

37.4.1 Triangoli di velocità

I **turbocompressori** si basano sull'alta velocità periferica della girante (attorno a 300 m/s) per impartire al gas una quantità di moto sufficiente a portare la pressione fino al valore richiesto. Come nel caso delle turbopompe, i turbocompressori possono essere radiali (o centrifughi), assiali e a flusso misto.

Nel compressore radiale l'ingresso del gas è in direzione assiale, ma la corrente del gas subisce poi una deviazione in modo da presentarsi all'ingresso della pala con velocità assoluta c radiale e scarico ancora radiale. All'uscita della girante, il gas entra in un diffusore, con o senza palette (*Figura 37.11*) in modo da aumentare ulteriormente la pressione. Il gas infine viene raccolto nella voluta e avviato alla mandata. Nel compressore assiale le pale si muovono in un piano perpendicolare all'asse di rotazione; i passaggi del gas hanno una configurazione anulare e il flusso avviene lungo la direzione dell'asse di rotazione. Lo stadio consiste in un rotore, su cui si trova una serie di palette mobili, e di uno statore, su cui si trova una serie di palette fisse. Il gas (*Figura 37.12*) entra prima nel rotore dove viene compresso, esce poi dal rotore ed entra nello statore, che agisce da diffusore facendo aumentare la pressione nel gas.

Con il compressore radiale, di solito articolato su pochi stadi, si raggiungono rendimenti ($\approx 0,8$) più bassi di quelli ottenuti con il compressore assiale ($\approx 0,85 \div 0,9$), in cui la compressione viene suddivisa su parecchi stadi (spesso oltre 10), ciascuno dei quali funziona con un rapporto manometrico di compressione molto basso ($1,2 \div 1,4$). Ogni compressore è composto da uno o più stadi in serie, raggruppati in un solo corpo o in più corpi; il gas può essere raffreddato a valle di ogni stadio oppure dopo un gruppo di stadi. La soluzione multistadio, analoga a quella delle pompe è dovuta alla necessità di supplire, con più stadi di compressione, al lavoro massico limitato che può essere comunicato dal singolo stadio al gas: sommando i lavori di più giranti si possono ottenere incrementi di pressione più elevati. Quando invece si vuole ottenere una portata più elevata, si dispongono più giranti in parallelo realizzando la soluzione a più flussi in modo da aumentare le portate volumetriche delle singole giranti.

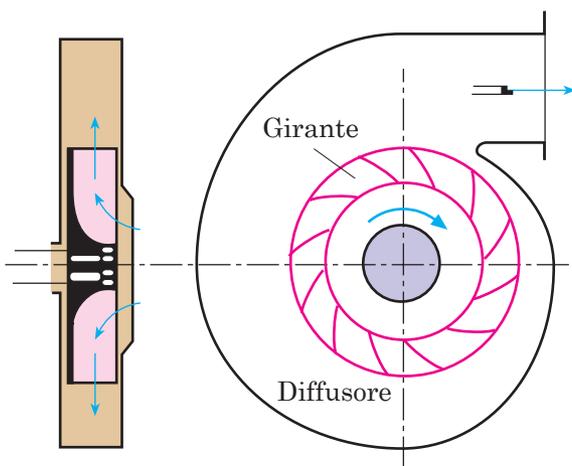


Fig. 37.11-a - Turbocompressore centrifugo con diffusore non palettato.

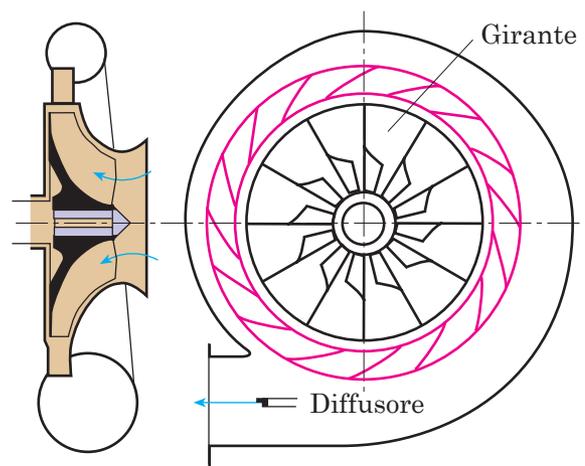


Fig. 37.11-b - Turbocompressore centrifugo con diffusore palettato.

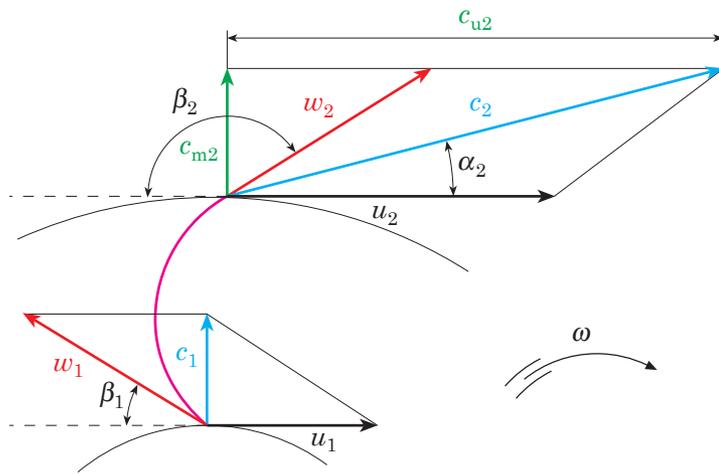


Fig. 37.11-c - Triangoli di velocità del turbocompressore centrifugo.

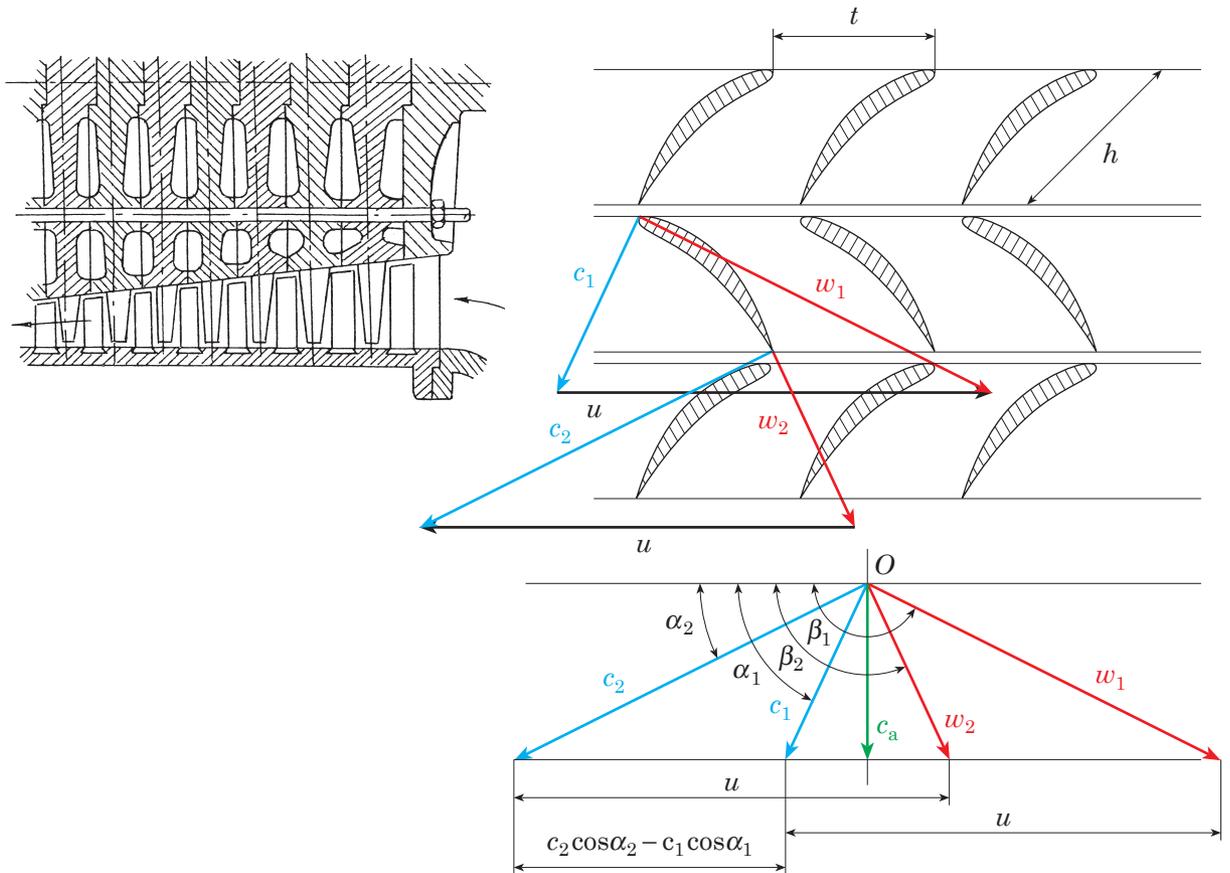


Fig. 37.12 - Sezione di turbocompressore assiale e triangoli di velocità. Sono evidenziati il passo t della palettatura, la corda h del profilo, la velocità assoluta c con la sua componente assiale c_a , la velocità periferica u e la velocità relativa w .

Esempio 37.7 Uso del diagramma di Balje nel progetto del compressore

Si deve progettare lo stadio di un compressore d'aria che elabora la portata $\dot{m} = 0,6$ kg/s e che lavora tra la pressione $p_1 = 0,1$ MPa (e temperatura $T_1 = 290$ K) e la pressione $p_2 = 0,14$ MPa alla velocità di rotazione $n = 300$ giri/s (18.000 giri/min). Utilizzando il diagramma di Balje D_s - ω_s , si chiede di:

- determinare il tipo di compressore adatto a raggiungere il rendimento più elevato e il diametro della girante D ;
- calcolare il numero di Laval L ;
- discutere la possibilità di utilizzare altri tipi di compressori.

SOLUZIONE

- a) Per entrare nel diagramma di Balje, occorre innanzitutto calcolare con la **37-15** la velocità specifica, dal momento che è assegnata la velocità di rotazione del compressore. Il volume massico v_1 , si calcola con l'equazione di stato dei gas **28-2**.

$$p_1 v_1 = RT_1 \Rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{0,287 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \times 290 \text{ K}}{100 \text{ kPa}} = 0,832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

e la portata in volume \dot{V}_1 risulta:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}v_1 = 0,6 \text{ kg/s} \times 0,832 \text{ m}^3/\text{kg} = 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dopo aver calcolato la temperatura T_{2s} , con la **A-39**.

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{(\gamma-1)/\gamma} \Rightarrow T_{2s} = 290 \text{ K} \left[\frac{0,14 \text{ MPa}}{0,1 \text{ MPa}} \right]^{(1,4-1)/1,4} = 319,3 \text{ K}$$

l'incremento isentropico di entalpia Δh_s , tra le condizioni totali a monte e le condizioni statiche a valle risulta:

$$\Delta h_s = c_p (T_{2s} - T_1) = 1,0035 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) (319,3 \text{ K} - 290 \text{ K}) = 29,4 \text{ kJ/kg} = 29.400 \text{ J/kg}$$

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}_1}}{\Delta h_s^{0,75}} = 2 \times \pi \times 300 \text{ giri/s} \frac{\sqrt{0,5 \text{ m}^3/\text{s}}}{(29.400 \text{ J/kg})^{0,75}} = 0,594 \approx 0,6 \quad \blacktriangleleft$$

Sulla *Figura 37.16* vediamo che, per questo valore della velocità specifica, le condizioni di miglior rendimento si raggiungono con un compressore centrifugo ($\eta_c \approx 0,85$) e che il valore ottimo del diametro specifico è $D_s = 4$. Con la relazione **37-15'**, che dà il diametro specifico, calcoliamo allora il diametro della girante D .

$$D_s = D \frac{\Delta h_s^{0,25}}{\sqrt{\dot{V}_1}} \Rightarrow D = \frac{D_s \sqrt{\dot{V}_1}}{\Delta h_s^{0,25}} = \frac{4 \sqrt{0,5 \text{ m}^3/\text{s}}}{(29.000 \text{ J/kg})^{0,25}} = 0,216 \text{ m} = 216 \text{ mm} \quad \blacktriangleleft$$

b) Il numero di Laval L è dato dalla **37-16**, dove la velocità periferica u_2 va espressa in funzione del diametro D .

$$L = \frac{u_2}{20,04\sqrt{T_1}} = \frac{\pi n D}{20,04\sqrt{T_1}} = \frac{\pi \times 300 \text{ giri/s} \times 0,216 \text{ m}}{20,04\sqrt{290 \text{ K}}} = \frac{203,6 \text{ m/s}}{341,3 \text{ m/s}} = 0,596 \approx 0,6 \quad \blacktriangleleft$$

Il numero di Laval risulta maggiore di quello per cui era stato determinato il diagramma di *Figura 37.16* ($L = 0,5$), ma ancora accettabile per il compressore.

c) Per esaminare la possibilità di utilizzare altri tipi di compressori, conviene convertire gli assi del diagramma della *Figura 37.16* in velocità di rotazione [giri/s] e diametri [m]. I fattori di conversione si ottengono dalla relazione **37-15** che dà la velocità specifica e dalla relazione **37-15'** che dà il diametro specifico.

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}_1}}{\Delta h_s^{0,75}} \Rightarrow \frac{n}{\omega_s} = \frac{\Delta h_s^{0,75}}{2\pi\sqrt{\dot{V}_1}} = \frac{(29.400 \text{ J/kg})^{0,75}}{2 \times \pi \sqrt{0,5 \text{ m}^3/\text{s}}} = 505 \text{ giri/s} \Rightarrow n = 505 \text{ giri/s} \times \omega_s$$

$$D_s = D \frac{\Delta h_s^{0,25}}{\sqrt{\dot{V}_1}} \Rightarrow \frac{D}{D_s} = \frac{\sqrt{\dot{V}_1}}{\Delta h_s^{0,25}} = \frac{\sqrt{0,5 \text{ m}^3/\text{s}}}{(29.400 \text{ J/kg})^{0,25}} = 0,054 \text{ m} \Rightarrow D = 0,054 \text{ m} \times D_s \quad \blacktriangleleft$$

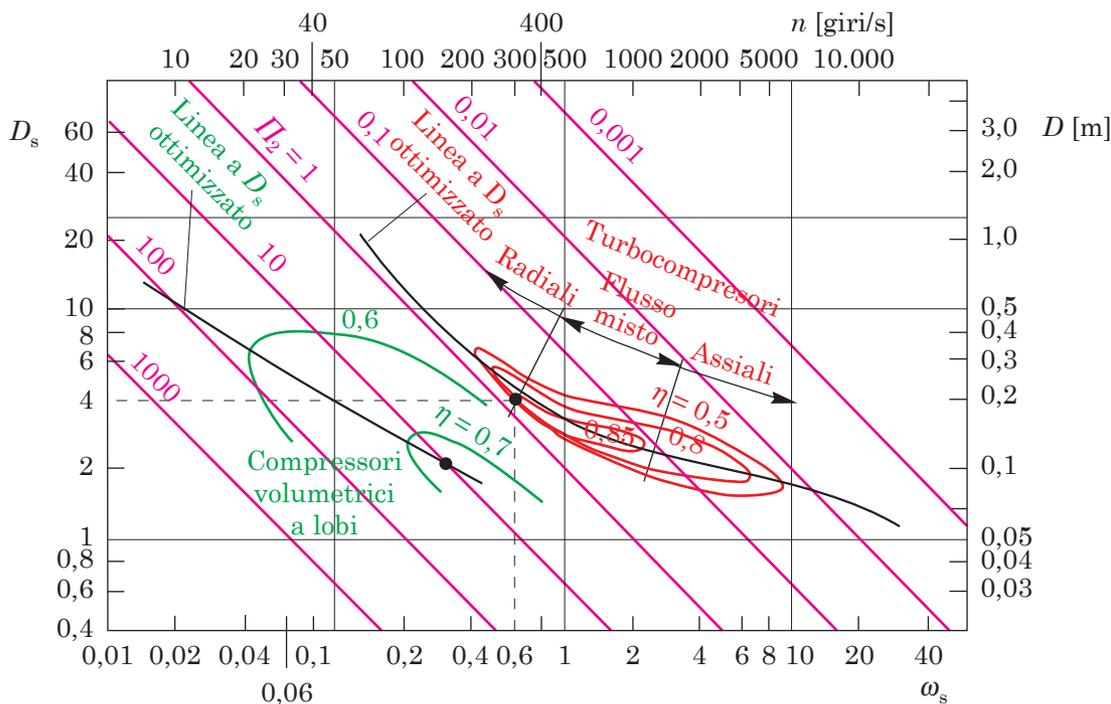


Fig. 37.16 - Diagramma di Balje D_s - ω_s relativo all'Esempio 37.7.

I nuovi assi sono stati tracciati sulle ascisse in alto e sulle ordinate a destra del diagramma di *Figura 37.16*. Si vede che non si guadagna nulla in rendimento andando alle

maggiori velocità di rotazione, che caratterizzano la regione dei compressori assiali. Nel caso in cui vi siano problemi di spazio, il compressore assiale permette tuttavia di utilizzare un diametro della girante più piccolo; occorre però verificare che il numero di Laval L , come conseguenza della velocità di rotazione più elevata, non aumenti troppo, in quanto avvicinandosi a 0,8 il rotore inizia a lavorare in regime transonico. Se al contrario desideriamo diminuire la velocità di rotazione al di sotto di 300 giri/s, si può passare nella regione dei compressori volumetrici a lobi dove, alla velocità $n = 130$ giri/s (7.800 giri/min) troviamo una configurazione interessante con un rendimento un po' più basso (0,7). Il diametro di questo compressore rotativo risulta di poco inferiore a quello del turbocompressore centrifugo; una particolare attenzione deve essere rivolta ai giochi in quanto i compressori rotativi sono molto sensibili alle perdite.

COMMENTI L'esame del diagramma di *Figura 37.16* mette in rilievo come per il turbocompressore centrifugo il coefficiente di pressione Π_2 (37-13) vale circa 0,9 mentre per il turbocompressore assiale è circa 0,1 e per il compressore rotativo è circa 10. Questo conferma quanto era stato anticipato nell'*Esempio 37.6* e cioè che il lavoro massico, che può essere trattato nel singolo stadio, è basso nei turbocompressori (di più negli assiali e meno nei centrifughi), mentre risulta più elevato nei compressori rotativi.

37.4.3 Caratteristica manometrica dei turbocompressori

La *caratteristica manometrica* di un turbocompressore, più semplicemente indicata come caratteristica o curva caratteristica, descrive l'andamento del rapporto di compressione β in funzione della portata del fluido di lavoro, al variare della velocità di rotazione della macchina. Spesso in ascisse figura il rapporto tra la portata generica e la portata di progetto della macchina in modo da renderla adimensionale; lo stesso avviene per la velocità di rotazione. La caratteristica del compressore β_C va confrontata con la caratteristica del sistema β_S , rappresentata dal circuito in cui viene inserito il compressore. Il funzionamento del compressore si stabilisce nel punto della curva caratteristica (*Figura 37.17*) in corrispondenza del quale riesce a fornire una portata adeguata alla resistenza opposta dal sistema (*punto di funzionamento*).

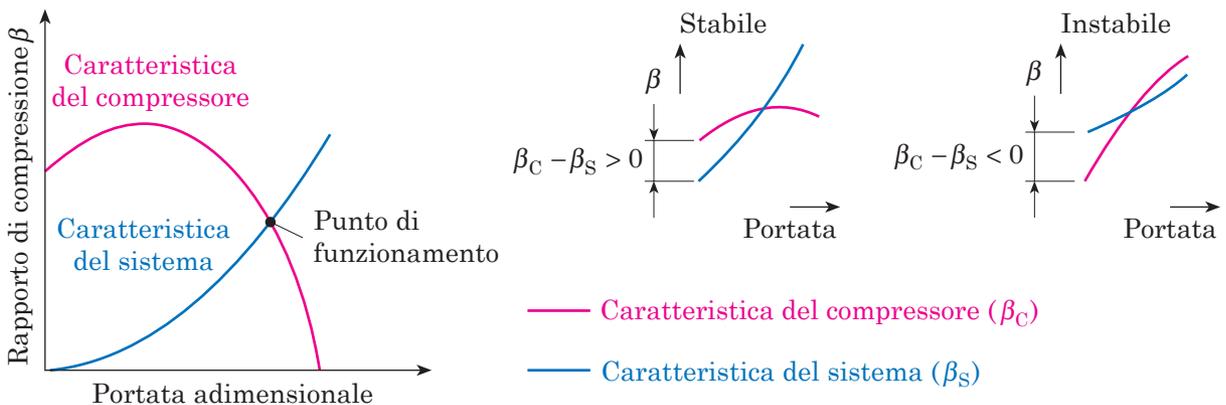


Fig. 37.17 - Curve caratteristiche del compressore e del sistema con determinazione del punto di funzionamento.

Il punto di funzionamento del compressore è stabile quando la caratteristica del compressore ha pendenza inferiore alla pendenza della caratteristica del sistema: in questo caso infatti, ad esempio a seguito di una accidentale diminuzione della portata, la pressione fornita dal compressore è più grande di quella richiesta per vincere le resistenze del circuito, e la portata tende quindi nuovamente ad aumentare fino a ripristinare il valore precedente all'insorgere della perturbazione. Viceversa, nel caso in cui, in corrispondenza dell'intersezione tra le caratteristiche, la pendenza della caratteristica del compressore risulti superiore alla pendenza della caratteristica del circuito esterno, il funzionamento risulta instabile, in quanto una accidentale variazione di portata provoca uno scompenso tra β_C e β_S che tende a incrementare ulteriormente la variazione stessa (ad esempio una diminuzione accidentale provoca uno squilibrio con $\beta_C < \beta_S$, che tende a ridurre ulteriormente la portata circolante).

Poiché la presenza di una capacità nel circuito a valle del compressore tende a dar luogo a una caratteristica del circuito stesso pressoché orizzontale (in quanto la capacità è in grado di assorbire portata senza far salire apprezzabilmente la pressione alla mandata del compressore), risulta potenzialmente a rischio di instabilità il funzionamento su tutto il ramo ascendente della caratteristica del compressore, nel caso in cui questo sia inserito in un circuito dotato di una capacità alla mandata. La zona delle caratteristiche del com-

pressione corrispondenti ai tratti ascendenti viene pertanto indicata come zona instabile, e la linea che congiunge i punti di massimo delle caratteristiche prende il nome di linea di instabilità o di limite del **pompaggio**, dal nome con cui viene indicato il fenomeno di instabilità del sistema, fenomeno che può portare a una periodica inversione della portata che attraversa il compressore.

Le *Figure 37.18-a e 37.18-b* mostrano le prestazioni di una famiglia di compressori radiali e di una di compressori assiali con le curve di isorendimento per diversi valori della velocità di rotazione riferita a quella di progetto. Sulla sinistra del diagramma è indicata la linea limite di pompaggio; qualora si scenda al di sotto dei valori di portata corrispondenti a questa linea (per i normali compressori radiali è circa il 60%, mentre per quelli assiali senza pale orientabili varia dal 60 all'85% della portata di progetto) il funzionamento del compressore diventa instabile. Le *Figure 37.18-c e 37.18-d* mostrano le caratteristiche di turbomacchine tipiche radiali e assiali.

Un altro fenomeno di instabilità, completamente indipendente dal pompaggio, è lo **stallo rotante**. È questo un fenomeno in cui possono incorrere particolarmente i compressori assiali (ma anche i compressori radiali con piccola estensione radiale delle pale), quando la portata di gas viene notevolmente diminuita rispetto al valore di progetto. Lo stallo rotante consiste nel distacco della corrente dalle superfici delle pale. È noto infatti che la corrente intorno all'ala, che in questo caso è rappresentata da una pala del compressore assiale, si stacca dal dorso dell'ala (*stallo*) non appena l'angolo di incidenza diviene troppo elevato. Al diminuire della portata del gas aumenta l'angolo di incidenza sulle pale della girante (*Figura 37.19*). A causa di piccole imperfezioni del profilo, per cui ogni pala è diversa dalle altre, e anche per disuniformità del flusso, il distacco della vena inizia prima su una o due pale (pale B e C), arrestando localmente il passaggio della corrente di gas fino a ridurre a un valore estremamente modesto la quota di portata smaltita da queste pale. La corrente di gas viene allora deviata sulle pale vicine dando luogo a un aumento dell'angolo di incidenza sulle pale che seguono (pale D ed E) con inizio del distacco di vena, mentre sulle pale che precedono (pala A) l'angolo di incidenza diminuisce e la corrente, che prima poteva essersi distaccata, viene di nuovo portata ad aderire al dorso della pala: è per questo motivo che il fenomeno prende il nome di *stallo rotante*. Con questa sequenza il distacco procede verso l'alto (dalla pala A alla pala E), mentre la velocità periferica u della girante assiale è orientata nel verso opposto; la rotazione delle pale in stallo è cioè controrotante rispetto alla rotazione della girante. Lo stallo rotante può far diminuire il lavoro massico dello stadio e può perciò portare come conseguenza il pompaggio se il condotto di mandata ha una capacità di accumulo di energia sufficientemente elevata; è per questo motivo che i due fenomeni dello stallo rotante e del pompaggio, in realtà tra loro diversi, possono venire confusi.

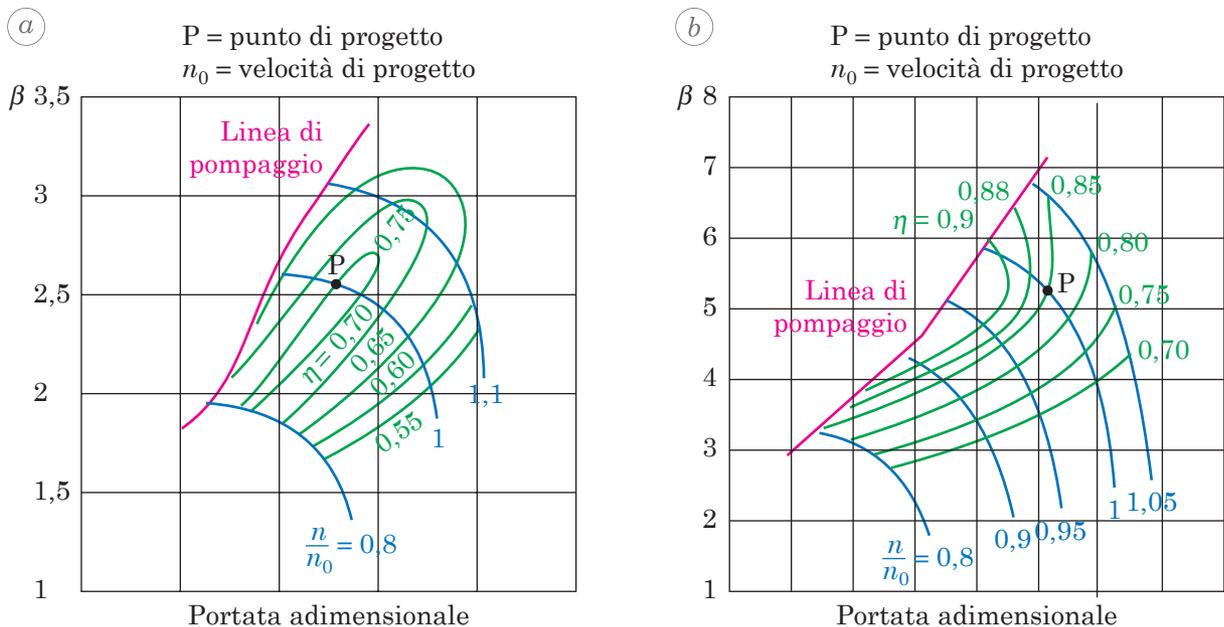


Fig. 37.18 - Prestazioni di compressori con curve di isorendimento per diversi valori della velocità di rotazione riferita alla velocità di progetto. Il diagramma fa riferimento a condizioni all'aspirazione costanti.

a) compressore radiale; b) compressore assiale multistadio.

Temperatura ingresso compressore = 293 K
 Pressione ingresso compressore = 98.000 Pa
 Velocità compressore = 1400 giri/s

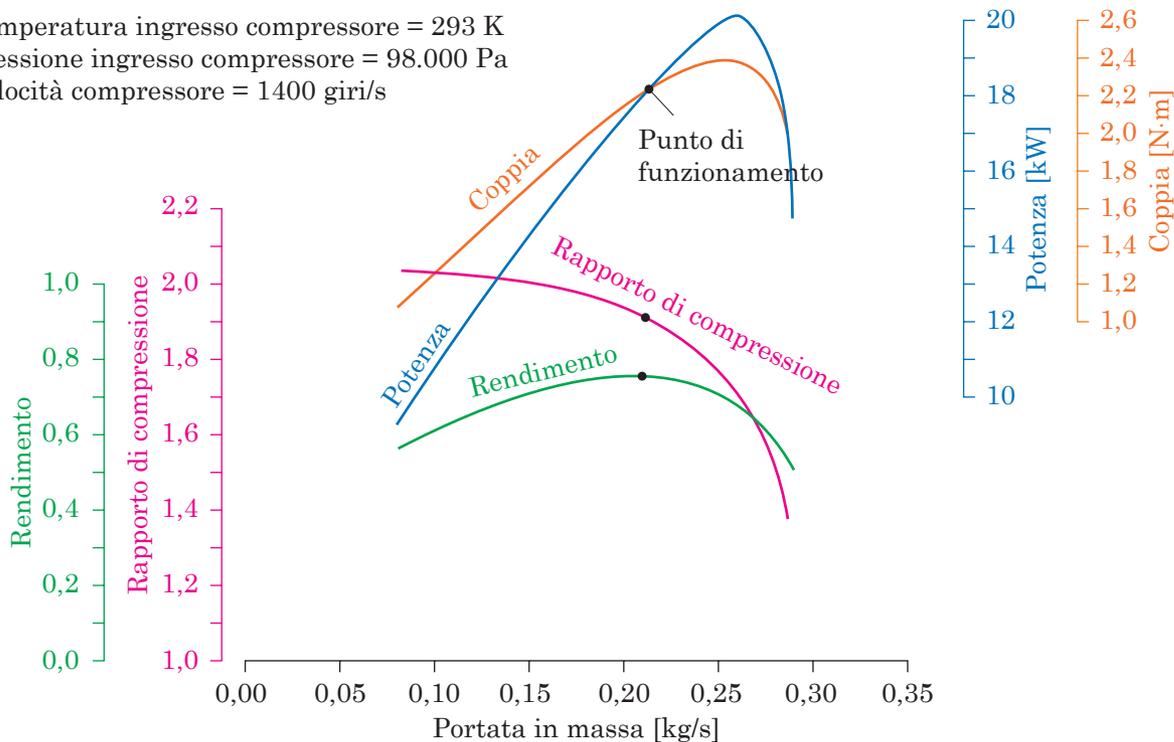


Fig. 37.18-c - Caratteristiche di un compressore radiale.

Temperatura aria in aspirazione = 288 K
 Pressione aria in aspirazione = 98.000 Pa
 Velocità di rotazione = 58 giri/s

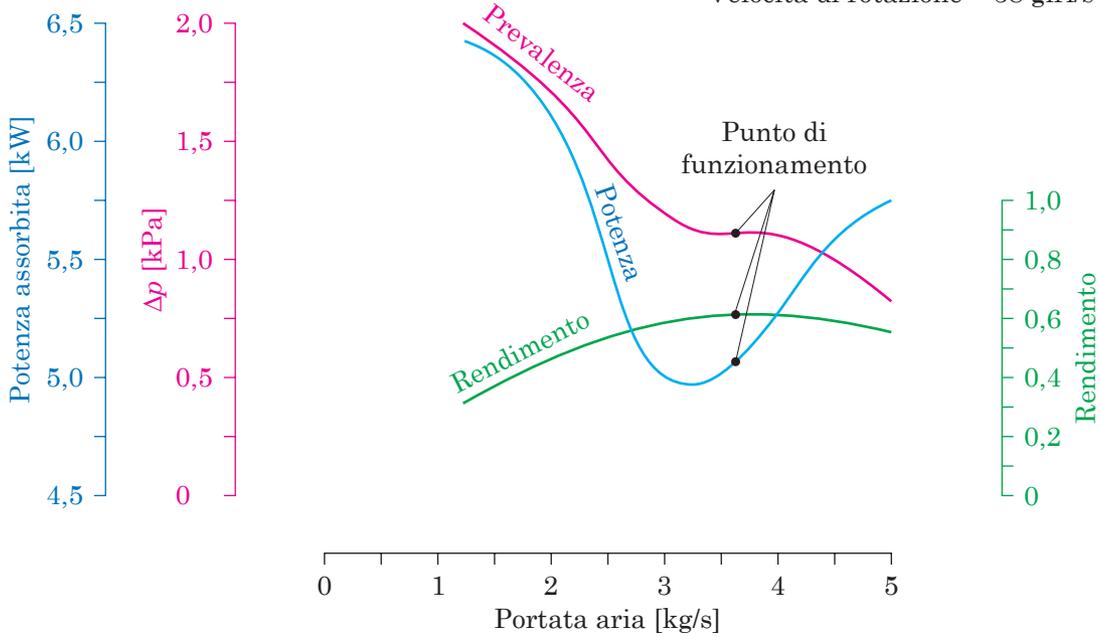
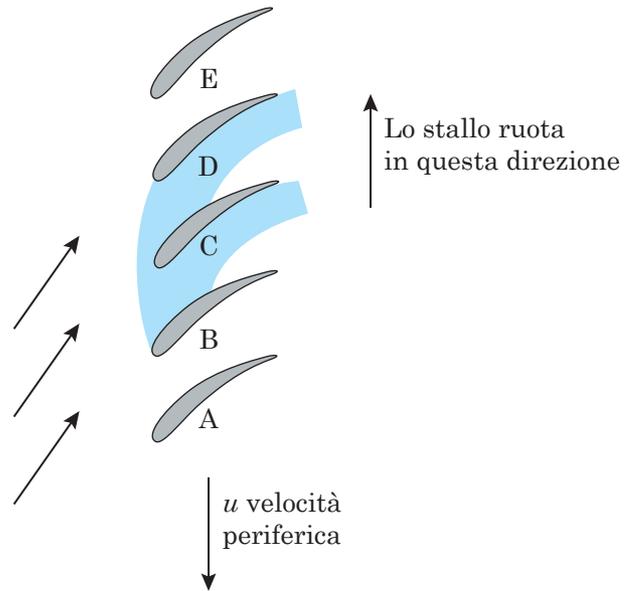


Fig. 37.18-d - Caratteristiche di un ventilatore assiale.

Fig. 37.19 - Stallo rotante nella palettatura rotorica di uno stadio di compressore assiale: il distacco della corrente inizia sulle pale B e C. La sezione su cui si ha lo stallo si sposta progressivamente, ruotando in direzione opposta a quella del rotore, ma con velocità inferiore; pertanto il moto assoluto è concorde con quello del rotore.



37.4.4 Regolazione

Lo scopo della *regolazione* di tipo industriale è mantenere costante la pressione alla mandata del compressore (p_2), a fronte di variazioni della portata di gas \dot{m} richieste dall'utilizzatore e a parità di condizioni dell'ambiente di aspirazione (p_1, T_1).

Delle modalità solitamente utilizzate per effettuare la regolazione, le prime tre intervengono sulla caratteristica del sistema in cui lavora il compressore, mentre le ultime due influenzano la caratteristica di funzionamento propria della macchina:

4. *Laminazione alla mandata* – Si fa fronte alla minor richiesta di portata mantenendo inalterata la pressione p_s nel serbatoio di mandata semplicemente chiudendo una valvola posta all'uscita del compressore (Figura 37.20-a).
5. *Laminazione all'aspirazione* – Pur continuando ad aspirare dallo stesso ambiente (p_1 e T_1 invariati), con l'introduzione di una valvola di laminazione sul condotto di aspirazione è possibile modificare la pressione che il compressore vede al suo ingresso (Figura 37.20-b).
6. *Riflusso all'aspirazione o bypass* – La riduzione di portata all'utilizzatore è ottenuta facendo rifluire parte della portata all'aspirazione per mezzo di un condotto in cui è inserita una valvola di laminazione (Figura 37.20-c). Questo sistema viene soprattutto usato nel caso in cui il gas sia inquinante o pregiato.
7. *Variazione della velocità di rotazione* – A parità di condizioni di aspirazione, si varia il numero di giri n del compressore. È un metodo di regolazione non molto frequente poiché la variazione del numero di giri è piuttosto costosa e complessa come realizzazione.
8. *Variazione dell'angolo di calettamento delle pale* – È un metodo che può essere utilizzato per i compressori centrifughi con diffusore palettato. Nel caso dei compressori assiali è difficilmente applicabile poiché oltre a modificare l'angolo di calettamento delle pale statoriche sarebbe necessario regolare anche le pale rotoriche, operazione estremamente complessa. Più agevole risulta invece questo tipo di regolazione nel caso dei ventilatori, che presentano solo poche pale e hanno un solo stadio.

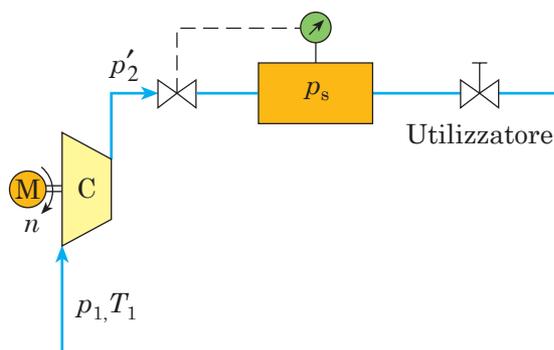


Fig. 37.20-a - Laminazione alla mandata: la valvola di laminazione viene aperta o chiusa mediante un sistema automatico che rileva la pressione p_s nell'ambiente di mandata.

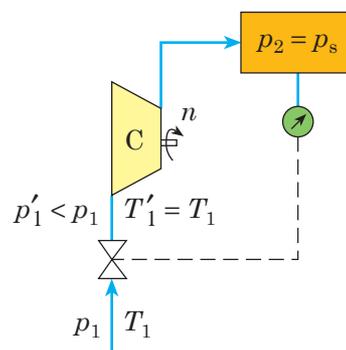


Fig. 37.20-b - La laminazione isentalpica all'aspirazione porta in ingresso al compressore un fluido con pressione $p' < p_1$ e temperatura $T' = T_1$.

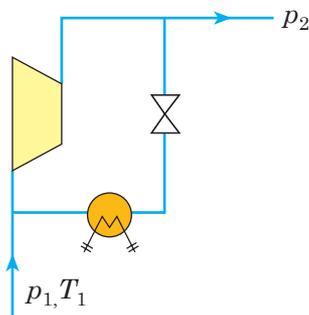


Fig. 37.20-c - Quando il fluido viene fatto ricircolare all'aspirazione, occorre evitare che il compressore aspiri gas sempre più caldo. Si introduce allora sulla linea un refrigeratore in modo che il gas compresso venga riportato alla temperatura iniziale T_1 .

37.5 Compressore volumetrico alternativo

37.5.1 Descrizione

Di funzionamento simile alle pompe alternative, i **compressori alternativi** sono costituiti da uno o più cilindri, spesso a doppio effetto, nel cui interno scorre uno stantuffo piuttosto massiccio, comandato generalmente da un manovellismo che permette la trasformazione del moto circolare continuo, fornito in genere da un motore elettrico, nel moto alternativo richiesto dal compressore.

I compressori a stantuffi possono essere costruiti ad asse orizzontale e verticale: i compressori verticali sono impiegati per piccole e medie portate (fino a $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$) e medie pressioni, specialmente nei macchinari ausiliari dato il loro ingombro modesto; i compressori orizzontali, a causa della loro maggiore accessibilità, sono di più facile manutenzione e sorveglianza, ma per contro sono ingombranti e hanno bisogno di fondazioni più solide.

Rispetto alle pompe, i compressori alternativi, pur funzionando a pressioni inferiori, presentano problemi di tenuta soprattutto dinamica, in quanto l'aria è un fluido comprimibile e molto meno viscoso dell'acqua. La soluzione dei problemi legati alle sollecitazioni meccaniche, apparentemente più basse nel compressore a causa delle minori pressioni, è in realtà complicata dalla presenza di elevate sollecitazioni termiche, che impongono l'adozione di sistemi di raffreddamento (*Figura 37.2-a*).

Mentre nelle pompe alternative l'entità del volume di spazio morto non pone particolari problemi, nel caso dei compressori questo volume (detto anche in modo molto significativo *volume nocivo*) va mantenuto il più basso possibile perché influenza negativamente le prestazioni della macchina. Infine, a differenza delle pompe alternative che non avevano problemi di pressioni raggiungibili ma solo di portate per cui venivano privilegiate configurazioni di più pompe in parallelo, nel caso dei compressori alternativi esiste il problema di raggiungere elevate pressioni di fine compressione, problema che può essere risolto solo ricorrendo a più stadi in serie con interrefrigerazione.

Gli organi che convertono il moto rettilineo alterno dello stantuffo nel moto rotatorio dell'albero motore sono nei compressori piccoli una *biella* e una *manovella*, mentre nei compressori di maggiori dimensioni (usualmente quelli orizzontali), fra lo stantuffo e la biella viene interposta un'*asta* e una *testa a croce*.

La presenza di organi meccanici in contatto e in moto relativo (si pensi all'accoppiamento stantuffo/cilindro) richiede la realizzazione di un sistema di lubrificazione. Generalmente, a tale scopo, si sfrutta il moto roto-traslatorio della biella: questa "pesca" l'olio presente nella parte inferiore del basamento del compressore (*carter*) e lo centrifuga su tutte le parti in movimento che necessitano di essere lubrificate. Si tratta di un sistema di lubrificazione relativamente semplice, ma, proprio per questo, assai affidabile.

La lubrificazione delle parti in moto relativo deve avvenire avendo cura di evitare il contatto fra olio lubrificante e gas compresso, sia per evitare l'inquinamento dell'olio da parte del gas, sia perché spesso si richiede che il gas compresso sia esente da impurezze di ogni tipo.

La comunicazione con gli ambienti di aspirazione e di mandata viene stabilita generalmente tramite apposite valvole di aspirazione e mandata (o scarico): la prima consente di immettere il fluido all'interno della camera durante la fase di aspirazione (volume crescente), mentre la seconda consente di inviare il fluido compresso all'utenza durante la fase di mandata (volume decrescente). Le valvole sono solitamente di tipo automatico, generalmente a lamelle: si aprono cioè in seguito alla depressione del gas all'interno del cilindro rispetto all'ambiente di aspirazione (per la valvola di aspirazione) o alla sovrappressione rispetto all'ambiente di mandata (per la valvola di scarico).

Le posizioni caratteristiche del moto dello stantuffo o pistone (*piston*) per il compressore a semplice oppure a doppio effetto (*Figura 37.21*) sono già state illustrate nelle pompe volumetriche. La corsa (*stroke*) s è la distanza percorsa dal pistone che si muove tra due posizioni estreme di punto morto superiore (TDC, *top dead center*) e Punto Morto Inferiore (BDC, *bottom dead center*) in corrispondenza delle quali il volume della camera raggiunge rispettivamente il valore minimo (V_{\min}) e massimo (V_{\max}). La corsa s è uguale al doppio del raggio della manovella r (*crank radius*). Il pistone che scorre all'interno del cilindro (*cylinder*) di alesaggio (*bore*) D [m] sposta il volume (*displaced or swept volume*) V [m³], differenza tra i valori V_{\max} e V_{\min} assunti dalla camera; questo volume (o cilindrata unitaria) è uguale al prodotto della sezione trasversale del cilindro $\pi D^2/4$ [m²] per la corsa s [m].

$$s = 2r \quad \quad \quad \mathbf{37-17} \quad \quad \quad V = \frac{\pi D^2}{4} s \quad \quad \quad \mathbf{37-18}$$

Il volume di spazio morto o spazio nocivo (*clearance volume*) V_c [m³] è il valore minimo V_{\min} raggiunto dalla camera: esso è compreso tra la testa e lo stantuffo quando questo si trova al punto morto superiore. Il rapporto tra il volume massimo della camera $V_{\max} = V + V_c$, quando cioè lo stantuffo si trova al punto morto inferiore, e il volume minimo $V_{\min} = V_c$ della camera, quando lo stantuffo si trova al punto morto superiore, è il rapporto volumetrico di compressione (*compression ratio*) ε , solitamente espresso in funzione del *grado di spazio morto* $\mu = V_c/V$.

$$\varepsilon = \frac{\text{massimo volume del cilindro}}{\text{minimo volume del cilindro}} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V + V_c}{V_c} = \frac{\frac{V}{V_c} + \frac{V_c}{V_c}}{\frac{V_c}{V_c}} = \frac{1 + \mu}{\mu} \quad \quad \quad \mathbf{37-19}$$

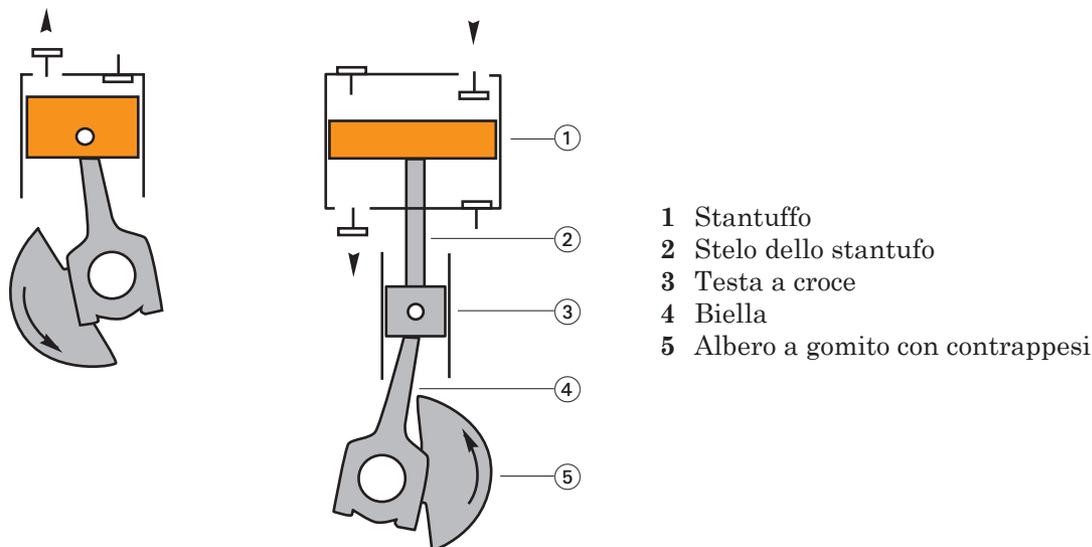


Fig. 37.21 - Schema di funzionamento di un compressore alternativo a semplice effetto (a sinistra) e a doppio effetto (a destra)

Il rapporto volumetrico di compressione ε assume in genere valori inferiori a 6. Il rapporto manometrico di compressione $\beta = p_2/p_1$ di un singolo stadio, invece, può assumere valori massimi variabili da 6 a 10. Valori superiori sarebbero possibili in linea teorica, ma irrealizzabili nella pratica, a causa delle eccessive temperature del gas raggiunte al termine della fase di compressione. Temperature troppo elevate causerebbero un decadimento delle proprietà lubrificanti dell'olio e sollecitazioni termiche inaccettabili sulle valvole che possono essere delle semplici lamelle e dunque molto delicate. Per ottenere valori di β più elevati è perciò necessario suddividere la compressione in più stadi interrefrigerati.

La velocità media del pistone (*mean piston speed*) v_m [m/s] è il prodotto dello spostamento del pistone in un giro pari a $2s$ [m/giro] in quanto in un giro il pistone compie due volte la corsa (quella di andata e quella di ritorno), per la velocità di rotazione dell'albero motore (*rotational speed of the crankshaft*) n [giri/s]. La velocità media del pistone è compresa tra 2 e 5 m/s, mentre nei piccoli compressori con stantuffi leggeri può arrivare fino a $6 \div 8$ m/s.

$$v_m = 2sn \quad 37-20$$

37.5.2 Ciclo di lavoro

Le Figure 37.22 e 37.23 illustrano le caratteristiche sul piano pressione p e volume V del **ciclo di lavoro**^{37.4} ideale di un compressore alternativo che si realizza attraverso due sole corse dello stantuffo, richiedendo pertanto un'unica rotazione completa dell'albero. Essendo

37.4 - Il ciclo di lavoro viene rappresentato su un piano che ha per ascissa il volume V della camera e per ordinata la pressione p all'interno del cilindro. Il diagramma risultante non può essere considerato a rigore un diagramma termodinamico, il quale dovrebbe essere realizzato facendo riferimento al volume massico v del gas e non al volume della camera in cui il gas è contenuto, che, a causa delle fasi di aspirazione e scarico, contiene una massa di gas variabile nel tempo. Questo è il motivo per cui si parla di ciclo di lavoro e non di ciclo termodinamico.

il ciclo di lavoro reale particolarmente complesso, si fa riferimento usualmente a un ciclo di lavoro ideale caratterizzato da alcune ipotesi semplificative.

Se il compressore *non avesse spazio morto* le fasi di lavoro sarebbero le tre seguenti (*Figura 37.22*):

- per tutta una corsa, dal punto morto superiore (o esterno) al punto morto inferiore (o interno), aspirazione del gas alla pressione p_1 ;
- lungo la prima parte della corsa di ritorno, compressione da 1 a 2 fino a che il gas si è portato alla pressione p_2 , pressione esistente nel condotto di mandata;
- per la rimanente parte della corsa, dal punto morto inferiore (o interno) al punto morto superiore (o esterno), scarico del gas compresso nel condotto di mandata.

Purtroppo lo spazio morto è insopprimibile e perciò l'aspirazione non inizia fino a quando la pressione, all'interno del cilindro, non si sia abbassata, dal livello esistente alla mandata, fino al livello esistente nell'ambiente, dal quale il gas viene aspirato. Il **ciclo ideale** in presenza di spazio morto si attua nelle seguenti fasi (*Figura 37.23*):

- A \Rightarrow B Aspirazione del gas dall'ambiente a pressione p_1 . – Il gas da comprimere viene immesso all'interno del cilindro a seguito dello spostamento dello stantuffo verso il punto morto inferiore BDC, che genera all'interno del cilindro una depressione che provoca l'apertura della valvola di aspirazione e richiama il fluido fresco dall'ambiente di aspirazione.
- B \Rightarrow C Compressione isentropica fino alla pressione p_2 che regna nell'ambiente di mandata. – Lo stantuffo, mosso dall'albero, si sposta in direzione del punto morto superiore TDC, comprimendo il gas contenuto all'interno del cilindro; la valvola di aspirazione si chiude non appena ha inizio la corsa di compressione, in virtù della sovrappressione che si crea nel cilindro rispetto all'ambiente di aspirazione, mentre la valvola di mandata rimane chiusa finché la pressione all'interno del cilindro non supera la pressione p_2 .
- C \Rightarrow D Mandata nell'ambiente a pressione p_2 (utenza). – Quando la pressione all'interno del cilindro supera la pressione p_2 si apre la valvola di mandata; lo stantuffo, proseguendo nella sua corsa fino a raggiungere il TDC, espelle il gas compresso.
- D \Rightarrow A Espansione isentropica del gas residuo, rimasto nello spazio morto a seguito del ciclo precedente, dalla pressione p_2 fino alla pressione p_1 . – Al termine della mandata, il volume dello spazio morto è occupato da gas compresso che lo stantuffo non è stato in grado di espellere. Non appena lo stantuffo stesso inizia la sua corsa verso il BDC, la valvola di mandata si chiude e il gas rimasto all'interno del cilindro si espande fino a raggiungere una pressione leggermente inferiore rispetto alla pressione dell'ambiente di aspirazione p_1 , provocando l'apertura della valvola di aspirazione e l'inizio della fase di aspirazione.

I trafiletti nelle valvole, gli scambi termici tra il gas e le pareti del cilindro e infine le fughe del gas compresso attraverso le valvole e quelle del gas tra i due lati dello stantuffo fanno sì che il ciclo di lavoro ideale della *Figura 37.23* si trasformi nel **ciclo reale** o **indicato** (è il ciclo effettivo che viene rilevato con gli strumenti indicatori) della *Figura 37.24*.

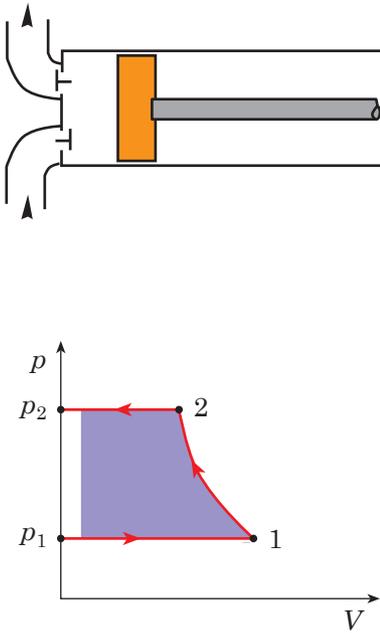


Fig. 37.22 - Ciclo di lavoro ideale di un compressore alternativo senza spazio morto realizzato con valvole automatiche (Figura 37.21). Il ciclo viene rappresentato su un piano che ha per ascissa il volume V della camera e per ordinata la pressione p all'interno del cilindro.

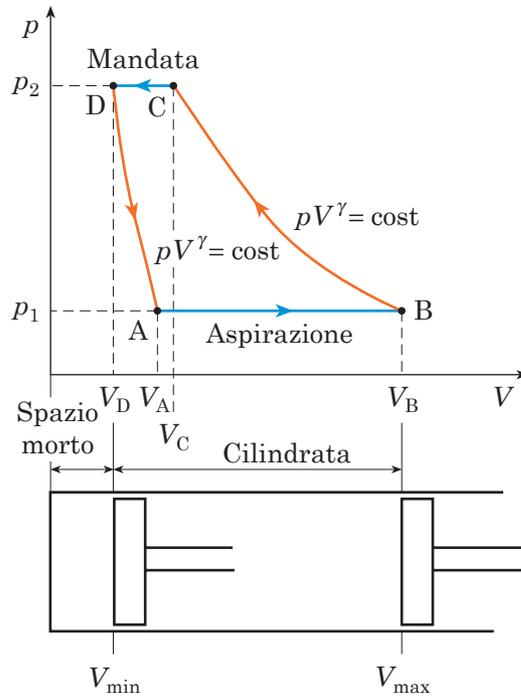


Fig. 37.23 - Ciclo di lavoro ideale di un compressore alternativo con spazio morto. Lo stantuffo nella sua corsa s si muove tra le due posizioni estreme di punto morto superiore, dove la camera raggiunge il volume minimo V_{\min} (V_D), e il punto morto inferiore, dove raggiunge il valore massimo V_{\max} (V_B); la cilindrata V è la differenza tra i valori massimo V_B e minimo V_D assunti dalla camera. Le fasi $A \Rightarrow B$ di aspirazione e $C \Rightarrow D$ di mandata avvengono a valvole rispettivamente di aspirazione e di mandata aperte, con massa variabile a pressione circa costante; le fasi $B \Rightarrow C$ di compressione e $D \Rightarrow A$ di espansione del gas dello spazio morto avvengono invece a valvole chiuse, e quindi a massa costante.

L'apertura delle valvole, quasi sempre automatiche, avviene in ritardo, allorché la pressione a monte supera leggermente la pressione a valle della valvola, e dà origine ai picchi di pressione C' e A' evidenziati nella Figura 37.24. Le fasi di aspirazione e di mandata non sono più a pressione costante, ma nella corsa di aspirazione $A \Rightarrow B$, la pressione è inferiore a quella ambiente, mentre nella corsa di mandata $C \Rightarrow D$ la pressione è superiore a quella esistente nel condotto di mandata. Le curve di compressione e di espansione non sono più adiabatiche con esponente γ , ma politropiche con esponente n determinato dall'entità degli scambi termici tra il gas e le pareti del cilindro. Le fughe di gas infine si ripercuotono sul rendimento volumetrico. L'area del ciclo di lavoro, ideale oppure indicato, rappresenta, sul piano pressione-volume, il lavoro [J] ideale W_{id} oppure il lavoro indicato W_i richiesto dal compressore. L'uso del ciclo di lavoro e in particolare del ciclo di lavoro indicato per valutare le principali quantità che caratterizzano il funzionamento della macchina verrà approfondito nella trattazione dei motori alternativi a combustione interna.

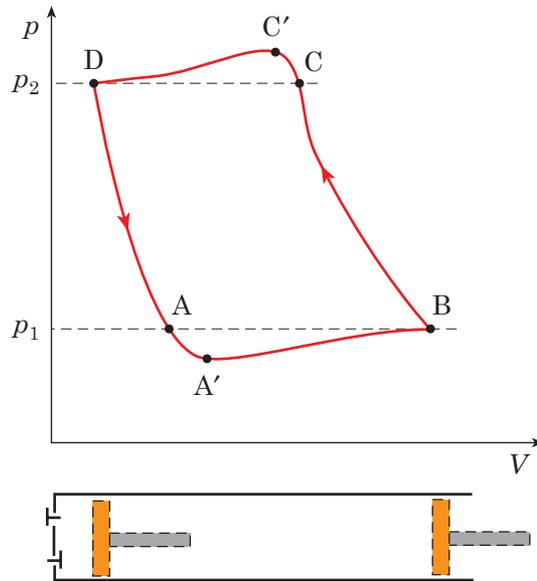


Fig. 37.24 - Ciclo indicato del compressore alternativo. L'area racchiusa sul diagramma p - V è il lavoro indicato W_i [J] speso nel ciclo dal compressore.

Esempio 37.8 Cilindrata e velocità media del pistone

Un compressore alternativo a un solo stadio, avente alesaggio $D = 130$ mm, corsa $s = 105$ mm e volume di spazio morto V_c pari al 4% del valore della cilindrata V , aspira aria alla pressione assoluta $p_1 = 0,1$ MPa e la comprime fino alla pressione $p_2 = 0,55$ MPa secondo un processo adiabatico (Figura 37.25). La velocità di rotazione è $n = 13$ giri/s (780 giri/min).

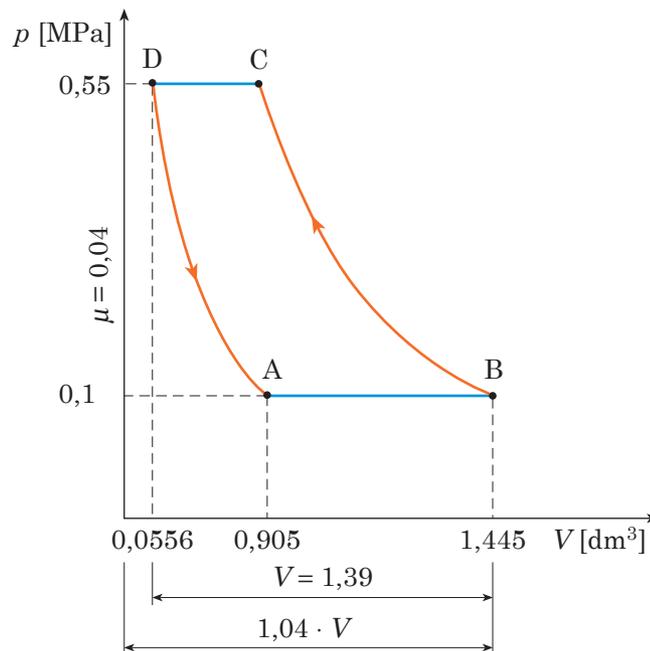


Fig. 37.25 - Ciclo ideale relativo all'Esempio 37.8.

Determinare:

- la cilindrata V , il volume di spazio morto V_c e il rapporto volumetrico di compressione ε ;
- la velocità media v_m dello stantuffo.

SOLUZIONE

- La cilindrata del compressore $V (V_B - V_D$ nella *Figura 37.23*) è data da **(37-18)**:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} s = \frac{\pi (0,13 \text{ m})^2}{4} 0,105 \text{ m} = 0,00139 \text{ m}^3 \quad \blacktriangleleft$$

È assegnato il volume V_c di spazio morto (V_D in *Figura 37.23*) nella misura del 4% della cilindrata V ; è cioè in pratica assegnato il grado di spazio morto $\mu = V_c/V$ **(37-19)**.

$$\mu = \frac{V_c}{V} = 4\% = 0,04 \quad \Rightarrow \quad V_c = \mu V = 0,04 \times 1,39 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 0,0556 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad \blacktriangleleft$$

Il rapporto volumetrico di compressione ε , a seconda che venga espresso in funzione dello spazio morto V_c oppure del grado di spazio morto μ , è dato da **(37-19)**:

$$\varepsilon = \frac{V + V_c}{V_c} = \frac{1 + \mu}{\mu} = \frac{1 + 0,04}{0,04} = 26 \quad \blacktriangleleft$$

- La velocità media dello stantuffo si calcola con la **37-20**, dove n è la velocità di rotazione.

$$v_m = 2sn = 2 \times 0,105 \text{ m} \times 13 \text{ giri/s} = 2,73 \text{ m/s} \quad \blacktriangleleft$$

37.5.3 Rendimento volumetrico, lavoro e potenza

La massa m di gas che un compressore può mandare all'utenza a ogni ciclo risulta inferiore alla massa di riferimento m_{rif} che potrebbe essere contenuta all'interno del volume spazato dallo stantuffo a ogni ciclo (cioè all'interno della cilindrata V), se questo venisse riempito di gas nelle condizioni di pressione e temperatura dell'ambiente di aspirazione (ovvero $m_{\text{rif}} = \rho_1 V$). Il rapporto tra la massa m effettivamente mandata e la massa di riferimento m_{rif} è indicato generalmente come coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico (*volumetric efficiency*) del compressore η_v . Esso risulta inferiore anche nel caso di un ciclo ideale, in quanto non tutta la cilindrata può essere sfruttata per incamerare gas fresco da mandare poi all'utenza, dal momento che una frazione consistente della cilindrata medesima viene occupata dal gas intrappolato nel volume morto. Risulta difatti disponibile, nel caso di ciclo ideale, solo il volume $V_B - V_A$, anziché l'intera cilindrata $V_B - V_D$ (*Figura 37.23*). Poiché la quantità m di aria mandata all'utenza a ogni ciclo, nel funzionamento ideale, è uguale alla massa aspirata m_a non essendo presenti fughe, si ha:

$$m = m_a = m_B - m_A = \rho_B \cdot V_B - \rho_A \cdot V_A = \rho_1 \cdot (V_B - V_A)$$

Di conseguenza risulta:

$$\eta_v = \frac{m_m}{\rho_1 V} \quad \xrightarrow{\text{ciclo ideale}} \quad \eta_{v,\text{id}} = \frac{\rho_1 (V_B - V_A)}{\rho_1 V} = \frac{(V_B - V_A)}{V}$$

Essendo inoltre $V_B = (1 + \mu) \cdot V$ e $V_A = \mu \cdot V \beta^{1/\gamma}$, si ottiene:

$$\eta_{v,id} = 1 - \mu(\beta^{1/\gamma} - 1) \quad 37-21$$

Pertanto, come anticipato, il rendimento volumetrico di un compressore alternativo, anche nel caso ideale, è inferiore all'unità, in quanto il volume "utile" risulta ridotto a $V_B - V_A$. Questo effetto tende a manifestarsi in modo tanto più marcato quanto più sono elevati il grado di spazio morto μ e il rapporto manometrico di compressione β .

Noto il rendimento volumetrico η_v (quello effettivo vale $0,70 \div 0,86$), si può adesso ricavare la portata elaborata dal compressore. Sono assegnate le condizioni iniziali di pressione p_1 e temperatura T_1 , e la pressione finale di compressione p_2 ; noti massa volumica ρ_1 [kg/m³] del gas aspirato dall'ambiente esterno, cilindrata V [m³/giro] dalla **37-18** e numero di giri al secondo dell'albero n [giri/s], si ricava la portata in massa \dot{m} [kg/s] mandata dal compressore e quindi, ricordando le **37-19** e **37-20**, la *portata in volume* \dot{V}_1 [m³/s]:

$$\dot{m} = m_a \cdot K \cdot n = \eta_v \rho_1 K V n \quad \dot{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = \eta_v K V n = \eta_v K \frac{\pi D^2}{4} s n = \eta_v K \frac{\pi D^2}{4} \frac{v_m}{2} \quad 37-22$$

con K numero di cicli che si effettuano a ogni giro. K vale 1 nel caso del compressore a semplice effetto (*Figura 37.21*) in cui la portata viene inviata alla mandata ogni due corse dello stantuffo. K vale 2 nel compressore a doppio effetto in cui la mandata viene effettuata ogni mezzo giro, cioè a ogni corsa, in quanto lo stantuffo aspira da un lato e contemporaneamente comprime il fluido sull'altro lato (trascurando il volume dello stelo, il compressore a doppio effetto è come se avesse una cilindrata doppia).

Noto il rendimento del compressore η_c , dato (**37-11''**) dal prodotto del rendimento interno η_c e del rendimento organico (o meccanico η_m), si ricava^{37.5} (**37-12**) la *potenza assorbita* P_a [kW = kJ/s = (kN·m)/s] in funzione della portata trattata \dot{V}_1 [m³/s], della pressione iniziale p_1 [kPa = kN/m²] e del rapporto manometrico di compressione $\beta = p_2/p_1$:

$$P_a = \frac{P_{id}}{\eta_c} = \frac{1}{\eta_c} \dot{V}_1 p_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad 37-23$$

Fino ad ora abbiamo considerato la compressione in un solo stadio. Ma ciò è in pratica possibile solo per rapporti di compressione β inferiori a 6. Non si realizzano in un solo stadio rapporti di compressione più elevati perché:

1. si raggiungerebbero temperature di fine compressione troppo elevate per i materiali del cilindro; in particolare c'è il pericolo di inceppamento o deformazione delle valvole automatiche;
2. il riempimento del cilindro, a causa della presenza dello spazio morto, risulterebbe eccessivamente basso: all'aumentare di β si corre il rischio di far immagazzinare tutto il gas

37.5 - La potenza ideale del compressore volumetrico andrebbe calcolata, a rigore, partendo dal lavoro ideale richiesto dal compressore per eseguire il ciclo. Per semplicità, nel nostro caso si è utilizzata l'equazione del primo principio della termodinamica (*Paragrafo 37.3.1*) in condizioni di flusso stazionario (trascurando gli scambi di calore con l'esterno) tra l'ambiente di aspirazione e quello di mandata. Affinché sia valida l'ipotesi di moto stazionario, occorre considerare due sezioni del compressore (ingresso e uscita del fluido) sufficientemente distanti dalla valvola di aspirazione e da quella di scarico.

nello spazio morto e la macchina si comporterebbe come una molla a gas che restituisce durante l'espansione il lavoro ricevuto nella fase di compressione.

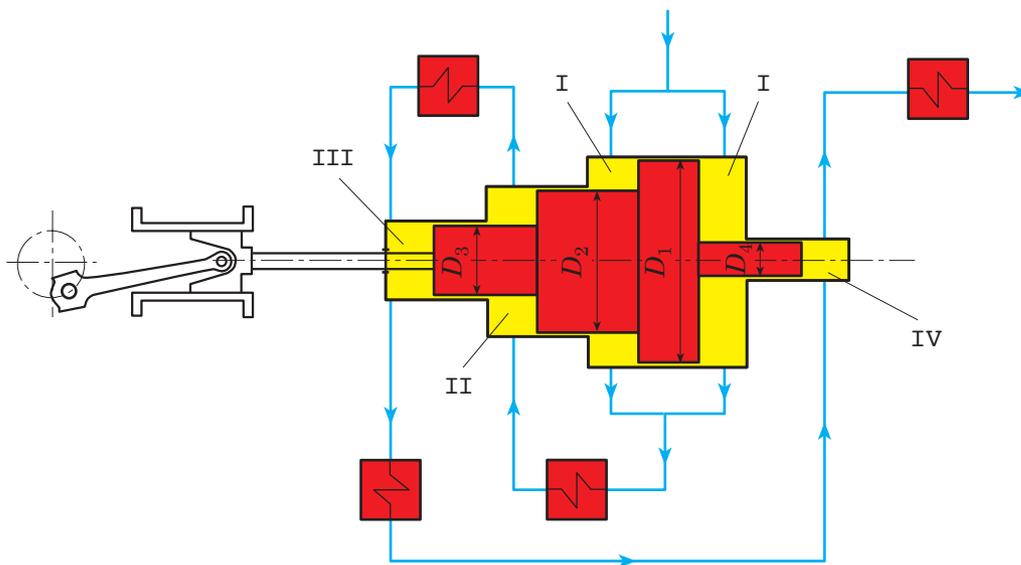


Fig. 37.26 - Schema di un compressore orizzontale polifase (a quattro stadi) con stantuffo a gradino. Il primo stadio è a doppio effetto.

D'altra parte se si effettua la compressione in più stadi è possibile raffreddare tra uno stadio e l'altro il gas riducendo in modo drastico il lavoro di compressione (Figura 37.8). Si fraziona allora la compressione in più stadi, realizzando compressori *polifase* con disposizione diversa dei cilindri, ad esempio verticale od orizzontale con stantuffo a gradino (Figura 37.26) oppure a V oppure a L (Figura 37.2-a); naturalmente tra uno stadio e l'altro il gas viene raffreddato. La potenza complessiva viene ottenuta moltiplicando per il numero degli stadi N la potenza del singolo stadio in quanto, come abbiamo visto nel Paragrafo 37.3.2, conviene frazionare la compressione interrefrigerata su più stadi che hanno tutti lo stesso rapporto di compressione β_{ottimo} e che richiedono tutti lo stesso lavoro per stadio. Quando *un solo stadio di compressione* viene realizzato su più cilindri, la portata \dot{V}_1 data dalla 37-22 va moltiplicata per il numero z dei cilindri in modo da ottenere la portata totale \dot{V}_{1t} .

Esempio 37.9 Compressore alternativo in due stadi

Si vuole utilizzare un compressore alternativo in due stadi (con due cilindri a V interrefrigerati) a semplice effetto per portare dell'aria fino alla pressione assoluta finale di 2.945 kPa. Le condizioni dell'aria all'aspirazione sono quelle esistenti nell'ambiente: pressione $p_1 = 101$ kPa e temperatura $T_1 = 288$ K (15 °C). Sono assegnati la portata in volume di aria trattata $\dot{V}_1 = 0,0228$ m³/s (riferita alle condizioni esistenti all'aspirazione), il rendimento del compressore $\eta_C = 0,70$ e il rendimento volumetrico $\eta_v = 0,80$.

Si chiede di:

- valutare pressioni e temperature all'uscita dei due stadi supponendo l'interrefrigerazione completa;

- b) valutare la potenza ideale P_{id} e la potenza reale P_a assorbite dal compressore;
 c) dimensionare il compressore per una velocità di rotazione $n = 25$ giri/s (1.500 giri/min) e una velocità media del pistone $v_m = 4,3$ m/s.

SOLUZIONE

- a) L'interrefrigerazione è completa o uniforme quando all'uscita di ogni stadio (il numero degli stadi del compressore è $N = 2$) la temperatura viene riportata al valore iniziale T_1 . In tal caso possiamo applicare la **37-10'** e ricavare il rapporto ottimo di compressione del singolo stadio.

$$\beta_{\text{ottimo}} = \left(\frac{p_{\text{finale}}}{p_1} \right)^{1/N} = \left(\frac{2945 \text{ kPa}}{101 \text{ kPa}} \right)^{1/2} = 29,16^{1/2} = \sqrt{29,16} = 5,4$$

La pressione all'uscita del singolo stadio è data dalla pressione d'ingresso dello stadio moltiplicata per β_{ottimo} secondo la tabella che segue:

| Stadio | Pressione di ingresso | Pressione di uscita |
|--------|---------------------------|---|
| I | $p_1 = 101 \text{ kPa}$ | $p_2 = 101 \text{ kPa} \times 5,4 = 545,4 \text{ kPa}$ |
| II | $p_2 = 545,4 \text{ kPa}$ | $p_3 = 545,4 \text{ kPa} \times 5,4 = 2945 \text{ kPa}$ |

La temperatura all'uscita è uguale in tutti gli stadi, in quanto la temperatura iniziale di ogni stadio è la stessa. La temperatura T_2 all'uscita del primo stadio, uguale alla temperatura di uscita del secondo stadio, vale (**A-55**):

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \Rightarrow \quad T_2 = \beta^{(\gamma-1)/\gamma} = 288 \text{ K} \times 5,4^{0,286} = 466 \text{ K} \quad (193 \text{ }^\circ\text{C}) \quad \blacktriangleleft$$

- b) La potenza ideale richiesta dal singolo stadio si calcola con la **37-23** dove, utilizzando $\gamma = 1,4$ (è il valore dato per l'aria dalla *Tabella A.5*), poniamo $\gamma/(\gamma-1) = 3,5$ e $(\gamma-1)/\gamma = 0,286$.

$$P_{id, \text{stadio}} = \dot{V}_1 p_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} (\beta^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) = 0,0228 \text{ m}^3/\text{s} \times 101 \text{ kPa} \times 3,5 (5,4^{0,286} - 1) = 4,995 \text{ kW} \approx 5,0 \text{ kW}$$

La potenza ideale complessiva è data dal prodotto della potenza dello stadio per due, numero degli stadi, dal momento che la quota di potenza richiesta è la stessa per tutti gli stadi

$$P_{id} = 2 \times 5,0 \text{ kW} = 10,0 \text{ kW} \quad P_a = \frac{P_{id}}{\eta_c} = \frac{10,0 \text{ kW}}{0,70} = 14,3 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

- c) Dimensionare il compressore significa calcolare corsa e alesaggio dei due cilindri (con disposizione a V) in cui si effettua la compressione in due stadi. La corsa s è comune ai due cilindri e vale (**37-20**):

$$v_m = 2sn \quad \Rightarrow \quad s = \frac{v_m}{2n} = \frac{4,3 \text{ m/s}}{2 \times 25 \text{ giri/s}} = 0,086 \text{ m} = 86 \text{ mm} \quad \blacktriangleleft$$

L'alesaggio D si ricava dall'espressione della portata trattata \dot{V}_1 (assegnata). Indichiamo con D_1 l'alesaggio del cilindro del primo stadio (a bassa pressione). Per ricavarlo applichiamo la **37-22**, dove poniamo $K = 1$.

$$\dot{V}_1 = \eta_v \frac{\pi D_1^2}{4} sn \Rightarrow \frac{\pi D_1^2}{4} sn = \frac{\dot{V}_1}{\eta_v} = \frac{0,0228 \text{ m}^3/\text{s}}{0,80} = 0,0285 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow$$

$$D_1^2 = \frac{4 \times 0,0285 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi sn} \Rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 0,0285 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi sn}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0285 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times 0,086 \text{ m} \times 25 \text{ giri/s}}} = 0,130 \text{ m} \blacktriangleleft$$

La superficie A_I , area frontale del pistone, risulta:

$$A_I = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi}{4} (0,13 \text{ m})^2 = 13,3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

il volume massico ν del gas diminuisce durante la compressione (*Paragrafo 37.3.2*). Parallelamente occorre ridurre la cilindrata $V = As$ e in particolare la superficie utile A_{II} del pistone del secondo cilindro (stadio di alta pressione), dal momento che la corsa s rimane la stessa anche nel secondo cilindro.

$$A_{II} = \frac{A_I}{\beta} = \frac{13,3 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{5,4} = 2,463 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

con un diametro del cilindro D_{II} dato da:

$$\frac{\pi D_{II}^2}{4} = 0,002463 \text{ m}^2 \Rightarrow D_{II} = 56 \text{ mm} \approx 60 \text{ mm}$$

COMMENTI Se si fosse utilizzato un solo stadio di compressione e quindi con:

$$\beta = \frac{P_{\text{finale}}}{P_I} = \frac{2945 \text{ kPa}}{101 \text{ kPa}} = 29,16$$

la temperatura finale sarebbe stata:

$$T_{\text{finale}} = T_1 \beta^{(\gamma-1)/\gamma} = 288 \text{ K} \times 29,16^{0,286} = 756 \text{ K} (483 \text{ }^\circ\text{C})$$

contro $193 \text{ }^\circ\text{C}$ della compressione interrefrigerata. Il valore di temperatura finale è eccessivo per la resistenza dei materiali con cui viene realizzato il compressore.

La potenza ideale sarebbe stata:

$$P_{\text{id}} = \dot{V}_1 p_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} (\beta^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) = 0,0228 \text{ m}^3/\text{s} \times 101 \text{ kPa} \times 3,5 (29,16^{0,286} - 1) = 13,1 \text{ kW}$$

contro $10,0 \text{ kW}$ della compressione interrefrigerata.

37.5.4 Regolazione

I metodi di *regolazione* più utilizzati per variare la portata \dot{m} mandata all'utenza a parità di pressione di mandata p_2 sono:

- *Variazione della velocità di rotazione* – Questa regolazione è attuabile se il motore di trascinamento del compressore è regolabile in velocità. In prima approssimazione, il ciclo di lavoro si mantiene pressoché costante al variare del numero di giri n , ovvero non variano né il lavoro al ciclo W né il rendimento volumetrico η_v né il lavoro interno di compressione w_i . La portata (37-22) e la potenza assorbita (37-23) variano pertanto in proporzione a n .
- *Laminazione all'aspirazione* – Con questo tipo di regolazione si riduce la pressione in ingresso alla macchina per mezzo di una valvola. Il rendimento volumetrico del compressore diminuisce in questo caso sia perché diminuisce la massa volumica del gas aspirato (proporzionalmente alla diminuzione della pressione p_1) sia perché diminuisce il volume a disposizione della carica fresca per la maggiore espansione subita dal gas residuo nello spazio morto. Non è viceversa conveniente tentare di ridurre la portata tramite laminazione alla mandata, poiché in questo caso si potrebbe ottenere soltanto una modesta riduzione di portata in virtù della diminuzione del rendimento volumetrico causato dall'incremento del rapporto manometrico di compressione β .
- *Riflusso di parte della portata* – Consiste nel far rifluire all'aspirazione la portata in eccesso. In quest'ultimo caso è necessario prevedere una refrigerazione del fluido ricircolato per evitare di elevare eccessivamente T_1 . La portata diminuisce, a parità di potenza assorbita. Il lavoro al ciclo W infatti rimane invariato.
- *Variazione del volume di spazio morto* – Aggiungendo una capacità allo spazio morto, si riduce il rendimento volumetrico, a causa dell'aumento del grado di spazio morto; corrispondentemente si riduce la portata.

37.6 Compressori rotativi

37.6.1 Descrizione

All'interno del cilindro del compressore alternativo si realizza una variazione del volume massico del gas, in quanto la variazione di volume della camera, determinata dall'avanzamento dello stantuffo, avviene quando questa non è più in comunicazione con l'ambiente di aspirazione e non è ancora in comunicazione con l'ambiente di mandata. I **compressori rotativi** invece si comportano essenzialmente come dei trasportatori di gas da un ambiente a bassa pressione a quello ad alta pressione; anche se si verifica una qualche riduzione del volume della camera operatrice durante il periodo in cui essa non è in comunicazione né con l'ambiente a monte né con quello a valle, la compressione rimane affidata in misura maggiore o minore al rigurgito nella camera del compressore di una porzione di gas già compresso. Nel funzionamento a regime il compressore invia il gas in un'ambiente in cui la pressione è maggiore di quella raggiunta all'interno della camera operatrice, nella fase in cui questa non è in comunicazione con la mandata.

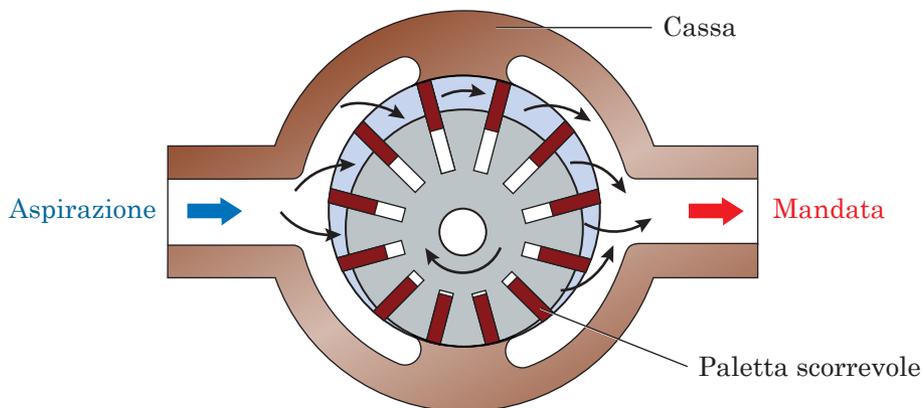


Fig. 37.27 - Nel tamburo, che ruota in modo eccentrico all'interno della cassa del compressore, sono ricavate delle scanalature radiali entro le quali scorrono delle palette che separano volumi contigui di aria.

I compressori rotativi (si veda come esempio la *Figura 37.27*) sono *autodistributori* nel senso che, grazie al moto relativo delle pareti che costituiscono la camera operatrice, questa viene messa in comunicazione, per mezzo di due luci di distribuzione ricavate nello statore, prima con l'ambiente di aspirazione, nella zona in cui il volume cresce fino al massimo, e dopo con quello di mandata, dove il volume diminuisce fino al minimo. Si tratta quindi di una distribuzione estremamente semplice, ancor più semplice di quella a valvole automatiche dei compressori alternativi, distribuzione che tuttavia si comporta come una distribuzione comandata, nel senso che l'apertura delle due luci avviene in momenti predeterminati; in particolare l'apertura della luce di mandata avviene in un punto fisso della linea di compressione, indipendentemente dalla pressione di mandata raggiunta.

La regolazione dei compressori rotativi avviene per *riflusso parziale della mandata* attraverso un condotto in parallelo ("by-pass") che collega i condotti di mandata e di aspirazione.

Analogamente alle pompe rotative, questi compressori presentano il vantaggio della notevole semplicità costruttiva accompagnata da un basso costo. Tra gli svantaggi citiamo l'usura delle parti mobili che strisciano sulla cassa e i rendimenti interni non molto elevati ($0,4 \div 0,7$). Per l'individuazione della cilindrata, il volume cioè idealmente spostato in un giro dell'albero che comanda il compressore, si rimanda ai manuali forniti dalle ditte costruttrici. Nota la cilindrata, si effettua il calcolo della portata e della potenza applicando gli stessi criteri seguiti per i compressori alternativi.

Distinguiamo i compressori rotativi in compressori con *camera a volume variabile* (es.: compressori a palette, ad anello liquido e a vite) e in compressori con *camera a volume costante* (es.: compressore Roots) a seconda che la camera operatrice vari oppure non vari il volume durante il periodo in cui essa non è in comunicazione né con l'ambiente a monte né con quello a valle lungo il percorso del gas.

37.6.2 Compressore a palette

Il **compressore a palette** (*rotary slide vane compressor*) si presenta schematicamente come rappresentato in *Figura 37.28-a*. I vani interpalari variano il loro volume, durante

la rotazione, da un valore pari alla cilindrata V fino a un valore pari a zero (in questo tipo di macchina il volume di spazio morto è trascurabile). Il volume massimo si presenta quando due pale consecutive si trovano in posizione simmetrica rispetto alla retta che congiunge i centri di rotazione dello statore e del rotore. La luce di aspirazione si chiude quando la paletta A si trova nella posizione della *Figura 37.28-a*, e a partire da tale posizione il volume compreso fra le due palette A e B inizia a diminuire. La compressione termina quando la paletta B raggiunge il bordo della luce di mandata (B'), dopodiché ha inizio la mandata. Il bordo superiore della luce di aspirazione deve essere tale che alla fine dell'aspirazione il volume a disposizione del fluido sia il massimo possibile, evitando quindi che il fluido si espanda.

Le luci di aspirazione e di mandata sono tanto ampie da ritenere trascurabili le laminazioni. Le fughe attraverso il compressore sono abbastanza ridotte, anche grazie alla forza centrifuga che spinge le palette contro lo statore, garantendo così una buona tenuta. Risulta determinante il volume V_{\min} che si raggiunge nel vano prima che il gas sia messo in comunicazione con la luce di mandata. Nel passaggio da V_{\max} a V_{\min} si ha una compressione graduale. Il rapporto $\varepsilon = V_{\max}/V_{\min}$ è detto rapporto volumetrico di compressione.

Il ciclo di lavoro tipico di un compressore a palette è rappresentato in *Figura 37.28-b*. Con riferimento alla *Figura 37.28-b*, la compressione graduale porta la pressione del gas fino al valore p_1 (punto «i»). A questo punto la capacità variabile si trova in corrispondenza del bordo superiore della luce di mandata. A seconda che la pressione p_2 dell'ambiente di mandata sia uguale, minore o maggiore rispetto al valore p_1 , si segue rispettivamente la linea rossa (C' - D'), la linea spezzata blu (C' - C - D) o la linea verde (C' - C'' - D''). In questi due ultimi casi si ha un adeguamento (teoricamente) istantaneo della pressione interna del fluido alla pressione che regna nell'ambiente di mandata. Nel caso in cui p_1 sia inferiore a p_2 , l'adeguamento avviene mediante *compressione per riflusso*: si ha un riflusso all'interno della capacità dall'ambiente di mandata.

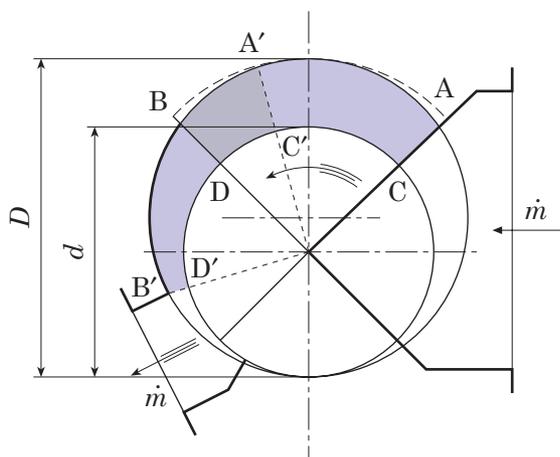


Fig. 37.28-a - Compressore rotativo a palette.

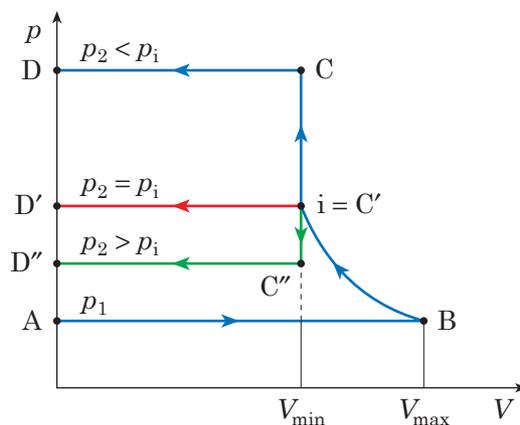


Fig. 37.28-b - Ciclo di lavoro di un compressore rotativo a palette.

Si capisce come la posizione del bordo superiore della luce di mandata debba essere opportunamente scelta, al fine di evitare la compressione per riflusso (comunque svantaggiosa rispetto alla compressione graduale) o espansione del gas nell'ambiente di mandata (parte del lavoro speso per comprimere il fluido è in tal caso perso).

Per il compressore rotativo a palette il rendimento volumetrico η_v è circa unitario (il volume di spazio morto è nullo, non ci sono valvole a lamelle e le fughe sono in generale trascurabili), il rendimento del compressore è compreso tra 0,4 e 0,7, il rapporto di compressione arriva fino a 3 con portate di $2 \text{ m}^3/\text{s}$.

37.6.3 Compressore ad anello liquido

Le palette, solidali con il rotore, ruotano in un vano determinando, a ciascun giro del rotore, una variazione ciclica dello spazio tra l'estremità delle palette e la cassa (*Figura 37.29-a*). La cassa viene riempita parzialmente con un liquido. Durante il funzionamento del compressore il liquido viene trascinato in rotazione dalle palette del rotore e proiettato contro le pareti della cassa. A causa della forza centrifuga il liquido forma un anello continuo all'interno della cassa; la superficie interna dell'anello, seguendo il profilo della parete della cassa, varia la sua distanza dal rotore. Il volume tra le palette varia perciò periodicamente nello stesso modo di quanto avviene per il compressore a palette descritto nel *Paragrafo 37.6.2*.

Per evitare la spinta radiale il **compressore ad anello liquido** (*liquid ring compressor*) viene spesso realizzato con due spazi simmetrici di compressione N_1 e N_2 opposti l'uno all'altro (*Figura 37.29-b*) contenuti in una cassa ellittica. L'eccentricità che si viene a determinare obbliga il liquido a un moto alterno rispetto alle palette con il risultato di far variare periodicamente i volumi delimitati dall'anello liquido e dalle coppie successive di pale.

Il raffreddamento dei compressori ad anello liquido è diretto. A causa del contatto diretto tra gas e liquido, la temperatura finale di mandata del gas può essere tenuta vicino alla temperatura di aspirazione del liquido. Il compressore ad anello liquido viene utilizzato per trattare vapori con titoli elevati, gas corrosivi o esotermici. Il suo rendimento è inferiore a 0,5. Le portate sono limitate a $1,5 \text{ m}^3/\text{s}$, mentre il rapporto di compressione arriva fino a 5.

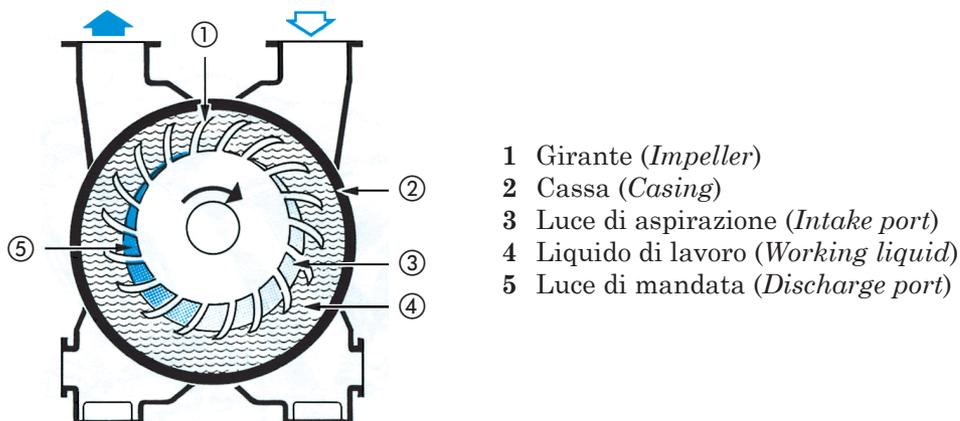
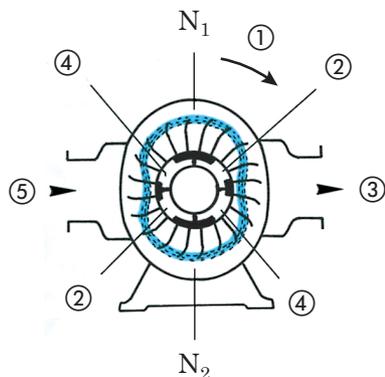


Fig. 37.29-a - Principio di funzionamento del compressore ad anello liquido (Atlas Copco).



- 1 Rotazione oraria (*Clockwise rotation*)
- 2 Luce di mandata (*Discharge port*)
- 3 Mandata (*Outlet*)
- 4 Luce di aspirazione (*Intake port*)
- 5 Aspirazione (*Intake*)

Fig. 37.29-b - Schema di come viene realizzato il compressore ad anello liquido per evitare la spinta radiale.

37.6.4 Compressore a vite

Una vite maschio e una vite femmina (*Figura 37.30*) con fianchi elicoidali ruotano in verso opposto; ingranandosi tra loro, le due viti isolano un dato volume di gas dall'aspirazione e lo comprimono gradualmente trascinandolo verso la mandata. Il **compressore a vite** (*screw compressor*) [<http://www.youtube.com/watch?v=WFZ1bhFEh2U&feature=endscreen&NR=1>] è in grado di trattare piccole portate di gas con un rendimento interno relativamente elevato ($\approx 0,82$ con $\beta = 3$) e con un rendimento volumetrico superiore a 0,9. Rappresenta il complemento del compressore alternativo, senza averne i caratteristici problemi di lubrificazione, spazio e vibrazioni. Vengono realizzati compressori a vite sia a stadio singolo sia in due stadi (*Figura 10.4-b*) in grado di trattare portate d'aria comprese tra 0,4 e 1,0 m³/s con aumenti di pressione tra 0,4 e 1,4 MPa.

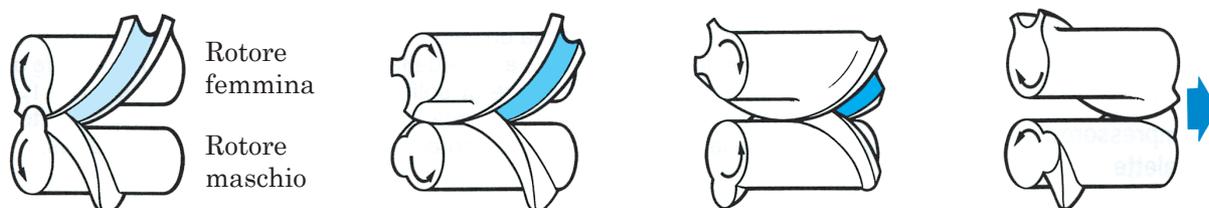


Fig. 37.30 - Principio di funzionamento del compressore a vite (Atlas Copco).

37.6.5 Compressore Roots

I compressori con camera a volume costante sono veramente dei trasportatori di gas nel senso che il volume della camera operatrice rimane invariato e il gas proveniente dall'ambiente a pressione bassa, una volta intrappolato, viene trasportato fino alla luce di mandata dove viene messo in comunicazione con l'ambiente a pressione maggiore; non si può perciò più parlare di rapporto volumetrico di compressione, ma semplicemente di una compressione del gas trasportato a opera del riflusso della mandata.

Il più diffuso è il **compressore Roots** a due lobi (*Figura 37.31-a*). I due lobi A e B ruotano con velocità angolari uguali ma in verso opposto e sono disegnati con profili coniugati tali da garantire sempre il contatto nella parte centrale del compressore, separando così l'ambiente di mandata da quello di aspirazione; il gas viene trasportato alla periferia nelle camere delimitate dai lobi che ruotano e dalla cassa del compressore.

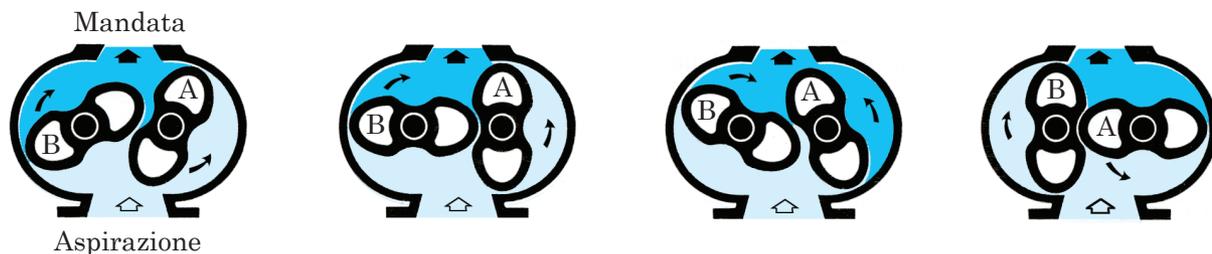


Fig. 37.31-a - Schema di funzionamento di un compressore Roots a due lobi (Atlas Copco).



Fig. 37.31-b - Compressore Roots per portate molto alte (Aerzener).

Il principale problema di questo compressore è rappresentato dal gioco che esiste tra le pareti laterali della cassa e i lobi rotanti in quanto qui si verificano le perdite volumetriche di riflusso verso l'aspirazione. A differenza delle pompe dove si arriva a configurazioni con $4 \div 6$ lobi, nel caso dei compressori le soluzioni più comuni sono a due lobi.

Il compressore a due lobi viene costruito con portate fino a $15 \text{ m}^3/\text{s}$ e con velocità periferica dei lobi fino a 17 m/s nel caso di applicazioni pesanti e da 8 a 11 m/s per quelle leggere. Il rendimento meccanico è molto elevato, dal momento che le perdite per attrito sono molto basse: i due rotori non ingranano tra loro (uno dei due alberi è messo in moto dall'esterno con una cinghia o una puleggia; il moto è trasferito all'altro albero tramite ruote dentate) e non c'è strisciamento tra rotori e cassa statica. Eventuali perdite meccaniche, allora, vanno ricercate solo nei cuscinetti o nelle tenute per l'olio di lubrificazione delle ruote dentate.

La *Figura 37.32* mostra il ciclo di lavoro di un compressore Roots, mentre le caratteristiche di un tipico compressore a lobi sono riportate nella *Figura 37.33*. Si osserva una diminuzione del rendimento all'aumentare del rapporto esistente tra la pressione p_m alla mandata e la pressione p_a esistente nell'ambiente di aspirazione. Le linee a velocità di

rotazione costante sono pressoché verticali (la loro pendenza varia con le perdite tra lobo e cassa) e il rendimento degrada rapidamente allorché le condizioni operative si allontanano da quelle di progetto.

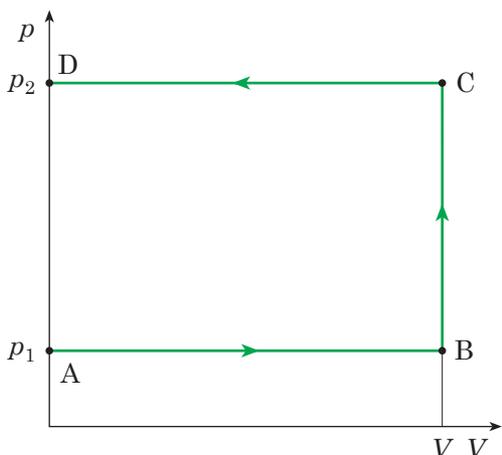


Fig. 37.32 - Ciclo di lavoro del compressore rotativo di tipo Roots.

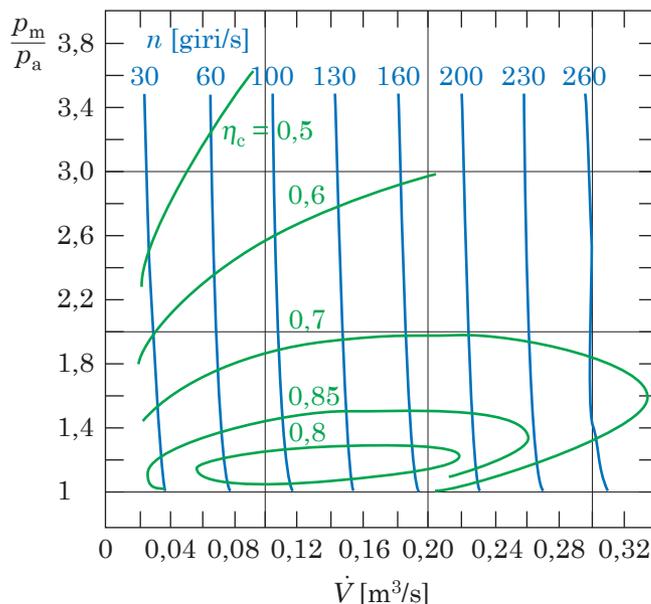


Fig. 37.33 - Curve caratteristiche di compressori a lobi; in ordinate il rapporto tra pressione di mandata e pressione di aspirazione.

37.6.6 Pompe a vuoto

Le pompe a vuoto (*vacuum pumps*) sono le pompe che aspirano il gas in un dato ambiente e lo restituiscono alla pressione atmosferica. Il rapporto di compressione di queste pompe è notevole dal momento che un valore di vuoto, considerato ancora non spinto, è pari a 1 Pa: occorre cioè che, attraverso la pompa si passi da una pressione $p_1 = 1$ Pa al valore finale di pressione $p_2 = 101.320$ Pa, che è la pressione atmosferica, con un rapporto di compressione β

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{101.320 \text{ Pa}}{1 \text{ Pa}} = 101.320$$

È necessaria quindi una particolare cura nelle tenute in modo da evitare il rientro di aria dall'esterno, rientro che annullerebbe il vuoto generato dalla pompa.

Con le **pompe rotative** meccaniche è possibile scendere dalla pressione atmosferica a valori di vuoto fino a 0,15 Pa ($\approx 0,001$ mm di colonna di mercurio). La *Figura 37.34-a* illustra il modo di generare il vuoto qualora venga utilizzata una pompa da vuoto a palette. La *Figura 37.34-b* mostra un tipo di pompa a vuoto a lobo singolo per vuoti spinti: la rotazione del lobo genera una camera a volume variabile che aspira il gas dall'ambiente per restituirlo a pressione atmosferica.

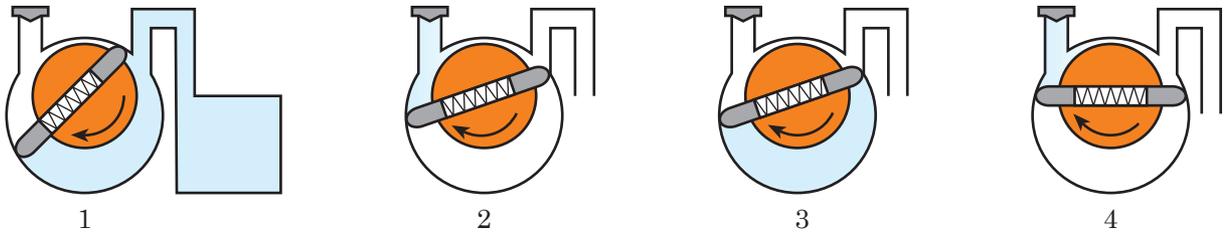


Fig. 37.34-a - Generazione del vuoto con una pompa a palette.

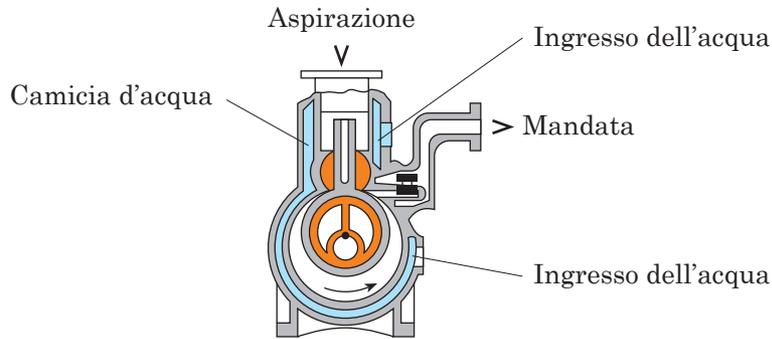


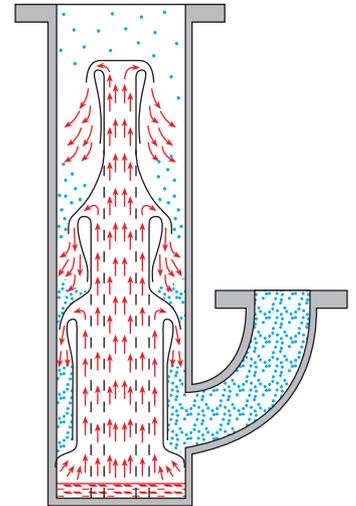
Fig. 37.34-b - Pompa a vuoto a singolo lobo.

Per vuoti più spinti è necessario impiegare il sistema *a diffusione*, che viene posto in serie a pompe meccaniche del tipo di quella che abbiamo appena descritto. Il principio seguito è quello stesso che viene utilizzato per l'eiettore a vapore utilizzato per generare il vuoto all'interno dei condensatori.

La *Figura 37.35* mostra una tipica **pompa a diffusione** costruita in metallo. Le molecole di gas che vagano alla sommità della pompa vengono richiamate per diffusione nella corrente del getto di vapore (freccette dirette verso il basso) e raggiungono il cuore (è la parte più densa) dei vapori che si muovono in avanti; qui le molecole di gas vengono guidate, con un angolo acuto, verso le pareti della pompa e verso il prossimo stadio di pompaggio. Il vapore condensa sulle pareti e viene drenato allo stato liquido sul fondo oppure inviato alla regione di vaporizzazione, dove il liquido viene nuovamente riscaldato fino a circa 200 °C per generare una corrente di vapore fresco che si innalza fino ai condotti verticali in modo da alimentare gli ugelli da cui escono i getti di vapore.

Il fluido di lavoro è mercurio oppure olio con bassa tensione di vapore. Gli oli sono solitamente a base di composti al silicone con massa molecolare tra 350 e 500. Le pompe a vapori di mercurio richiedono un sistema di raffreddamento estremamente efficiente per intrappolare i vapori di mercurio al di fuori della camera che deve essere evacuata. Le pompe a diffusione di olio richiedono la purificazione dell'olio durante l'uso per eliminare i gas disciolti e i prodotti volatili di decomposizione.

Fig. 37.35 - Principio del sistema a diffusione per pompe a vuoto spinto: le frecce indicano la corrente del vapore, i punti rappresentano le molecole di gas, le linee a tratti mostrano la posizione dei condotti cilindrici del vapore nelle pompe a frazionamento.



SINTESI

| | |
|---|--|
| <p>Nella pompa volumetrica alternativa, la <i>corsa</i> s è uguale al doppio del raggio della manovella r.</p> <p>Il pistone che scorre all'interno del cilindro di <i>alesaggio</i> D sposta il <i>volume</i> V, differenza tra i valori V_{\max} e V_{\min} assunti dalla camera. Il volume di spazio morto o spazio nocivo V_c è il valore minimo V_{\min}.</p> <p>Il rapporto tra volume massimo $V_{\max} = V + V_c$ (pistone al punto morto inferiore) e volume minimo $V_{\min} = V_c$ (pistone al punto morto superiore) è il <i>rapporto volumetrico di compressione</i> ε.</p> <p>La <i>velocità media del pistone</i> v_m [m/s] è il prodotto dello spostamento del pistone in un giro pari a $2s$ [m/giro] per la velocità di rotazione.</p> | $s = 2r \quad \mathbf{37-17}$ $V = \frac{\pi D^2}{4} s \quad \mathbf{37-18}$ $\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{1 + \mu}{\mu} \quad \mu = V_c/V \quad \mathbf{37-19}$ $v_m = 2sn \quad \mathbf{37-20}$ <p>s = corsa [m] r = raggio della manovella [m] V = volume del cilindro o cilindrata unitaria [m³] D = alesaggio [m] ε = rapporto volumetrico di compressione [-] μ = grado di spazio morto [-] V_c = volume di spazio morto [m³] v_m = velocità media del pistone [m/s] n = velocità di rotazione dell'albero motore [giri/s]</p> |
| <p>La <i>portata in volume</i> \dot{V}_1 del compressore volumetrico alternativo si può esprimere in funzione della corsa s oppure della velocità media del pistone v_m. Il numero di cicli al giro K tiene conto del tipo di compressore: $K = 1$ per il compressore a semplice effetto e $K = 2$ per il compressore a doppio effetto.</p> | $\dot{V}_1 = \eta_v K \frac{\pi D^2}{4} sn = \eta_v K \frac{\pi D^2}{4} \frac{v_m}{2} \quad \mathbf{37-22}$ <p>\dot{V}_1 = portata in volume entrante [m³/s] η_v = rendimento volumetrico [-] K = numero di cicli al giro [-] D = alesaggio [m] s = corsa [m] n = velocità di rotazione [giri/s] v_m = velocità media del pistone [m/s]</p> |
| <p>La <i>potenza assorbita</i> P_a dal compressore volumetrico alternativo è funzione della portata trattata dal compressore \dot{V}_1 riferita alle condizioni iniziali di pressione (p_1) e di temperatura (T_1), della pressione iniziale p_1 e del rapporto manometrico di compressione $\beta = p_2/p_1$.</p> | $P_a = \frac{1}{\eta_c} \dot{V}_1 p_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad \mathbf{37-23}$ <p>P_a = potenza assorbita [kW] η_c = rendimento del compressore [-] \dot{V}_1 = portata in volume [m³/s] p_1 = pressione iniziale [kPa] γ = rapporto tra i calori massici [-] β = rapporto manometrico di compressione [-]</p> |

I *compressori rotativi* si comportano essenzialmente come dei trasportatori di gas da un ambiente a bassa pressione a quello ad alta pressione. Si distinguono in due categorie: compressori con camera a volume variabile (es.: compressori a palette, ad anello liquido e a vite) e in compressori con camera a volume costante (es.: compressore Roots) a seconda che la camera operatrice vari oppure non vari il volume durante il periodo in cui essa non è in comunicazione né con l'ambiente a monte né con quello a valle lungo il percorso del gas.

ESERCIZI

37.16 - Calcolare la velocità media v_m del pistone sapendo che corsa e velocità di rotazione valgono rispettivamente $s = 105$ mm e $n = 16,667$ giri/s.

$$v_m = 3,5 \text{ m/s}$$

37.17 - Calcolare la portata \dot{V}_1 di un compressore alternativo a semplice effetto monocilindrico, noti rendimento volumetrico $\eta_v = 0,77$, alesaggio $D = 75$ mm, corsa $s = 63$ mm e velocità di rotazione $n = 23,33$ giri/s.

$$\dot{V}_1 = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$$

37.18 - Un compressore alternativo a semplice effetto e a singolo stadio per un frigorifero industriale ad ammoniaca (con rapporto tra i calori specifici $\gamma = 1,312$) ha $z = 8$ cilindri a V e comprime il vapore tra le pressioni $p_1 = 291$ kPa e $p_2 = 1005$ kPa. Le dimensioni sono: alesaggio $D = 130$ mm e corsa $s = 105$ mm. La velocità di rotazione è $n = 16,667$ giri/s. Calcolare rapporto di compressione β , cilindrata unitaria V , cilindrata totale V_t , portata in volume \dot{V}_1 , conoscendo il rendimento volumetrico $\eta_v = 0,80$. Calcolare poi la potenza assorbita P_a , noto il rendimento del compressore $\eta_C = 0,75$.

$$\beta = 3,45; V = 0,00139 \text{ m}^3; V_t = 0,011 \text{ m}^3; \\ \dot{V}_{1t} = 0,147 \text{ m}^3/\text{s}; P_a = 82,1 \text{ kW}$$

37.19 - Un compressore alternativo monocilindro a semplice effetto comprime l'aria dalla pressione ambiente $p_1 = 0,1$ MPa alla pressione $p_2 = 0,55$ MPa. L'alesaggio vale

$D = 55$ mm, mentre la velocità media del pistone è $v_m = 1,4$ m/s. Calcolare portata in volume \dot{V}_1 conoscendo il rendimento volumetrico $\eta_v = 0,80$. Calcolare poi la potenza assorbita P_a , noto il rendimento del compressore $\eta_C = 0,70$. Calcolare infine la corsa s sapendo che la velocità di rotazione è $n = 23,33$ giri/s.

$$\dot{V}_1 = 0,00125 \text{ m}^3/\text{s}; P_a = 0,39 \text{ kW}; s = 30 \text{ mm}$$

37.20 - Un compressore alternativo, a semplice effetto con 2 cilindri a V in due stadi interrefrigerato, comprime l'aria dalla pressione ambiente $p_1 = 0,1$ MPa fino alla pressione $p_2 = 1,6$ MPa. Sono assegnati: alesaggio del cilindro di bassa pressione $D_I = 90$ mm, corsa $s = 75$ mm, velocità di rotazione $n = 25$ giri/s, rendimento volumetrico $\eta_v = 0,80$ e rendimento del compressore $\eta_C = 0,70$. Seguendo la procedura illustrata nell'*Esempio 37.9*, calcolare cilindrata V , velocità media del pistone v_m , portata in volume \dot{V}_1 , rapporto di compressione complessivo β , rapporto di compressione ottimo del singolo stadio β_{ottimo} nell'ipotesi di interrefrigerazione completa, potenza ideale dello stadio singolo $P_{\text{id,stadio}}$, potenza ideale complessiva P_{id} e potenza assorbita P_a . Si proceda infine al dimensionamento dell'alesaggio D_{II} del cilindro di alta pressione che ha la stessa corsa del cilindro di bassa pressione.

$$V = 0,477 \times 10^{-3} \text{ m}^3; v_m = 3,75 \text{ m/s}; \\ \dot{V}_1 = 9,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}; \beta_{\text{ottimo}} = 4; \\ P_{\text{id,stadio}} = 1,61 \text{ kW}; P_a = 4,6 \text{ kW}; D_{II} = 50 \text{ mm}$$

VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

14. La portata in volume \dot{V}_1 del compressore volumetrico alternativo espressa in funzione della corsa s è; quando invece viene espressa in funzione della velocità media del pistone v_m è
15. Nel compressore alternativo a semplice effetto la portata viene inviata alla mandata a ogni corsa del pistone, mentre nel compressore a doppio effetto la mandata viene effettuata ogni due corse del pistone.
Vero Falso
16. I compressori Roots sono veramente dei trasportatori di gas perché
.....
.....
17. I compressori rotativi Roots sono in grado di raggiungere rendimenti maggiori dei turbocompressori a flusso misto.
Vero Falso
18. Nel diagramma che dà il rapporto manometrico di compressione dei turbocompressori in funzione della portata adimensionale, le curve di isorendimento sono limitate a sinistra da una zona di funzionamento instabile detta
19. Nella regolazione del compressore con cui si riduce la portata di gas all'utilizzatore facendo rifluire parte della portata all'aspirazione è necessario introdurre un refrigeratore sulla linea, che va dalla mandata all'aspirazione, per evitare che il compressore aspiri del gas caldo.
Vero Falso
20. Il rendimento volumetrico di un compressore rotativo a palette è circa uguale a