

Corso di Macchine a Fluido
Note: Macchine Volumetriche Operatrici

Università degli Studi di Cagliari

Dicembre 2018

Indice

Introduzione	3
1 Macchine Volumetriche Operatrici Alternative	5
1.1 Compressori Alternativi	5
1.2 Rendimento volumetrico	7
1.3 Ciclo Reale	10
1.4 Lavoro Reale	12
1.5 Regolazione	15
1.5.1 On-Off	15
1.5.2 Valvole di regolazione (laminazione all'aspirazione)	15
1.5.3 Anticipo i Ritardo chiusura valvole di regolazione (fasatura)	16
1.5.4 Volumi aggiuntivi	17
1.6 Compressori Volumetrici Polistadio	19
1.7 Pompe Alternative	22

INTRODUZIONE SULLE MACCHINE A FLUIDO

Le macchine a fluido per poter scambiare lavoro con il fluido devono essere dotate di organi mobili. Esse sono costituite da un involucro fisso, cassa o statore, e da un organo mobile, pistone o rotore. In relazione al verso dello scambio di lavoro fra organi mobili della macchina e fluido o viceversa, le macchine a fluido si suddividono in:

- **Macchine a fluido operatrici:** Gli organi mobili cedono energia al fluido (convenzionalmente il lavoro si considera negativo).

$$L_{M.O.} < 0 \quad (1)$$

- **Macchine operatrici per fluidi comprimibili:** compressori e ventilatori. I ventilatori in particolare sono macchine operatrici per fluidi comprimibili a flusso continuo, in cui il fluido subisce piccoli aumenti di pressione e di conseguenza piccoli effetti termici, tanto che possono essere assimilati ad una macchina operatrice per fluido incomprimibile (si veda la definizione seguente);
 - **Macchine operatrici per fluidi incomprimibili:** pompe ed eliche. Le variazioni di densità e di temperatura del fluido sono trascurabili, per cui l'energia in gioco è solo di tipo meccanico e l'energia termica è associata alle perdite.
- **Macchine a fluido motrici:** In questo caso è il fluido a cedere energia agli organi mobili (convenzionalmente il lavoro è positivo). Le macchine a fluido motrici sono le turbine e i motori a combustione interna.

$$L_{M.M.} > 0 \quad (2)$$

- **Macchine motrici per fluidi comprimibili:** Turbine a gas (TG) e a vapore (TV), motori a combustione interna (MCI);
- **Macchine motrici per fluidi incomprimibili:** Turbine idrauliche (TI).

Le macchine a fluido si classificano anche in base alla tipologia di interazione tra fluido ed elemento mobile della macchina. Si hanno:

- **Macchine volumetriche:** sono caratterizzate da camere a volume variabile e da una interazione pressoché statica tra fluido ed elemento mobile. Il moto del fluido è periodico e la variazione ciclica del volume delle camere è di due tipologie:
- **moto alterno dell'elemento mobile (pistone o stantuffo):** macchine volumetriche alternative;
 - **moto rotatorio dell'elemento mobile:** macchine volumetriche rotative.
- **Macchine a flusso continuo (turbomacchine):** il moto della macchina è di tipo stazionario rotatorio e lo scambio energetico tra fluido ed elementi mobili (pale) avviene per variazione della quantità di moto e/o dell'energia cinetica del fluido. Si possono dividere in:

- **turbomacchine assiali**: flusso diretto principalmente nella direzione dell'asse di rotazione della girante;
- **turbomacchine radiali**: flusso diretto principalmente in direzione radiale;
 - ✓ **centripete**: il flusso va dall'esterno verso il centro della macchina;
 - ✓ **centrifughe**: il flusso va dal centro verso l'esterno della macchina.
- **turbomacchine a flusso misto**: non si può distinguere una direzione principale del flusso (Es. turbina Francis).

Un'ulteriore classificazione riguarda la natura del fluido con cui operano le macchine. In particolare si possono individuare:

- **macchine idrauliche**: operano con fluidi incompressibili (liquidi). I fenomeni termici conseguenti a una variazione fluidodinamica sono trascurabili.
- **macchine termiche**: che operano con fluidi comprimibili (gas o vapore). I fenomeni termici legati a variazioni d'energia fluidodinamica possono essere di notevole entità.

1 Macchine Volumetriche Operatrici Alternative

Nelle macchine volumetriche (che possono essere alternative o rotative) è sempre possibile individuare uno o più volumi, che possono rimanere costanti (Es. Compressori Roots) o essere variabili (Es. Compressori e Pompe Alternative) all'interno dei quali evolve un fluido a cui viene trasferita energia meccanica.

1.1 Compressori Alternativi

I compressori volumetrici alternativi sono costituiti da cilindri provvisti, in corrispondenza della testa, di valvole generalmente automatiche, per la distribuzione del fluido. In ciascun cilindro scorre assialmente uno stantuffo, dotato di moto alterno in virtù del manovellismo di azionamento, tra due posizioni estreme dette di:

- punto morto inferiore (PMI);
- punto morto superiore (PMS).

La sede di scorrimento è lubrificata per limitare le perdite meccaniche ed evitare la polimerizzazione dell'olio, dovuta al contatto con pareti troppo calde. Ne consegue però un trafilamento di lubrificante attraverso le tenute, che inquina il gas compresso (questo è inaccettabile per alcune applicazioni).

Qualunque sia la configurazione del compressore alternativo, il suo principio di funzionamento è il medesimo.

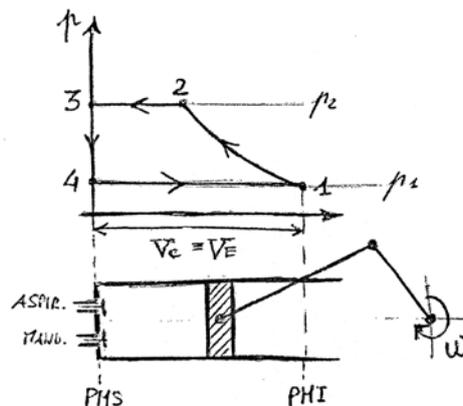


Figure 1: Diagramma Limite senza spazio morto.

In riferimento al diagramma limite nel piano p-V (Fig. 1) descriviamo il principio di funzionamento nell'ipotesi che al punto morto superiore, il volume del cilindro sia nullo.

Durante la corsa di aspirazione 4-1, solo le valvole di aspirazione sono aperte mentre le valvole di mandata sono chiuse. Non appena lo stantuffo raggiunge il PMI, si chiudono anche le valvole di aspirazione e, a valvole chiuse, avviene la compressione 1-2. Finita la compressione, quando il fluido ha raggiunto la pressione vigente al serbatoio (vedremo che in sede reale la pressione di fine compressione deve essere maggiore di quella di mandata), si aprono le valvole di mandata e il fluido esce a pressione costante p_2 (fase di mandata 2-3).

In realtà esiste sempre uno spazio morto (detto volume nocivo V_N), compreso tra la faccia superiore del pistone al punto morto superiore e la faccia interna del cilindro (Fig. 2). Questo

volume deve essere sempre presente per consentire alle valvole di aprirsi e chiudersi.

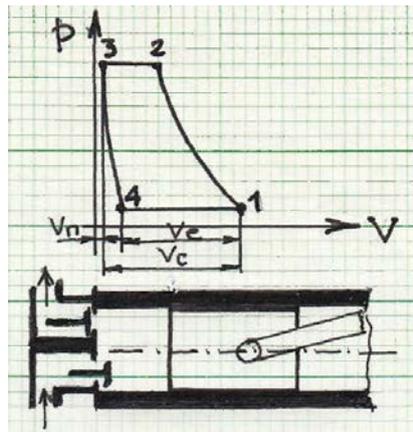


Figure 2: Diagramma Limite con spazio morto.

Questo comporta che alla fine della mandata rimanga nello spazio morto un volume di gas V_n a pressione p_2 .

A valvole chiuse, durante il primo tratto della corsa retrograda dello stantuffo il gas si espande fino alla pressione p_1 (il punto 4 é il punto di fine espansione). Supponendo che le trasformazioni di compressione ed espansione siano isoentropiche e che abbiano le stesse temperature estreme, in sede limite non si avrebbe alcun surplus di lavoro specifico a causa dello spazio morto. Quest'ultimo invece in sede reale, incide negativamente sul volume di gas elaborato rispetto all'ipotesi $V_e = V_c$.

Ricapitolando:

- **Volume nocivo o volume di spazio morto:** caratteristica geometrica del compressore alternativo, necessaria per la corretta apertura delle valvole. La sua presenza non permette allo stantuffo di espellere tutto il gas compresso e comporta quindi una riduzione del volume di gas elaborato.

$$V_N = V_3 \quad (3)$$

- **Cilindrata:** differenza tra il volume massimo (stantuffo al PMI) ed il volume minimo della camera (stantuffo al PMS).

$$V_c = V_1 - V_3 = V_1 - V_N = c \pi d^2 / 4 \quad (4)$$

dove c é la corsa, ovvero lo spazio percorso dallo stantuffo nel suo moto alternativo tra le due posizioni estreme.

- **Volume elaborato:** volume di gas che entra nel cilindro ad ogni ciclo.

$$V_e = V_1 - V_4 \quad (5)$$

Tutti i volumi sopra citati sono riferiti ad ogni giro del manovellismo ovvero ad ogni ciclo.

1.2 Rendimento volumetrico

A proposito della riduzione del volume elaborato causata dal volume nocivo, si definisce rendimento volumetrico η_v (o più correttamente coefficiente di riempimento λ_v della macchina), il rapporto tra la massa di gas effettivamente aspirato dal compressore nel volume V_e e la massa di gas che occuperebbe la cilindrata V_c nelle condizioni di aspirazione.

$$\eta_v = \frac{V_e}{V_c} = \frac{V_1 - V_4}{V_c} \quad (6)$$

Il rendimento volumetrico può essere espresso (13) in funzione del grado di spazio morto μ (7) e del rapporto di compressione β (9). Essendo il grado di spazio morto definito come:

$$\mu = \frac{V_N}{V_c} = \frac{V_3}{V_c} \quad (7)$$

in prima istanza si può scrivere:

$$\eta_v = \frac{V_e}{V_c} = \frac{V_c + V_3 - V_4}{V_c} = 1 - \frac{V_4 - V_3}{V_c} = 1 - \frac{\left(\frac{V_4}{V_3} - 1\right) V_3}{V_c} = 1 - \mu \left(\frac{V_4}{V_3} - 1\right) \quad (8)$$

Introducendo il rapporto di compressione β (che è dato dal rapporto fra le pressioni alla mandata e all'aspirazione):

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad (9)$$

e ricordando che, in sede limite, la trasformazione di espansione 3-4 è isentropica, si può scrivere:

$$pV^k = \text{cost} \quad (10)$$

Nel nostro caso:

$$p_3 V_3^k = p_4 V_4^k \quad (11)$$

ovvero:

$$\frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{1/k} = \beta^{1/k} \quad (12)$$

Da cui, infine:

$$\eta_v = 1 - \mu \left(\beta^{1/k} - 1\right) \quad (13)$$

Considerando invece trasformazioni politropiche, al posto di k si deve considerare il coefficiente della politropica di espansione m' .

$$pV^{m'} = \text{cost} \quad (14)$$

$$p_3 V_3^{m'} = p_4 V_4^{m'} \quad (15)$$

Da cui:

$$\eta_v = 1 - \mu \left(\beta^{1/m'} - 1\right) \quad (16)$$

Dall'espressione di η_v in funzione di β , si può immediatamente osservare che il rendimento è unitario per $\beta = 1$, ossia quando sono nulle le fasi di compressione ed espansione. Questa condizione potrebbe essere assimilata al funzionamento a vuoto (in sede limite) del compressore ovvero quando il compressore aspira e trasferisce il fluido elaborato fra ambienti che si trovano alla medesima pressione. In questo caso, il rendimento volumetrico è unitario ma il diagramma degenerando nell'isobara inferiore comporta anche un assorbimento nullo di potenza ($p_2 = p_1$). In altre parole, fase di mandata e aspirazione coincidono non essendoci compressione ed espansione, per cui $V_c = V_e$ da cui $\eta_v = 1$.

Al crescere di β , il rendimento diminuisce progressivamente come si può notare anche dalla figura 3 osservando appunto che all'aumentare di β , il volume elaborato V_e , a parità di cilindrata V_c , diminuisce e di conseguenza anche il η_v .

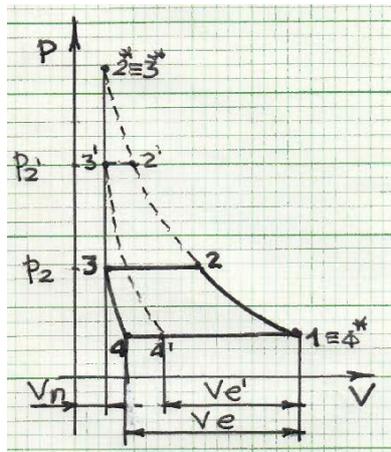


Figure 3: Influenza del rapporto di compressione sul volume elaborato dal compressore.

In condizioni limite ($2^* \equiv 3^*$) non ci sono più fasi di mandata e di aspirazione e di conseguenza l'espansione e la compressione sono rappresentate dalla stessa adiabatica (si sta soltanto comprimendo ed espandendo).

In questo caso il volume elaborato è ovviamente nullo per cui il rendimento volumetrico è uguale a zero. Questo è un caso puramente didattico, in quanto oltre all'inutilità pratica vi è anche l'impossibilità di raggiungere pressioni così elevate. Per $\eta_v = 0$ si ha:

$$\eta_v = 1 - \mu(\beta^{1/k} - 1) = 0 \quad \beta_{lim} = \left(1 + \frac{1}{\mu}\right)^k \quad (17)$$

Da questa espressione si deduce che, al crescere del grado di spazio morto, il β_{lim} si riduce.

Il valore di μ può variare in funzione delle caratteristiche costruttive dei compressori fra 0,025 e 0,1, per cui i valori di β_{lim} sono molto elevati. Per non abbassare eccessivamente il rendimento volumetrico ci si mantiene abbondantemente al di sotto di essi.

Abbiamo trovato i due limiti per η_v in funzione di β e μ . Si possono ora riportare le curve, che saranno differenti per ogni μ , su un piano ($\beta - \eta_v$).

Dalle precedenti considerazioni e osservando il grafico di figura 5 è evidente che se si vogliono raggiungere valori elevati del rapporto di compressione è conveniente effettuare la compressione in più stadi, ognuno con basso valore di β (6 ÷ 7).

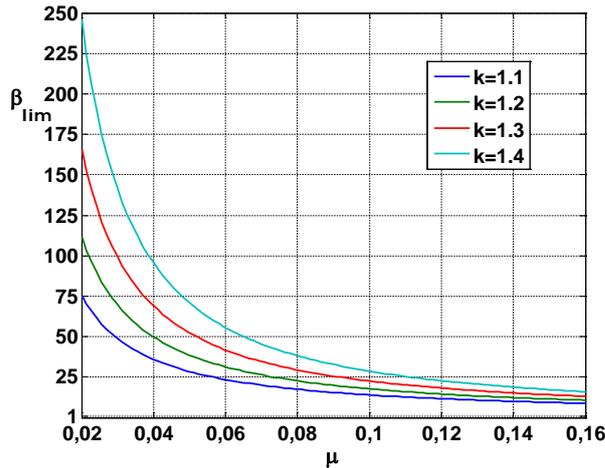


Figure 4: Andamento del β_{lim} al variare di μ .

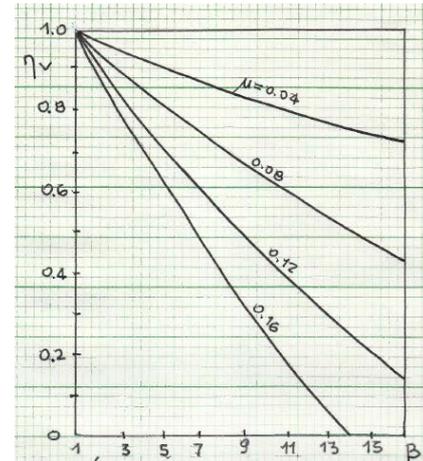


Figure 5 Andamento di η_v in funzione di β al variare di μ .

1.3 Ciclo Reale

Il diagramma considerato finora era basato sull'ipotesi di una macchina ideale. Il diagramma reale (diagramma indicato), che viene determinato sperimentalmente, si discosta da quello limite sostanzialmente per tre fattori:

- Le caratteristiche reali del fluido e in particolare la viscosità, responsabile delle perdite di carico all'aspirazione e alla mandata;
- la presenza di perdite per fughe del fluido;
- l'interazione termica tra il fluido e le pareti della macchina a contatto con esso.

Le perdite di carico (Fig. 6) che si manifestano durante l'attraversamento dei condotti, dell'eventuale filtro e delle valvole, fanno sì che durante la fase di aspirazione del fluido la pressione nel cilindro sia inferiore a quella ambiente. Nella fase di mandata, la pressione nel cilindro deve essere superiore a quella del serbatoio di scarico, in modo da compensare le perdite di carico attraverso la valvola di mandata.

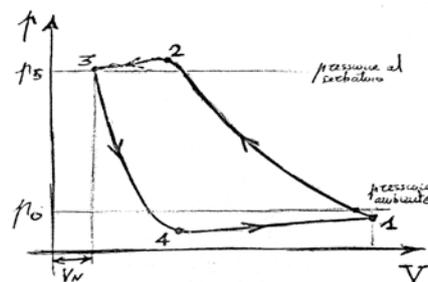


Figure 6: Diagramma indicato.

Per quanto riguarda le perdite per fughe di fluido, la più rilevante é la perdita di gas che, per imperfetta chiusura della valvola di aspirazione, affluisce nel condotto, oppure rientra nel

cilindro attraverso la valvola di mandata, in quanto questa si chiude in ritardo.

D'altra parte la presenza degli scambi termici (Fig. 7a e 7b) tra fluido e pareti fa sì che le trasformazioni di compressione ed espansione non siano adiabatiche isoentropiche ma politropiche. Riferendosi al piano (T-S), vediamo l'andamento delle trasformazioni che può subire una particella di fluido che si trova nello spazio morto.

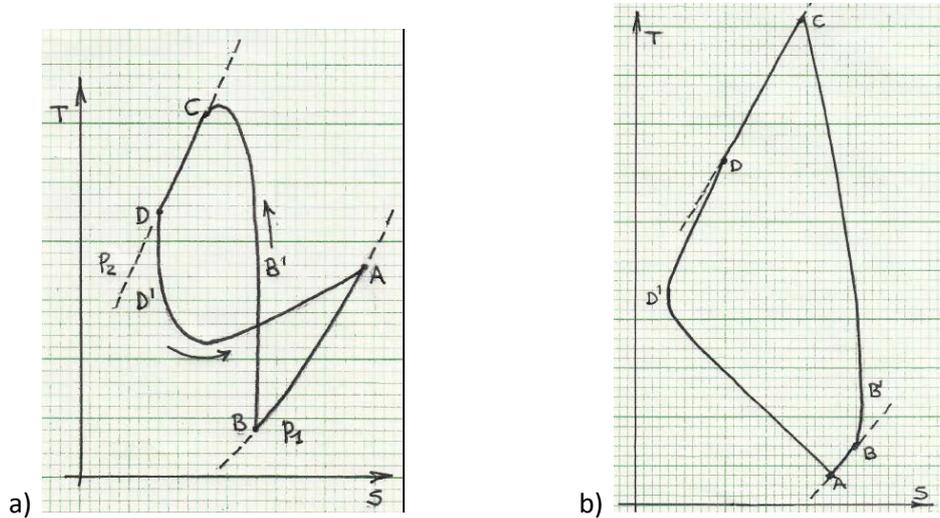


Figure 7: Ciclo del gas dello spazio morto - effetto degli scambi termici.

1. **Trasformazione B-B'**: In genere, all'inizio della fase di compressione B-C il gas è più freddo delle pareti che quindi riceve una piccola quantità di calore.
2. **Trasformazione B'-C**: L'aumento della temperatura del gas, causato dalla compressione, fa sì che il gas si porti a una temperatura superiore a quella delle pareti (punto B'). Si ha quindi sottrazione di calore, in quantità sempre maggiore avvicinandosi alla pressione massima, il che comporta una diminuzione di entropia se si trascura (come abitualmente si fa nello studio delle macchine volumetriche), il lavoro d'attrito fluidodinamico.
3. **Trasformazione C-D**: Durante la fase di mandata si ha ancora scambio di calore verso le pareti e conseguente diminuzione della temperatura.
4. **Trasformazione D-D'**: Durante il primo tratto dell'espansione il gas si raffredda ma essendo ancora più caldo delle pareti comporta una diminuzione di entropia.
5. **Trasformazione D'-A**: Il gas, più freddo delle pareti, comincia ad assorbire calore in quantità sempre maggiore avvicinandosi al punto di fine espansione A (aumento di entropia).
6. **Trasformazione A-B**: Il gas residuo nello spazio morto, le cui condizioni termodinamiche sono rappresentate dal punto A, si miscela con il gas aspirato, per cui le condizioni della miscela formatasi alla pressione p_1 saranno caratterizzate da una temperatura intermedia fra quella del punto A e quella di aspirazione. Durante la corsa di aspirazione lo scambio termico con le pareti prosegue con cessione di calore al gas, per cui, al termine di questa fase, il gas è rappresentato nelle sue condizioni termodinamiche dal punto B. Se la temperatura del gas aspirato è molto più bassa di quella del punto A (fig. 7a) allora la temperatura di fine aspirazione $T_B < T_A$, mentre se la temperatura del gas aspirato risulta piuttosto alta (fig. 7b) la temperatura T_B risulterà, anche se di poco, superiore a quella del punto A.

Il lavoro perduto dall'unità di massa di gas è rappresentato ancora nel grafico di Fig. 7 dall'area

del diagramma, che è rappresentativo dell'evoluzione di un'unità di massa che percorre l'intero ciclo; l'unica porzione di massa che percorre interamente il ciclo di lavoro è quella del gas contenuto nel volume di spazio morto al termine della fase di scarico. Per tale motivo al diagramma di Fig. 7 si dà anche il nome di ciclo del gas dello spazio morto. In fig. 7a si nota che una parte del diagramma è percorso in senso antiorario e la restante in senso orario. Nel caso in cui le due aree così delimitate fossero uguali (caso limite) il lavoro perduto, a causa del volume nocivo, risulterebbe nullo. Nella realtà il gas di spazio morto non si comporta come una "molla perfetta", ovvero, una volta compresso, a causa degli scambi termici, non restituisce in espansione tutto il lavoro assorbito.

1.4 Lavoro Reale

Formuliamo l'espressione del lavoro teorico limite (L_{th}) riferendoci al diagramma limite riportato in Fig. 8 (piano p-V)

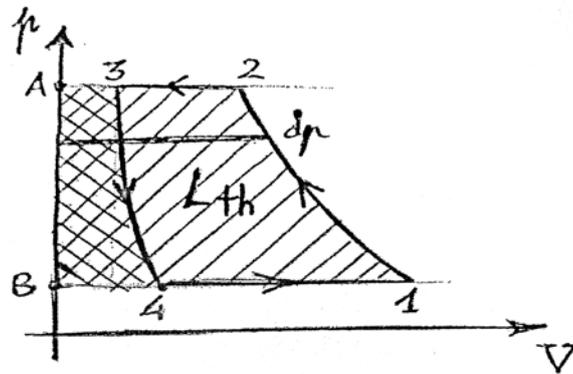


Figure 8: Lavoro limite teorico.

Sappiamo che il lavoro teorico è dato dall'area delimitata dal diagramma limite:

$$L_{th} = A_{12AB1} - A_{3AB43} = \int_1^2 V dp - \int_3^4 V dp \quad (18)$$

Ossia è uguale all'area interna del ciclo 1-2-3-4. Dato che ci stiamo ora riferendo al caso limite, le trasformazioni sono isoentropiche. Considerando l'equazione di Gibbs $dh = T ds + v dp$, per $ds = 0$ si ha $dh = v dp$. Essendo per definizione $dh = c_p dT$ e ricordando il primo integrale dell'Eq. (18), si ha:

$$\int_1^2 V dp = m \int_1^2 v dp = m \int_1^2 dh = m \int_1^2 c_p dT = m c_p (T_2 - T_1) \quad (19)$$

Considerando che:

$$c_p - c_v = R \quad (20)$$

$$c_p / c_v = k \quad (21)$$

ricavando il c_p dalla Eq. (20) si ha:

$$c_p \left(1 - \frac{c_v}{c_p}\right) = R \rightarrow c_p \left(1 - \frac{1}{k}\right) = R \rightarrow c_p = \frac{kR}{k-1} \quad (22)$$

Inoltre sappiamo che per l'adiabatica isoentropica 1-2 di compressione vale:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (23)$$

Riscriviamo nuovamente il primo integrale dell'Eq. (18):

$$\int_1^2 V dp = mc_p(T_2 - T_1) = mc_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = m \frac{kR}{k-1} T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (24)$$

Dall'equazione dei gas perfetti:

$$\int_1^2 V dp = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (25)$$

Analogamente, per il secondo integrale si ha:

$$\int_4^3 V dp = \frac{k}{k-1} p_4 V_4 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (26)$$

Da cui possiamo in definitiva riscrivere l'Eq. (18):

$$L_{th} = \frac{k}{k-1} p_1 (V_1 - V_4) \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = \frac{k}{k-1} p_1 V_e \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (27)$$

essendo $p_4 = p_1$ e $V_e = V_1 - V_4$: La potenza teorica sarà:

$$P_{th} = L_{th} \frac{n}{60} = \frac{k}{k-1} p_1 V_e \frac{n}{60} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = \frac{k}{k-1} p_1 Q \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (28)$$

dove n indica il numero di giri al minuto e Q é la portata volumetrica data da

$$Q = V_e \frac{n}{60} = V_c \frac{n}{60} \eta_v = \frac{\pi d^2}{4} c \frac{n}{60} \eta_v \quad (29)$$

dove c é la corsa del pistone e d il suo alesaggio. In realt  non si é soliti scrivere la potenza in termini di portata volumetrica, ma é pi  comune scriverla in termini di portata massica

$$P_{th} = \frac{k}{k-1} p_1 \frac{\dot{m}}{\rho_1} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (30)$$

In termini di lavoro specifico assorbito dal compressore:

$$\dot{L}_{th} = \frac{P_{th}}{\dot{m}} = \frac{k}{k-1} p_1 \frac{1}{\rho_1} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (31)$$

Il lavoro reale che facciamo coincidere con l'area del diagramma indicato (Fig.6), e che chiameremo *Lavoro indicato*, deve tenere conto di tutti gli effetti che avevamo visto precedentemente per la sua determinazione:

- **Trasformazioni politropiche**, per cui:

$$\dot{L}_{th} = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) - \frac{m'}{m'-1} p_1 V_4 \left(\beta^{\frac{m'-1}{m'}} - 1 \right) \quad (32)$$

con m ed m' coefficienti della politropica di compressione ed espansione. Nel caso in cui siano uguali:

$$\dot{L}_{th} = \frac{m}{m-1} p_1 V_e \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad (33)$$

- **Perdite di carico e fughe di fluido**: Si introduce un rendimento interno che chiameremo *rendimento indicato*, dato dal rapporto tra il lavoro limite teorico assorbito e il lavoro reale indicato assorbito dal compressore:

$$\eta_i = \frac{L_{th}}{L_i} = \frac{P_{th}}{P_i} \quad (34)$$

dove P_i é la potenza indicata.

- **Perdite meccaniche**: Per tenere in considerazione le perdite per attrito, introduciamo il *rendimento meccanico*, definito come rapporto tra il lavoro indicato e il lavoro effettivo assorbito dal compressore:

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_{eff}} = \frac{P_i}{P_{eff}} \quad (35)$$

Combinando questi due rendimenti si ottiene il rendimento complessivo del compressore η_c , e quindi la potenza effettiva:

$$\eta_c = \frac{P_{th}}{P_i} \frac{P_i}{P_{eff}} = \frac{P_{th}}{P_{eff}} = \frac{L_{th}}{L_{eff}} \rightarrow P_{eff} = \frac{P_{th}}{\eta_c} \quad (36)$$

Curve caratteristiche

Tenendo conto delle considerazioni espone nei paragrafi precedenti nel caso di un compressore alternativo monostadio la portata volumetrica è determinata dalla relazione 29):

$$Q = V_e \frac{n}{60} = V_c \frac{n}{60} \eta_v = \frac{\pi d^2}{4} c \frac{n}{60} \eta_v \quad (29)$$

Da questa si può ricavare la portata massica tenendo conto della densità:

$$m = \rho Q$$

Il valore della densità all'aspirazione può essere ricavato facilmente dalle condizioni di pressione e temperatura all'aspirazione della macchina.

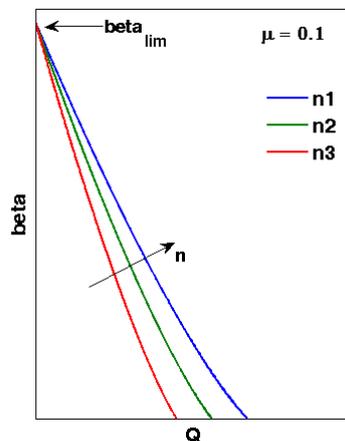


Figura 9 Curve caratteristiche di un compressore alternativo

In ogni caso la portata, come per tutte le macchine volumetriche, è direttamente proporzionale alla velocità angolare per cui le curve caratteristiche teoriche, al variare del numero di giri, sono costituite da una serie di rette parallele all'asse delle ordinate. Le curve reali differiscono sensibilmente da quelle teoriche soprattutto a causa del rendimento volumetrico fortemente sensibile al valore della pressione di mandata, come evidenziato nella fig. 9.

1.5 Regolazione

La regolazione di un compressore volumetrico consiste nel variare la portata di mandata (Eq. 37), a parità di p_2 , in funzione delle esigenze dell'utenza.

$$Q = \eta_v V_c \frac{n}{60} \quad (37)$$

Fra i tre parametri che compaiono nell'Eq. 37 non si può agire sulla cilindrata ma solo su η_v ed n . I metodi di regolazione che vedremo sono i seguenti

- variazione della velocità
- discontinua (On-Off);
- valvole di regolazione;
- anticipo e ritardo chiusura valvole di regolazione (fasatura);
- volumi addizionali.

1.5.1 Regolazione della velocità

La regolazione della velocità del compressore costituisce, senz'altro, il metodo più efficiente ma richiede un motore a velocità variabile o un cambio di velocità. Il metodo è ampiamente utilizzato nel caso di azionamento tramite motori a combustione interna o turbine a vapore.

Nel caso di motori elettrici a corrente alternata questo metodo in passato era poco utilizzato perché richiedeva l'impiego di un cambio di velocità. Oggi sta diventando di più facile impiego perché si sta diffondendo sempre di più l'uso di un pilotaggio di questi motori a frequenza variabile, tramite inverter.

1.5.2 Regolazione discontinua (On-Off)

Consiste nell'arrestare il compressore per intervalli più o meno lunghi, quando il serbatoio ha raggiunto una determinata pressione, appena superiore a quella di utilizzazione. In altre parole, il compressore si accende e spegne automaticamente al fine di mantenere nel serbatoio la pressione stabilita. Questa regolazione grossolana agisce sul numero di giri n del compressore, ma è poco efficiente e pertanto costosa.

Questo tipo di regolazione è impiegato spesso con compressori di piccole o medie dimensioni azionati da motori elettrici quando è accettabile una variazione della pressione di erogazione entro un campo non troppo ristretto. Il funzionamento è regolato da un pressostato che stacca l'alimentazione al raggiungimento della pressione massima e la riattacca in corrispondenza della pressione minima. Al riguardo bisogna ricordare che la corrente di spunto di un motore elettrico è molto elevata, circa quattro volte la corrente a vuoto, e ciò può provocare problemi nel caso di grosse macchine. Per tale ragione questa tecnica può essere adottata solo se il numero di avviamenti orari è inferiore a 20.

1.5.3 Regolazione per strozzamento (laminazione all'aspirazione)

Nei compressori la regolazione per strozzamento, tramite valvola montata nel condotto di aspirazione, è un metodo molto semplice ed efficace. Infatti le perdite di carico, così introdotte, provocano un abbassamento della pressione di aspirazione, che determina un prolungamento dell'espansione con la riduzione della corsa utile di aspirazione e una conseguente riduzione del volume alla mandata, figura 10.

Questa regolazione di portata comporta una variazione del η_v , cercando al tempo stesso di mantenere costante la pressione di mandata. La figura 10 mostra un sistema automatico, azionato dalla pressione nel serbatoio di accumulo, 1, che permette di adattare con continuità la posizione della valvola di laminazione 4 e modificare di conseguenza la portata erogata dal compressore, 5, al valore richiesto dagli utilizzatori.

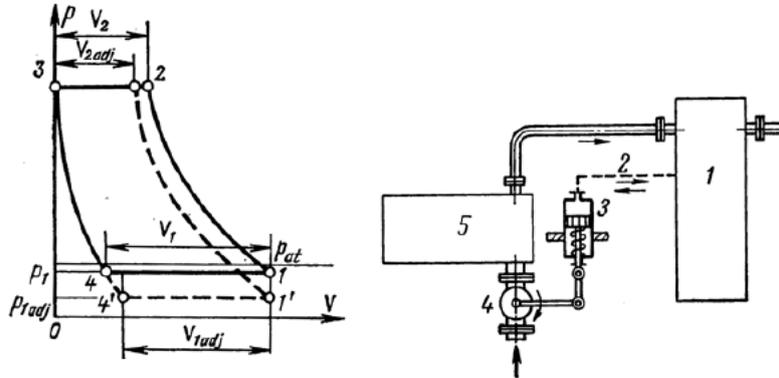


Figure 10: Laminazione all'aspirazione

Tale metodo é semplice e richiede scarso lavoro di regolazione, ma é poco economico per la forte diminuzione del rendimento. Si può constatare facilmente che l'impiego di una valvola di strozzamento posta alla mandata del compressore sarebbe molto meno vantaggiosa. La pressione p_1 rimarrebbe invariata mentre aumenterebbe la pressione di fine compressione con conseguenti problemi per le più elevate temperature raggiunte.

1.5.4 Regolazione per anticipo e ritardo chiusura valvole di aspirazione (fasatura)

Un altro sistema di regolazione della portata si basa sulla variazione della fasatura, ossia sull'anticipo o ritardo della chiusura delle valvole di aspirazione.

La valvola di aspirazione è, solitamente, a funzionamento automatico, tramite molle tarate, ma può essere asservito anche ad un sistema di comando ausiliario del tipo mostrato in fig. 11.

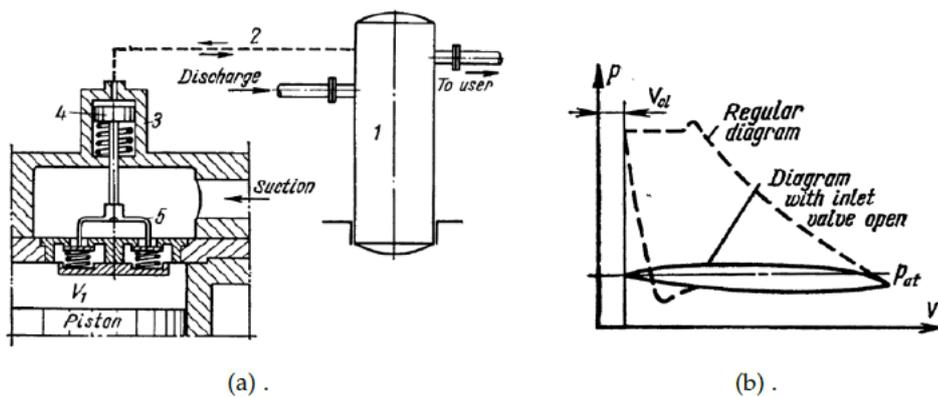


Figure 11: Regolazione per ritardata chiusura della valvola di aspirazione

Con questo sistema un aumento della pressione nel serbatoio, a seguito di una riduzione della portata richiesta, determina l'impossibilità di chiusura della valvola di aspirazione. Il diagramma indicato si riduce al diagramma di pompaggio a linea continua e si ha un

funzionamento a vuoto del compressore, con un dispendio di potenza dell'ordine del 15% di quella a pieno carico.

Con un sistema più complesso è possibile regolare il tempo di apertura, ritardando la chiusura della valvola, in modo da iniziare in ritardo la corsa di compressione e ottenere, così, una regolazione della corsa utile di mandata, analoga a quella ottenibile col sistema a strozzamento. Posticipando la chiusura della valvola di aspirazione, si ha l'espulsione della frazione 1-A del gas aspirato (fig. 12). In tal caso si ha la diminuzione di V_e e di η_v

Se invece si anticipa la chiusura delle valvole di aspirazione in A (fig. 13), nella rimanente corsa, anziché continuare l'aspirazione, si realizza l'espansione fino al punto 1', per cui, nella successiva corsa di rientro, l'inizio della compressione avviene a partire da tale punto e termina nel punto 2' al raggiungimento della pressione di mandata p_2 . Il lavoro del processo in questo caso è ridotto in quanto è minore la massa di gas elaborata.

Questi sistemi sono convenienti dal punto di vista del rendimento ma presentano un onere costruttivo per quanto riguarda la distribuzione del gas.

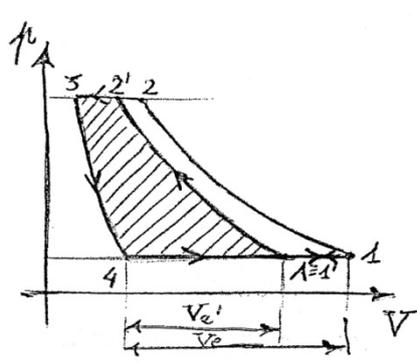


Figure 12: Ritardo nella chiusura della valvola di aspirazione.

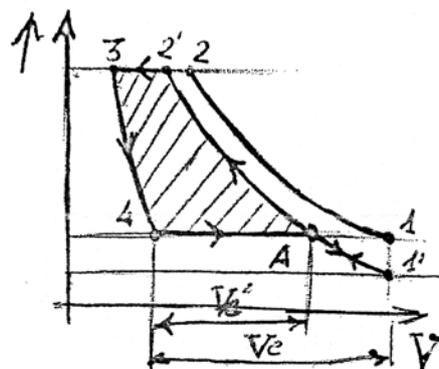


Figure 13: Anticipo nella chiusura della valvola di aspirazione.

1.5.5 Regolazione per variazione dello spazio morto (volumi aggiuntivi)

La grandezza dello spazio morto è uno dei parametri che condizionano maggiormente il volume aspirato da un compressore alternativo e, pertanto, può essere opportunamente utilizzata per ottenere una regolazione continua della portata.

Questo sistema di controllo può essere realizzato mettendo il cilindro in comunicazione con delle capacità aggiuntive, a volume fisso o variabile anche con continuità tramite lo spostamento, manuale o automatico, di un pistone.

All'aumentare dello spazio morto, ottenuto in figura 14 spostando verso sinistra l'asse delle ordinate, la pendenza delle trasformazioni di espansione e di compressione diventa meno ripida fino ad avere una sovrapposizione completa, con l'annullamento completo della portata. In tal modo diminuisce il rendimento volumetrico e quindi la portata.

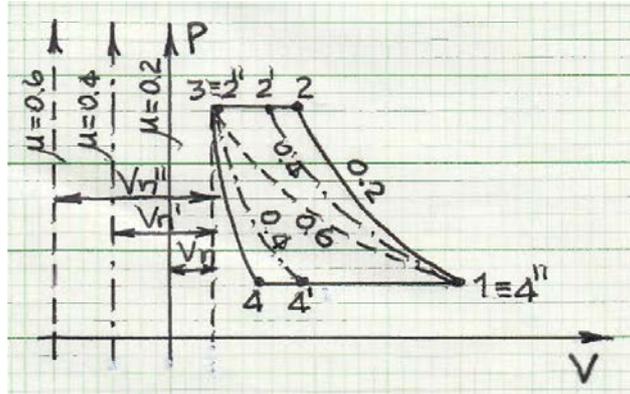


Figure 14: Regolazione per variazione dello spazio morto mediante volumi addizionali.

Come si vede dalla figura 14 anche in questo caso diminuisce il volume elaborato, in seguito alla variazione di η_v .

$$\mu' = \frac{V_N + V_{ADD}}{V_c} \rightarrow \mu' > \mu \quad (38)$$

Il rendimento volumetrico diminuisce (Eq. 39),

$$\eta'_v = 1 - \mu'(\beta^{\frac{1}{k}} - 1) \rightarrow \eta'_v < \eta_v \quad (39)$$

e così anche la portata volumetrica (Eq. 40):

$$Q' = V_c \frac{n}{60} \eta'_v \rightarrow Q' < Q \quad (40)$$

La conseguenza dell'aumento del volume nocivo é che la trasformazione di compressione termina nel punto 2', e quindi la mandata presenta un volume inferiore al precedente. Analogamente, la trasformazione di espansione termina nel punto 4' per cui l'aspirazione presenterà un volume elaborato inferiore. Questo risultato si giustifica considerando che per raggiungere la medesima pressione finale ma con un volume maggiore bisogna realizzare una riduzione superiore del volume iniziale. In sede limite, si può scrivere una relazione del tutto analoga all'Eq. (12),:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1 + V_{ADD}}{V'_2 + V_{ADD}} \right)^k \quad (41)$$

Essendo p_2 , p_1 e k costanti:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1 + V_{ADD}}{V_2' + V_{ADD}} \rightarrow V_2' = -V_{ADD} + (V_1 + V_{ADD}) \frac{V_2}{V_1} = V_2 + V_{ADD} \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right) \quad (42)$$

essendo $V_2/V_1 < 1$ allora $(V_2/V_1 - 1) < 0$ in quanto fra 1 e 2 vi è un processo di compressione e di conseguenza $V_2' < V_2$. Lo stesso ragionamento si può ripetere per la trasformazione di espansione sempre a partire dall'Eq. (12), si può scrivere:

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_4' + V_{ADD}}{V_3 + V_{ADD}} \right)^k \quad (43)$$

Essendo p_4 , p_3 e k costanti:

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4' + V_{ADD}}{V_3 + V_{ADD}} \rightarrow V_4' = -V_{ADD} + (V_3 + V_{ADD}) \frac{V_4}{V_3} = V_4 + V_{ADD} \left(\frac{V_4}{V_3} - 1 \right) \quad (44)$$

Con considerazioni analoghe si dimostra che $V_4' > V_4$, e in definitiva, che il volume elaborato diminuisce insieme a η_v e Q .

1.6 Compressori Volumetrici Polistadio

Le configurazioni costruttive utilizzate per i compressori alternativi sono molteplici e prevedono soluzioni in parallelo per aumentare la portata e in serie per aumentare le pressioni, utilizzando sia pistoni a semplice effetto che a doppio effetto.

I rapporti di compressione manometrici sono dell'ordine 6 – 7 bar nelle soluzioni monostadio per piccole portate, e scendono a valori fino a 4 per le alte portate. Le ragioni che impediscono di raggiungere con un solo cilindro rapporti di compressione elevati sono:

- il pericolo di temperature finali di compressione tanto alte da provocare inceppamenti o deformazioni delle valvole automatiche;
- rendimenti eccessivamente scarsi - ricordando che $\eta_v = 1 - \mu (\beta^{1/k} - 1)$. Il rapporto di compressione massimo accettabile per compressori monostadio è $\beta = 6 \div 10$. Valori superiori sarebbero possibili in linea teorica, ma irrealizzabili nella pratica, per le alte temperature raggiunte al termine della fase di compressione.

Compressori Volumetrici Polistadio Interrefrigerati

Nel caso dei compressori con più stadi in serie è sempre presente anche una refrigerazione intermedia tra due stadi successivi e in questo modo si riesce a lavorare facilmente con esponenti della politropica equivalente sensibilmente inferiori a quello dell'isoentropica come mostrato nella fig. 15a. In realtà la refrigerazione intermedia non sostituisce la normale refrigerazione di cilindri e testata ma si aggiunge a quest'ultima per cui le trasformazioni sono meglio rappresentate nella figura 15a dal diagramma sul piano p-V a destra. In questo caso

l'esponente della trasformazione equivalente può raggiungere un valore dell'ordine di 1,2 quindi molto vicino quello dell'isoterma.

Se si vuole arrivare a pressioni elevate (Es. pressioni di $200 \div 300$ [bar]) si deve fare un processo in più stadi con interposizione di refrigeratori (compressori politstadio interrefrigerati). Questa soluzione è vantaggiosa in quanto porta ad una diminuzione del lavoro necessario alla compressione e migliora il rendimento meccanico.

Esaminiamo nel piano $T-S$ il caso limite per vedere come la refrigerazione porti ad una diminuzione del lavoro di compressione. L'area tratteggiata in figura 15b rappresenta il lavoro risparmiato con la refrigerazione intermedia.

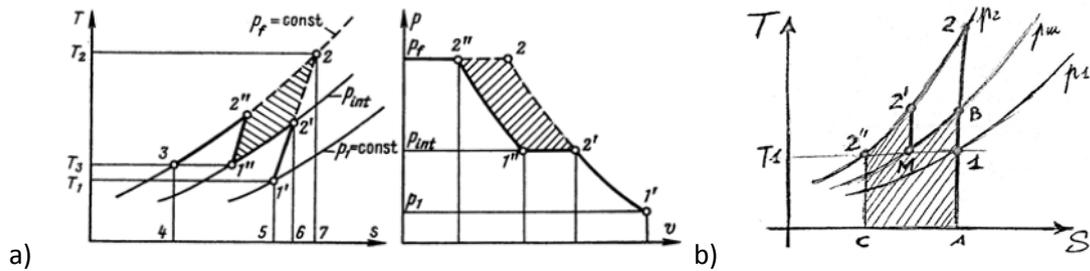


Figure 15: Compressore a due stadi interrefrigerato nel piano T-S.

Se si eseguisse la compressione in un solo stadio, il lavoro di compressione limite sarebbe dato dall'area $A-2-2''-C$. Supponendo invece di eseguire la compressione in due stadi, e di refrigerare alla pressione intermedia p_m in modo da riportare il fluido alla temperatura iniziale T_1 , la compressione avviene lungo la spezzata $1-B-M-2'$ e il lavoro di compressione è dato dall'area $A-B-M-2'-2''-C$. Quindi, rispetto al caso senza interrefrigerazione si è risparmiato il lavoro $B-2-2''-M$. Nel caso reale (adiabatica irreversibile) il risparmio percentuale sul lavoro è ancora maggiore.

Le soluzioni costruttive adottate maggiormente prevedono l'impiego di pistoni differenziali, con diversi stadi in un unico cilindro, oppure stadi realizzati con cilindri separati. Nel seguito vengono analizzati due esempi di queste soluzioni.

Compressore a 2 stadi con pistone differenziale a doppio effetto.

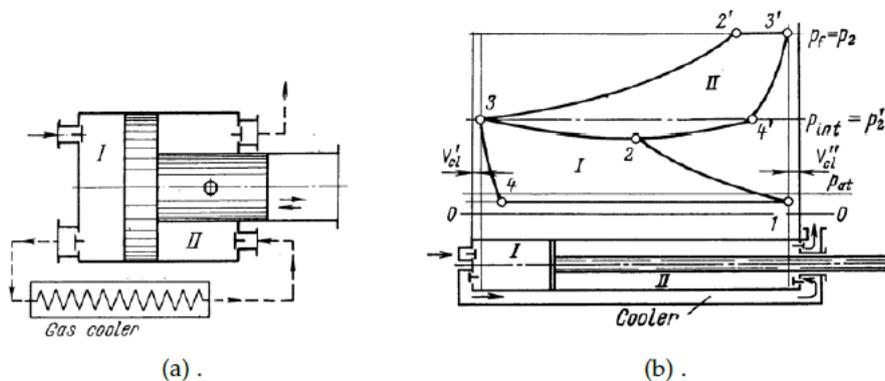


Figure 16 Pistone differenziale a doppio effetto.

L'asta di comando ha un diametro considerevole per tenere conto della riduzione di volume che avviene nel primo stadio, (fig.16), e il suo diametro andrà calcolato tenendo conto del

rapporto di compressione del primo stadio, dove in genere si ha $\beta = 5-6$. Sulla parte destra della figura 16 sono mostrati, in sovrapposizione, i diagrammi indicati dei due stadi. Da notare che i due diagrammi sono contrapposti rispetto all'asse delle ascisse, in analogia col funzionamento dei due stadi, per cui lo zero per il diagramma dello stadio II, in alto, è sulla destra. Altra osservazione da fare riguarda la coordinata dello stesso asse, che non può essere il volume, diverso nei due casi, bensì la corsa comune del pistone.

Nelle macchine con pistoni a doppio effetto, come questa, gli stadi sono in contro fase con uno sfasamento di 180° , quindi quando in uno stadio si ha la corsa di espansione e aspirazione, nell'altro avviene la compressione seguita dall'espulsione.

La fase di aspirazione nel primo stadio, alla pressione $p_1 < p_{atm}$ se si aspira dall'esterno, inizia dopo l'espansione della carica intrappolata nello spazio morto, fino al punto 1, al PMI, che corrisponde al PMS dello stadio II. Quando il pistone inizia la sua corsa di ritorno l'aria è compressa nel primo cilindro mentre espande nel secondo. In quest'ultimo l'espansione continua fino alla pressione esistente nello scambiatore, che è pari alla pressione di mandata del primo stadio, punto 4'.

A questo punto si apre la valvola di aspirazione e l'espansione continua, a causa della temperatura inferiore nello scambiatore, fino al punto 2, quando nello scambiatore viene raggiunta la pressione esistente nel primo cilindro, determinando l'apertura della sua valvola di mandata.

Durante la mandata del cilindro I continua l'aspirazione del cilindro II e temperatura e pressione nello scambiatore salgono a causa dell'aria calda in arrivo, fino al punto 3. Con la chiusura delle valvole al punto morto lo scambiatore viene isolato e l'aria si raffredda mentre nei due cilindri avviene l'espansione e la successiva aspirazione, nel primo, e la compressione e la mandata finale, nel secondo. Un sistema come questo è ben equilibrato, con le compressioni che si susseguono ogni mezzo giro, limitando le pulsazioni della coppia resistente, e di quella motrice, per cui sono sufficienti volani di piccole dimensioni.

Compressore a 2 stadi con pistone differenziale a semplice effetto.

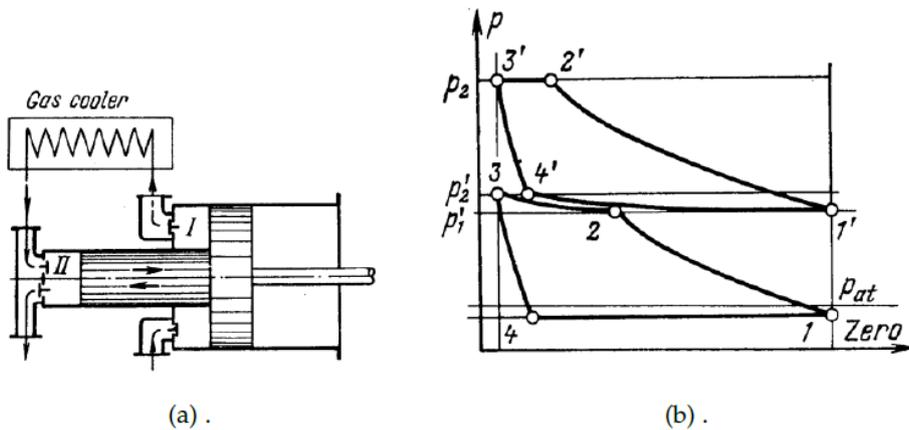


Figura 17: Stadi in serie con refrigerazione intermedia.

In questa soluzione, il funzionamento dei due cilindri è in fase e l'aria pompata dal cilindro I si accumula nello scambiatore raffreddandosi prima che venga aspirata dal cilindro II. Pertanto durante la corsa di aspirazione del secondo cilindro l'aria già presente si raffredda e continua l'espansione fino alla pressione p_1' , la stessa che trova il primo cilindro quando inizia la mandata, che avviene a pressione crescente a causa del miscelamento dell'aria fredda presente nello scambiatore con quella calda in arrivo. Per questo motivo le due trasformazioni,

di aspirazione, 4'-1', nel secondo cilindro, e di mandata, 2-3, nel primo sono sovrapposte e non hanno punti in comune.

Come già evidenziato le trasformazioni omologhe avvengono contemporaneamente nei due cilindri per cui la coppia resistente è mal distribuita e concentrata ad ogni giro e si deve ricorrere all'impiego di grossi volani per regolarizzare il moto. Questa soluzione è, generalmente, impiegata in compressori con più di due stadi, dove qualcuno di essi lavora sempre in contro fase.

Come fatto notare precedentemente, l'inclinazione della politropica di compressione è diversa da quella della politropica di espansione, in quanto durante la prima lo scambio termico avviene sia col cilindro che con la testata, mentre durante la seconda, a corsa ridotta, avviene prevalentemente con la testata. Pertanto l'espansione è più vicina ad una adiabatica reale, mentre la compressione è caratterizzata da un esponente $m < k$.

Lavoro totale

Il lavoro di compressione totale è dato dalla somma dei lavori dei singoli stadi. Per un compressore con z stadi si ha:

$$L_{tot} = \sum_{i=1}^z L_i \quad (45)$$

Nel caso di due stadi vale:

$$L_{tot} = L_I + L_{II} \quad (46)$$

Ricordando l'Eq. (34) e l'Eq (33), essendo T_1 costante per tutti gli stadi, si ha:

$$L_{tot} = \frac{k}{k-1} RT_1 \sum_{i=1}^z (\beta_i^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (47)$$

La condizione che rende minimo il lavoro assorbito in una compressione polistadio con refrigerazione intermedia fino alla temperatura iniziale, è quella di uguale rapporto di compressione β per ogni stadio. In tal caso si avrebbe:

$$\beta_i = \beta_I = \beta_{II} = \dots = \beta_z = cost \quad (48)$$

per cui:

$$\beta_{tot} = \beta_i^z \quad (49)$$

e passando ai logaritmi:

$$\ln(\beta_{tot}) = \ln(\beta_i^z) = z \ln(\beta_i) \quad (50)$$

da cui:

$$z = \frac{\ln(\beta_{tot})}{\ln(\beta_i)} \quad (51)$$

Il numero di stadi z di un compressore per la condizione di minimo lavoro assorbito è determinato con l'espressione (51). Ponendo, il valore del rapporto di compressione di stadio pari a $\beta = 6 \div 7$ si otterrà un numero di stadi z che per ovvi motivi sarà un numero intero. Se il risultato è un numero frazionario, si assumerà il valore immediatamente superiore da cui si potrà ricalcolare il valore del rapporto di compressione di stadio β_i da:

$$\beta_i = (\beta_{tot})^{1/z} \quad (52)$$

Il criterio di minimo lavoro richiesto, viene adattato alle circostanze costruttive, per limitare costi ed ingombri. Nella pratica conviene adottare rapporti di compressione di stadio lievemente diversi per i vari stadi (il rapporto di compressione più basso è quello del primo stadio, in modo da avere $\eta_{v,i}$ elevato).

1.7 Pompe Alternative

Le pompe alternative, come i compressori alternativi, sono impiegate per realizzare elevate prevalenze (incrementi di pressione di 200 bar) ma con portate ridotte. Hanno una struttura simile a quella delle macchine alternative, cioè sono composte da un cilindro all'interno del quale scorre uno stantuffo dello stesso diametro (con le opportune tolleranze). Esistono anche delle soluzioni dove il pistone ha un diametro molto più piccolo di quello del cilindro (pompe a stantuffo tuffante per alte pressioni e piccolissime portate). Le valvole sono disposte in prossimità di una delle due basi del cilindro e sono monodirezionali automatiche, a singola luce o a luci multiple. Spesso hanno l'otturatore a sfera.

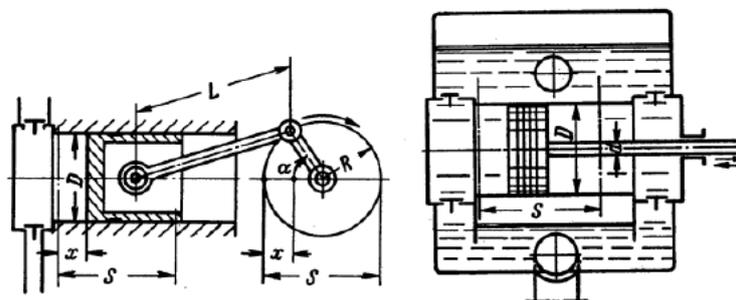


Figure 18: Pompe alternative semplici.

Durante la corsa di aspirazione, lo stantuffo determina una depressione all'interno del cilindro

che fa aprire la valvola automatica, collegata con il condotto di aspirazione e richiama il fluido all'interno del cilindro, il cui volume aumenta mano a mano che lo stantuffo si muove verso il punto morto inferiore, dove lo stantuffo inverte la corsa. Durante questa corsa si ha un aumento della pressione, che inizialmente determina la chiusura della valvola di aspirazione e l'aumento della pressione del liquido (a causa della diminuzione del volume della cavità) e, successivamente, l'apertura della valvola automatica di mandata. La pompa rappresentata (Fig: 18), di cui si è descritto il funzionamento, è detta a semplice effetto, ed è caratterizzata da un trasferimento del liquido solo durante la fase di mandata (erogazione discontinua e pulsante). Le pulsazioni della portata possono essere diminuite utilizzando una pompa a duplice effetto in cui al cilindro fanno capo due tubazioni di mandata e due di aspirazione. Durante la corsa di aspirazione da un lato del pistone, si realizza simultaneamente il trasferimento del fluido dalla valvola di mandata posta nell'altro capo del cilindro e viceversa quando la corsa si inverte. Così la mandata del liquido sarà continua anche se la portata rimane pulsante (ma con una maggiore frequenza di pulsazione). Per diminuire ulteriormente queste pulsazioni si possono usare pompe a due cilindri (duplex) in cui la mandata di un cilindro è sfasata di metà corsa rispetto all'altro, o a tre cilindri (triplex) con uno sfasamento di 120° tra di loro. In Fig. 19 viene riportato l'andamento della portata in funzione dell'angolo α della manovella per le diverse pompe. All'aumentare del numero dei cilindri diminuiscono le pulsazioni di portata. Tuttavia al fine di regolarizzare la portata il metodo più utilizzato è l'introduzione di una cassa d'aria posta sulla tubazione di mandata (Fig. 20).

Il polmone contiene aria nella parte superiore, mentre vi è il liquido in quella inferiore. Per effetto della variazione di pressione durante il ciclo, il polmone funge da smorzatore delle pulsazioni uniformando la portata nel tempo. Durante la mandata, una parte del liquido si riversa nella cassa, e la pressione dell'aria in esso aumenta. Quando la valvola di mandata della pompa si chiude, l'aria compressa nelle casse spinge l'acqua nella tubazione di mandata, regolarizzando la portata. Il ciclo operativo delle pompe alternative può essere rappresentato da un diagramma nel piano p - V . Nel caso ideale si ha un diagramma rettangolare (Fig. 21).

Il volume di spazio morto va sempre lasciato per permettere l'apertura delle valvole ma, il V_n delle pompe non è nocivo in virtù dell'incomprimibilità del fluido, che non potendo espandersi non influisce sul rendimento volumetrico.

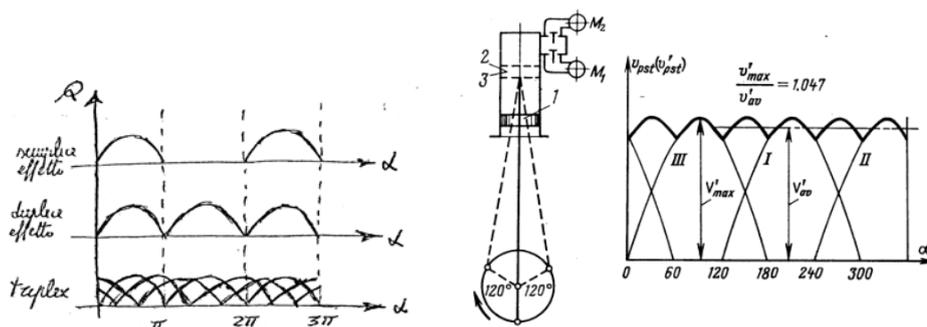


Figure 19: Pulsazione per pompe alternative a semplice effetto, duplex e triplex.

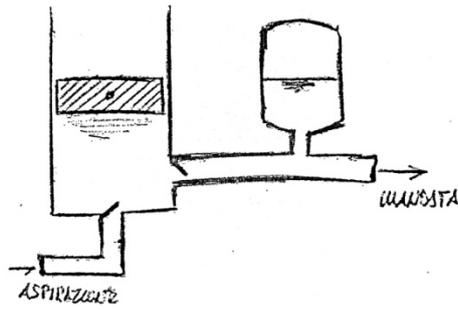


Figure 20: Pompa alternativa con cassa d'aria.

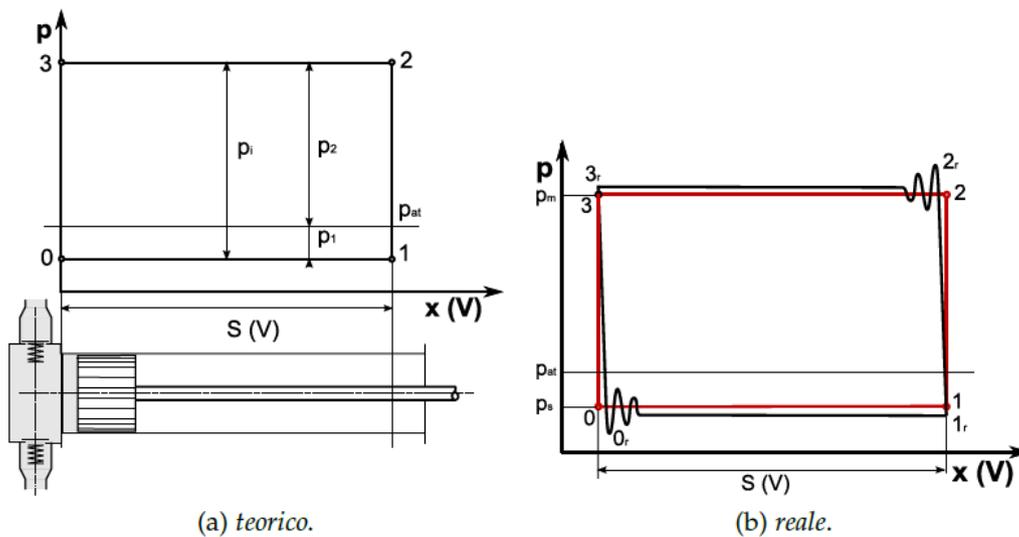


Figure 21 Diagramma indicato per una pompa alternativa, caso ideale e reale.

Il lavoro e la potenza fornita al fluido dalla pompa vengono calcolati in base alla differenza di pressione del fluido. Riferendosi ad una pompa monocilindrica in sede ideale il grafico é un rettangolo per cui:

$$L_{th} = V_c \Delta p \quad (53)$$

$$P_{th} = V_c \Delta p n/60 = Q_{th} \Delta p \quad (54)$$

e che in sede ideale sono uguali al lavoro e alla potenza assorbiti. Il diagramma reale si scosterà da quello ideale per diverse ragioni:

- **Perdite di carico ed inerzia delle valvole:** perché il liquido possa entrare nel cilindro é necessaria una depressione, così da compensare le perdite di carico e permettere l'apertura della valvola di aspirazione. Lo stesso discorso vale per la fase di mandata che inizierà ad una pressione superiore di quella di mandata p_2 in modo da vincere l'effetto di adesione delle valvole alle sedi (dovuto alla smerigliatura delle stesse) e la forza delle molle oltre alle perdite di carico nel condotto di mandata;
- **Comprimibilità del fluido:** I fluidi hanno un modulo di comprimibilità K , molto elevato ($K =$

1000 ÷ 2500 MPa) ma tuttavia non trascurabile alle elevate pressioni di lavoro. (N.B.: un K elevato comporta la necessità di maggiore lavoro per la compressione del fluido);

- **Gas disciolto nel liquido:** nei liquidi sarà sempre presente una certa quantità di gas disciolti. Questo, oltre che abbassare il coefficiente di comprimibilità, tende a fare oscillare le valvole (sfarfallare);
- **Trafilamenti attraverso le valvole:** Fanno sì che la portata effettivamente elaborata sia minore di quella teorica, e determinano l'inclinazione delle curve di compressione e espansione, come evidenziato nella Fig. 21 (N.B.: le inclinazioni possono essere anche dovute ad una tenuta non perfetta delle valvole).

Considerando tutte queste perdite, il lavoro e dunque la potenza indicati dalla pompa saranno maggiori. Il grafico, si modificherà come in figura 21b.

Il diagramma in Fig. 21 è riferito ad un giro dell'albero (corrispondente a 2 corse del pistone) e la sua area rappresenta l'energia ceduta al fluido dal pistone.

Per tenere conto di tutte le irreversibilità sopra elencate, occorre introdurre dei rendimenti. Teoricamente, una pompa a semplice effetto eroga, ad ogni corsa, un volume di liquido pari alla sua cilindrata:

$$V_c = \pi d^2 / 4 c \quad (55)$$

dove c è la corsa dello stantuffo e d è l'alesaggio del cilindro. Se la manovella compie n giri al minuto, la portata teorica erogata sarà:

$$Q_{th} = V_c \frac{n}{60} = \frac{\pi d^2}{4} c \frac{n}{60} \quad (56)$$

Quella a doppio effetto fornirà una portata doppia.

Il volume di liquido effettivamente erogato è sempre inferiore a quello teorico in quanto, come detto, ci saranno dei trafiletti di liquido attraverso le valvole, per cui la portata reale sarà inferiore a quella teorica. Inoltre, quando lo stantuffo arriva a fine corsa, la pressione continua a crescere anche se il volume non diminuisce. Ciò può portare ad elevate sollecitazioni e conseguenti rotture. Il sistema che si utilizza in tutti i circuiti è l'inserimento di una valvola di sicurezza automatica (detta valvola di Relief), a valle della pompa, che si aziona automaticamente quando si raggiunge la pressione di intervento prestabilita, per evitare rotture e per drenare l'acqua, che quindi ritorna al serbatoio (anche queste sono perdita volumetriche).

A questo proposito si introduce un rendimento volumetrico dato da:

$$\eta_v = \frac{Q_{reale}}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - \Delta Q}{Q_{th}} \quad (57)$$

Dove le ΔQ sono le perdite di portata. Da questa relazione si ha che la portata reale è data da:

$$Q_{reale} = \eta_v Q_{th} = \eta_v V_c \frac{n}{60} = \eta_v \frac{\pi d^2}{4} c \frac{n}{60} \quad (58)$$

La portata reale, a differenza di quella teorica, che rimane costante, diminuisce all'aumentare della pressione, così come il rendimento volumetrico.

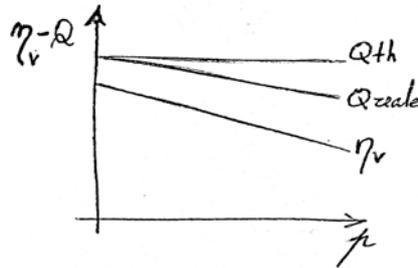


Figure 22: Andamento del rendimento volumetrico e della portata in funzione della pressione.

Queste perdite di portata avvengono attraverso giochi minimi, per cui il valore delle perdite volumetriche non sarà tanto elevato ($\eta_v = 0,95 \div 0,99$).

Per tener conto delle differenze fra il comportamento teorico e quello reale, bisogna introdurre il rendimento idraulico interno (rendimento interno della pompa), dato da:

$$\eta_\lambda = \frac{L_{th}}{L_i} = \frac{P_{th}}{P_i} \quad (59)$$

Dove L_{th} ed P_{th} sono il lavoro e la potenza ceduti al fluido della pompa in sede limite, L_i ed P_i sono invece lavoro e potenza indicati. La potenza fornita al fluido é:

$$P_F = Q_{reale} \Delta p = \eta_v Q_{th} \Delta p = \eta_v P_{th} \quad (60)$$

La potenza indicata é data da:

$$P_i = \frac{P_{th}}{\eta_\lambda} = \frac{Q_{th} \Delta p}{\eta_\lambda} = \frac{Q_{reale} \Delta p}{\eta_\lambda \eta_v} = \frac{V_e \frac{n}{60} \Delta p}{\eta_\lambda \eta_v} \quad (61)$$

Dove V_e é il volume di liquido effettivamente elaborato. Per quanto riguarda il rendimento meccanico, dovuto agli attriti nei vari organi (come cuscinetti e perni):

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_{eff}} = \frac{P_i}{P_{eff}} \quad (62)$$

Dove L_{eff} e P_{eff} sono il lavoro e la potenza effettivamente assorbiti dalla pompa. La potenza effettivamente assorbita può essere scritta come:

$$P_{eff} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{Q_{reale} \Delta p}{\eta_\lambda \eta_v \eta_m} = \frac{V_e \frac{n}{60} \Delta p}{\eta_\lambda \eta_v \eta_m} = \frac{V_e \frac{n}{60} \Delta p}{\eta_p} \quad (63)$$

dove $\eta_p = \eta_\lambda \eta_v \eta_m$ (0.75 ÷ 0.80) é il rendimento della pompa che sar  dato dal rapporto tra la potenza fornita al fluido P_f e la potenza assorbita dalla pompa. Alcune volte si considerano rendimento idraulico e meccanico in un unico rendimento detto rendimento meccanico idraulico (η_{mh}). La potenza effettiva assorbita dalla pompa pu  essere scritta anche in termini di grandezze meccaniche, considerando la coppia C e la velocit  angolare ω dell'albero a gomiti che aziona lo stantuffo:

$$P_{eff} = C\omega = \frac{Q_{reale} \Delta p}{\eta_\lambda \eta_v \eta_m} = \frac{Q_{reale} \Delta p}{\eta_p} \quad (64)$$

da cui:

$$\eta_{mh} = \frac{Q_{th} \Delta p}{C\omega} = \frac{V_c \frac{n}{60} \Delta p}{C\omega} \quad (65)$$

Introduciamo al posto di V_c *cilindrata in cm³/giro*, quella per unit  di radiante:

$$V_c = \tilde{V}_c 2\pi \quad (66)$$

La portata diventa:

$$Q_{th} = V_c \frac{n}{60} = \tilde{V}_c \frac{n 2\pi}{60} = \tilde{V}_c \omega \quad (67)$$

Sostituendo questa espressione in quella del rendimento della pompa:

$$\eta_{mh} = \frac{\Delta p \tilde{V}_c \omega}{C\omega} = \frac{\Delta p \tilde{V}_c}{C} = \frac{C_{th}}{C} \quad (68)$$

Dove C_{th}   la coppia teorica che sarebbe necessario applicare all'albero a gomiti nel caso teorico di assenza di perdite idrauliche e meccaniche. Il rendimento della pompa varia con la categoria della macchina e con la viscosit  del fluido. In genere raggiunge un massimo nel campo delle medio - alte pressioni (Fig. 23) e poi inizia a decadere alle alte pressioni a causa della diminuzione del rendimento volumetrico e di quello meccanico.

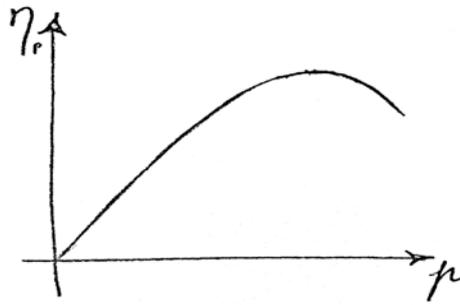


Figure 23: Andamento del rendimento della pompa al variare della pressione.

La potenza assorbita invece, presenta un andamento praticamente lineare, aumentando all'aumentare della pressione (Fig. 24):

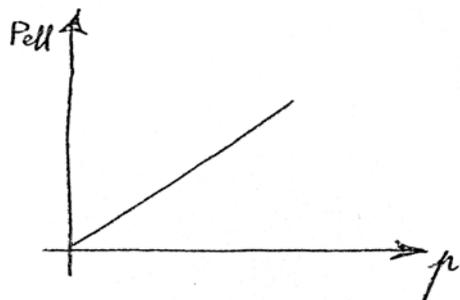


Figure 24: Andamento della P_{eff} della pompa al variare della pressione.

La potenza fornita al fluido può essere anche scritta in termini di prevalenza, in quanto sappiamo che è data da:

$$P_F = \dot{m}gH \tag{69}$$

Dove m è la portata massica, che sappiamo essere data dal prodotto tra la densità e la portata volumetrica del fluido, mentre gH è la prevalenza manometrica tra un punto immediatamente a valle e uno immediatamente a monte della pompa. La prevalenza tra i punti 1 e 2 è:

$$gH = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} \tag{70}$$

Dove i termini potenziali e cinetici sono trascurabili, per cui la prevalenza è data dal rapporto tra la differenza di pressione e la densità. La potenza fornita sarà dunque:

$$P_F = Q_{reale} \rho g H \tag{71}$$

Mentre quella effettivamente assorbita è:

$$P_{eff} = \frac{Q_{reale} \rho g H}{\eta_{\lambda} \eta_v \eta_m} = \frac{Q_{reale} \rho g H}{\eta_p} \quad (72)$$

Tenendo conto della 70) in cui $gH = \Delta p / \rho$ si ritorna alla formulazione trovata in precedenza. La regolazione delle pompe volumetriche può avvenire in diversi modi:

- variando il numero di giri, in quanto la portata é proporzionale alla velocità di rotazione;
- variando la cilindrata ovvero variando la corsa del pistone;
- variando il rendimento volumetrico con l'introduzione di una quantità di aria;
- facendo rifluire all'aspirazione parte della portata bypassando la pompa.

Non é invece possibile regolare la portata agendo sulla valvola di mandata in quanto nelle pompe alternative si produce unicamente la modifica della pressione sulla mandata della pompa. Anzi, se tale valvola venisse chiusa troppo bruscamente si potrebbe facilmente arrivare a rottura per sollecitazioni superiori alla resistenza del materiale (caso in cui non é presente la valvola Relief).

1.8 I COMPRESSORI ROTATIVI

Molte delle considerazioni generali già viste precedentemente sono valide anche per i compressori volumetrici rotativi con la differenza sostanziale che, in questo caso, non sono presenti né valvole né spazio morto per cui non si può parlare di coefficiente di riempimento. Il loro funzionamento, di tipo continuo, è analogo a quello delle pompe rotative con una notevole regolarità della portata e assenza, pressoché totale, di vibrazioni.

Si possono classificare in compressori veri e propri, con camere a volume variabile tra aspirazione e mandata, e traslatori o soffianti quando le camere sono a volume costante. Le soluzioni maggiormente impiegate riguardano i compressori a palette e a vite, per il primo tipo, e i compressori a lobi o tipo Roots, per i secondi.

1.8.1 Compressore a lobi tipo Roots.

È il compressore più rappresentativo della categoria dei traslatori, nei quali il fluido elaborato, racchiuso tra la cassa e i lobi, viene trasferito dalla sezione di aspirazione a quella di mandata senza alcuna variazione di volume e quindi senza una compressione geometrica. La compressione avviene vincendo la contropressione che si stabilisce sul vano una volta che questo viene messo in comunicazione col circuito di scarico all'inizio della fase di mandata. Il rendimento di questo processo è abbastanza basso e limita l'impiego di queste macchine, chiamate anche soffianti, solitamente monostadio, ad applicazioni per basse pressioni. Le soffianti sono frequentemente utilizzate come pompe da vuoto o per il trasporto pneumatico. Il compressore Roots è costituito da due rotori controrotanti, a profili coniugati, fig.25 in cui un elemento conduttore, collegato direttamente col motore, trascina l'altro, rotore condotto, tramite una serie di ingranaggi. I rotori possono essere a 2 tre o più lobi a seconda delle soluzioni costruttive scelte.

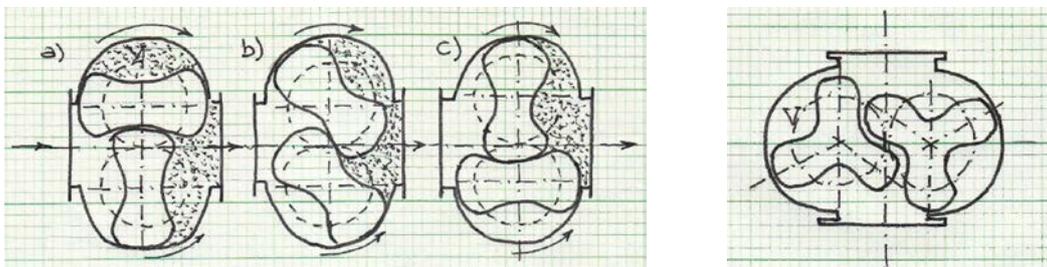


Figura 25 Compressore a lobi tipo Roots.

Pertanto i due rotori non sono mai a contatto tra loro e la tenuta è ottenuta con un gioco ridotto e favorita dalla presenza di scanalature periferiche. Non essendoci un contatto diretto tra i lobi, queste macchine possono essere prive di lubrificazione.

Il compressore Roots, schematicamente rappresentato in fig.26, è composto da due rotori uguali, a due lobi, che ruotano con velocità uguali e contrarie, mantenendosi a contatto, salvo un piccolo gioco, con le pareti laterali di una cassa foggata con due semicilindri raccordati da elementi piani. In questi elementi sono realizzate le bocche di aspirazione e di mandata.

I profili dei rotori devono essere coniugati affinché rimangano sempre a contatto nella zona di ingranamento, e sia assicurata la separazione degli ambienti di aspirazione e di mandata. Il funzionamento del compressore è illustrato in fig.25 e 26 in cui sono rappresentate le posizioni caratteristiche dei rotori relative a metà giro, e sono evidenziate le aree equivalenti al volume V dal lato della mandata.

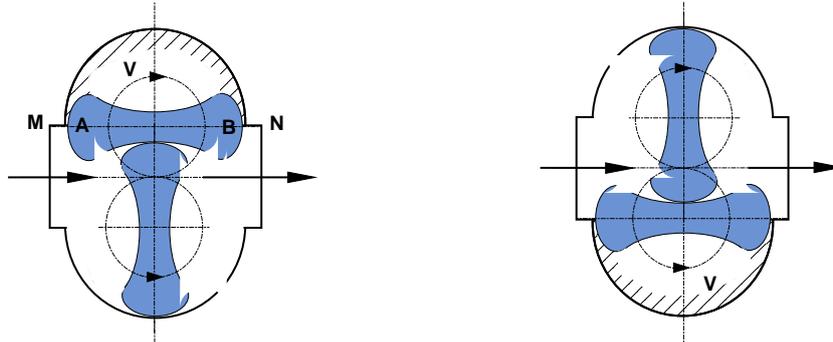


Fig. 26 Schema del compressore Roots con rotori a 2 lobi

Inizialmente quando il punto A del rotore ha appena oltrepassato il punto M della luce di aspirazione, il volume V di gas rimasto incluso tra A e B è isolato dal condotto di aspirazione e trasportato verso destra dal moto del rotore. Subito dopo il punto B oltrepassa il punto N della luce di mandata e quindi il volume V viene improvvisamente aggregato all'ambiente di mandata. Dopo metà giro dei rotori, corrispondente alla seconda posizione di fig.26, il compressore ha completato il trasferimento di una quantità di gas pari a V a seguito del contributo alla mandata fornito anche dal secondo rotore. Dopo un altro mezzo giro, i rotori si presenteranno in posizione simmetrica rispetto a quella iniziale ed avranno realizzato il trasferimento di un altro volume V di gas. Il volume V ha il significato di **cilindrata del compressore** e ad ogni giro dei rotori esso viene "generato" 4 volte (fig. 27).

All'atto in cui l'ambiente di mandata entra in comunicazione con il vano V compresso tra i due lobi, vano che è occupato da gas ancora alla pressione p_1 d'aspirazione, si produce il riflusso in esso di una parte di gas compresso, che fa aumentare la pressione fino ad un valore prossimo a p_2 e che sarà tanto più vicino a questi quanto più piccolo è il rapporto tra V ed il volume dell'ambiente di mandata. Il successivo incremento fino a p_2 è poi provocato dal moto dei rotori. In effetti, il volume V è in pratica nullo rispetto al volume della tubazione e quindi la compressione rimane affidata del tutto al riflusso dalla mandata.

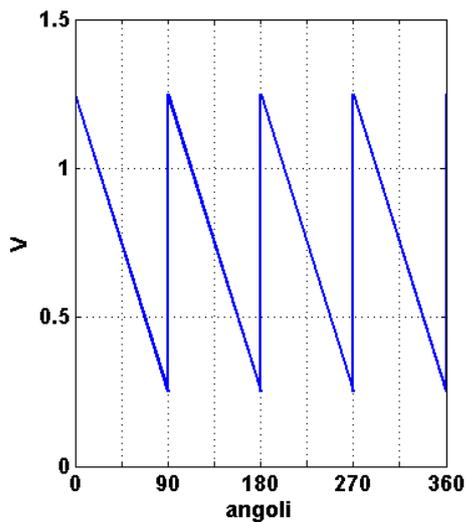


Fig.27 Andamento della portata

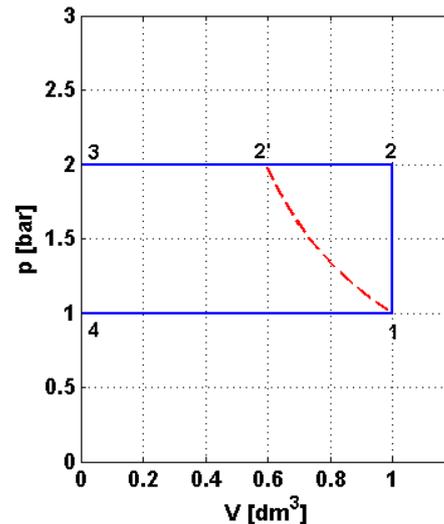


Fig.28 Diagramma compressore Roots

Il carattere di funzionamento discontinuo di tale macchina determina in ogni caso anche delle pulsazioni della pressione di mandata.

Per determinare il lavoro assorbito dal compressore Roots consideriamo come condizioni ideali quelle di un compressore privo di fughe, termicamente isolato e di cilindrata trascurabile rispetto al volume della tubazione premente, quindi ad aumento di pressione a volume costante.

Il lavoro per ciclo è equivalente all'area del rettangolo 1-2-3-4 di fig.28 e vale:

$$-L = V(p_2 - p_1) \quad 73)$$

Se invece si vuole fare riferimento all'unità di massa del gas aspirato il lavoro specifico, si esprime:

$$-\dot{L} = \frac{V(p_2 - p_1)}{\rho_1 V} = RT_1(\beta - 1) \quad 74)$$

Il lavoro speso in più rispetto ad una compressione graduale, è rappresentato dal triangolo 1-2-2' in fig.28, la cui area aumenta quasi con il quadrato della differenza delle pressioni $p_2 - p_1$, mentre l'area di riferimento 1-2'-3-4 cresce meno rapidamente che con la prima potenza. E' facile quindi convincersi che il rendimento del compressore diminuisce rapidamente con l'aumentare di β . Se ci riferiamo ad una trasformazione di riferimento adiabatica allora il rendimento adiabatico del compressore Roots risulta:

$$\eta_{ad} = \frac{-L_{ad}}{-L} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{p_1 V (\beta - 1)} = \frac{k}{k-1} \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(\beta - 1)} \quad 75)$$

Trascurando l'azione refrigerante delle pareti, per la verità assai scarsa, per determinare l'aumento di temperatura subita dal gas attraverso il compressore, si utilizza l'equazione dell'energia per i sistemi aperti che stabilisce l'uguaglianza fra l'aumento di entalpia e il lavoro specifico speso:

$$h_2 - h_1 = -\dot{L} \Rightarrow C_p(T_2 - T_1) = RT_1(\beta - 1) \quad 76)$$

da cui si ricava l'incremento di temperatura cercato:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{k-1}{k}(\beta - 1) \quad 77)$$

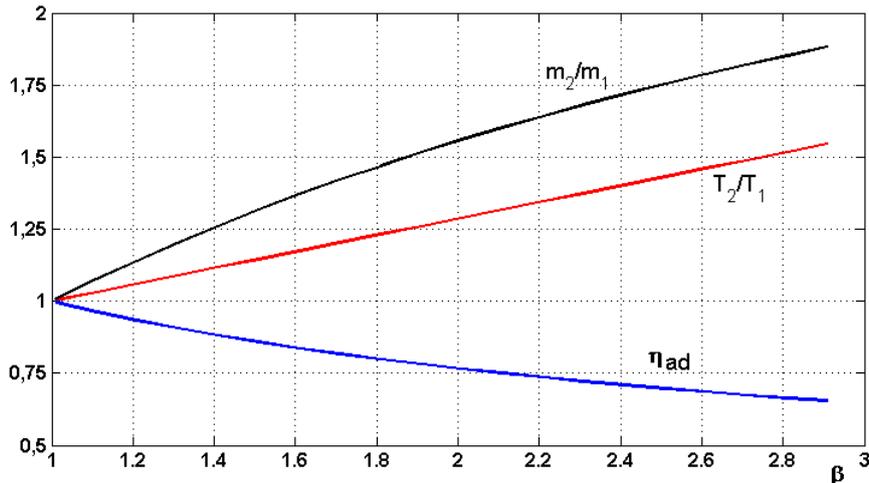


Fig.29 Influenza del rapporto di compressione sul rendimento, temperatura e riflusso

In fig.29 sono mostrati i valori assunti dal rendimento adiabatico, dall'incremento di temperatura all'aumentare del rapporto di compressione β , e dall'aumento di massa a seguito del riflusso nella camera operatrice (che è esattamente pari al rapporto fra la cilindrata ed il volume finale occupato dal gas dopo il riflusso). Sfruttando l'equazione di stato si può infatti osservare che:

$$\begin{aligned} p_1 V &= m_1 R T_1 \\ p_2 V' &= m_1 R T_2 \\ p_2 V &= m_2 R T_2 \end{aligned} \quad 78)$$

Si è, appunto, indicato con V' il volume occupato dalla massa m_1 elaborata dalla camera operatrice e con m_2 quella contenuta al suo interno nelle condizioni finali. Pertanto si trova:

$$\frac{V'}{V} = \frac{T_2}{T_1} \frac{p_1}{p_2} = \frac{T_2}{\beta T_1} = \frac{m_1}{m_2} \quad 79)$$

Dalla fig.29 si vede che per $\beta > 3$ la massa che rifluisce dalla mandata risulta pari a quella elaborata ($m_2/m_1=2$ per $\beta=3.33$).

Entro i limiti delle possibilità ritenute, il compressore Roots, come tutti i compressori volumetrici, potrebbe dare qualunque rapporto manometrico. Si è però visto che la perdita di rendimento ed il riscaldamento aumentano rapidamente con β , pertanto in pratica è necessario accontentarsi di compressioni relativamente basse: intorno a 2.

Anche il rendimento volumetrico del compressore Roots (fig.30) è fortemente influenzato dal rapporto di compressione in quanto è sensibile la quantità di gas che sfugge attraverso i giochi dall'alta verso la bassa pressione. L'influenza del regime di rotazione sul rendimento è opposta in quanto la portata che sfugge è indipendente dalla velocità di rotazione ma percentualmente pesa meno al crescere della portata elaborata.

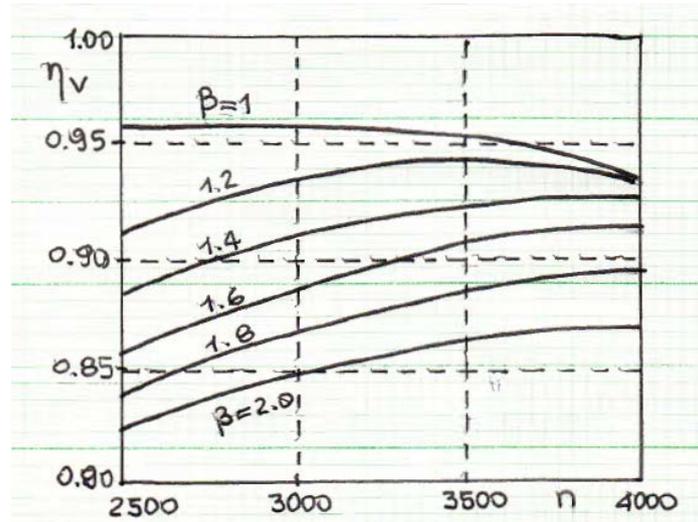


Figura 30 Influenza dei parametri operativi sul rendimento volumetrico del compressore Roots

Per rapporti di compressione superiori si deve ricorrere a soluzioni con batterie di compressori in serie. Anche senza refrigerazione intermedia, il vantaggio sarebbe egualmente assai concreto, come mostrato in fig.31. Senza refrigerazione si risparmia, con due stadi, l'area E-C-C'-F. mentre la refrigerazione intermedia darebbe luogo ad un ulteriore risparmio di energia pari all'area E'-E-F-F'.

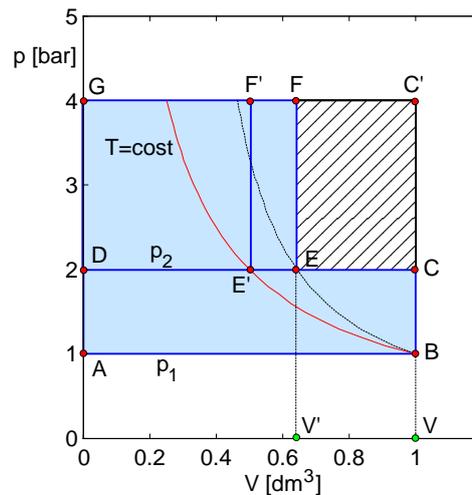


Fig.31 Diagramma del compressore Roots a 2 stadi con e senza refrigerazione

Il lavoro assorbito dal primo stadio, per portare il gas dalla pressione p_1 a quella p_2 è infatti pari all'area del rettangolo $A-B-C-D$. A fine compressione, la massa elaborata dalla camera operatrice occuperà il volume V' che, come visto in precedenza, diminuisce al crescere della pressione p_2 secondo la legge (79). La posizione del punto E è determinata appunto secondo tale relazione. La successiva compressione nel secondo stadio comporterà, pertanto, una richiesta di lavoro pari all'area $D-E-F-G$.

Un'eventuale refrigerazione intermedia, tale da mantenere la temperatura del fluido costante e pari al valore da questi posseduto all'aspirazione, determinerà una variazione delle sue condizioni termodinamiche (a $p_2=const$) che passerà dalle condizioni del punto E a quelle del

punto E'. In questo caso, il lavoro assorbito dal secondo stadio sarà pari all'area D-E'-F'-G con un ulteriore risparmio di energia pari all'area del rettangolo E-E'-F-F'.

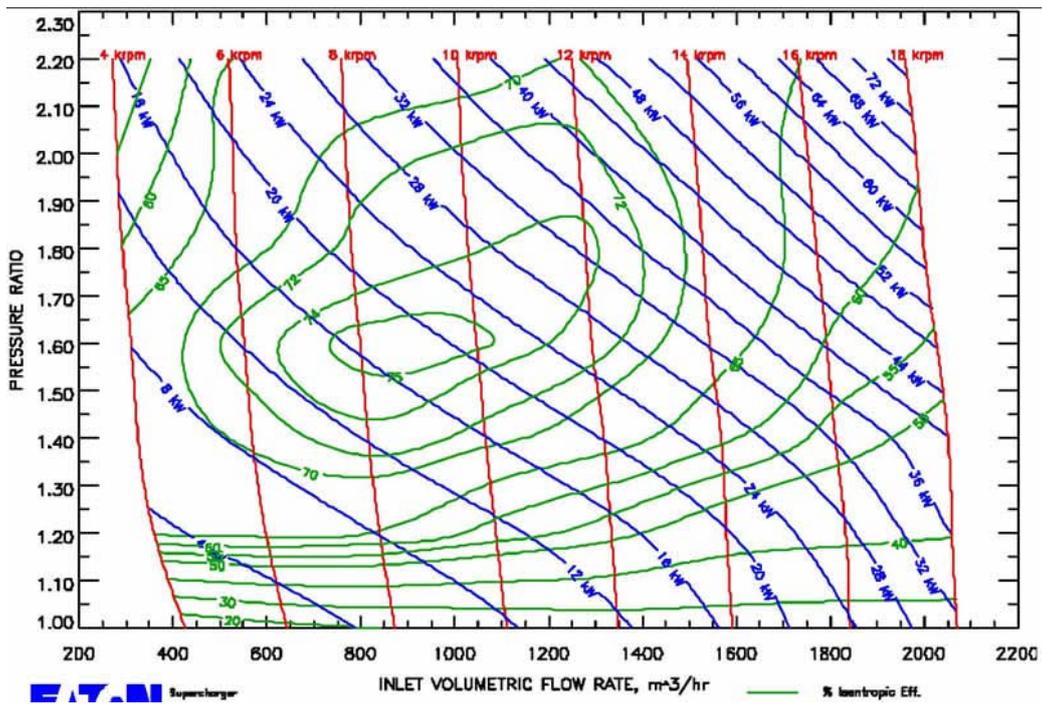


Figura 32 Curve caratteristiche e rendimento adiabatico di un compressore Roots

Come tutte le macchine volumetriche anche per il compressore Roots la portata elaborata è strettamente dipendente dalla sua cilindrata, dalla velocità di rotazione e dal rendimento volumetrico

$$Q_{reale} = \eta_v Q_{th} = \eta_v V_c \frac{n}{60} \quad 80)$$

Pertanto l'andamento delle curve caratteristiche del compressore Roots assumono l'andamento di fig. 32. La portata teorica infatti risulta indipendente dal rapporto di compressione ma solo dalla velocità di rotazione secondo la relazione 80). La portata reale che tiene conto anche delle perdite volumetriche porta a valori decrescenti al crescere del rapporto di compressione in accordo con gli andamenti riportati in fig. 30.

1.8.2 Compressori a palette.

La loro configurazione di base è simile a quella delle pompe con la differenza che le camere sono a volume variabile e il fluido subisce la compressione prima della mandata. Sono costituiti, essenzialmente, da una cassa cilindrica all'interno della quale ruota, eccentricamente, un rotore scanalato munito di palette scorrevoli che fanno tenuta sulla cassa grazie alla forza centrifuga, fig. 33.

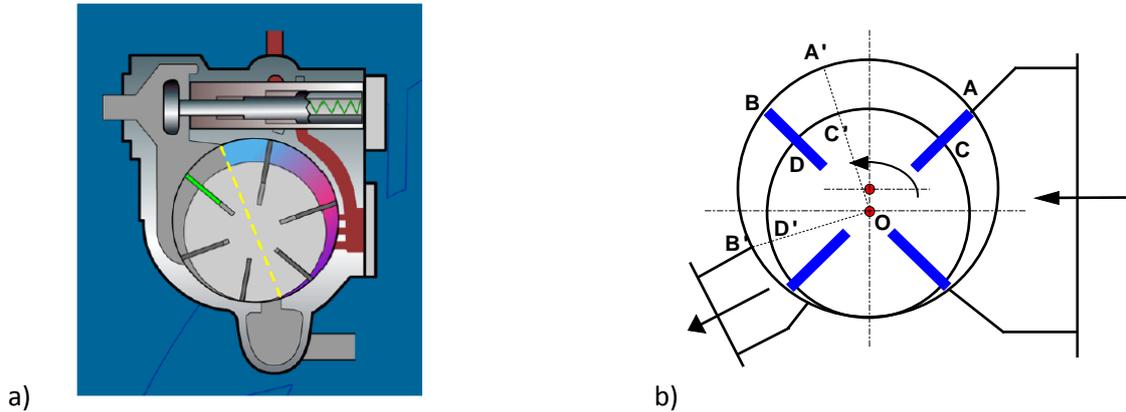


Figura 33 Compressore a palette.

Per limitare l'usura sulla cassa è indispensabile una buona lubrificazione che deposita un velo d'olio sulle pareti in modo da evitare l'attrito secco. I condotti di lubrificazione sono visibili, sulla destra, in fig. 33a. Una alternativa per diminuire l'olio, è quella di costruire le palette con materiali a basso coefficiente d'attrito.

Il rendimento volumetrico migliora all'aumentare della velocità angolare, grazie al miglioramento della tenuta proporzionale alla forza centrifuga, e peggiora all'aumentare della pressione, che fa aumentare la portata di fuga.

Di solito il compressore a palette presenta una cassa dal profilo interno circolare. In tal caso il vano tra due palette raggiunge il massimo quando le palette stesse si trovano in posizione simmetrica rispetto all'asse dei centri. L'orlo di chiusura della luce di aspirazione sarà perciò sistemato nel punto A (fig. 33b). Data l'assenza di spazi morti (se il rotore è tangente inferiormente alla cassa), la cilindrata è quindi, rappresentata dal cilindro di base A-C-D-B.

Il gas, man mano che è trascinato verso sinistra, si incunea tra le pareti convergenti del rotore, finché la palette di sinistra scopre l'orlo B' della luce di mandata, ed il gas viene riversato nell'ambiente a valle. Il rapporto volumetrico di compressione ρ , è uguale al rapporto delle aree A-C-D-B ed A'-C'-D'-B'. Esso cresce con l'aumentare del numero delle palette, al diminuire dell'ampiezza della luce di mandata ed al diminuire del rapporto dei diametri del rotore e della cassa.

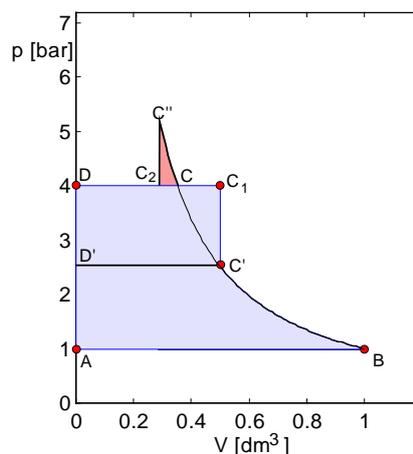


Fig.34 Diagramma del compressore a palette

Nella maggior parte dei casi il rapporto di riduzione dei volumi ρ non risulta strettamente adeguato al rapporto di compressione β . Il ciclo quindi oltre alla parte corrispondente alla compressione graduale, avrà una parte corrispondente alla brusca salita o caduta della pressione fino al valore p_2 (fig.34).

Più frequente è il caso in cui ρ è troppo basso: allora il ciclo tende alla forma A-B-C'-C₁-D; quando invece ρ fosse eccessivo, avrebbe la forma A-B-C''-C₂-D con una spesa di lavoro in più equivalente all'uno o all'altro dei triangoli C'-C₁-C, C''-C₂-C.

Il lavoro a cui equivale l'area di fig. 34 si esprime come somma algebrica dei lavori della compressione graduale secondo una politropica di esponente m dal volume V_1 a V_1/ρ :

$$\frac{m}{m-1} p_1 V_1 (\rho^{m-1} - 1) \equiv \text{area}(A - B - C' - D) \quad 81)$$

e del trasporto a volume costante V_1/ρ dalla pressione raggiunta con la compressione graduale $p_{2^*} = p_1 \rho^m$ alla pressione $p_2 = \beta p_1$:

$$\frac{V_1}{\rho} (p_2 - p_{2^*}) = \frac{p_1 V_1}{\rho} (\beta - \rho^m) \equiv \text{area}(D' - C' - C_1 - D) \quad 82)$$

La somma dei contributi 81) e 82) fornisce quindi il lavoro complessivamente speso:

$$-L = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left(\frac{1}{m} \rho^{m-1} + \frac{m-1}{m} \frac{\beta}{\rho} - 1 \right) \equiv \text{area}(A - B - C' - C_1 - D) \quad 83)$$

Fra gli altri tipi di perdite predomina quella meccanica dovuta allo sfregamento delle palette, spinte dalla forza centrifuga contro la parete della cassa.

2.6.3 Compressori a vite.

Anche i compressori a vite sono costituiti da due rotori con profili coniugati che però, a differenza dei Roots, sono a generatrice elicoidale. Questo comporta una movimentazione del fluido di tipo longitudinale con i vani formati tra i due profili e la cassa che diminuiscono di volume passando dalla sezione di aspirazione a quella di mandata, fig. 35. I primi esemplari erano dotati di profili simmetrici ma dalla fine degli anni '60, sono stati introdotti i profili asimmetrici, maschio e femmina, che hanno permesso una riduzione delle perdite interne con un notevole aumento del rendimento.

Il rapporto di compressione dipende dal passo della vite e dalla sua lunghezza ed è limitato, nei compressori monostadio, dalla differenza di temperatura tra mandata e aspirazione. Per alti rapporti di compressione, superiori a 10, si ricorre all'iniezione di un liquido di raffreddamento, di solito, olio che permette anche una buona lubrificazione e un miglioramento della tenuta, limitando il ritorno di portata verso l'aspirazione.

Non essendo presenti forze che creano sbilanciamenti la velocità di rotazione può raggiungere valori molto elevati; sono stati costruiti compressori a vite, mossi da turbine a vapore, che possono ruotare anche a velocità di 15.000 giri/min, con portate notevoli.

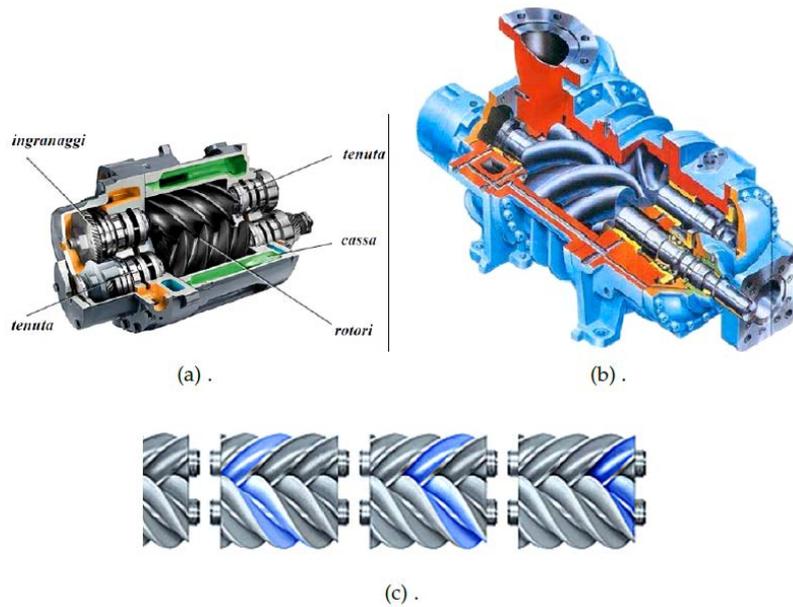


Figura 35: Compressore a vite.

Per quanto descritto il funzionamento del compressore a vite risulta del tutto simile a quello del compressore a palette, pertanto si può far riferimento ancora al diagramma di fig.34 per rappresentare le trasformazioni subite dal fluido nell'attraversamento della macchina. Anche le relazioni da 81) a 83) sono perfettamente utilizzabili per calcolare la potenza assorbita dal compressore a vite.

Le curve caratteristiche di questo compressore volumetrico sono rappresentate in fig. 36. Queste sono molto simili a quelle riportate per il compressore Roots e come per tutti i compressori volumetrici rispecchiano la relazione fondamentale 80) che esprime la portata volumetrica elaborata dal compressore. Nella fig. 36 sono riportate anche le curve che indicano la temperatura alla mandata del compressore, la potenza assorbita e le curve collinari a rendimento volumetrico e adiabatico costante.

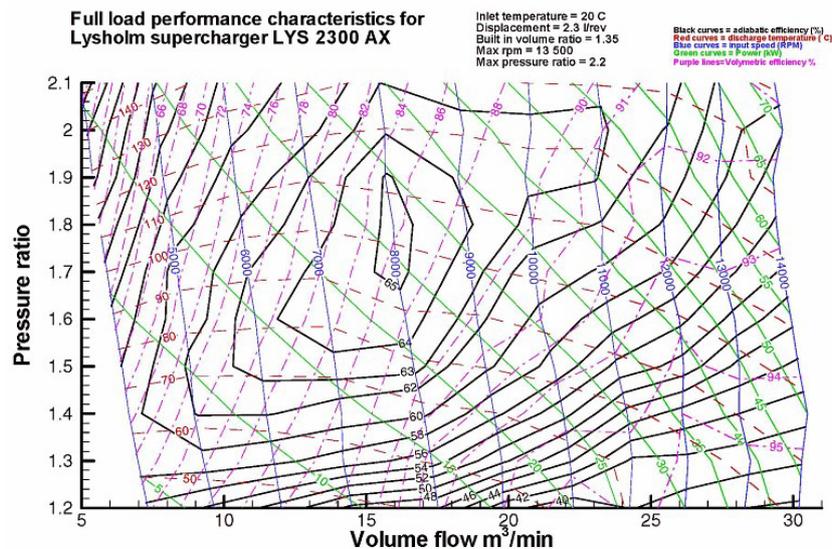


Figura 36 Curve caratteristiche di un compressore a vite