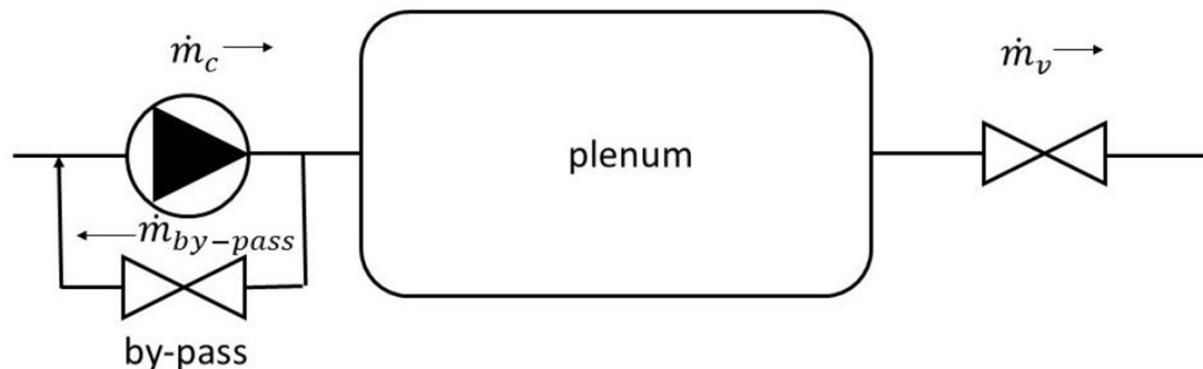


Regolazione dei compressori dinamici

La regolazione dei compressori dinamici può essere realizzata con i criteri base già introdotti nel caso delle pompe e dei ventilatori. Si ricordi a questo proposito che nelle valvole di regolazione il flusso è soggetto al un processo dissipativo isoentalpico detto laminazione. Nel caso sia prevista la variazione della geometria della palettatura, si interviene sull'inclinazione delle pale statoriche, come ad esempio nei compressori assiali dei turbogas.

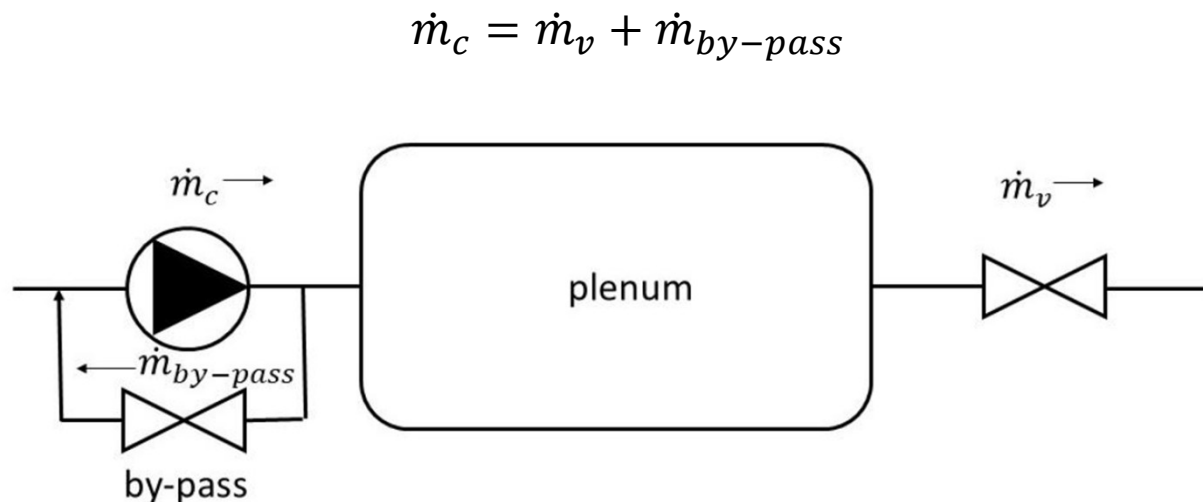
Per impedire poi al compressore di lavorare in condizioni troppo vicine a quelle di stallo anche quando non sia possibile evitarle riducendo la velocità di rotazione della macchina e/o quando sia richiesto di lavorare con portate inferiori al limite, ad esempio nei transitori o in situazioni di emergenza, si adotta un bypass con riflusso alla zona di aspirazione.

$$\dot{m}_c = \dot{m}_v + \dot{m}_{by-pass}$$



Regolazione dei compressori dinamici

A valle del compressore, e prima del plenum, si realizza un circuito di ritorno a monte della aspirazione, nel quale il flusso è controllato da una valvola asservita al sistema di regolazione. Normalmente la valvola è chiusa, ma in condizioni di emergenza si apre per cui il compressore opera con una portata superiore a quella inviata al plenum di una quantità pari alla portata di by-pass.



Compressori volumetrici

I compressori volumetrici sono più adatti dei compressori dinamici a realizzare elevati rapporti di compressione con portate di fluido ridotte.

Possono essere alternativi o rotativi: il principio generale di funzionamento è simile, ma con alcune particolarità. Queste saranno messe in evidenza descrivendo prima, con maggior dettaglio, il compressore alternativo a stantuffo e poi, in maniera più sintetica, alcuni tipi di compressori rotativi.

Tra questi vi sono:

- Compressori alternativi a stantuffo
- Compressori volumetrici rotativi

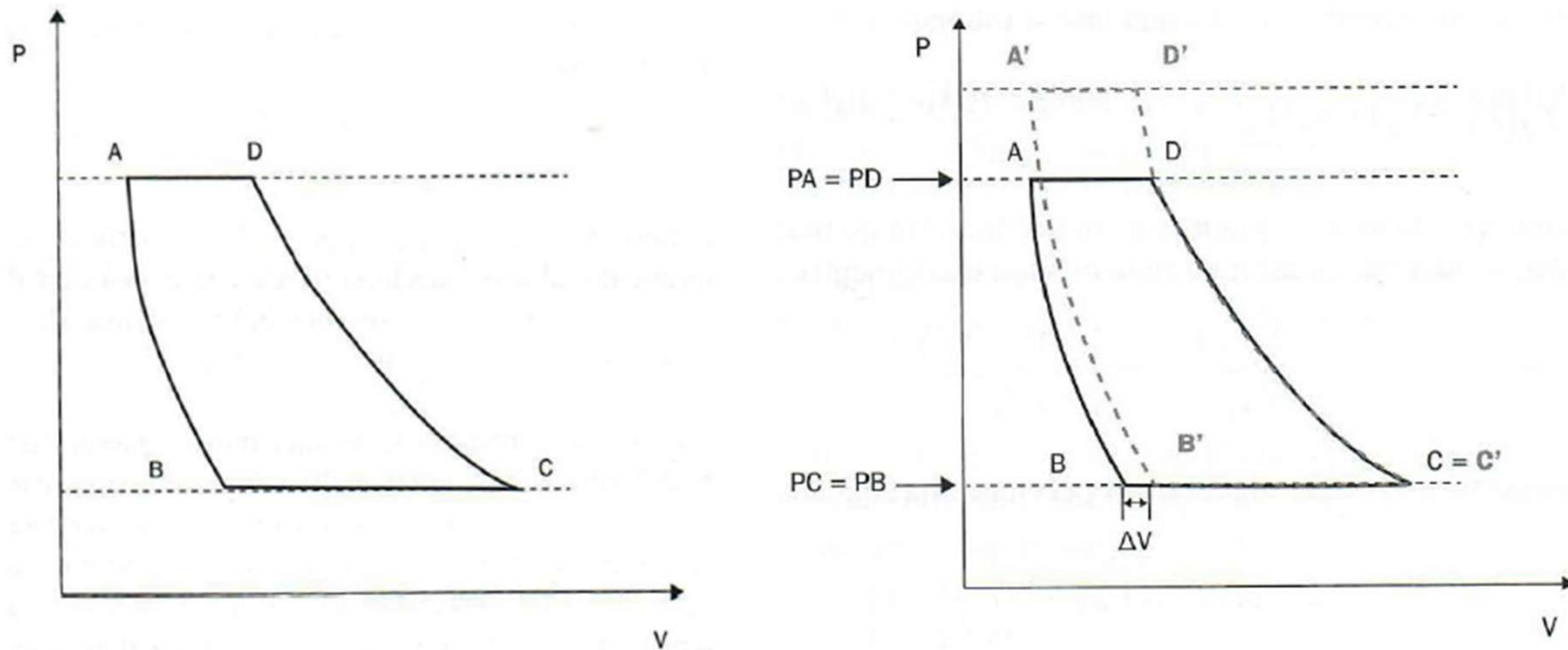
Compressori alternativi a stantuffo

Sono stati i primi compressori a venire sviluppati. Lo schema di una macchina monocilindrica a semplice effetto è simile a quello di una pompa dello stesso tipo. Il moto alterno dello stantuffo è tipicamente realizzato con un meccanismo biella e manovella. Le valvole sono solitamente automatiche ma, a differenza del caso delle pompe, grazie alla comprimibilità del fluido trattato, la valvola di aspirazione può anche essere comandata per regolare la portata, come sarà illustrato più avanti. La pressione di mandata può essere dell'ordine di grandezza delle centinaia di bar.

I compressori alternativi possono essere macchine di dimensioni e potenze elevate, installate in diversi tipi di impianti di processo, ma sono anche utilizzati per piccole applicazioni a bassa portata e pressioni non necessariamente estreme, come ad esempio nel caso dei piccoli compressori da officina.

Analogamente al caso delle pompe alternative a stantuffo, il ciclo si rappresenta sul piano P-V, ed è limitato sull'asse delle ascisse dai volumi ai punti morti, la cui differenza dà la cilindrata del compressore, V , e sull'asse delle ordinate dalle pressioni in fase di aspirazione, p_1 , e di mandata, p_2 .

Compressori alternativi a stantuffo



Un parametro geometrico importante, in aggiunta a quelli già introdotti nella trattazione delle pompe alternative, è il grado di spazio morto:

$$\mu = \frac{V_{min}}{V}$$

dove V_{min} è il volume dello spazio morto, cioè il volume interno al cilindro quando lo stantuffo è al punto morto superiore. Questo volume influenza pesantemente il funzionamento del compressore, mentre risultava praticamente influente nel caso della pompa.

Compressori alternativi a stantuffo

La forma del ciclo ideale si differenzia infatti nettamente da quello della pompa, a causa della comprimibilità del fluido: la fase di compressione, C-D, e quella di espansione del gas rimasto intrappolato nello spazio morto, A-B, non sono più isocore ma isoentropiche. Come si osserva in figura, il volume dello spazio morto dovrà essere quanto più ridotto possibile, dato che la citata espansione del gas intrappolato riduce il volume aspirabile rispetto a quello della cilindrata. Aumentando la pressione di mandata aumenta la massa intrappolata e si riduce di conseguenza il volume aspirabile. Questo limite funzionale non era ovviamente presente nel caso delle pompe.

È opportuno allora introdurre il coefficiente di riempimento, λ_v . Con riferimento al ciclo ideale di figura, il coefficiente di riempimento ideale è:

$$\lambda_{v_{id}} = \frac{m_a}{\rho_1 V} = \frac{\rho_1 (V_C - V_B)}{\rho_1 V} = \frac{V_C - V_B}{V}$$

dove m_a è la massa aspirata.

E' ora conveniente correlare $\lambda_{v_{id}}$ a μ . I volumi V_C e V_B possono essere scritti come:

$$- V_C = (1 + \mu)V$$

$$- V_B = \beta^{\frac{1}{k}} \mu V \text{ essendo: } p_2 (\mu V)^k = p_1 V_B^k \Rightarrow V_B^k = \frac{p_2}{p_1} (\mu V)^k = \beta (\mu V)^k$$

per cui il coefficiente di riempimento ideale diventa:

$$\lambda_{v_{id}} = \frac{(1 + \mu)V - \beta^{\frac{1}{k}} \mu V}{V} = 1 - \mu \left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1 \right)$$

Compressori alternativi a stantuffo

Nel caso reale sarà opportuno definire il riempimento con riferimento alla massa mandata m_m , che potrà differire a causa dei trafilamenti da quella aspirata, m_a , e scrivere quindi:

$$\lambda_v = \frac{m_m}{\rho_1 V}$$

Il coefficiente di riempimento influenza il lavoro di compressione compiuto in un ciclo ideale ma non il lavoro unitario, riferito cioè a una portata in massa unitaria, e quindi non ha influenza sul rendimento di compressione. Il lavoro compiuto in un ciclo ideale è infatti:

$$L_{cid} = - \oint p dV = \oint V dp \Rightarrow$$
$$L_{cid} = \int_C^D V dp - \int_A^B V dp = \frac{k}{k-1} p_1 (V_C - V_B) \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} p_1 \lambda_{v_{id}} V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

ed è funzione di $\lambda_{v_{id}}$. La potenza interna ideale del compressore può essere calcolata in funzione di L_{cid} oppure del lavoro unitario ideale $L_{u_{id}}$:

$$P_{i_{id}} = L_{cid} \frac{n}{60} i = \dot{m} L_{u_{id}} = \lambda_{v_{id}} \rho_1 i V \frac{n}{60} L_{u_{id}}$$

Compressori alternativi a stantuffo

e inserendo la formulazione esplicita di L_{cid} appena trovata si ottiene:

$$\frac{k}{k-1} p_1 \lambda_{vid} V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{n}{60} i = \lambda_{vid} \rho_1 i V \frac{n}{60} L_{uid} \Rightarrow L_{uid} = \frac{p_1}{\rho_1} \frac{k}{k-1} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

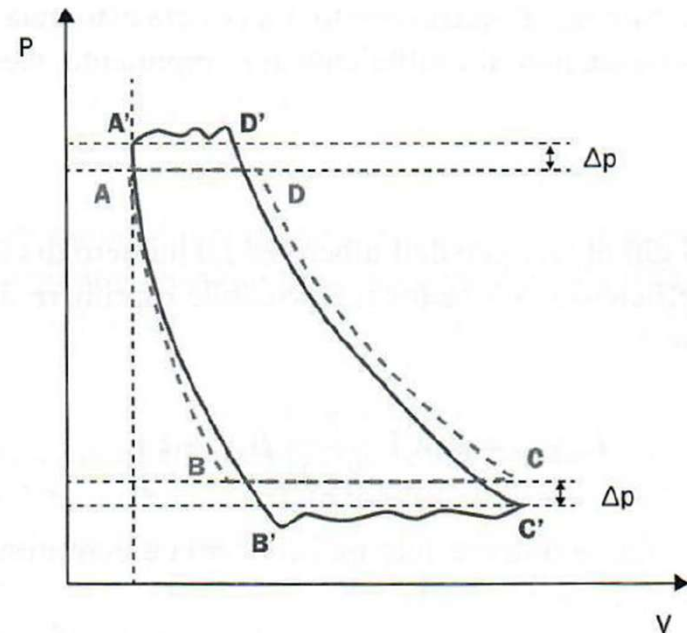
dove n è la velocità di rotazione in giri/min e i è il numero di cicli che si realizza ad ogni giro (come illustrato più avanti, può essere superiore a uno). L'espressione di L_{uid} è quindi quella ben nota del lavoro isoentropico, e non dipende da λ_{vid} .

Le differenze tra ciclo ideale e reale, detto anche ciclo indicato, sono in parte analoghe a quelle già osservate studiando le pompe:

durante il riempimento, la pressione all'interno del cilindro è inferiore a quella nell'ambiente di aspirazione;

durante lo svuotamento, la pressione all'interno del cilindro è superiore a quella nell'ambiente di mandata;

la compressione e l'espansione non sono isoentropiche e neanche adiabatiche, perché usualmente vi sarà uno scambio termico, instazionario, con le pareti del cilindro.



Compressori alternativi a stantuffo

L'area del ciclo rappresenta il lavoro assorbito: quella del ciclo indicato è superiore a quella del ciclo ideale. Si può definire come pressione media indicata, p_{mi} , quel valore di pressione che moltiplicato per la cilindrata fornisce l'area del ciclo indicato, cioè il lavoro di compressione reale L_c :

$$L_c = p_{mi}V \Rightarrow p_{mi} = \frac{L_c}{V}$$

La potenza interna effettiva del compressore, o potenza indicata, è quindi:

$$P_i = p_{mi}V \frac{n}{60} i$$

e il rendimento isentropico interno, o indicato, vale:

$$\eta_i = P_{i_{id}}/P_i = \frac{L_{c_{id}} \frac{n}{60} i}{p_{mi}V \frac{n}{60} i} = \frac{L_{c_{id}}}{p_{mi}V} = \frac{\dot{m}L_{i_{id}}}{p_{mi}V \frac{n}{60} i}$$

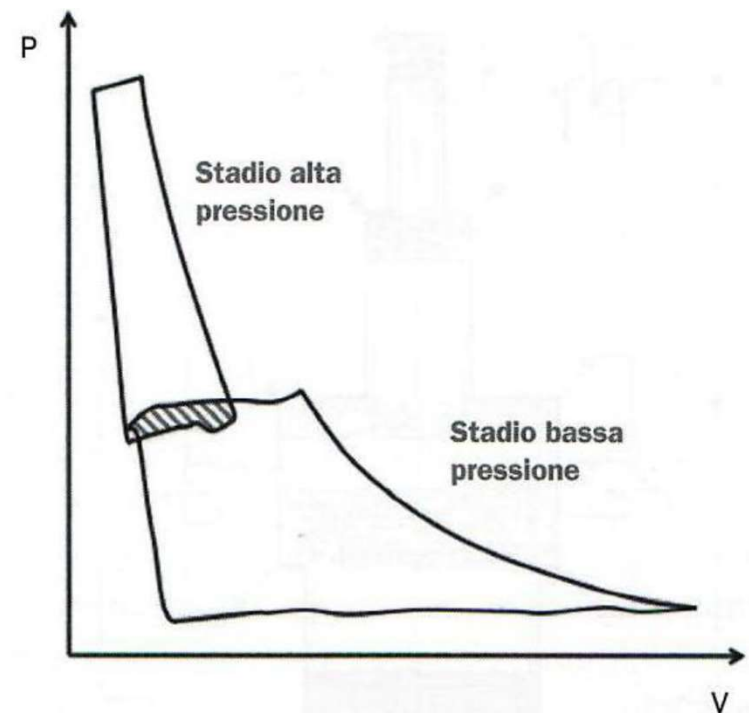
Analogamente potrebbe essere definito il rendimento isoterma, assumendo quale trasformazione reversibile di confronto con il processo reale quella a temperatura costante.

Indicativamente, il rendimento isentropico può essere pari a $0.65 \div 0.75$. Per trovare il rendimento totale, η_t , bisogna poi considerare il rendimento meccanico η_m .

Compressori alternativi a stantuffo

Il rapporto volumetrico di compressione è usualmente ≤ 6 , mentre β può variare tra 6 e 10. Con rapporti di compressione più elevati, oltre alla riduzione della efficienza volumetrica, si avrebbero temperature di fine compressione troppo elevate, incompatibili con le caratteristiche fisiche reologiche dell'olio lubrificante.

Per realizzare i rapporti di compressione elevati, che caratterizzano le più tipiche applicazioni industriali di queste macchine, si utilizzano compressori alternativi a più stadi con refrigerazione intermedia. Si possono utilizzare più unità monostadio o a doppio effetto, con meccanismi biella-manovella distinti. È molto diffuso anche l'impegno di unità in cui, con un unico manovellismo, si aziona uno stantuffo "a gradino", cioè con sezioni di diverso diametro, che si riduce passando da uno stadio di compressione al successivo. La figura mostra il diagramma indicato per un processo di compressione a due stadi. Le figure successive mostrano diverse architetture di compressori alternativi a più stadi in serie e/o in parallelo.



Compressori alternativi a stantuffo

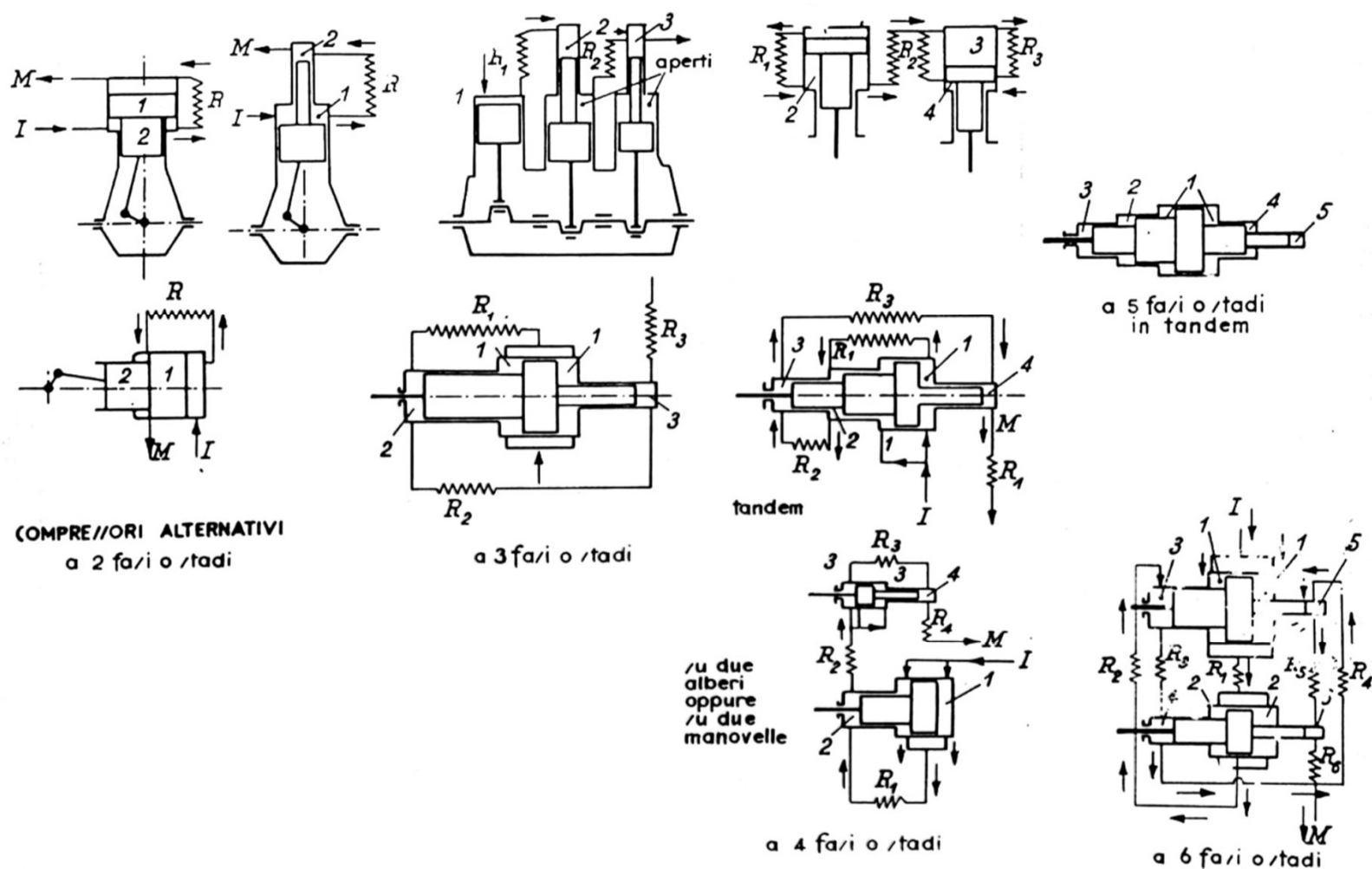
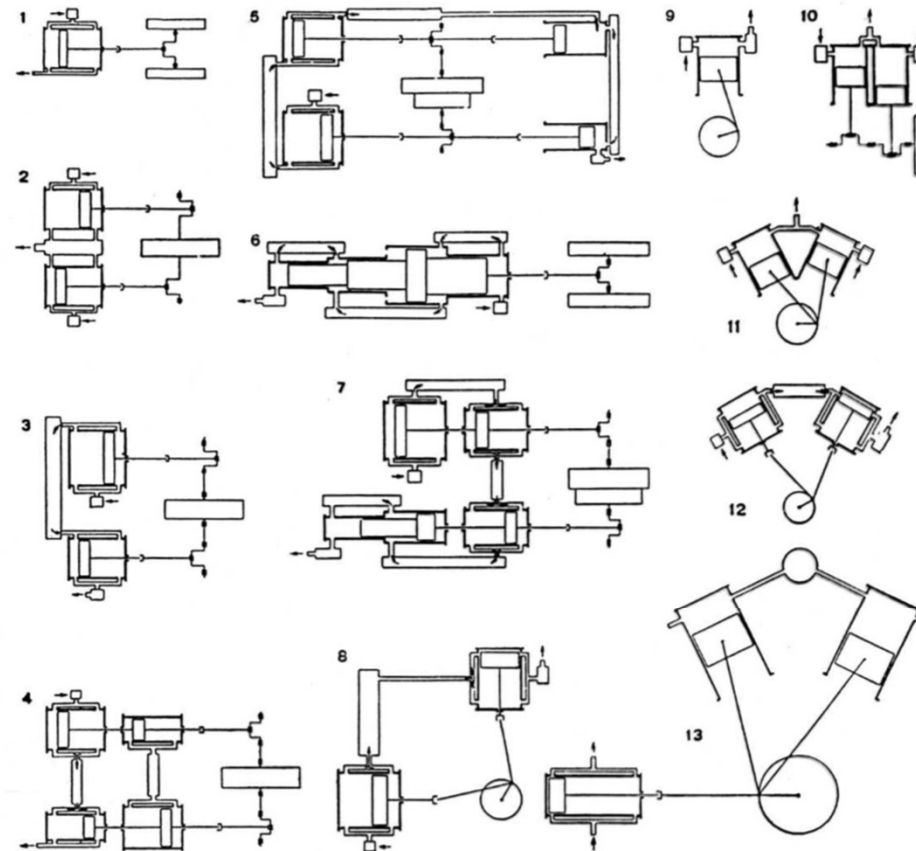


Fig. 227 - Rappresentazione schematica dei compressori alternativi a stantuffi a più stadi di compressione.

Compressori alternativi a stantuffo

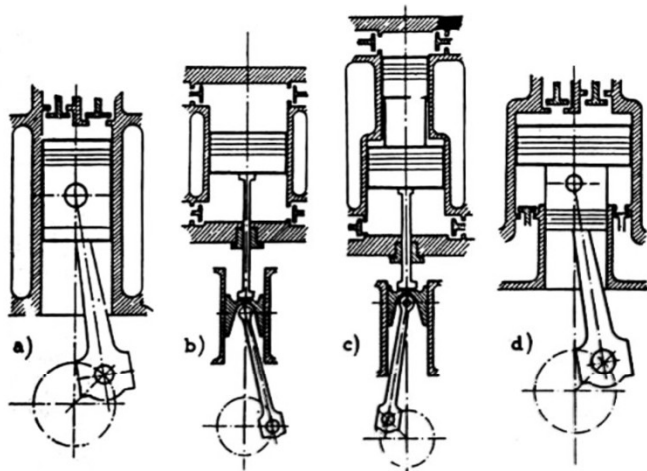


1. Compressore orizzontale monofase a doppio effetto.
2. Compressore orizzontale monofase a doppio effetto tipo duplex.
3. Compressore orizzontale a due stadi a doppio effetto tipo duplex.
4. Compressore orizzontale a due stadi a doppio effetto tipo duplex con matrice a vapore a duplice espansione in tandem.
5. Compressore orizzontale a quattro stadi con cilindri in corpi duplex contrapposti.
6. Ipercompressore orizzontale a quattro stadi con stantuffi a gradino.
7. Ipercompressore orizzontale a cinque stadi con due corpi (B.P. e A.P.) in duplex.
8. Compressore a due stadi a doppio effetto con cilindri ad angolo retto.
9. Compressore verticale monofase a semplice effetto.
10. Compressore verticale bicilindrico monofase a semplice effetto.
11. Compressore bicilindrico monofase con cilindri a "V" a semplice effetto.
12. Compressore a due stadi con cilindri a "V" a doppio effetto.
13. Motocompressore con cilindri motori a "V" e cilindri compressori orizzontali a doppio effetto.

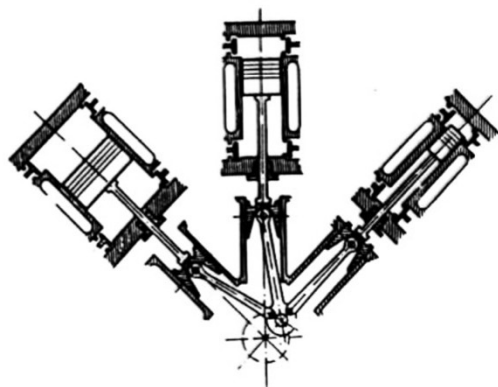
Fig. 192. — Disposizione schematica dei cilindri in vari tipi di compressori.

(Dalla monografia della Mobil Oil Italiana).

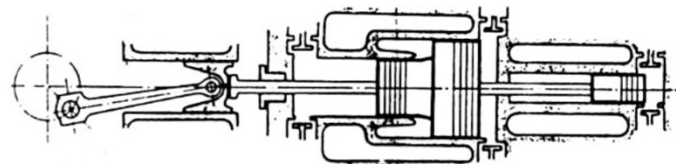
Compressori alternativi a stantuffo



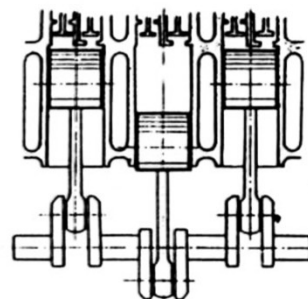
- Rappresentazioni schematiche di compressori alternativi a stantuffo ad asse verticale.
 a) compressore funzionante a semplice effetto; b) compressore funzionante a doppio effetto; c) compressore ad effetti contrapposti, con stantuffo a gradini; d) compressore con stantuffo differenziale.



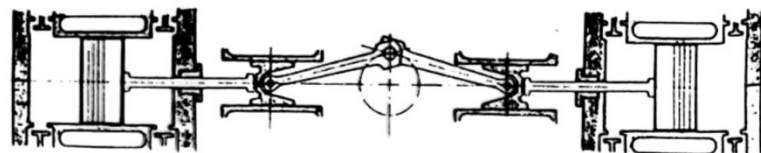
Raffigurazione schematica di compressore con cilindri disposti a W.



Raffigurazione schematica di compressore con cilindri in tandem, ad asse orizzontale.



Raffigurazione schematica di compressore con cilindri in linea ad asse verticale.



Raffigurazione schematica di compressore ad asse orizzontale con cilindri contrapposti.

Compressori alternativi a stantuffo

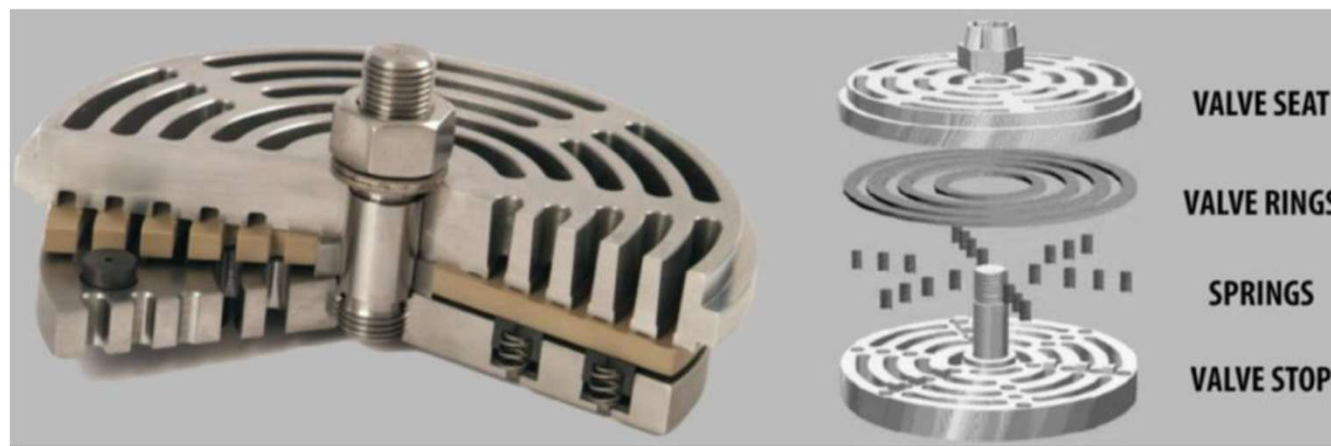
Esistono diverse tipologie di valvole automatiche per compressori:

- a lamelle, usate per piccoli compressori a singolo effetto ed elevata velocità di rotazione;
- a fungo, usate nei compressori ad elevatissima pressione;
- ad anelli, per compressori di dimensioni medie e grandi.

Le valvole ad anelli rappresentano la tipologia di valvole più diffusa in ambito Oil & Gas.

Sono composte dai seguenti elementi:

- la sede, di forma circolare, in cui sono ricavate le sezioni di passaggio per il flusso;
- l'otturatore, costituito da anelli in materiale plastico;
- le molle, che assicurano la tenuta dell'otturatore sulla sede;
- la contro-sede, dove l'otturatore si appoggia durante l'apertura della valvola e ne determina l'alzata.



Compressori alternativi a stantuffo

Il principio di funzionamento delle valvole automatiche si basa sulla differenza di pressione tra valle e monte dell'otturatore.

Con riferimento alla valvola di scarico, l'otturatore si apre quando la forza applicata sulle superfici a contatto con il gas all'interno del cilindro, che sta superando la pressione dell'ambiente di mandata, vince il precarico imposto dalle molle.

Una volta che la pressione fra i due lati si bilancia la valvola è mantenuta aperta dalla spinta del gas sugli anelli.

La chiusura della valvola avviene quando la forza esercitata dal flusso non sovrasta più quella elastica delle molle di richiamo.

Le curve caratteristiche dei compressori alternativi a stantuffo si differenziano nettamente da quelle dei compressori dinamici.

Per quanto visto in precedenza, in assenza di dispositivi di variazione della fasatura delle valvole di aspirazione, la portata a rapporto di compressione costante è funzione lineare della velocità di rotazione, mentre a giri fissi e rapporto di compressione variabile essa cambia con la variazione del coefficiente di riempimento, cioè diminuisce all'aumentare della pressione di mandata.

Solitamente, lo scopo della regolazione nei compressori alternativi a stantuffo è mantenere costante la pressione all'utilizzatore al variare della portata richiesta.

Compressori alternativi a stantuffo

La portata si può regolare in diversi modi grazie alla maggiore flessibilità, rispetto al caso delle pompe dello stesso tipo, data dalla comprimibilità del fluido trattato. Le soluzioni possibili, nella ipotesi di funzionamento continuo del compressore, sono:

- variazione della velocità di rotazione del compressore;
- laminazione del fluido alla aspirazione o alla mandata;
- variazione della fasatura della valvola di aspirazione, se del tipo comandato.

Con la laminazione all'aspirazione, non adottabile nel caso delle pompe perché provocherebbe cavitazione, si riducono pressione e densità del gas aspirato.

La variazione della fasatura, anche questa impossibile nel caso delle pompe, consiste nell'anticipare o nel posticipare rispetto al PMI la chiusura della valvola di aspirazione:

- se si anticipa la chiusura, durante la parte finale della corsa dello stantuffo fino al PMI il gas espanderà per poi venire ricompresso nella parte iniziale della successiva corsa di compressione;
- se si ritarda la chiusura, nella parte iniziale della corsa di compressione una parte del gas aspirato sarà espulso e rifluirà nell'ambiente di aspirazione.

Compressori alternativi a stantuffo

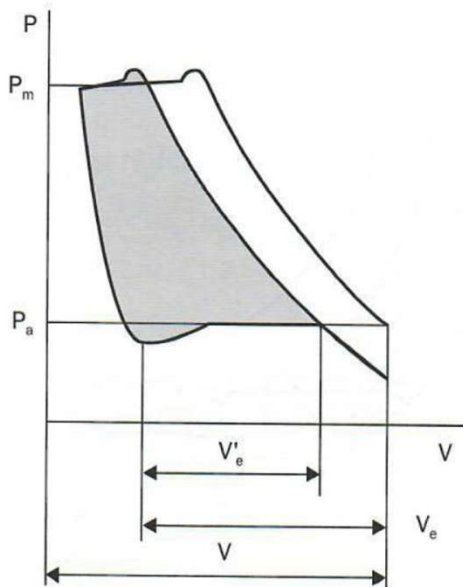
Dal punto di vista della regolazione le due soluzioni sono equivalenti.

Nelle applicazioni che consentono un funzionamento discontinuo del compressore, il criterio di regolazione più semplice è quello cosiddetto del “tutto o niente”.

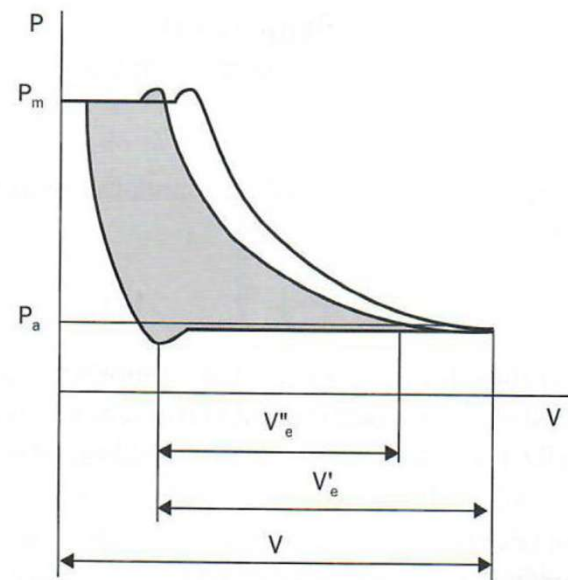
Il gas compresso è inviato all’utenza scaricando un serbatoio attraverso un regolatore di pressione.

Quando la sovrappressione nel serbatoio rispetto al valore impostato al regolatore scende a un valore soglia prefissato il compressore si avvia, fino a riportare la pressione nel serbatoio al valore massimo previsto.

Questo è il criterio di regolazione tipico nei piccoli compressori di officina.



Anticipo chiusura aspirazione



Ritardo chiusura aspirazione

Compressori volumetrici rotativi

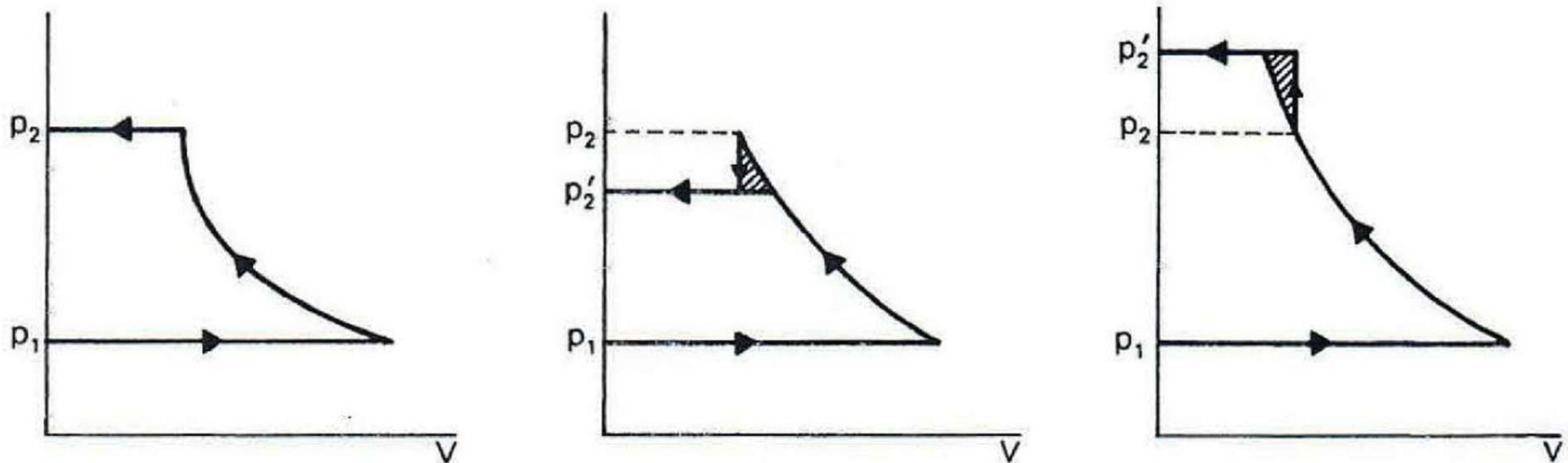
Esistono vari tipi di compressori volumetrici rotativi, con portate massime che possono andare da 200 m³/h fino a 80000 m³/h, mentre le pressioni alla mandata arrivano fino a 25 bar. In generale queste macchine hanno velocità di rotazione abbastanza elevata e un livello di vibrazioni molto contenuto, in contrapposizione a quanto accade coi compressori alternativi.

La caratteristica comune a tutte le tipologie è rappresentata dal fatto che la rotazione della camera (o delle camere) in cui è confinato il volume di fluido da comprimere rende inutile la presenza del sistema di distribuzione a valvole: la comunicazione con l'ambiente di aspirazione e di mandata avviene quando la camera o le camere di lavoro si trovano in opportune posizioni angolari.

L'assenza delle valvole rende questi compressori semplici e affidabili, ma porta con sé dei limiti: l'incremento di pressione dovuto alla riduzione del volume delle camere di lavoro durante la rotazione, che troviamo nella maggior parte dei compressori volumetrici rotativi, è indipendente dalla pressione dell'ambiente di mandata per cui, quando le camere si aprono dopo la fine della compressione, la loro pressione potrà essere minore, maggiore o uguale a quella dell'ambiente esterno (al contrario, nei compressori alternativi a stantuffo con valvole automatiche la pressione finale del gas compresso è sempre eguale a quella dell'ambiente di mandata, a parte la piccola sovrappressione richiesta per l'apertura dell'otturatore).

Compressori volumetrici rotativi

Salvo il caso in cui le pressioni sono uguali o, più realisticamente, poco diverse, si verificano alla mandata rapidi aggiustamenti dissipativi di pressione, per sovra o sotto espansione, che causano un abbassamento del rendimento. La figura sottostante mostra l'andamento della compressione quando la pressione p_2 è uguale, maggiore o minore della pressione p_2' all'utilizzatore.



Un altro aspetto caratteristico di questo tipo di compressori è che il volume morto è trascurabile oppure addirittura nullo: viene quindi a mancare il limite tipico dei compressori alternativi nei quali rapporti di compressione elevati portano ad una riduzione della portata volumetrica.

Nel seguito si descrivono brevemente i tipi più diffusi: compressori a palette, compressori Roots, compressori scroll.

Compressori volumetrici rotativi

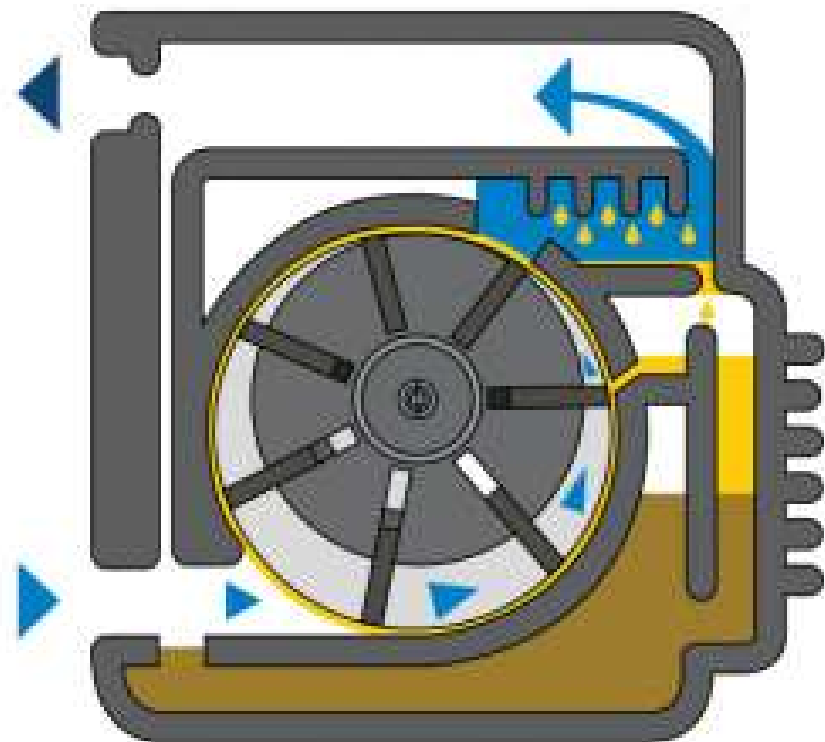
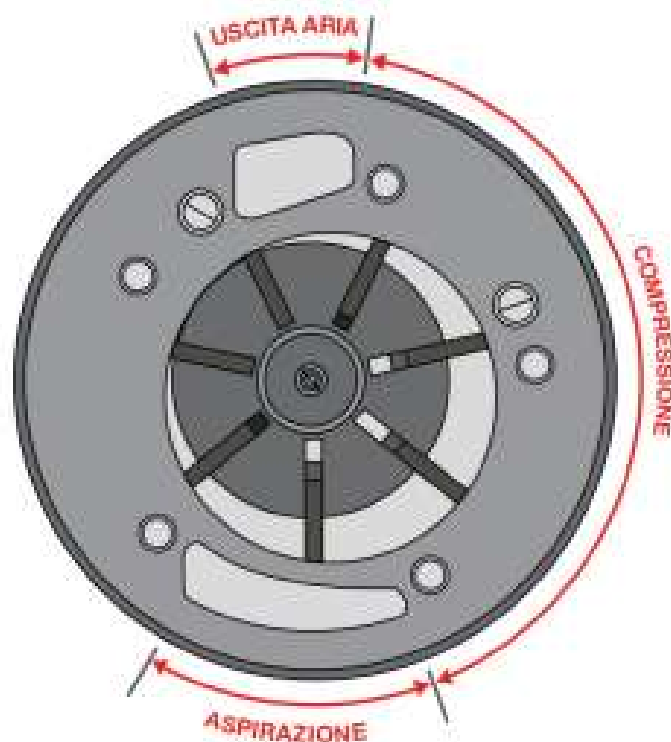


JAES company Italia, <https://www.youtube.com/watch?v=NyXcqQlhk-U&t=232s>

Compressori a palette

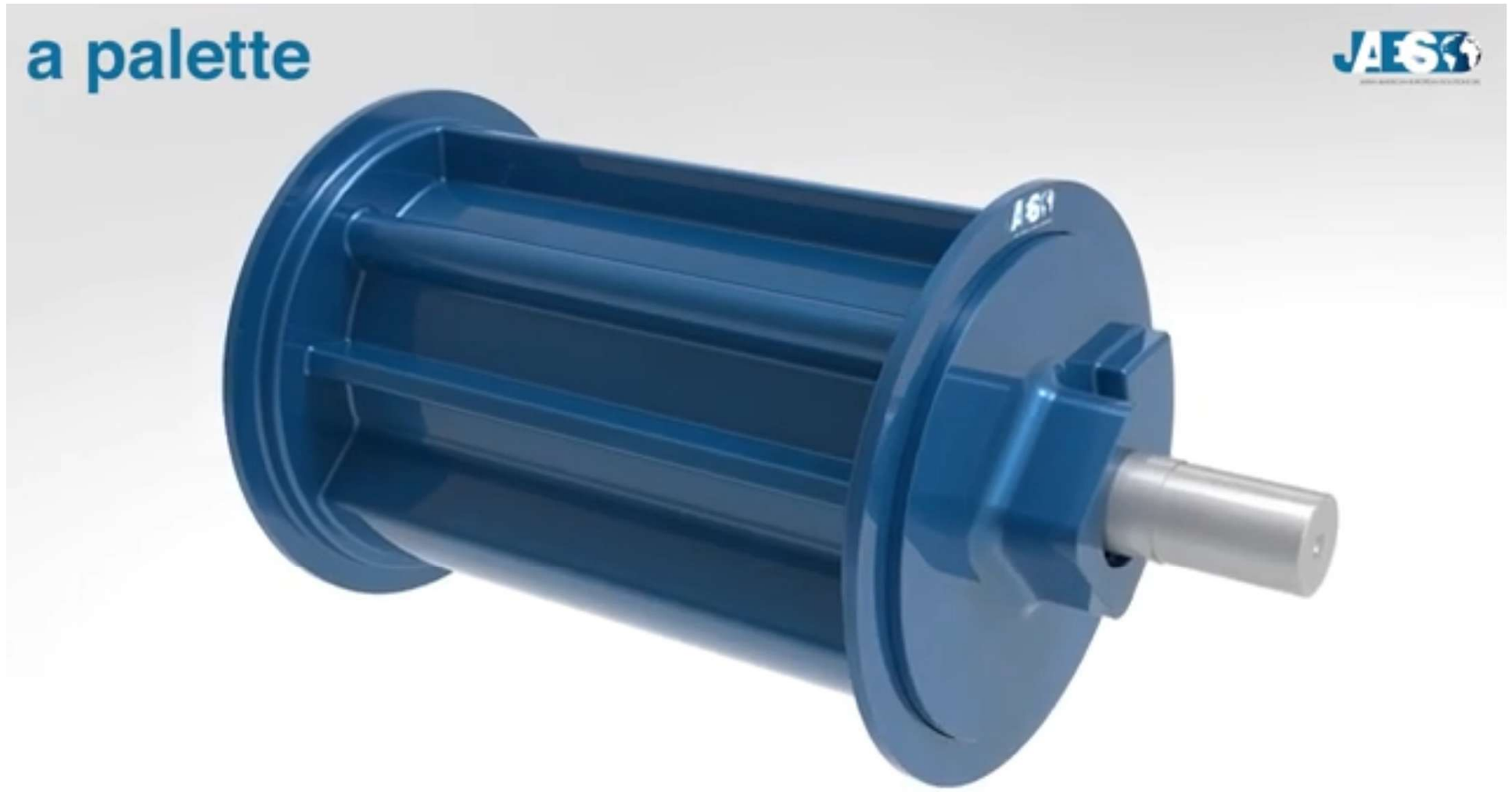
Le camere a volume variabile sono realizzate con lamelle, talvolta costruite con materiali autolubrificanti, che scorrono all'interno di cavità radiali realizzate in un rotore cilindrico, eccentrico rispetto alla cassa cilindrica della macchina.

La tenuta sulla superficie cilindrica avviene per forza centrifuga.



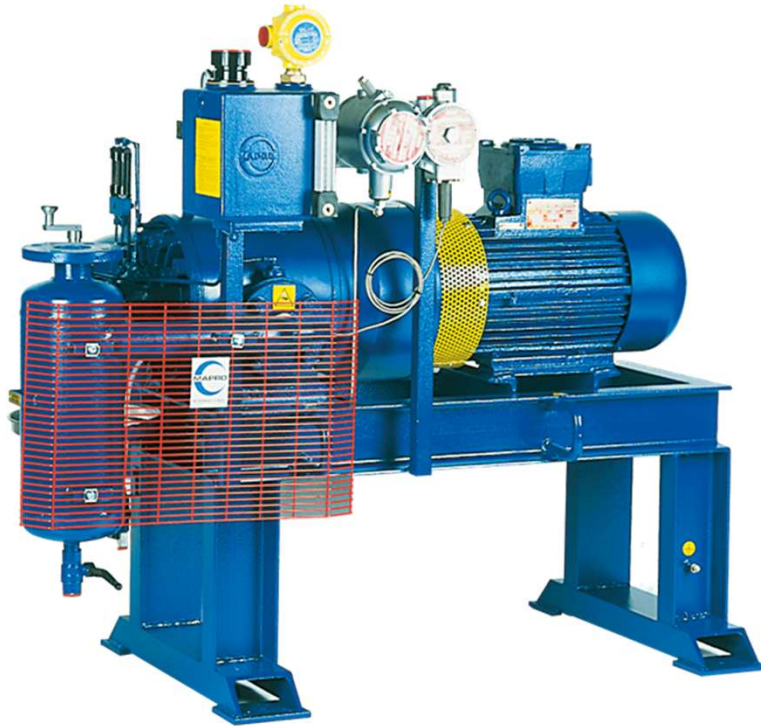
<https://www.progettoenergiaefficiente.it/compressore-daria/>

Compressori a palette

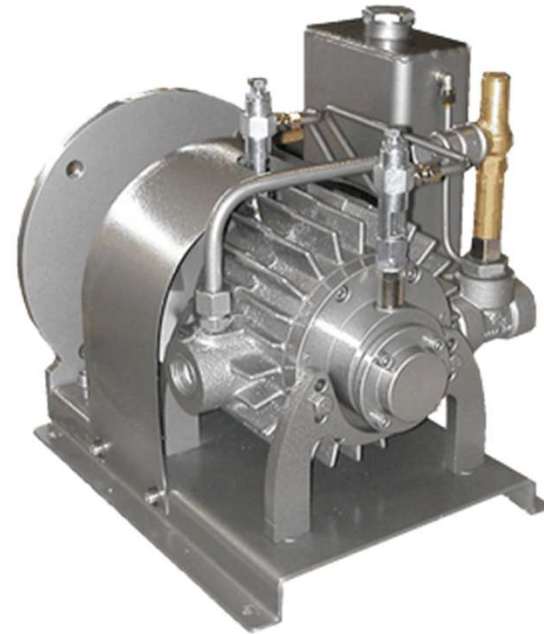


<https://www.progettoenergiaefficiente.it/compressore-daria/>

Compressori a palette



<https://mapoint.com/compressori-rotativi-a-palette-aria-gas/>



<https://bigiesse.it/basso-vuoto/compressori-rotativi-a-palette-lubrificati-a-goccia-dolio/>

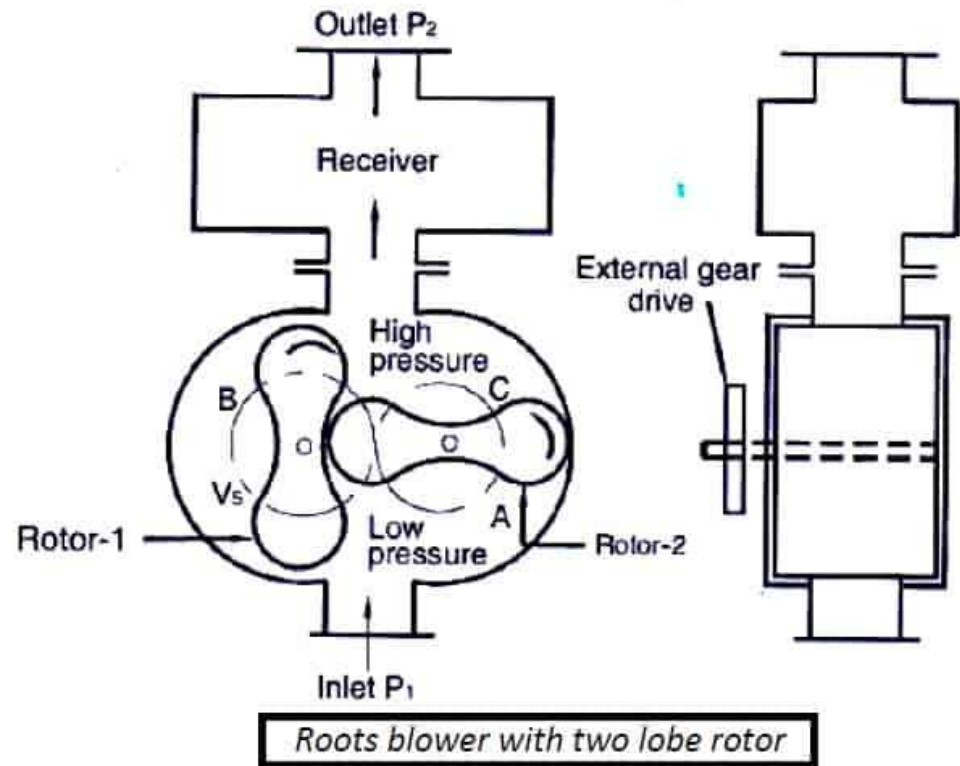
Compressori Roots

Detto anche compressore a lobi, è costituito da due rotori controrotanti a profili coniugati, guidati da una coppia esterna di ruote dentate. I rotori possono avere due o tre lobi a sviluppo assiale cilindrico o elicoidale (compressori tipo Lysholm).

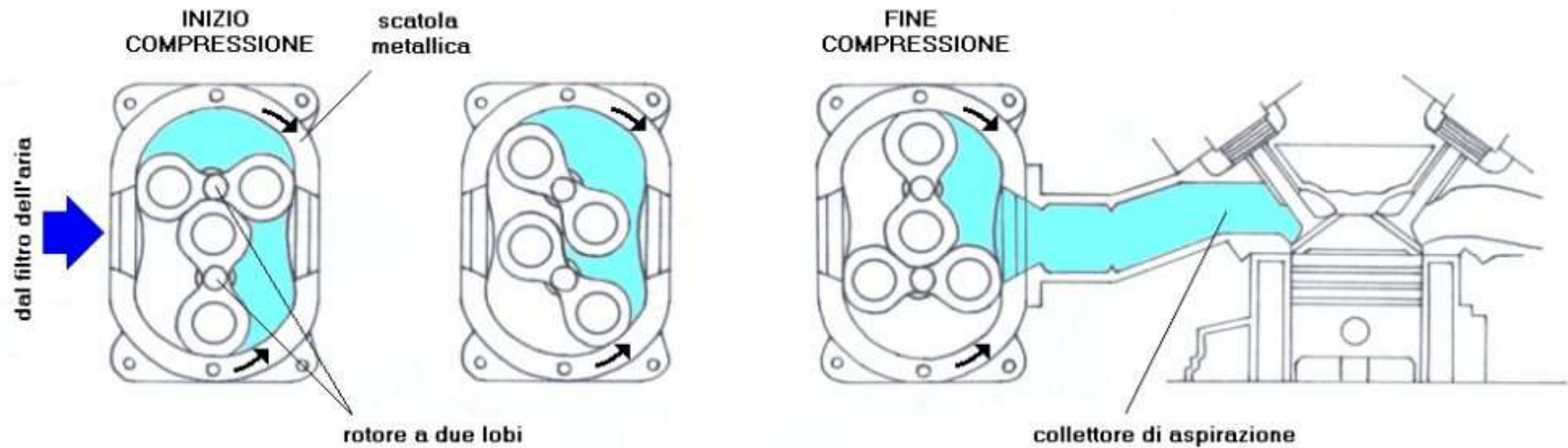
Le superfici dei rotori non sono a contatto né tra di loro né con la cassa, i giochi devono essere quanto più ridotti possibile per limitare i trafilamenti. In compenso il rendimento meccanico è molto alto.

La camera di lavoro rotante creata dal moto dei lobi è a volume costante, per cui il compressore funziona sempre in sotto espansione rispetto l'ambiente di mandata, cioè la compressione avviene per riflusso, e per questo motivo il rapporto di compressione è limitato a 1.7-1.8.

Una applicazione tipica di questi compressori è stata la sovralimentazione dei motori alternativi a combustione interna, prima dello sviluppo e poi in alternativa ai turbocompressori a gas di scarico. Presentano il vantaggio di accoppiare due macchine volumetriche, con leggi di variazione della portata con la velocità di rotazione analoghe, per cui la regolazione è intrinseca al sistema complessivo



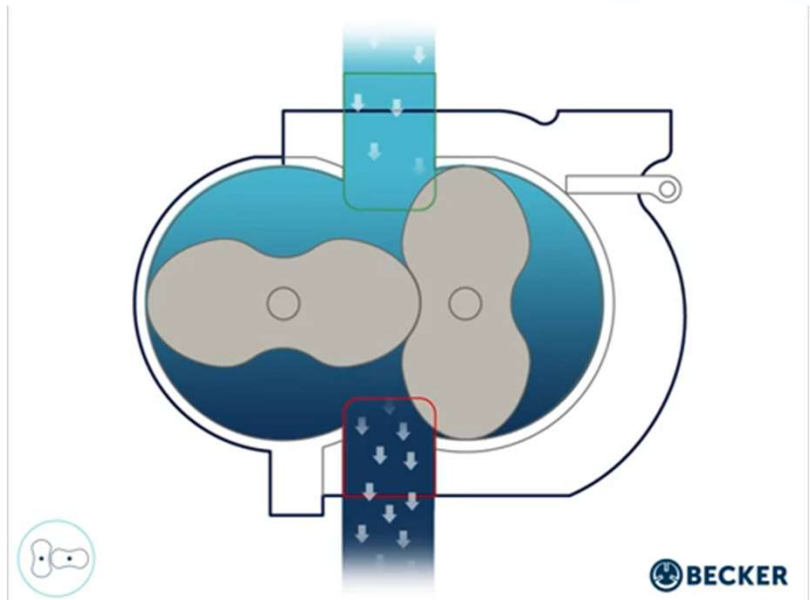
Compressori Roots



Applicazione di un compressore roots (a due lobi) per automotive, <https://matteodilallo.tech/compressori-volumetrici/>



<https://www.robuschi.com/it-it/positive-displacement-blowers>

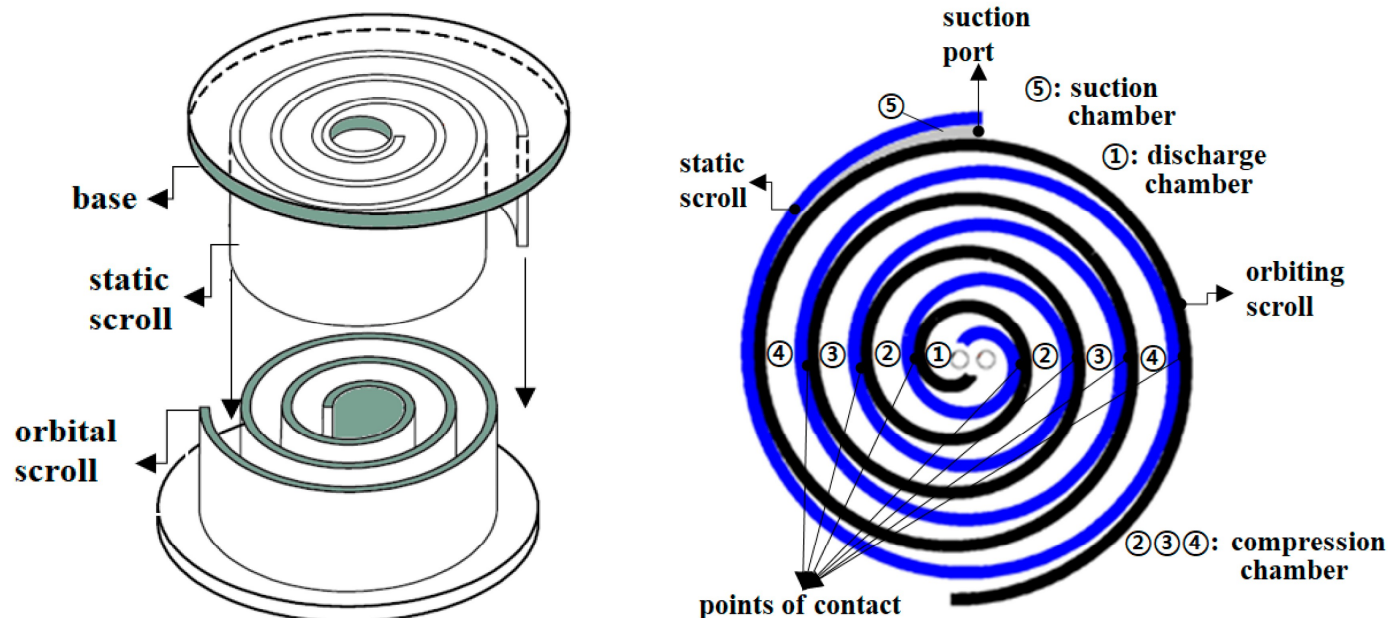


Compressori scroll

Il compressore scroll è costituito da due spirali, una fissa e l'altra orbitante. Il moto relativo delle spirali crea una successione di camere di volume decrescente.

Il fluido a bassa pressione entra alla periferia delle spirali, viene intrappolato nelle camere di compressione e trascinato fino al foro di scarico centrale.

Questi compressori sono stati sviluppati negli ultimi decenni del secolo scorso, e trovano il loro campo specifico di applicazione nei circuiti delle macchine frigorifere e dei climatizzatori, anche nel settore automobilistico.



Sung, J.P.; Boo, J.H.; Jung, E.G. Transient Thermodynamic Modeling of a Scroll Compressor Using R22 Refrigerant. *Energies* 2020, 13, 3911. <https://doi.org/10.3390/en13153911>.

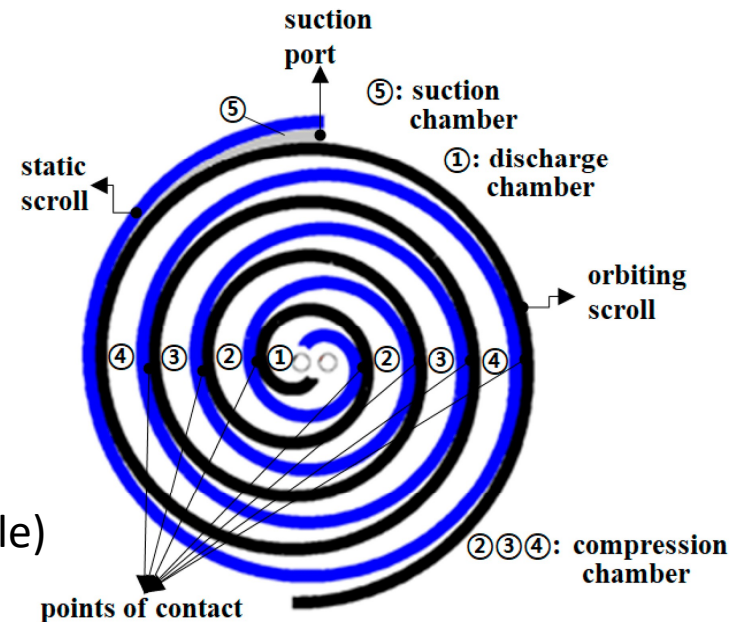
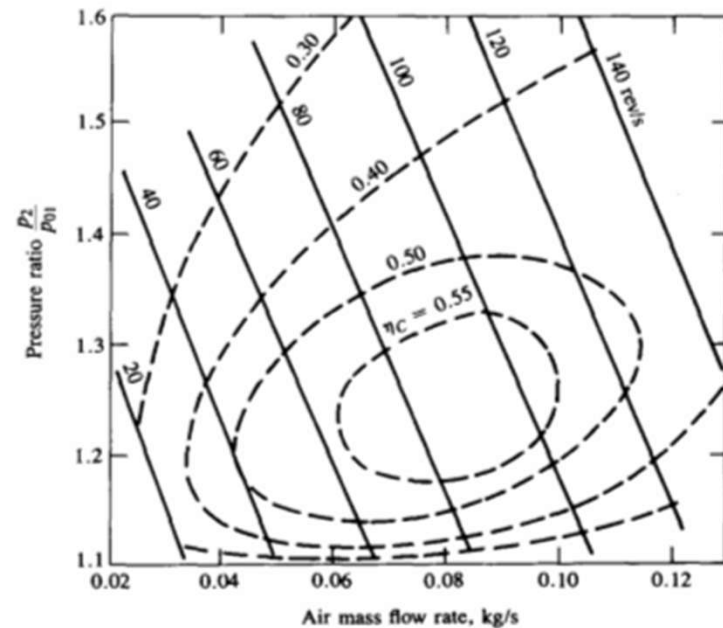
Compressori scroll

Applicazioni principali:

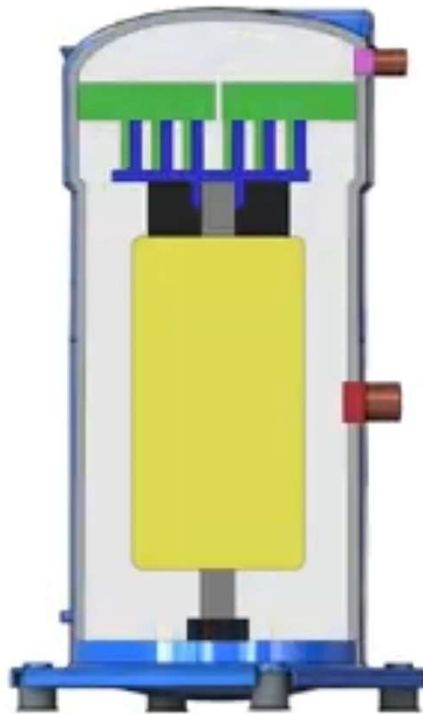
- ✓ condizionamento dell'aria
- ✓ refrigerazione
- ✓ pompaggio gas naturale
- ✓ pressurizzazione gas criogenici

Caratteristiche peculiari:

- limitato numero di parti mobili
 - ↳ elevata affidabilità
 - ↳ manutenzione limitata
- assenza di valvole:
 - ↳ rumorosità limitata
 - ↳ basso livello di vibrazioni
- movimento rotativo
 - ↳ coppia costante
- accorgimenti per la tenuta
 - ↳ elevata efficienza (anche in macchine piccole)



Compressori scroll

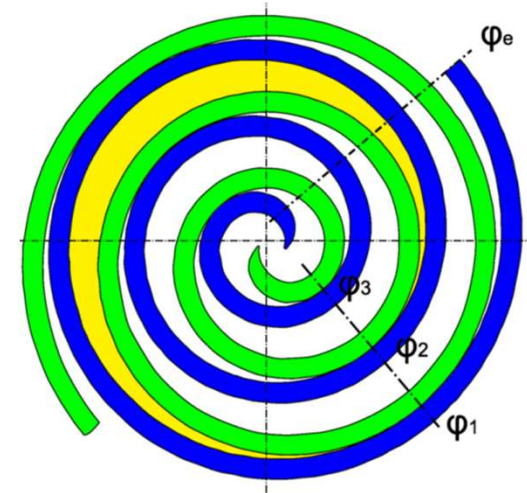


Air Change, The Scroll Compressor - Basics & The Fixed Speed Type, https://www.youtube.com/watch?v=nDfXosZR_eA

Compressori scroll

Accoppiamento dei compressori scroll:

- sfasati di 180° e con assi non coincidenti
- uno scroll è fisso, l'altro è dotato di moto orbitante grazie ad un giunto di Oldham
- i profili sono in contatto in diversi punti, generando camere a volume variabile
- i volumi si calcolano considerando l'area sottesa dalle curve



$$L(\varphi) = r_b(\varphi - \alpha)$$

$$dS = \frac{1}{2}[L(\varphi)]^2 d\varphi$$

$$V = h\left(\int dS_i - \int dS_o\right)$$

