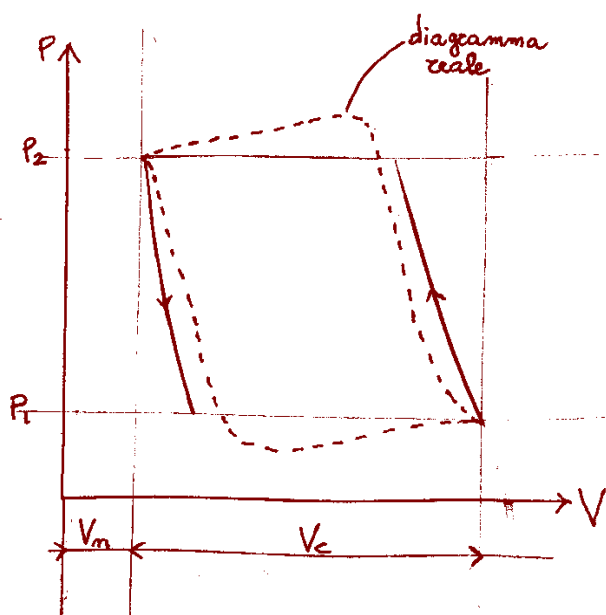


STUDIO DELLA SEDE REALE

Lo studio della sede reale è più complicato in quanto è molto meno modellabile attraverso uno strumento matematico. Anche se il compressore dal punto di vista termodinamico è una macchina meno complessa rispetto ad un motore a combustione in quanto nel compressore non abbiamo reazioni chimiche, non abbiamo alterazione della composizione chimica del fluido mentre nel motore la situazione è ben diversa. Tuttavia un modello numerico capace di descrivere il funzionamento effettivo cioè il diagramma di lavoro del compressore non è facilmente formulabile, o meglio è facilmente formulabile sotto l'aspetto formale però i valori numerici di tutti i coefficienti correttivi di cui si ha bisogno non sono ricavabili con facilità. La modellistica numerica nel campo dei compressori alternativi non si è mai sviluppata molto sia perchè il problema è meno interessante rispetto al problema analogo che presentano altre macchine sia perchè anche dal punto di vista economico è più semplice affrontare direttamente la questione sul piano sperimentale e si può ricavare facilmente il diagramma di funzionamento della macchina collegando la camera cilindrica con un sensore di pressione trasferendo il diagramma delle pressioni su un piano in cui in ascisse siano riportate le corse dello stantuffo oppure direttamente i volumi istantaneamente occupati dal gas utilizzando la legge cinematica del sistema biella manovella.

Se noi immaginiamo di collegare la macchina con un indicatore, apparecchiatura del tutto simile a quella usata nei motori a combustione interna dato che è un rilevatore istantaneo di pressione che consente la registrazione istantanea della pressione, otteniamo un diagramma qualitativamente di questo genere:



Indichiamo come al solito con V_c la cilindrata e con V_n il volume nocivo, supponiamo che p_1 , p_2 siano le pressioni teoriche di aspirazione e di mandata.

Il diagramma in sede limite è indicato anche in figura. Le fasi di aspirazione e di mandata che non sono trasformazioni termodinamiche come specificato anche prima. Il diagramma indicato o diagramma effettivo può avere un aspetto del genere indicato in figura.

Le discordanze, a volte macroscopiche rispetto alle linee del diagramma limite sono dovute ad una molteplicità di fattori. A parte l'effetto Clausius possiamo avere un trasferimento di calore tra fluido e cilindro.

Una modellizzazione dei calori in gioco deve essere fine, non può essere fatta in maniera cumulativa e quindi il modello o è raffinato o è meglio non costruirlo.

Il trasferimento di calore può essere piuttosto complesso, differenziato, a seconda della posizione angolare istantanea dell'albero a manovella.

Infatti quando il fluido viene aspirato di solito trova le pareti della camera cilindrica ad una temperatura più elevata per cui per lo meno inizialmente il fluido riceve calore dalle pareti della camera cilindrica poi, poiché il fluido si comprime ecco che la temperatura del fluido rapidamente sale sino a valori più elevati.

rispetto a quello delle pareti quindi si deve avere una inversione del moto .

In espansione pure possiamo avere un percorso abbastanza tortuoso degli scambi termici motivo per cui diciamo che la modernizzazione non è consigliata .

L'effetto Clausius si sovrappone ad una situazione di scambio termico piuttosto complessa e tortuosa in cui di solito cambia l'orientamento cioè il trasferimento di calore cambia verso, sia esso in compressione che in espansione . Infine abbiamo gli effetti fluidodinamici

Queste sovrappressioni in mandata che si vedono nel diagramma indicato rispetto alla pressione p_2 , (chiamiamola sottopressione durante l'aspirazione rispetto alla pressione p_1) , non sono altro che gli effetti delle perdite di carico che il fluido subisce quando passa attraverso i condotti sedi delle valvole sia in aspirazione che in mandata. Chiaramente la viscosità del fluido è una produttrice gratuita di perdite di carico e quindi sia in aspirazione che allo scarico, dato che la sede limite è soltanto teorica e qui siamo in sede reale, abbiamo che il fluido ha bisogno di una perdita di carico per entrare dall'esterno p_1 sino all'interno della camera cilindrica così come allo scarico il fluido ha bisogno di una sovrappressione rispetto alla pressione di ricevimento dell'ambiente di mandata per poter uscire . Naturalmente tutte queste perdite di carico sono tra le maggiori responsabili dell'aumento di energia o di potenza che il compressore richiede per elaborare una determinata massa o portata di fluido .

L'area del diagramma indicato viene chiamata dai tecnici come lavoro indicato e viene indicato nella letteratura tecnica con il simbolo L_i da non confondersi con il lavoro ideale (spesso la lettera i è usata per indicare la sede ideale e proprio per questo motivo la sede ideale quando l'abbiamo tenuta in considerazione l'abbiamo chiamata i) .

Al lavoro indicato inteso come area del diagramma indicato si dà il significato di lavoro effettivamente speso ad ogni giro di manovella quindi non è un lavoro specifico un lavoro per unità di massa , ma un lavoro riferito alla quantità di fluido che è immessa e che opera all'interno della camera cilindrica ad ogni giro di manovella .

Se vogliamo rimanere sempre nel sistema SI la potenza indicata P_i non sarà altro che il lavoro indicato diviso per il tempo necessario per produrlo e quindi $n/60$.

Notiamo che in gran parte della letteratura troviamo $n \cdot 60$ nelle formule della portata perchè si intende la portata volumetrica misurata in metri cubi l'ora e quindi passando dai metri cubi al minuto occorre moltiplicare per 60 mentre invece se si vuole metri cubi al secondo , cioè si vuole rimanere nel sistema SI , bisogna dividere per 60 .

Ora ci chiediamo la potenza indicata, ammesso che corrisponda rigorosamente alla potenza spesa per il funzionamento del diagramma di lavoro del compressore, sarà la potenza richiesta dal compressore alla flangia di accoppiamento con il proprio motore ?

Evidentemente no perchè esiste un rendimento meccanico che dobbiamo pagare .

Il compressore essendo un sistema meccanicamente articolato secondo lo schema biella manovella è ricco di coppie cinematiche che vanno da quella prismatica a quella rotoidale In definitiva avremo anche un certo rendimento meccanico che sarà dato dal rapporto tra la potenza indicata e la potenza effettiva che dobbiamo spendere .

Potenza indicata nel S.I

$$P_i = L_i \cdot \frac{n}{60}$$

$$h_c = \frac{P_{limite}}{P_{indicata}} \quad h_m = \frac{P_{indicata}}{P_{effettiva}} \quad h_g = h_c h_m = \frac{P_{limite}}{P_{effettiva}}$$

Per cui in definitiva possiamo dire che la potenza effettiva che serve per muovere la macchina è data dalla potenza indicata diviso il rendimento meccanico.

La potenza indicata a sua volta è collegata alla potenza limite che chiamiamo P_l attraverso il rendimento indicato che è quello che si spenderebbe in sede limite e ciò che si spende in sede reale. Al prodotto dei due, rendimento indicato per rendimento meccanico si attribuisce normalmente il significato di rendimento globale in quanto tiene conto sia del diagramma di lavoro, quindi tiene conto delle trasformazioni che operano in seno alla macchina, sia delle perdite meccaniche.

MACCHINA A DOPPIO EFFETTO

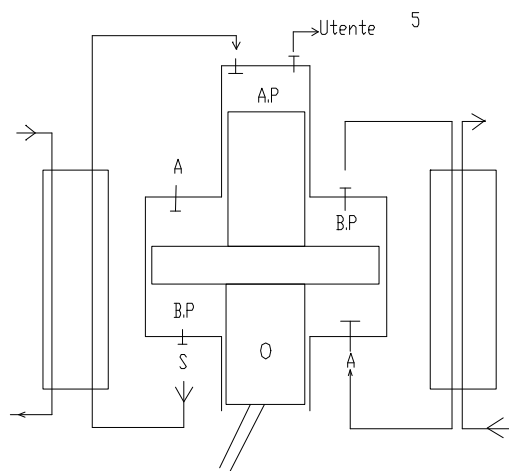
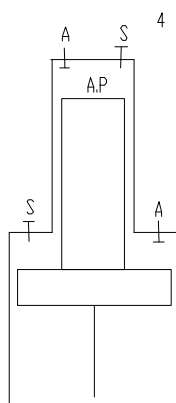
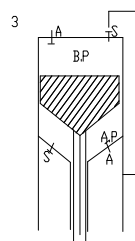
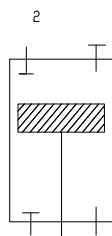
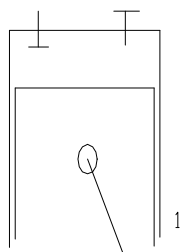
Sino ad ora abbiamo esaminato il comportamento di una macchina monocilindrica funzionante a semplice effetto, cioè una macchina che utilizza per la compressione del fluido soltanto una parte della camera cilindrica.

La macchina può funzionare anche a doppio effetto con il vantaggio di utilizzare entrambe le camere che possono essere ricavate dalla geometria cilindrica a disposizione.

Oltre alle macchine a semplice e a doppio effetto esistono soluzioni più elaborate dal punto di vista costruttivo che sono rivolte ad ottenere a parità di ingombro sia assiale che trasversale un rapporto di compressione totale più elevato.

Macchine che sono capaci, con un modulo unico e quindi con un solo stantuffo sagomato in maniera opportuna, di consentire o l'elaborazione di portate maggiori oppure la realizzazione di più stadi in serie tra loro.

Vediamo quali sono le soluzioni costruttive più frequenti per questo tipo di macchina



In fig.1 si ha la soluzione a semplice effetto che è quella che abbiamo considerato fino ad ora cioè quella in cui c'è una sola camera cilindrica , una valvola di aspirazione e una di scarico e molto spesso realizzate con più sedi ciascuna .

In fig. 2 troviamo una macchina sempre monocilindrica ma a doppio effetto .

In questa maniera usiamo due camere in parallelo fermo rimanendo la cilindrata totale . Naturalmente la portata media della macchina non sarà proprio il doppio in quanto una delle due camere dovendo permettere il moto dello stantuffo deve sacrificare una parte del volume per lo stelo dello stantuffo . In questo caso viene usata una soluzione a testa - croce che non la soluzione semplice a spinotto .Abbiamo comunque una caratterizzazione della portata in quanto abbiamo due camere che lavorano in parallelo .

Ovviamente quando una è in espansione l'altra è in compressione e viceversa per cui dal punto di vista della trasmissione delle forze di inerzia alle strutture fisse non si tratta di una soluzione molto brillante ma essendo le portate sfasate tra loro di 180° la regolazione è notevole e molto positiva per ciò che riguarda il livellamento del diagramma della portata .

In fig. 3 troviamo una soluzione per macchine piccole , a pistone differenziale , una soluzione in cui il pistone è sagomato in maniera bizzarra come la camera cilindrica con la quale deve adattarsi , una geometria che copia la parte inferiore del pistone .

Concettualmente è molto diversa dal doppio effetto perchè il fluido opera in serie nelle due camere..

Abbiamo una camera che corrisponde ad un primo stadio di bassa pressione a cui segue la camera di alta pressione caratterizzata da volumi più modesti proprio perchè deve lavorare sul fluido già parzialmente compresso .

In fig. 4 una soluzione analoga con il pistone a gradini . Troviamo una camera ad bassa pressione che opera in serie con una di alta pressione che opera su volumi più piccoli .

Questa soluzione ha le camere che lavorano in fase tra loro cioè operano contemporaneamente la compressione ovvero l'espansione mentre nella soluzione differenziale abbiamo la compressione in bassa pressione e in alta vi è l'espansione avendo così la contro fasatura delle due

.La soluzione con pistone differenziale è adottata solo in macchine piccole in quanto richiede una tenuta su grande diametro e come tale si adatta male alle macchine grandi

Notiamo che il compressore alternativo è praticamente l'unica macchina per la quale il rendimento volumetrico macroscopicamente è inferiore all'unità anche in sede limite proprio per effetto del rendimento volumetrico .

Comunque oltre al rendimento volumetrico che abbiamo visto in sede limite (coefficiente di riempimento) si sovrappongono tutte le perdite di fluido che sfugge attraverso le tenute .

In fig. 5 abbiamo una macchina con pistone a gradino a triplice camera: una bassa una media e una alta pressione che danno luogo a rapporti di compressione complessivamente ragguardevoli .

Si raggiunge facilmente un rapporto complessivo dell'ordine di 30 .

Immaginando tre camere ciascuna operante con un β manometrico di tre ecco che abbiamo passando ad esempio dall'aspirazione ad un bar , 3 bar in bassa pressione , 9 in media , e 27 in alta pressione . Si è imposta sul mercato per macchine di taglia media .

In figura si vede che come normalmente si fa si interrefrigera il fluido compresso .

Infatti abbiamo allo scarico della bassa pressione un refrigeratore prima di inviare il fluido allo stadio di media pressione .

Analogamente allo stadio di media prima di arrivare all'alta pressione . Spesso, anche se non sempre , è presente pure un refrigeratore allo scarico prima dell'utenza .

Questa refrigerazione non ha uno scopo protettivo nei confronti della macchina e non contribuisce neppure ad una economia di energia ma può essere utile per attemperare il fluido secondo le esigenze termiche richieste dall'utenza .

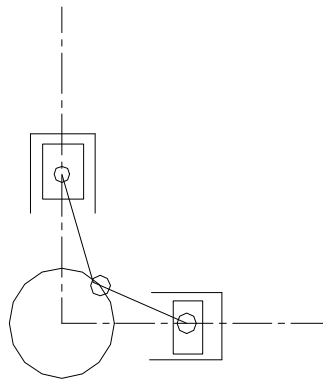
L' interrefrigerazione oltre a proteggere la macchina e il lubrificante ha anche una funzione nel limitare il costo energetico della macchina .

Diminuisce il costo complessivo del lavoro di compressione di cui la macchina ha bisogno.

Possiamo anche aggiungere che i disegni costruttivi che abbiamo fatto vengono poi nella pratica costruttiva impiegati tutti quanti sia nel caso in cui la portata del fluido è notevole che nel caso in cui sia notevole il β complessivo di compressione.

Possiamo avere più macchine in parallelo allo scopo di ottenere la portata desiderata e nello stesso tempo ciascun parallelo opera in una serie di stadi .

Possiamo avere anche una soluzione ad L in cui le camere cilindriche quindi con gli assi a 90°.



A parte queste particolari soluzioni abbiamo nella prassi costruttiva soluzioni sia ad asse verticale che ad asse orizzontale.

Entrambe le soluzioni presentano dei vantaggi e svantaggi che a seconda del tipo di applicazione possono presentare elementi a favore o a sfavore nei confronti dell' utilizzatore dell' impianto .

In generale possiamo dire che le macchine ad asse verticale

presentano un ingombro più limitato in pianta e un ingombro molto più esteso in quota.

E' chiaro che i problemi d' ingombro si presentano soprattutto per le grandi macchine per cui quando non si abbiano problemi in quota in linea di massima la macchina ad asse verticale sarà preferibile .

La macchina ad asse verticale presenta rispetto a quella ad asse orizzontale il vantaggio di scaricare sul basamento forze inerziali prevalentemente verticali , mentre le componenti orizzontali sono più contenute .

Il vantaggio della macchina ad asse orizzontale risiede nel fatto che non sono richieste tubazioni aeree per il collegamento del fluido con la macchina mentre invece per la macchina ad asse verticale è obbligatorio .