione della portata sia precisa, occorre avere una misurazione in continuo della pressione e della temperatura del fluido.

I vantaggi di questo strumento sono la buona accuratezza, mancanza di parti in movimento che riduce gli interventi per manutenzione, una scala di misura lineare, uscita elettrica standard (4-20 mA), uscita in frequenza, basse perdite di pressione localizzate e un ampio range di diametri.

Gli svantaggi riguardano l'installazione, in quanto lo strumento richiede mediamente 20 diametri rettilinei a monte e 5 diametri rettilinei a valle, inoltre è sensibile alle vibrazioni esterne che possono disturbare il sensore per la misurazione della frequenza dei vortici. Come esempio di un misuratore vortex in figura A2.9 viene mostrato il misuratore Vortex della Krohne.



Fig. A2.9 Misuratore Vortex della Krohne

1.2 Strumenti di misura della pressione

In ambito industriale, il campo delle pressioni è molto vasto: si va dal vuoto più spinto (qualche Pascal), fino alle altissime pressioni che superano i $500 \cdot 10^5$ Pa (500 bar).

E' naturale, quindi, che i sistemi che permettono la misura della pressione siano differenti a seconda delle pressioni da misurare.

I misuratori di pressione si dividono in:

- Manometri e Manometri differenziali
- Trasduttori di pressione
- Pressostati

Il pressostato è un dispositivo a due stati (aperto o chiuso di un interruttore) e più che misurare una pressione viene comandato dalla pressione stessa che consente l'invio di un segnale, elettrico o pneumatico al superamento della pressione stabilita.

I manometri rappresentano la forma più semplice e diffusa per la misura della pressione. Sono solitamente utilizzati per misure di pressione locale.

Il manometro a U è costituito da un tubo di vetro a sezione costante ripiegato a forma di U dotato di una scala graduata e riempito di un liquido manometrico di densità nota. Il liquido manometrico è normalmente mercurio (Hg) o acqua.

Il barometro deriva direttamente dai manometri a U chiudendo una delle estremità del tubo a U e collegando l'altra estremità al processo con la pressione incognita. Se l'estremità viene lasciata libera, il barometro misurerà la pressione atmosferica.

Il manometro a membrana è costituito da una membrana elastica solidale ad una scala graduata. La pressione esercitata sulla membrana ne provoca un rigonfiamento. Questo viene convertito tramite un sistema di leverismi in un movimento circolare che può essere letto su una scala graduata.

Lo spessore, il diametro ed il materiale della membrana sono scelti in base al tipo di fluido ed alla pressione di esercizio.

In ambito industriale sono per lo più utilizzati i trasduttori di pressione che misurano la pressione mediante la deformazione di un elemento meccanico elastico. Questa deformazione viene poi trasformata in un segnale elettrico mediante un elemento di trasduzione ed, infine, mediante un elemento di condizionamento (trasmettitore) il segnale in uscita viene amplificato e condizionato in un segnale standard (es. 4-20 mA).

Si trovano quindi trasduttori piezoresistivi, piezoelettrici, capacitivi e estensimetrici.

I traduttori estensimetrici sono tra i traduttori di pressione maggiormente utilizzati.

Il principio di funzionamento si basa sulla variazione di resistenza di uno o più estensimetri generalmente inseriti in un circuito a ponte di Wheatstone.

La misura di una forza incidente su un oggetto può essere ottenuta misurando la deformazione o la variazione geometrica che l'oggetto in questione subisce per effetto della forza.

L'estensimetro (chiamato strain gauge), è un sensore che rileva deformazioni meccaniche trasformandole in variazioni di resistenza. Esso è costituito da un elemento sensibile la cui resistenza varia a seguito delle deformazioni a cui è sottoposto.

L'elemento sensibile può essere di materiale conduttore o semiconduttore: i primi sono normalmente costituiti di materiale metallico come nichel, nichel-cromo, costantana, platino; mentre i secondi sono normalmente costituiti da silicio opportunamente drogato.

Questi hanno una sensibilità superiore rispetto a quelli metallici, tuttavia sono molto sensibili alle variazioni di temperatura.

La misurazione della pressione viene quindi effettuata in maniera indiretta per mezzo di una varietà di trasduttori sensibili a caratteristiche fisiche diverse dalla pressione. Per lo più i trasduttori misurano lo spostamento o l'allungamento che viene determinato dalla pressione sul corpo sensibile.

I misuratori di pressione possono essere suddivisi in tre diverse categorie tenendo conto del tipo di misurazione che si deve effettuare. Si possono infatti avere dei misuratori di pressione assoluta che danno un valore di misura riferito allo zero e quindi alla condizione di vuoto. I misuratori di pressione relativa danno invece un valore riferito alla pressione atmosferica mentre i misuratori

differenziali valutano la differenza di pressione tra due punti diversi di un circuito. Per l'acquisizione e la più facile elaborazione dei dati misurati si trovano in commercio misuratori digitali spesso dotati di uscite seriali RS232C o di uscite analogiche. Gli strumenti possono essere inoltre suddivisi in strumenti portatili o fissi. Gli strumenti fissi hanno la sonda integrata e in genere presentano uscite di segnale analogico e seriale di tipo RS232C in modo da rendere lo strumento più versatile attraverso un collegamento con un calcolatore. Tra gli strumenti portatili abbiamo invece degli apparecchi con sonda integrata che in genere funzionano su pressioni non superiori a qualche bar e apparecchi più versatili e completi che consentono di inserire le sonde esternamente. In questo caso per la misura della pressione viene utilizzato un modulo elettronico PP471 per interfacciare lo strumento con le sonde della serie 704 e 705 riportati in figura A1.10. Quest'ultima tipologia di strumenti prevede in genere anche la possibilità di misurare la temperatura attraverso delle sonde PT100.



Fig. A2.10 Modulo elettronico PP471 e sonde della serie 704 e 705 per la misura di pressione.



Fig A2.11a: Satema ema150 strumento portatile con sonda integrata. Pressione fino a 200'000 Pa



Fig A2.11b: Satema HD212 strumento portatile con sonde esterne.



Fig A2.11c: Allemanno DMM strumento fisso con sonda integrata.

1.3 Strumenti di misura della temperatura e dell'umidità

Il termometro è lo strumento utilizzato per la misura della temperatura. Tutti i termometri sfruttano il principio che, quando cambia la temperatura di un sistema, qualche sua proprietà fisica cambia.

Alcune di queste proprietà sono: il volume di un liquido, la lunghezza di un solido, la pressione di un gas a volume costante, il volume di un gas a pressione costante, la resistenza elettrica di un conduttore e il colore di un corpo.

I termometri possono essere suddivisi in: (i) Termometri a dilatazione, (ii) Termometri elettrici, (iii) Termometri particolari.

In ambito industriale i più utilizzati sono i termometri elettrici. Questi termometri utilizzano la proprietà delle resistenze elettriche di variare la propria resistività al variare della temperatura.

Sono normalmente costituiti da un elemento metallico filiforme avvolto o appoggiato su di un supporto isolante (framework) il tutto contenuto in una guaina di protezione dell'elemento sensibile.

Il sensore, per problemi di miniaturizzazione, può essere ottenuto per deposizione di un film metallico su di un supporto isolante. Sono normalmente identificate dal simbolo chimico del materiale che le costituisce seguito da un numero che rappresenta il valore della resistenza alla temperatura di 0°C. Per esempio la sonda di temperatura Pt-100 indica una sonda in platino che ha una resistenza a 0°C di 100 Ω.

Uno degli inconvenienti di questi strumenti è l'autoriscaldamento dovuto al passaggio di corrente all'interno della resistenza. Per ovviare a questo problema, i costruttori forniscono dei coefficienti di autoriscaldamento. Per misurare la temperatura, che viene dedotto dal valore della resistenza, vengono normalmente inseriti in circuiti a ponte come ad esempio nel circuito a ponte di Wheatstone.

I termistori sono termometri a resistenza a semiconduttore, il loro principio di funzionamento è simile a quello delle termoresistenze (Pt-100), la differenza risiede nel materiale con cui sono costituite, ossia componenti elettrici ottenuti dalla sinterizzazione di ossidi metallici o dal drogaggio di semiconduttori tradizionali. I termistori si possono classificare in:

- Tipo NTC ("Negative Temperature Coefficient", coefficiente di temperatura negativo) in cui la resistenza decresce con l'aumentare della temperatura;

- Tipo PTC ("Positive Temperature Coefficient", coefficiente di temperatura positivo) in cui la resistenza aumenta con l'aumentare della temperatura;

1.4 Strumenti di misura delle grandezze elettriche

Gli strumenti digitali di misura e acquisizione di grandezze elettriche, utilizzabili per il monitoraggio energetico attualmente sul mercato, si possono distinguere in:

1) *Analizzatori di potenza* monofase e trifase, in grado di misurare – in modo diretto o derivato – tensione e corrente continua e alternata, le tre componenti della potenza, il fattore di perdita e il consumo energetico. Spesso questo tipo di strumenti posseggono le funzionalità per misurare anche gli altri parametri elettrici comunemente acquisiti da un *multimetro* (che invece non misura generalmente potenze), come frequenza, resistenza elettrica e parametri dell'impedenza. Nei sistemi trifasi con analizzatori di potenza monofase, gli schemi di inserzione e le formule per il calcolo della potenza complessiva sono quelli usuali [7]. Comunemente gli strumenti trifasi presentano al loro interno tre stadi di misura separati per ogni singola fase, opportunamente collegabili attraverso la morsettiera esterna dell'apparecchio di misura. Analogamente agli altri strumenti, per misure su impianti utilizzatori di potenza/tensione elevata, l'inserzione degli analizzatori di potenza non avviene direttamente ma attraverso trasformatori di misura (trasformatori di corrente TA, di tensione TV, pinze amperometriche o trasformatori amperometrici apribili, ecc.).

Questo tipo di strumenti permettono una misura accurata in un campo di frequenze molto più ampio dei 50-60 Hz e sono adatti per la determinazione di transitori (alcuni di essi hanno incorporata la funzione di analisi delle armoniche) e per le misure su motori e apparecchiature comandate da inverter a frequenza variabile.

2) *Misuratori di potenza/energia* monofasi e trifasi che, rispetto agli strumenti visti sopra, hanno generalmente una minore precisione e un campo di misura in frequenza limitato. Sono quindi adatti per misure di grandezze elettriche sinusoidali a regime a frequenza industriale.

I misuratori di potenza ed energia stanno diventando sempre più compatti, integrati e multifunzionali e molti di essi, in aggiunta a quanto indicato sopra – hanno una capacità di acquisizione sincrona (*datalogging*) anche di segnali elettrici provenienti da sensori remoti quali, ad esempio, trasduttori di pressione e temperature. Altre funzionalità possono essere la verifica delle condizioni di stato acceso/spento, il conteggio impulsi, la possibilità di comandare attuatori, generare segnali di allarmi, ecc.

Tutti gli strumenti di misura sono comunemente dotati di un'interfaccia di comunicazione che può

variare dal semplice bus seriale RS232, alla porta USB, da un bus parallelo per la strumentazione come IEEE -488, a un bus di campo utilizzato nell'automazione e nel controllo di processo industriale come EIA-485, oppure a un interfaccia Ethernet per il protocollo TCP/IP.

In generale, negli strumenti digitali multifunzionali viene reso disponibile un software di acquisizione e post elaborazione, presentazione e salvataggio dati, che può essere orientato a secondo delle necessità e dell'impiego previsto dal costruttore dello strumento, verso il controllo remoto della strumentazione, l'efficienza energetica oppure il controllo di processo.

Un moderno strumento digitale di misura è composto da: 1) una sezione di condizionamento analogico che converte le grandezze elettriche da misurare in segnali elettrici compatibili con i circuiti elettronici interni allo strumento; 2) un convertitore analogico/digitale; 3) un microprocessore provvisto di memoria e firmware interno; 4) uno stadio ingresso comandi e visualizzazione delle grandezze misurate (tastiera e display); 5) una interfaccia di comunicazione digitale seriale o parallela per il controllo remoto dello strumento e la trasmissione dei dati ad un sistema informatico; 6) un'eventuale uscita analogica proporzionale alla grandezza misurata.

Misurando direttamente i valori istantanei di corrente e tensione per un numero di campionamenti sufficientemente alto – determinato dal periodo delle grandezze in ingresso – e integrandone il loro prodotto, uno strumento digitale multifunzionale ricava la potenza in gioco. I valori di tensione e corrente efficace, di tensione media, di potenza attiva, reattiva e apparente, nonché il fattore di potenza sono calcolati dal microprocessore interno allo strumento implementando sui segnali digitalizzati le formule che definiscono ciascuna grandezza.

Esempio comparativo tra un analizzatore e un misuratore di potenza prodotti dal medesimo costruttore.



Fig. A2.12a: Yokogawa WT 500



Fig.A2.12b: Yokogawa PR300

Tab A2 Confronto dei parametri tecnici degli strumenti Yokogawa WT500 e PR300

Marca	Yokogawa WT 500	Yokogawa PR300
Definizione	Analizzatore di potenza monofase	Misuratore di potenza e energia trifase
Campo di misura correnti	0.5-40A	1-5 A (per collegamento TA)
Campo di misura tensioni	15-1000V	150-300-600 V (per collegamento TV)
Campo frequenze	0.5-100 kHz	45-65 Hz
Accuratezza/Risoluzione minima	0.1% lettura + 0.1% campo di lettura nel range 45-66 Hz	0.1 W – Potenza al primario (*) per 0.001 (*) Potenza al secondario per rapporto di trasforazione TA per rapporto di trasformazione TV
Bus di comunicazione	GPIB, Ethernet, USB	Ethernet, RS-485/Modbus/PC link
Altre caratteristiche	Visualizzazione numerica, forma d'onda, vettoriale e a barre. Misura armoniche. Software di visualizzazione WTVviewer. Driver LabView.	Uscita analogica. Uscita ad impulsi. Uscita comando di allarme.
Impiego	Strumento per misure e collaudi in laboratorio.	Strumento da pannello –quadro elettrico per misura e monitoraggio diffusi su bus di campo.

[7] corso di *Misure Elettriche e Misure Elettriche Industriali* <http://ims.unipv.it/~piro/>

Tab A2.2 Comparazione delle caratteristiche tecniche di alcuni misuratori di portata .

MISURATORI DI PORTATA									
id	casa	modello	principio di funzionamento	range di portata	tipo di inserzione	diametri	sensore	precisione	display/unità visualizzate
				Nm3/h		mm (inch)			
1	Testo	6440	massico calorimetrico	0,25/75 - 2,3/700	inserzione mediante tubazioni	15 (1/2") - 50 (2")	termico in ceramica vetrificata	+3 % della lettura +0,3% del fondo scala	Nm3/h – Nm ³ /min – Nm3 – °C
2	Satema	ACADI	massico calorimetrico	0,7/50 – 30/3400	inserzione sonde mediante 2 fori	15 (1/2") - 150 (6")		+3% con tratti rettilinei +5% +1% f.s. senza tratti rettilinei	
3	Satema	Zeus	Ultrasuoni – tempo di transito	2,5/160 – 14/1600	inserimento tra le flange della condotta in tratti rettilinei	50(2" ½) - 150(6")		+2% f.s.	
4	Satema	MPTQ	turbina	1,6/16 – 50/1000	inserimento tra le flange della condotta in tratti rettilinei	25(1") - 150 (6")		<1%(3% v. MW) qmin <1%(1,5% v. MW) qmax	
5	Satema	MISDA	Massico calorimetrico	0,25/75 – 58/17500	inserzione mediante tubazioni	15 (1/2") - 200 (8")		+3%	
6	Satema	MPATMX	ultrasuoni	(0,05/5 lt/min- 1/100 lt/min)		7(1/4") - 22 (3/4")		+1% f.s.	
7	Satema	MPUSX	ultrasuoni	(1/50 lt/min – 5/250 lt/min)		40(1"1/2) – 80(3")		+2% qmax +5% qmin	
8	Vpinstrument	Flowmate-inline	massico calorimetrico	30 - 750	inserzione mediante tubazioni	15 (1/2") - 50 (2")		<2% f.s.	
9	ABB	FMT200-ECO2	massico calorimetrico		inserimento tra le flange della condotta in tratti rettilinei				
10	COMHAS	GFM	massico calorimetrico	fino a 1000 l/min	inserimento tra le flange della condotta in tratti rettilinei	7(1/4") - 22 (3/4")		+1,5% f.s.	
11	COMHAS	VA420	massico calorimetrico	0,2/90 – 2/900	inserzione mediante tubazioni	15 (1/2") - 50 (2")	acciaio al silicio	+3%v.l. +2%v.l. con certificato su 5 punti	mc/h – mc/min – l/min – l/s – kg/h kg/min – kg/s – cfm
12	BEKO	FLOWMETER	massico calorimetrico		mediante un foro nella tubazione	7(1/4") - 250 (10")		+3% con percorso di misura +4% senza percorso di misura	

MISURATORI DI PORTATA										condizioni di processo		
id	casa	modello	connessioni elettriche	segnale uscita	uscita ad impulsi	uscita analogica	uscita di commutazione	Bus di comunicazione	Tmax esercizio	umidità relativa	EMC	
1	Testo	6440	M12x1, carico a 250mA, protezione corto circuito (sincronizzato), protezione polarità inversa, protezione sovraccarico.	19...30 VDC, consumo di corrente < 100 mA	Contatore del consumo valore 0,001...1.000.000 m3, lunghezza impulso 0,02 s...2 s, livello 24VDC	4...20mA (4 fili), carico max. 500 Ohm, scala impostabile liberamente da 0 al fondo scala	2 uscite di commutazione, parametrizzabili, caricabili con max. 19...30 VDC o 250 mA ciascuna,		60°C	<90%	in conformità con la direttiva 89/336CEE	
2	Satema	ACADI			impulsi	mA con resistenza max 400 Ohm		RS485 in opzione	50°C			
3	Satema	Zeus			1imp/mc open collector - 1imp>=100ms	4...20mA attiva ; carico max 750Ohm			70 °C		Certificazione DVGW – (ossigeno BGV B7	
4	Satema	MPTQ			contatto REED BF tipo E1 imp/mc_10 - 1 Interr.Prox induttivo MF tipo E200 imp/mc 5000-250-187,5	Reed 24V 50 mA 100Ohm oppure Namur prox induttivo 8Vdc			60°C			
5	Satema	MISDA				4...20mA, carico max. 500 Ohm corrente di uscita 2x250 mA			60°C	<90%	DIN/ISO 2533	
6	Satema	MPATMX			open collector I/imp 0,01 -0,1 1..5 V							
7	Satema	MPUSX			0,1 imp/mc open collector	4/20mA (versione 24Vcc)			60°C			
8	Vpinstrument	Flowmate-inline			multi connector	4...20mA		RS232	50°C	<95%		
9	ABB	FMT200-ECO2										
10	COMHAS	GFM				0-5 Vcc 1000 Ohm min impedenza. 4-20 mA 50-250 Ohm resistenza del loop.			50°C			
11	COMHAS	VA420			1impulso per mc consumato	4...20mA			80°			
12	BEKO	FLOWMETER			1impulso per mc consumato	4...20mA, carico max. 500 Ohm			80°C	<90%		

APPENDICE 3

Ottimizzazione di sistemi multi-compressore

a cura di Marco Della Vedova

Estratto da Tesina per il corso di Energetica Elettrica laboratorio (AA 2009/2010)
docente N. Anglani

L'aria compressa è comunemente usata negli stabilimenti industriali per muovere varie tipologie di macchine e strumenti.

La domanda totale di aria compressa da parte dei macchinari, tipicamente, è variabile nel corso di una giornata lavorativa. Per soddisfare tale domanda, specialmente quando la sua variazione è considerevole, il sistema che fornisce l'aria compressa è normalmente composto da un insieme di compressori di diverse dimensioni. I compressori devono venire attivati nella in una sequenza tale da soddisfare la domanda di aria compressa e mantenere il più alto livello possibile di efficienza.

I compressori possono essere connessi in serie e in parallelo per produrre una quantità di aria compressa tale da soddisfare adeguatamente la richiesta dell'impianto. Un sistema composto da due compressori aventi la stessa portata nominale connessi in serie è equivalente a un compressore con un rapporto di compressione pari al prodotto dei rapporti di compressione dei due compressori. Viceversa, un sistema composto da due compressori aventi lo stesso rapporto di compressione connessi in parallelo fornisce una portata d'aria pari alla somma delle portate dei due compressori.

Il sistema di controllo deve garantire una pressione (pressoché) costante. Per ottenere ciò, la portata d'aria immessa nel sistema dai compressori deve essere pari alla portata d'aria richiesta dagli utilizzatori, istante per istante.

1.1 Stato dell'arte

Il controllo di sistemi ad aria compressa multi-compressore è una disciplina abbastanza povera di risultati tecnico-scientifici. Questo è dovuto da una parte allo scarso interesse accademico che questo campo ha avuto fino ad oggi, dall'altra alla volontà di mantenere il segreto industriale sulle soluzioni adottate da parte delle aziende specializzate in tali sistemi.

L'analisi dello stato dell'arte qui presentata si limita ai brevetti e ai documenti resi pubblici dalle più importanti aziende ed enti specializzati.

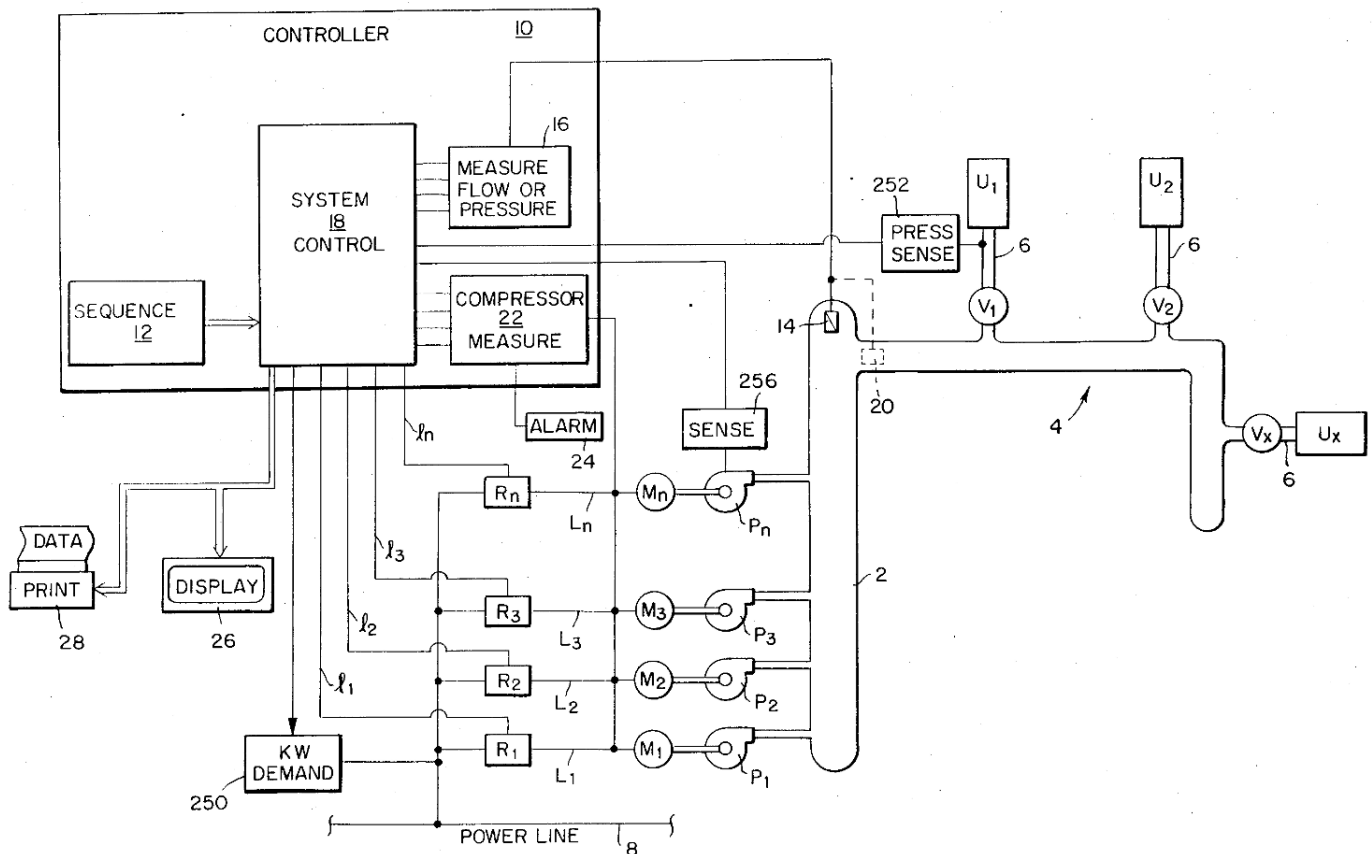
1.1.1 Analisi dei brevetti

1.1.1.1 Multiple compressor controller and method, Currier et al., 1985

Il primo importante brevetto inerente al controllo di sistemi multi-compressore risale al 1985 ed è intitolato "Multiple compressor controller and method" [3]. Il documento descrive un metodo per controllare un sistema con compressori di diversa taglia al fine di mantenere il desiderato livello di pressione nel circuito e in modo da ottimizzare l'efficienza dei compressori. In particolare, il metodo trova una sequenza di accensione/spegnimento dei compressori per rispondere alle variazioni di domanda di aria nel sistema di distribuzione considerando anche le perdite sul circuito. Il brevetto descrive l'invenzione sotto tutti i punti di vista: i collegamenti elettrici e i sensori necessari, il metodo di calibrazione e l'algoritmo di controllo. Particolare attenzione è riservata alla calibrazione del sistema.

La Figura 1.1 è una rappresentazione schematica del sistema di distribuzione di aria compressa con compressori di diverse dimensioni in cui è messo in evidenza il sistema di controllo.

La logica di controllo, abbastanza complessa, si basa su un algoritmo di accensione/spegnimento dei compressori che tiene conto di numerosi parametri quali la priorità del compressore, la sua taglia, la pressione richiesta dall'impianto. Un aspetto interessante è che il sistema richiede un solo trasduttore di pressione.



1.1.1.2 Method for modulation lag compressor in multiple compressor system, Mehaffey, 1999

Il brevetto in oggetto [7] descrive principalmente il sistema di controllo dal punto di vista impiantistico. La logica di controllo non è particolarmente elaborata, semplicemente vengono tenuti accesi i compressori sulla base della pressione attuale del circuito di aria compressa e di una frequenza di accensione/spegnimento massima definita da un operatore.

La topologia distribuita dell'impianto è interessante ed è composta da un calcolatore centralizzato e da microcontrollori di compressore collegati da una rete di comunicazione.

1.1.1.3 Control system for controlling multiple compressors, Wichert, 2002

Il brevetto in oggetto [9] si basa sull'invenzione di Carrier, descritta nella Sezione 1.1.1.1, di cui è un miglioramento. La differenza sostanziale è che la logica di controllo utilizza non solo i dati del sensore di pressione, ma anche la misura della portata attuale in uscita dal circuito. Secondo Wichert, controllare i compressori unicamente in risposta alla differenza tra la pressione attuale del sistema e la pressione desiderata non è efficiente dal punto di vista elettrico. In particolare, i compressori possono richiedere un significativo tempo di start-up, prima di entrare a regime e produrre aria alla potenza e portata nominale. Considerando la misura della portata in ingresso e in uscita dal sistema, è possibile operare in maniera più efficiente.

1.1.1.4 Air compressor control sequencer, Christiansen, 2002

Il brevetto in oggetto [2] si basa anch'esso sull'invenzione di Carrier, descritta nella Sezione 1.1.1.1. Il miglioramento proposto prevede di ruotare periodicamente le priorità della scelta dei compressori per distribuire meglio il tempo di utilizzo e per limitare il numero di volte che ciascun compressore può essere acceso o spento. In altre parole, il controllore coordina la sequenza con cui i compressori vengono accesi in modo da avere approssimativamente un numero di ore di lavoro e di start-up uguale tra i vari compressori.

1.1.2 Analisi dei controllori implementati

Nella presente sezione si descrive come le ditte specializzate affrontano il problema del controllo di sistemi multi-compressore.

1.1.2.1 Controllo pressure cascade

Tutti i principali sistemi di controllo di impianti multi-compressore implementati dalle ditte specializzate si basano sul cosiddetto pressure cascade control [8, 4]. In questo tipo di controllo a ciascun compressore viene associato un range di pressione: quando la pressione del sistema è all'interno del range, il compressore è attivato, altrimenti è disattivato. Il termine cascade (trad. cascata) è dovuto al fatto che i range sono sovrapposti: al diminuire della pressione del circuito sempre più compressori vengono accesi.

Un esempio del sistema di controllo con 4 compressori è riportato in Figura 1.2. La pressione dell'impianto deve essere mantenuta tra 96 e 108 psi. Se la pressione attuale dell'impianto ha un valore tra 96 e 99 psi (primo range) tutti i 4 compressori sono operativi, al fine di riportare la pressione a un valore più alto. Quando la pressione è tra 99 e 102 psi, sono operativi 3 compressori; quando è tra 102 e 105 psi, sono operativi 2 compressori; quando è tra 105 e 108 psi, solo un compressore è attivo; infine, per valori maggiori di 108 psi, tutti i compressori sono disattivati.

In aggiunta a tale logica di accensione/spengimento, per evitare che ci sia un compressore che venga spento e acceso troppo frequentemente quando la pressione attuale dell'impianto è vicina a un valore limite di un range, si è soliti fornire il compressore di un timer che non permette di cambiare lo stato di accensione del motore per i successivi 10-15 minuti dall'ultimo cambio di stato.

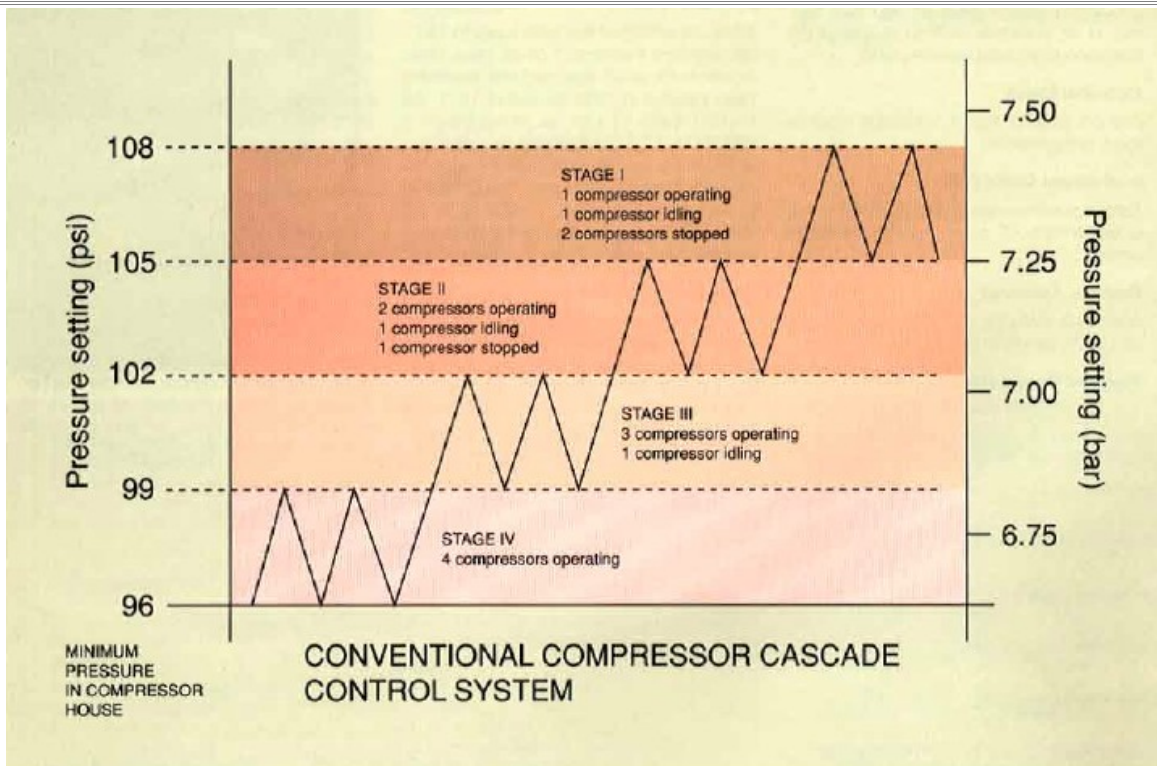


Figura 1.2: Esempio di divisione in range per i compressori secondo la logica del controllo pressure cascade

1.1.2.2 Controllo con compressori a velocità variabile

Negli ultimi anni, la crescente disponibilità di compressori a velocità variabile pilotati da inverter a costi sempre più contenuti ha rivoluzionato le tecniche di controllo dei sistemi multi-compressore. L'idea è quella di usare dei compressori tradizionali per soddisfare la richiesta base di aria dell'impianto più un compressore a velocità variabile per inseguire la variazione di portata in uscita.

Ad esempio, si consideri un impianto che durante una tipica giornata lavorativa necessita di una portata d'aria sempre superiore a 500 m³/h con picchi massimi di 700 m³/h. Allora è possibile fornire i 500 m³/h con dei compressori tradizionali a pieno regime e quindi con elevata efficienza, e usare un compressore a velocità variabile con portata nominale di 700-500 = 200 m³/h per seguire il profilo temporale di portata d'aria in uscita dal circuito. In tal modo si può garantire una variazione di pressione nell'impianto molto limitata. La limitatezza dipende dalla qualità del compressore a velocità variabile, del sensore di pressione e del controllore.

1.2 Modello del sistema

Nella presente sezione viene mostrato un modello fisico-matematico per il problema in esame.

1.2.1 Definizioni

Il sistema è composto da N compressori $\{c_1, \dots, c_N\}$ connessi in parallelo a un circuito di aria compressa avente un volume V . Il volume tiene conto della presenza di serbatoi e del volume della linea di distribuzione e si considera costante. La temperatura T dell'aria all'interno del circuito è considerata costante, vista la relativa limitatezza e lentezza nelle variazioni della pressione. Il compressore i -esimo fornisce una pressione in uscita coerente con la pressione \bar{p} a cui si vuole mantenere il sistema e una portata nominale q_i . Inoltre, ad esso è associata una funzione di attivazione $s_i(t) : \mathfrak{R}^+ \rightarrow [0,1]$ che ha le seguenti proprietà:

$$s_i(t) = \begin{cases} 0 & \text{il compressore } i \text{ è spento all'istante } t \\ 1 & \text{il compressore } i \text{ è acceso all'istante } t \end{cases}$$

Qualora sia possibile regolare la velocità del compressore, s_i può assumere valori reali nell'intervallo $[0,1]$. Ad esempio, se il compressore è regolato per erogare la metà della portata d'aria in uscita (rispetto alla portata nominale), allora $s_i \equiv 0.5$. Per quanto riguarda la metodologia di controllo proposta in questa relazione, la regolazione sul compressore è di tipo on/off, di conseguenza s_i assume solo i due valori 0 e 1. Si definisce la funzione di schedulazione dei compressori, che comprende tutte le funzioni di attivazione s_i , come segue:

$$S(t) \equiv \{s_1(t), \dots, s_N(t)\} \quad (1.1)$$

Infine, si indicano con p è la pressione dell'aria compressa nel circuito e con m la massa d'aria presente all'interno del medesimo.

1.2.2 Obiettivo del sistema di controllo

Il sistema di controllo, agendo sulla schedulazione $S(t)$ dei compressori, deve garantire che in ogni istante la pressione p del circuito di aria compressa sia prossima a \bar{p} formalmente:

$$\bar{p} - \epsilon_p \leq p(t) \leq \bar{p} + \epsilon_p \quad \forall t > 0 \quad (1.2)$$

dove $\epsilon_p > 0$ è la tolleranza assoluta di pressione. Si definiscono di conseguenza $p_{\min} \equiv \bar{p} - \epsilon_p$ e $p_{\max} \equiv \bar{p} + \epsilon_p$ per avere una notazione più compatta.

1.2.3 Proprietà fisiche

Per quanto riguarda il circuito di aria compressa, si consideri l'equazione di stato del gas [1], espressa dalla Equazione 1.3

$$pV = mRT \quad (1.3)$$

dove $R = 287 \text{ J/kg K}$ è la costante del gas per l'aria.

Derivando rispetto al tempo l'Equazione 1.3, si ottiene la legge di conservazione della massa in Equazione 1.4

$$\dot{p} = \frac{RT}{V} (\dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}}) \quad (1.4)$$

in cui si evidenzia che la variazione di pressione dipende linearmente dalla differenza delle variazioni della massa d'aria in ingresso (data dalla portata dei compressori) e in uscita (data dalla portata attuale delle utenze).

La portata d'aria in ingresso al sistema $\dot{m}_{\text{in}}(t)$ è data dalla somma delle portate dei compressori accesi al tempo t , come indicato nell'Equazione 1.5.

$$\dot{m}_{in}(t) \equiv \sum_{i=1}^N q_i s_i(t) \quad (1.5)$$

La portata d'aria in uscita $\dot{m}_{out}(t)$ dipende dal numero di utenze attive al tempo t e dalla pressione attuale del sistema, secondo la legge in Equazione 1.6 [6].

$$\dot{m}_{out}(t) \equiv \alpha(t) \sqrt{p(t) - p_0} \quad (1.6)$$

dove p_0 è la pressione all'interno atmosferica e $\alpha(t) \in [0, \alpha_{max}]$ è una funzione che dipende dalle utenze. Considerando che la pressione p del sistema è molto maggiore della pressione atmosferica e che essa non subisce variazioni grandi (è proprio l'obiettivo del controllo mantenerla il più possibile costante), l'Equazione 1.6 può essere linearizzata intorno a $p(t) = \bar{p}$, ottenendo

$$\dot{\hat{m}}_{out}(t) \equiv \mu(t) \cdot q_{out} \quad (1.7)$$

dove q_{out} è la portata massima in uscita, che si verifica quando tutte le utenze sono attive al massimo utilizzo e $\mu(t) \in [0, 1]$ è il fattore di utilizzo delle utenze.

Di seguito si assumerà $\hat{m}_{out} = \hat{m}_{out}$ per semplicità.

$$\hat{m}_{out} = \hat{m}_{out}$$

Per garantire di poter sempre soddisfare la richiesta d'aria dell'impianto è necessario imporre il seguente vincolo.

$$\sum_{i=1}^N q_i \geq q_{out} \quad (1.8)$$

1.2.4 Considerazioni

Dall'Equazione 1.4 si noti che per avere una pressione costante è necessario avere una portata d'aria in ingresso al sistema pari alla portata d'aria in uscita.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \Rightarrow \dot{p} = 0 \quad (1.9)$$

La portata d'aria in uscita \dot{m}_{out} (vedi Equazione 1.7) non dipende dal controllore e può assumere valori all'interno del intervallo $[0, q_{out}]$. Viceversa, la portata in ingresso \dot{m}_{in} (vedi Equazione 1.5) dipende dal controllore e può assumere solo un limitato numero di valori, essendo una somma di valori costanti pesati con un valore binario.

L'obiettivo del controllore non può quindi essere quello di uguagliare la portata d'aria in ingresso con quella in uscita, bensì uguagliare la massa di aria immessa nel circuito con quella che esce durante un determinato periodo di tempo T , come indicato nell'Equazione 1.10.

$$\int_t^{t+T} \dot{m}_{in}(t) dt = \int_t^{t+T} \dot{m}_{out}(t) dt \Rightarrow p(t) = p(t+T) \quad (1.10)$$

Si consideri, in prima approssimazione, \dot{m}_{out} costante tra gli istanti t e $t+T$.

$$\dot{m}_{out}|_{(t, t+T)} \equiv O \quad (1.11)$$

Si noti inoltre che è possibile imporre, attraverso il controllo di S e dato il vincolo dell'Equazione 1.8, \dot{m}_{in} costante a tratti tra gli istanti t e $t+T$, e con le seguenti proprietà:

$$\dot{m}_{in}|_{(t,t+C)} \equiv I' \quad \text{e} \quad \dot{m}_{in}|_{(t+C,t+T)} \equiv I'' \quad (1.12)$$

con $C \leq T$ e

$$I' \leq 0 \leq I'' \quad (1.13)$$

Dalle precedenti Equazioni [1.10](#), [1.11](#) e [1.12](#) segue direttamente la proprietà in Equazione [1.14](#).

$$\frac{C}{T} = \frac{I'' - 0}{I'' - I'} \Rightarrow p(t) = p(t+T) \quad (1.14)$$

Concretamente, la portata I' è data dall'attività di un certo numero di compressori e la portata I'' è data dall'attività degli stessi compressori più un altro compressore c_j . L'Equazione [1.14](#) può essere interpretata come un vincolo sull'attività del compressore c_j durante il periodo T ; in altre parole, se $s_j = 1$ per un periodo di tempo C comunque distribuito su T e $s_j = 0$ per il tempo restante allora la pressione alla fine del periodo sarà pari alla pressione iniziale. Per minimizzare il numero di accensioni e spegnimenti del compressore è preferibile distribuire il tempo C tutto all'inizio (o alla fine) del periodo T .

Per garantire i che la pressione del sistema rimanda nei limiti, come imposto dall'Equazione [1.2](#), è necessario fare delle considerazioni riguardo i tempi C e T .

Si può definire il tempo limite di inattività π^* come periodo massimo di tempo per cui il sistema rimane nei limiti di pressione (definiti dall'Equazione [1.2](#)) se le portate in ingresso e in uscita rimanessero costanti.

Integrando l'Equazione [1.4](#) rispetto al tempo, tenendo costanti le portate, si ottiene l'espressione seguente.

$$\pi^*(t) = \begin{cases} \frac{V}{RT} \frac{p_{min} - p(t)}{\dot{m}(t)} & \text{se } \dot{m}(t) < 0 \\ \frac{V}{RT} \frac{p_{max} - p(t)}{\dot{m}(t)} & \text{se } \dot{m}(t) > 0 \\ \infty & \text{se } \dot{m}(t) = 0 \end{cases} \quad (1.15)$$

Considerando le precedenti equazioni si ottiene, in Equazione [1.16](#), l'espressione del massimo valore di C per cui i vincoli di pressione vengono rispettati:

$$C_{max} = \frac{V}{RT} \frac{\epsilon_p}{I'' - 0} \quad (1.16)$$

Le Equazioni [1.14](#) e [1.16](#) indicano come gestire le tempistiche di accensione e spegnimento del compressore c_j e possono anche essere usate per una valutazione sul dimensionamento di un serbatoio d'aria compressa in relazione alle suddette tempistiche. In particolare, maggiore è il volume del serbatoio, maggiore può essere il periodo con cui il compressore viene mantenuto senza cambio di stato di accensione.

Ricapitolando, durante il periodo T , i compressori sono divisi in tre classi: i compressori sempre attivi, i compressori sempre disattivi e il compressore c_j . E' compito del controllore, sulla base della portata in uscita misurata, decidere come assegnare ciascun compressore a una delle tre classi.

Bibliografia

- [1] Yunus A. Cengel. Termodinamica e trasmissione del calore. McGraw-Hill, second edition, 2002.
- [2] Leo P. Christiansen. Air compressor control sequencer, Jul 2002.
- [3] Stephen M. Currier, Bert G. H. Penhollow, Gordon G. Hofn, and Norbert L. Mast. Multiple compressor controller and method, 1985.
- [4] Druckluft Schweiz. Effizient Druckluft: Fact sheet control. Druckluft effizient campaign, 2006.
- [5] Kwangdduk D. Lee. Electric Load Information System based on non-intrusive power monitoring. PhD thesis, Massachussets Institute of Technology, 2003.
- [6] A. Leonessa, W.M. Haddad, and Hua Li. Globally stabilizing switching controllers for a centrifugal compressor model with spool dynamics. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 8(3):474–482, May 2000.
- [7] James D. Mehaffey. Method for modulation lag compressor in multiple compressor system, Oct. 1999.
- [8] University of Groningen. Compressed air costs reduced by automatic control system. The Dept. of

Environment, Transport and the Regions' Energy Efficiency Best Practice Programme, Energy Efficiency Enquiries Bureau (UK), 1995.

[9] Ernest J. Wichert. Control system for controlling multiple compressors, Dec 2002.