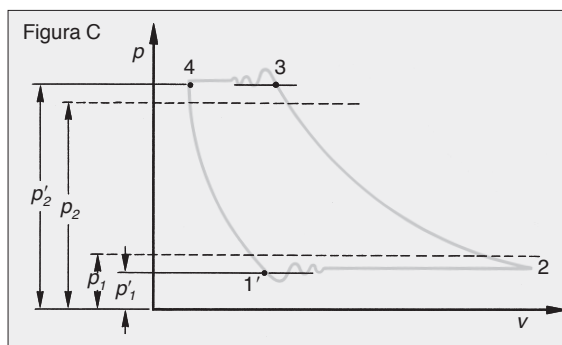
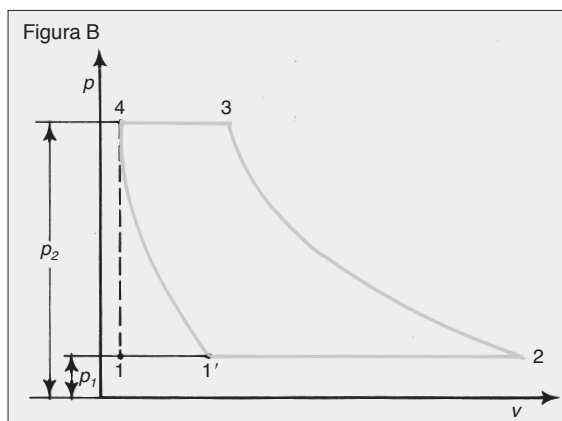
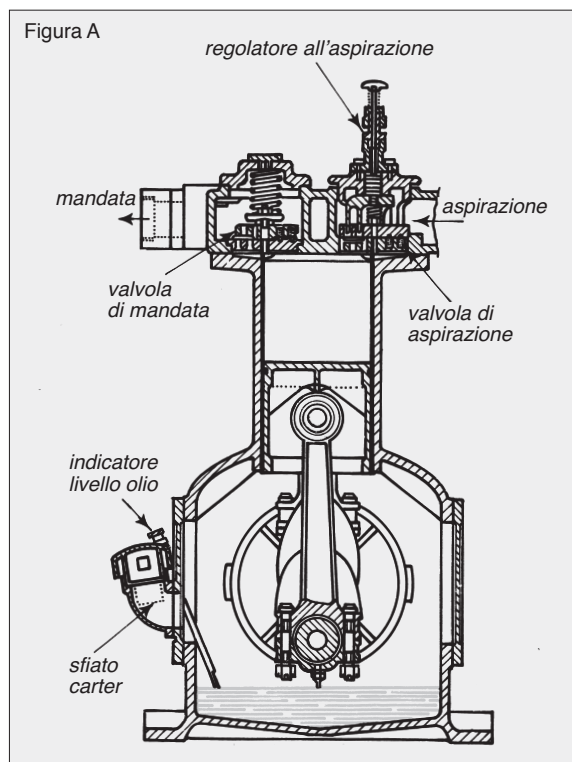


## Capitolo 23

I **compressori alternativi** presentano sensibili analogie con le pompe a stantuffo, essendo macchine destinate a funzionare a basso regime con portate piccole o medie e pressioni di mandata elevatissime. Sono macchine corredate da valvole automatiche installate sull'aspirazione e sulla mandata per impedire il parziale riflusso del fluido nel moto di ritorno dell'organo mobile. A differenza delle pompe, che elaborano fluidi incomprimibili e conseguono alte pressioni con un'unica fase di compressione, i compressori per alte pressioni sono necessariamente del tipo a più stadi in quanto gli aeriformi subiscono l'influenza dello spazio nocivo che, funzionando come un cuscinetto elastico, ne impedisce l'efflusso alla pressione voluta.

Un compressore alternativo è costituito essenzialmente da un cilindro, entro il quale scorre a tenuta uno stantuffo azionato, tramite un manovellismo, da una macchina motrice (figura A). I compressori, il cui impiego è estremamente vario, possono elaborare i fluidi più svariati, aspirando sovente a pressioni superiori a quella atmosferica, per cui la sola pressione di mandata non è sufficiente a qualificare il tipo e le prestazioni della macchina. La grandezza che lo caratterizza è il **rapporto di compressione**  $\beta = p_2 / p_1$  (23.1) dove  $p_2$  è la pressione assoluta di mandata e  $p_1$  di aspirazione.

Il ciclo teorico di funzionamento di un compressore alternativo ideale (senza perdite e senza spazio no-



civo fra la testa del cilindro e il cielo dello stantuffo) nel piano  $p - v$ , è composto da:

- un'aspirazione del fluido a pressione costante;
- una compressione del fluido contenuto nel cilindro secondo un'adiabatica;
- il fluido effluisce a pressione costante;
- una brusca caduta di pressione a volume costante.

Il ciclo ideale è identico a quello di Rankine, relativo ad una motrice a vapore ideale ma percorso in senso antiorario (il compressore *assorbe* lavoro, pari all'area del ciclo termico descritto). Nella pratica, l'adiabatica sarà una **politropica** tanto più prossima all'isotermica quanto più efficace è il dispositivo di raffreddamento (e minore sarà il lavoro assorbito dal compressore).

Il ciclo di un compressore reale differisce da quello teorico a causa dello *spazio nocivo*. Il fluido compresso non effluisce perciò integralmente nella tubazione, ma una parte di esso rimane racchiusa (e in pressione) nello spazio nocivo (**ciclo teorico corretto** figura B); all'inizio della corsa discendente, questa aliquota di fluido si espande secondo la curva  $4 \rightarrow 1'$ . La fase di aspirazione inizia con un certo ritardo rispetto alla corsa discendente dello stantuffo, la quantità di fluido aspirato è minore e **diminuisce il rendimento volumetrico** della macchina. Il **ciclo reale** (figura C), rispetto a quello teorico, presen-

ta le stesse anomalie dei cicli delle motrici a vapore:

- la trasformazione 1 → 2 è più bassa perché la valvola ad aspirazione non si apre fino a quando la pressione nell'interno del cilindro non è scesa al disotto di quella esterna;
- la trasformazione 3 → 4 è più alta perché la valvola relativa si apre solo quando la pressione interna supera quella di utilizzazione;
- l'inerzia al moto opposta dalle valvole produce un fenomeno oscillatorio smorzato (vertici 3 e 1');;
- la 2 → 3 è spostata a sinistra perché non è un'adiabatica ma una politropica.

Il campo di impiego dei **compressori** alternativi **monofasi** si estende da 3 a 10 bar (pressione di mandata). Come per le pompe, esistono compressori con cilindri **a semplice effetto** e compressori con cilindri **a doppio effetto** per rendere meno pulsante l'efflusso del gas e aumentarne la portata.

L'**azionamento** avviene mediante motore elettrico che può essere direttamente accoppiato all'albero solo se dotato di un modesto regime di rotazione (caratteristica delle macchine di media potenza). I grandi compressori (o quelli rotativi) possono essere azionati da turbine a vapore o a gas. Una soluzione particolare è data dai «motocompressori» realizzati con un'unica incastellatura entro la quale ruota un albero a gomiti sulle cui manovelle si possono articolare sia le bielle degli stantuffi motori, sia quelle degli stantuffi compressori dando luogo a svariate realizzazioni.

L'influenza negativa dello spazio nocivo cresce al crescere di  $\beta$  fino ad annullare completamente l'efficacia del compressore quando il rapporto suddetto supera il valore  $20 \div 25$ . La soluzione più comunemente adottata consiste nel frazionamento della compressione in diversi cilindri separati, in modo che ciascuno di essi debba realizzare un rapporto di compressione inferiore a quello totale, e comunque conciliabile con il valore del rendimento volumetrico. Per un compressore avente  $i$  fasi:

$$\beta_i = \sqrt[i]{\frac{p_n}{p_1}} \quad (23.2)$$

dove  $p_n$  indica la pressione finale e  $p_1$  quella iniziale, ambedue misurate in valori assoluti. È bene osservare che al crescere della pressione, diminuisce il volume specifico del fluido e di conseguenza il volume del cilindro entro il quale esso deve essere racchiuso; **ne segue che i cilindri dei compressori polifasi hanno diametri sempre più piccoli, procedendo dall'aspirazione verso la mandata**, onde mantenere inalterato il valore della corsa. I **vantaggi** che compensano la complicazione costruttiva dei **compressori polifasi** sono: aumento del rendimento volumetrico, riduzione della temperatura del fluido alla mandata e del lavoro assorbito dalla macchina.

Le ultime due sono ottenute con il raffreddamento del fluido fra uno stadio ed il successivo per riportare la temperatura a un valore prossimo a quello ambiente. Il raffreddamento intermedio riduce il volume specifico consentendo un miglior sfruttamento della cilindrata e avvicina la curva della compressione all'isotermica in maniera tanto più sensibile quanto maggiore è il numero degli stadi.

Il lavoro assorbito da un compressore ideale si può calcolare come somma dei lavori parziali (positivi o negativi) scambiati lungo le singole linee di trasformazione; il **lavoro teorico totale** (detto **lavoro adiabatico**) vale:  $l_{ad} = (u_1 + p_1 \cdot v_1) - (u_2 + p_2 \cdot v_2)$  (23.4) e dalla definizione di entalpia diviene  $l_{ad} = h_1 - h_2$  (23.5) cioè il **lavoro assorbito** nel ciclo teorico è funzione soltanto della **differenza di entalpia** posseduta dal fluido nello stato iniziale e finale; poiché nella compressione il fluido si riscalda, sarà  $h_1 < h_2$  e il **lavoro risulta negativo** (essendo energia assorbita dalla macchina). Un'altra espressione del lavoro adiabatico è  $l_{ad} = \gamma \cdot l$  (23.6) nella quale con  $l$  indichiamo l'espressione del lavoro (per unità di massa di fluido) speso in una compressione adiabatica, esprimibile da:

$$l = \frac{p_1 \cdot v_1}{\gamma - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)$$

Nella pratica la compressione isotermica è sostituita da una politropica ad esponente  $n$  fra 1 (isotermica) e 1,41 (adiabatica); il lavoro assorbito durante il ciclo è:

$$l_p = \frac{n}{n - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} \right) \quad (23.9)$$

Moltiplicando la portata massica  $q_m = \rho \cdot q_v$ , dove  $q_v$  è la portata volumetrica di fluido aspirato e  $\rho$  la sua densità, per il lavoro unitario si ottiene la potenza:

a) **Potenza adiabatica:**

$$P_{ad} = q_m \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right) \quad (23.10)$$

b) **Potenza isotermica:**

$$P_{is} = q_m \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (23.11)$$

c) **Potenza politropica:**

$$P_p = q_m \cdot \frac{n}{n - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} \right) \quad (23.12)$$

Se il compressore è del tipo a doppio effetto ed è possibile rilevare direttamente il ciclo reale seguito dal fluido operante, valutata la **pressione media in-**

**dicata**  $p_{mi}$ , si può calcolare la **potenza indicata**  $P_i$  di ogni cilindro:  $P_i = p_{mi} \cdot A \cdot V$  dove  $A$  è l'area dello stantuffo e  $V = 2 \cdot s \cdot n/60$  è la velocità media dello stantuffo che è funzione della corsa  $s$  e del numero di giri al minuto  $n$ . Indicando con  $P_a$  la potenza assorbita dal compressore, con  $P_{is}$  la potenza isotermica e con  $q_{Vi}$  la portata teorica aspirata, si ha:

- **il rendimento adiabatico**  $\eta_{ad} = P_{ad}/P_a;$
- **il rendimento isoteramico**  $\eta_{is} = P_{is}/P_a;$
- **il rendimento indicato**  $\eta_i = P_i/P_a;$
- **il rendimento meccanico**  $\eta_m = P_i/P_a;$
- **il rendimento volumetrico**  $\eta_v = q_v/q_{Vi};$
- **il rendimento totale**  $\eta = \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m$  (23.13).

**Fissato un valore opportuno di  $\eta_{ad}$  (o di  $\eta_{is}$ ), è possibile calcolare la potenza assorbita in funzione di quella adiabatica o di quella isotermica.**

I compressori bifasi di piccola potenza sono molto spesso del tipo a «V» mentre per potenze superiori si adotta il tipo ad «L» articolando le due bielle su un unico perno di manovella. Le macchine a tre stadi si presentano sovente con disposizioni a «W» (per potenze basse) oppure *in tandem* (per potenze elevate). Soluzioni caratteristiche delle macchine policilindriche di potenza elevata sono i tipi a **cilindri contrapposti**. I materiali adottati nella costruzione dei compressori dipendono dalla pressione di

esercizio e dalla natura del fluido elaborato. Per quanto concerne i refrigeranti intermedi, essi sono quasi sempre del tipo a fascio.

Le operazioni di **avviamento** di un compressore sono condizionate dal tipo di motrice e dal collegamento fra le due macchine; in genere il compressore è azionato da un motore elettrico e sollevando le valvole di mandata si riduce al minimo la coppia di spunto. Durante la **marcia a regime** è sufficiente assicurarsi del corretto funzionamento dell'impianto di lubrificazione e di raffreddamento, sia per i cilindri sia per la temperatura di uscita del fluido dai vari refrigeranti intermedi; i rimanenti controlli riguardano i normali organi soggetti a strisciamento reciproco. La **regolazione** dipende dal compressore:

- nei piccoli compressori per servizi di officina, il sistema di regolazione è del tipo *tutto o niente*; se il compressore è azionato da una turbina a vapore o da un motore endotermico, si può regolare variando il regime di rotazione della motrice;
- per i grandi compressori, la portata si può regolare: con una derivazione posta sulla tubazione di mandata (by-pass), con un by-pass parziale, limitando l'apertura della valvola di aspirazione, riducendo l'aria inviata all'utilizzazione, escludendo una delle due camere esistenti nell'interno del cilindro, con spazi nocivi addizionali a volume costante o a volume variabile.