



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

I compressori volumetrici

Corso di Macchine 1

Agenda

- ▶ Compressori volumetrici rotativi
- ▶ Compressori volumetrici alternativi
 - ▶ Caratteristiche
 - ▶ Il ciclo limite
 - ▶ La capacità di aspirazione
 - ▶ Lo scambio energetico
 - ▶ Il ciclo reale
 - ▶ Le perdite di carico
 - ▶ Scambi termici
 - ▶ Il lavoro reale
 - ▶ Potenza e perdite di trafilamento
- ▶ Esercizio





Compressori volumetrici rotativi



Compressori volumetrici alternativi

Compressori volumetrici alternativi

Caratteristiche generali

I compressori volumetrici alternativi

- ▶ Per definire il lavoro della macchina sul fluido si utilizza ancora una volta il **diagramma indicato**
- ▶ Il diagramma indicato descrive l'andamento della **pressione** nel cilindro in funzione della **posizione dello stantuffo**
- ▶ Il diagramma indicato si può **idealizzare** (ciclo limite) con una serie di ipotesi semplificative:

- Fluido aviscoso e quindi perdite di carico nulle
- Inerzie dei sistemi meccanici nulle
- Scambi termici nulli

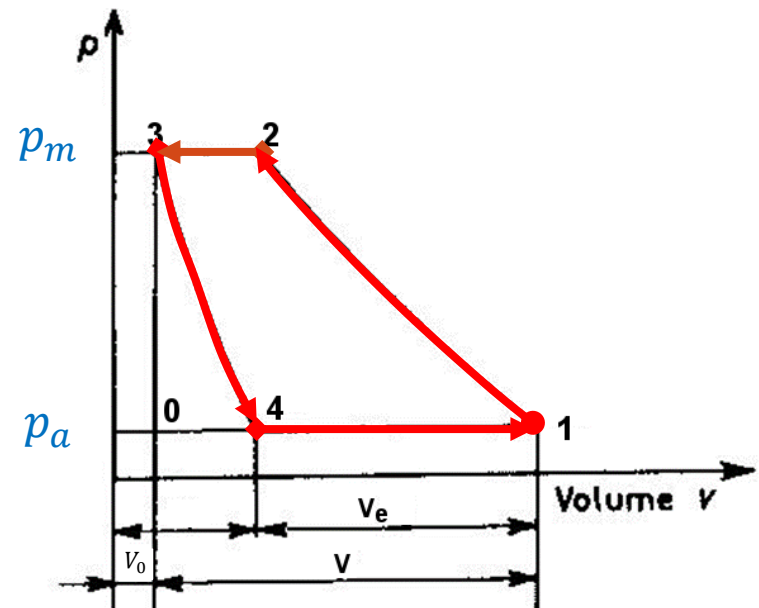
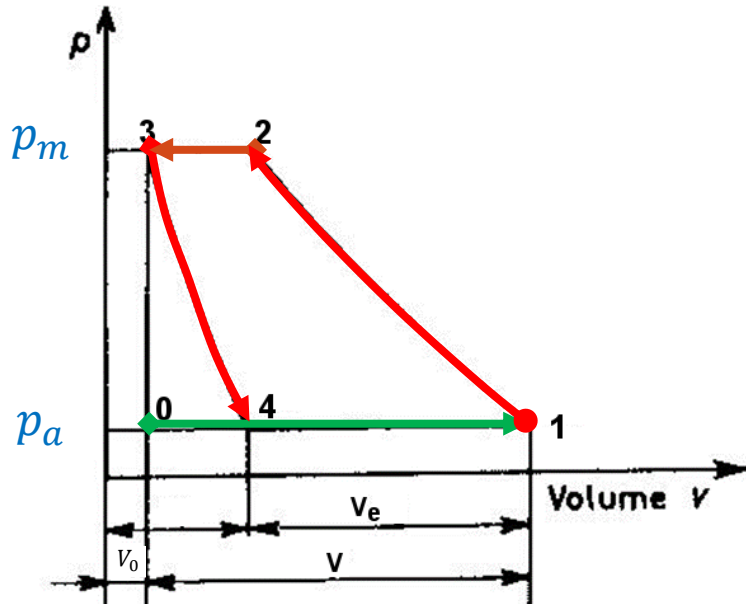


- Pressioni costanti ed in equilibrio con quelle nei condotti
- Anticipi e ritardi nella chiusura delle valvole nulli
- Compressioni isoentropiche

Compressori volumetrici alternativi

Ciclo Limite

Il ciclo limite

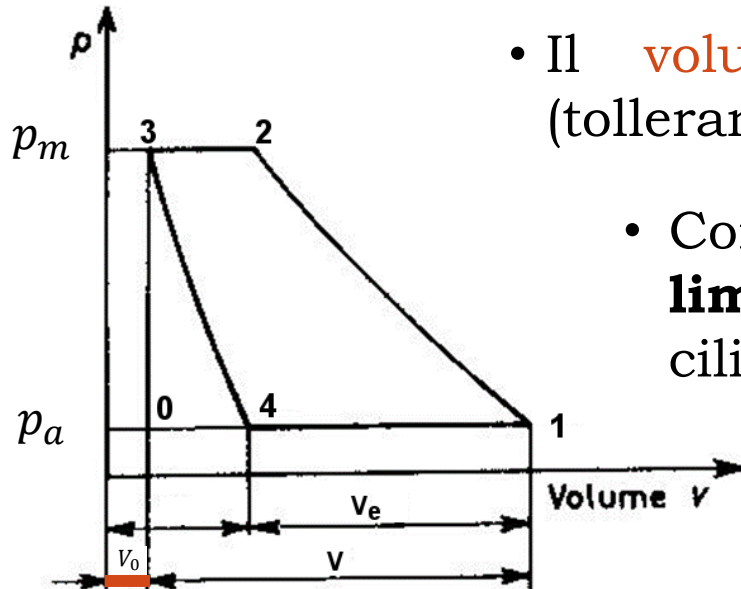


Compressori volumetrici alternativi

Ciclo Limite: La capacità di aspirazione

La capacità di aspirazione

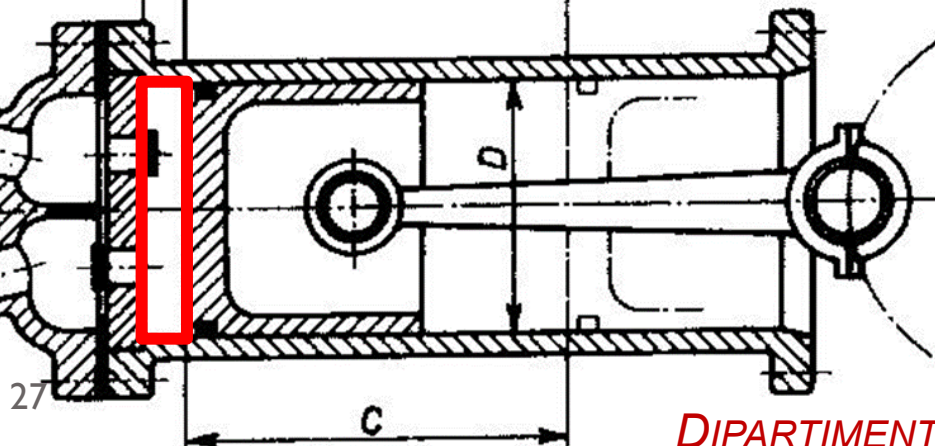
- Il **volume nocivo non è eliminabile** (tolleranze costruttive, presenza valvole)
- Condiziona il funzionamento perché **limita** la **capacità di aspirazione** del cilindro



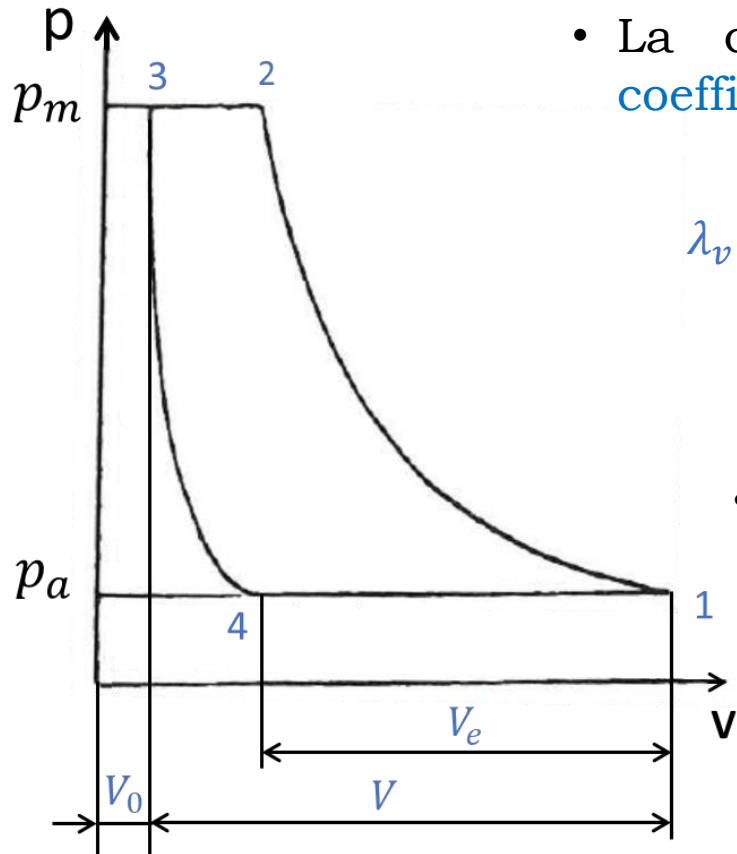
$$V_e < V_{\text{cilindrata}}$$

cilindrata efficace = $f(V_0, \beta)$

$$\beta, r_c = \frac{p_m}{p_a} = \frac{p_2}{p_1}$$



La capacità di aspirazione



- La capacità di aspirazione si valuta con il coefficiente di riempimento

$$\lambda_v = \frac{M_a}{\rho_a V} = \frac{\rho_a V_e}{\rho_a V} = \frac{V_1 - V_4}{V} = \frac{V_0 + V - V_4}{V} = 1 - \frac{V_4 - V_0}{V}$$

$$= 1 - \frac{V_0}{V} \left[\frac{V_4}{V_0} - 1 \right]$$

- Nel **ciclo limite** la compressione 1-2 e l'espansione 3-4 sono ritenute **isoentropiche**:

$$\frac{V_4}{V_0} = \frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1/k} = \left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{1/k}$$

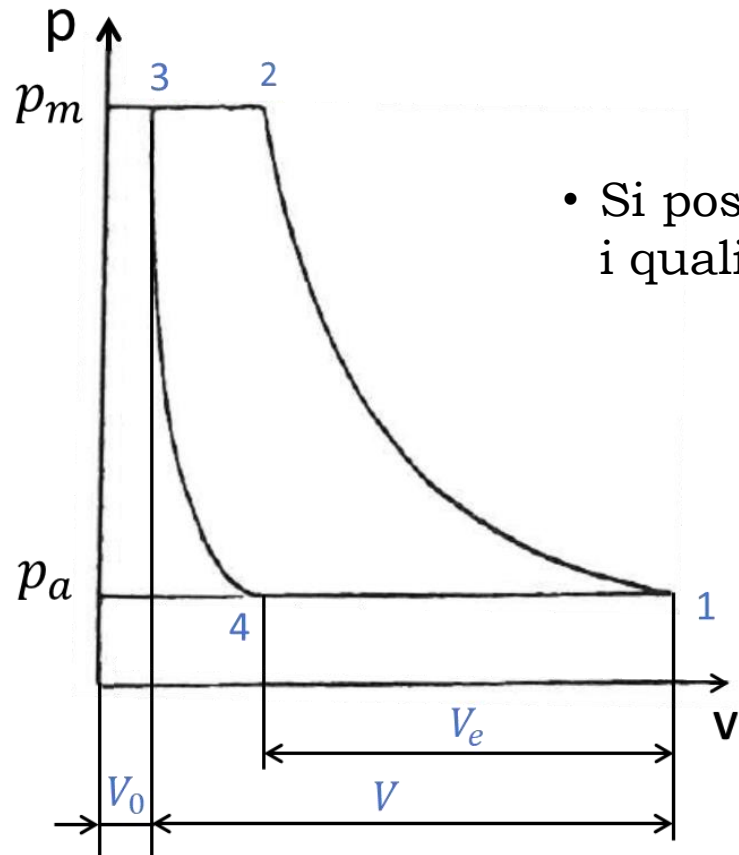
$$\lambda_v = 1 - \frac{V_0}{V} \left(\frac{V_4}{V_0} - 1 \right) = 1 - \frac{V_0}{V} \left[\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] =$$

$$\mu = V_0/V \approx 0.04 \div 0.06$$

β



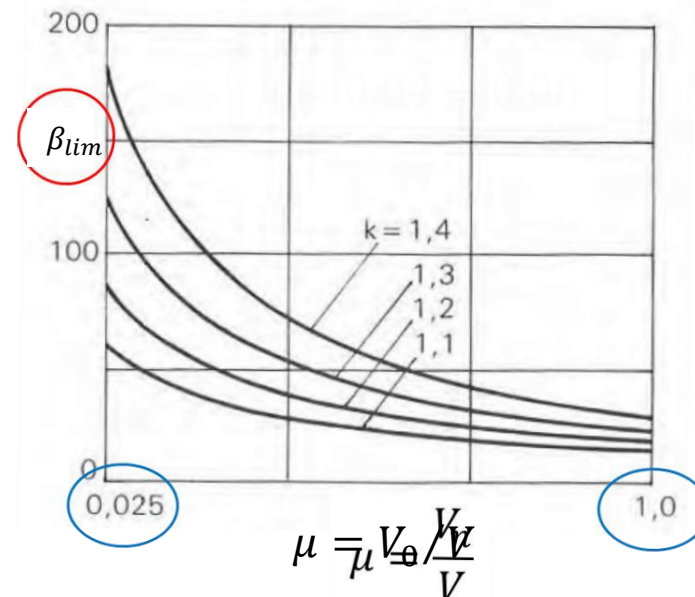
La capacità di aspirazione



- Si possono individuare i valori massimi di β e di μ per i quali la capacità di aspirazione si annulla ($\lambda_v = 0$)

$$\lambda_v = 1 - \mu \left[(\beta)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

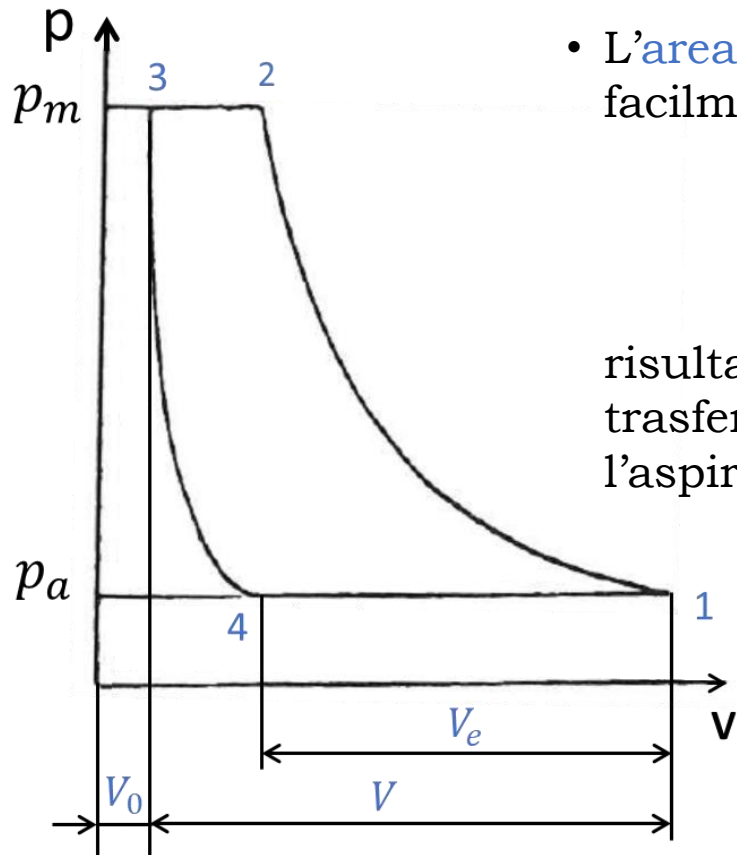
$$\beta_{lim} = \left(\frac{1}{\mu} + 1 \right)^k$$



Compressori volumetrici alternativi

Ciclo Limite: Lavoro e Potenza

Il lavoro e la potenza del ciclo limite



- L'area del **ciclo limite**, ovvero il lavoro L_{lim} , si può facilmente esprimere nella forma:

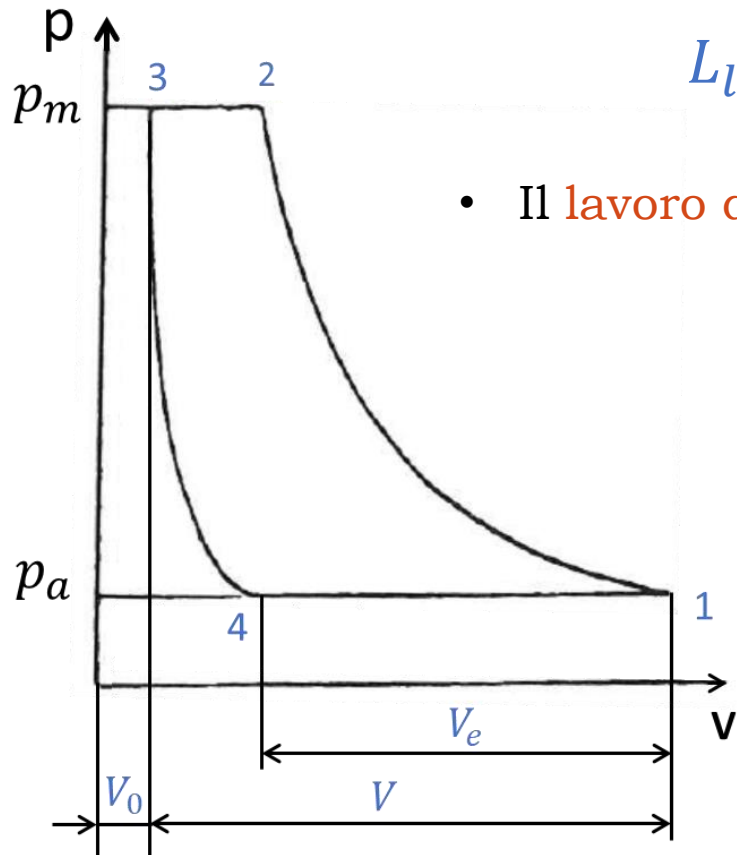
$$L_{lim} = \oint V dp = \int_1^2 V dp - \int_4^3 V dp$$

risultando nulla la differenza di pressione dp lungo il trasferimento **2-3** del fluido alla mandata e durante l'aspirazione **4-1** della nuova carica

- Nel **ciclo limite**, le fasi di aspirazione e scarico non comportano lavoro
 - Inoltre si ritengono **nulli gli scambi termici** tra fluido e pareti del cilindro
- ⇒ Pertanto, la fase di **compressione** e di **espansione** sono **adiabatiche isoentropiche**: $pV^k = cost$



Il lavoro e la potenza del ciclo limite



$$L_{lim} = L_{1-2} - L_{3-4}$$

- Il **lavoro della compressione** è dato dalla relazione:

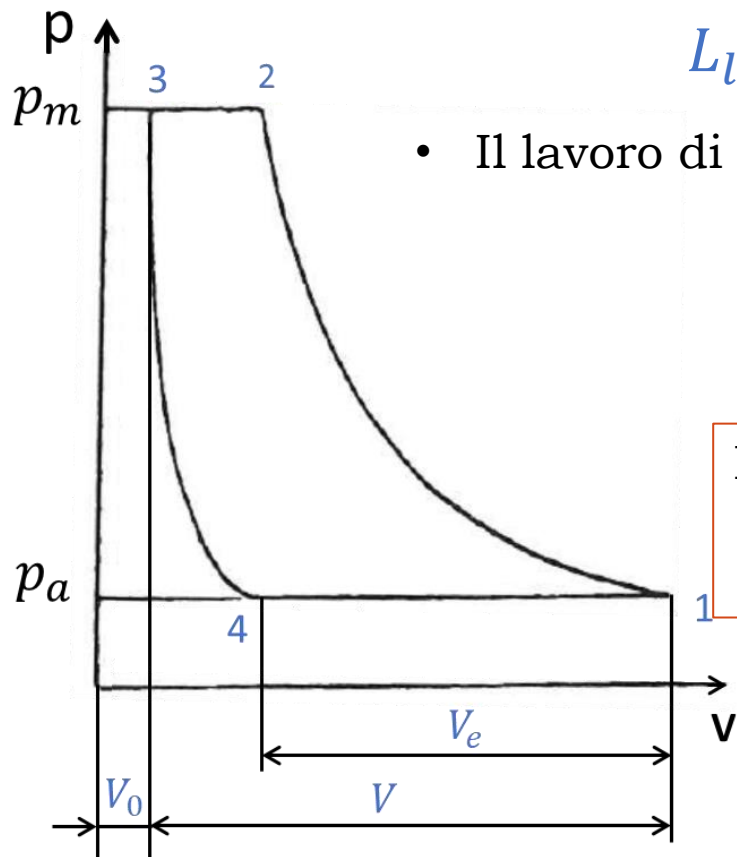
$$L_{1-2} = \rho_a V_1 \cdot \Delta H_{is,1-2}$$

Massa M_1 di fluido
presente nel cilindro

Salto isoentropico del
processo di compressione

$$\Delta H_{is,1-2} = \frac{k}{k-1} RT_a \left[\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Il lavoro e la potenza del ciclo limite



$$L_{lim} = L_{1-2} - L_{3-4}$$

- Il lavoro di espansione è dato dalla relazione:

$$L_{3-4} = \rho_m V_3 \cdot \Delta H_{is,3-4} = \rho_a V_4 \cdot \Delta H_{is,3-4}$$

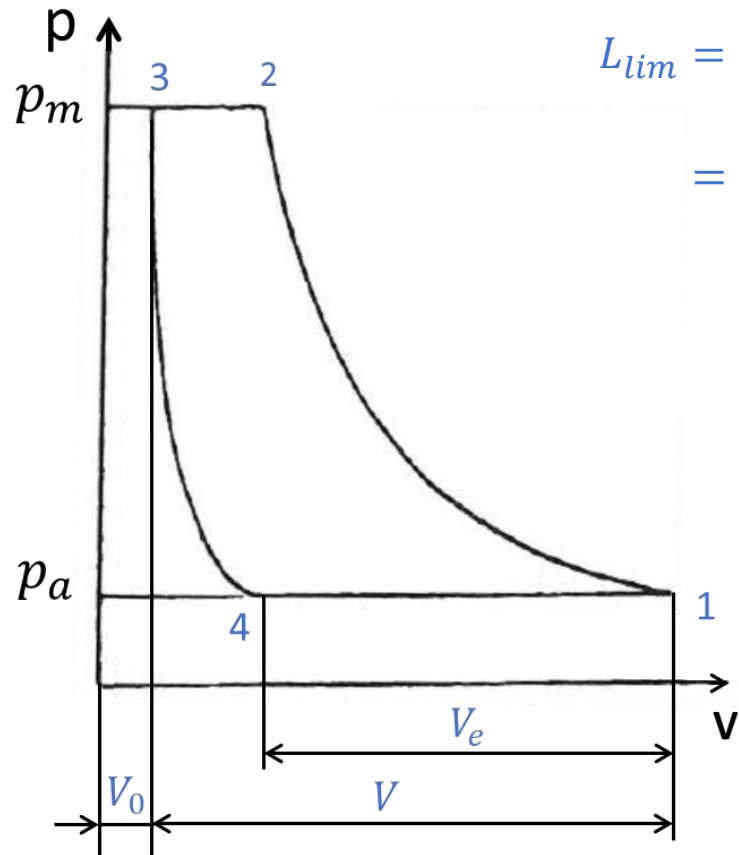
Massa M_3 di fluido
presente nel
cilindro

Salto isoentropico del
processo di compressione

$$\Delta H_{is,3-4} = \frac{k}{k-1} RT_a \left[\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\Rightarrow \Delta H_{is,3-4} = \Delta H_{is,1-2} = \Delta H_{is}$$

Il lavoro e la potenza del ciclo limite



$$L_{lim} = L_{1-2} - L_{3-4}$$

$$= \rho_a V_1 \cdot \Delta H_{is,1-2} - \rho_a V_4 \cdot \Delta H_{is,3-4}$$

$$= \rho_a \Delta H_{is} (V_1 - V_4)$$

$$V_e = V_1 - V_4 = \lambda_v \cdot V$$

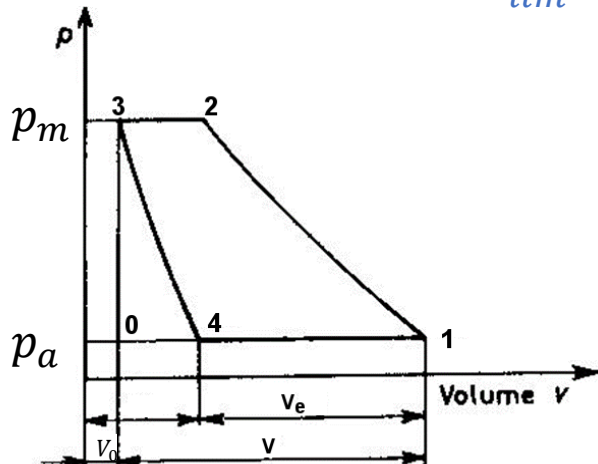
$$L_{lim} = \lambda_v V \rho_a \Delta H_{is,1-2}$$

⇒ La **potenza assorbita** dal compressore è quindi:

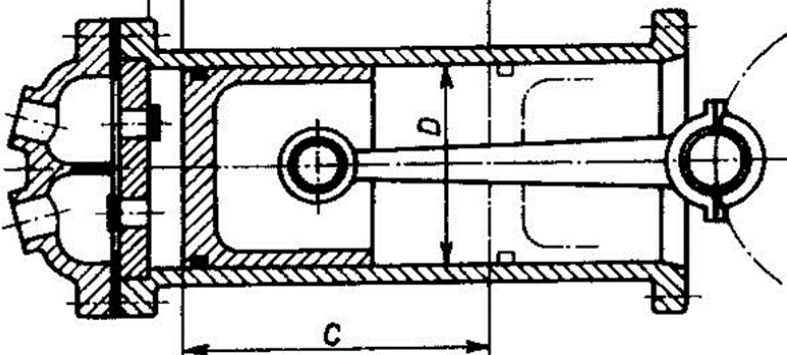
$$P_{lim} = L_{lim} \frac{n}{60} = \lambda_v V \rho_a \frac{n}{60} \Delta H_{is} = Q_{m_a} \Delta H_{is}$$

Lo scambio energetico

$$P_{lim} = Q_{m_a} \Delta H_{is} = Q_{m_a} \frac{k}{k-1} RT_a \left[\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$



- Nelle ipotesi fatte (assenza perdite inerziali e viscosi) il volume nocivo **condiziona** lo **scambio energetico** solo in termini di influenza sulla **capacità di aspirazione**, ma **non comporta delle perdite di energia**



Compressori volumetrici alternativi

Ciclo Reale

Il ciclo reale

- ▶ Il funzionamento reale concettualmente non si discosta da quello ideale
- ▶ Le caratteristiche operative sono però influenzate da:
 - Caratteristiche reali del fluido (viscosità e perdite di carico)
 - Scambi termici tra macchina e fluido
 - Trafilamenti di gas attraverso le tenute tra organi fissi e organi mobili

Compressori volumetrici alternativi

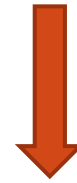
Ciclo Reale: Perdite di Carico

Perdite di carico

- L'andamento delle pressioni è **pulsante**, anche a causa del moto del pistone
- **A causa** delle **laminazioni** attraverso le **valvole**, il **valor medio** della pressione all'interno del cilindro durante l'**aspirazione** è **minore** rispetto alla pressione p_a presente a monte della valvola:

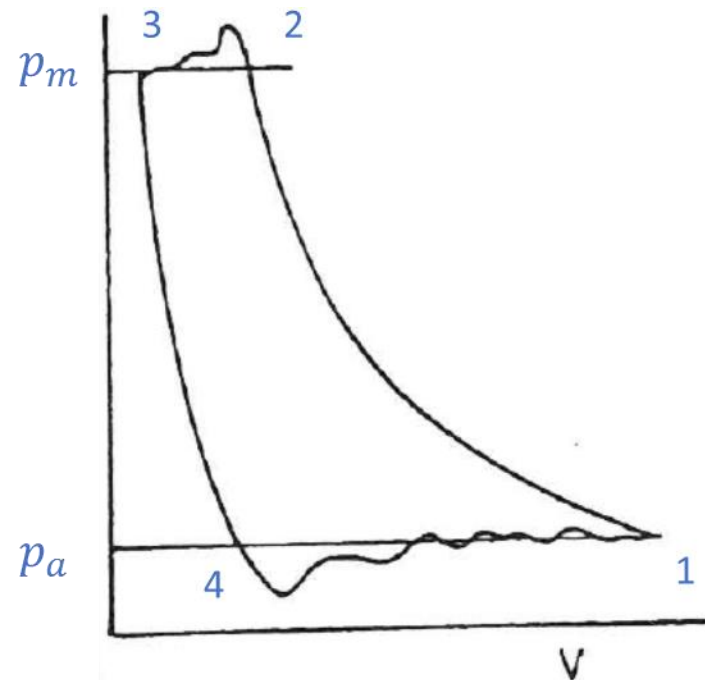
$$p_1 = \overline{p_{41}} < p_a$$

Inoltre $p_2 = \overline{p_{23}} > p_m$

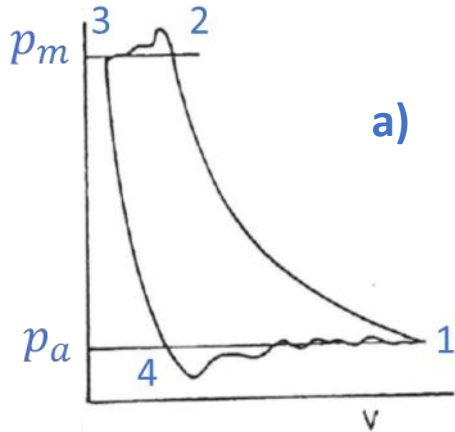


- La capacità di aspirazione del compressore diminuisce:

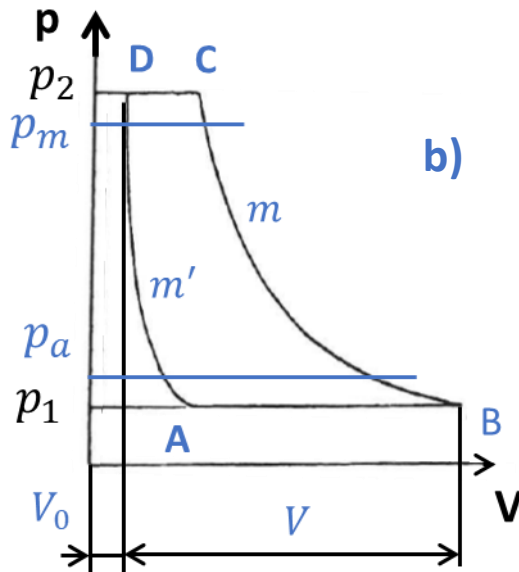
$$\lambda_v = \frac{(M_a)_{asp}}{(M_a)_t} \neq \frac{V_e}{V}$$



Perdite di carico



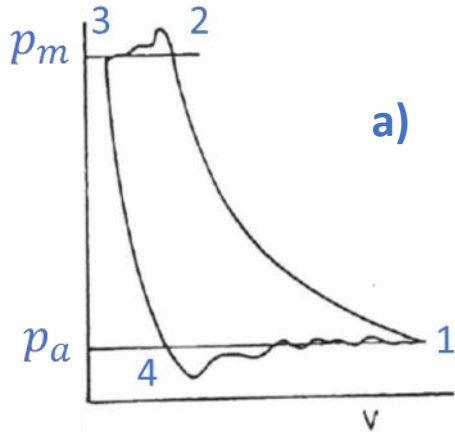
- È usuale nelle applicazioni fare riferimento a un ciclo semplificato rispetto a quello indicato, considerando costanti le pressioni di aspirazione p_1 e di mandata p_2 ma diverse da quelle p_a e p_m degli ambienti (serbatoi) di aspirazione e scarico
- La compressione è approssimata con una politropica di esponente m mentre l'espansione del gas contenuto nel volume nocivo con una politropica di esponente m'



- $r_{ci} = p_2/p_1$ è il rapporto di compressione interno
- $r_c = p_m/p_a$ è il rapporto di compressione esterno definito dalle pressioni presenti negli ambienti di aspirazione e mandata



Perdite di carico



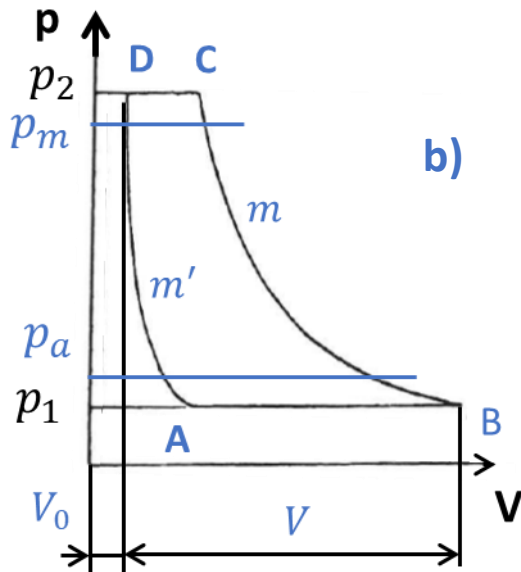
- Nelle applicazioni è consuetudine legare le pressioni p_a e p_1 , e analogamente p_m e p_2 alle **perdite di carico** attraverso le **valvole** di aspirazione e di mandata nel modo che segue:

$$\delta p_a = \frac{p_a - p_1}{p_a} \Rightarrow p_1 = p_a(1 - \delta p_a)$$

$$\delta p_m = \frac{p_2 - p_m}{p_m} \Rightarrow p_2 = p_m(1 + \delta p_m)$$



$$r_{ci} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_m}{p_a} \frac{(1 + \delta p_m)}{(1 - \delta p_a)} = r_c \frac{(1 + \delta p_m)}{(1 - \delta p_a)}$$



Compressori volumetrici alternativi

Ciclo Reale: Scambi termici

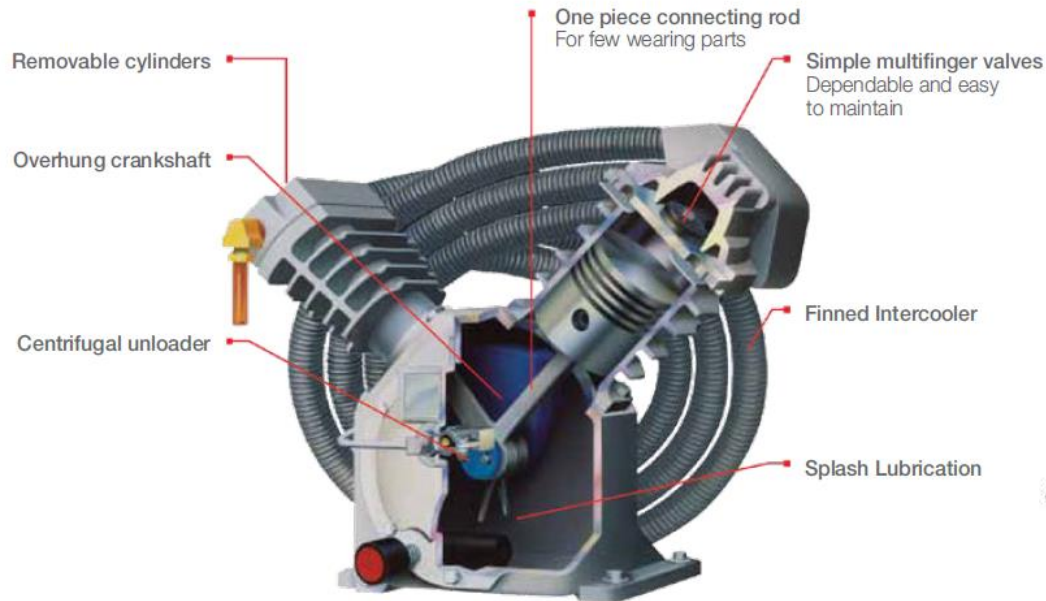
Scambi termici

- Durante il funzionamento del compressore si sviluppano **sensibili flussi di calore** tra fluido e pareti del cilindro che comportano la **necessità di raffreddamento** per:
 - garantire adeguata azione del **lubrificante** che assicura limitati attriti tra gli organi mobili ($T < 250\text{ °C}$)
 - evitare il raggiungimento di **sollecitazioni termomeccaniche** pericolose per determinate parti del cilindro e dello stantuffo
- Modalità di raffreddamento possono essere il **raffreddamento in camicia** e la **compressione frazionata con inter-refrigerazione**
- Si instaura un **ciclo termico** con conseguenti:
 - Perdite di energia
 - Trasformazioni di compressione ed espansione assimilabili a politropiche:

$$pV^m = \text{cost}$$



Scambi termici



Compressori volumetrici alternativi

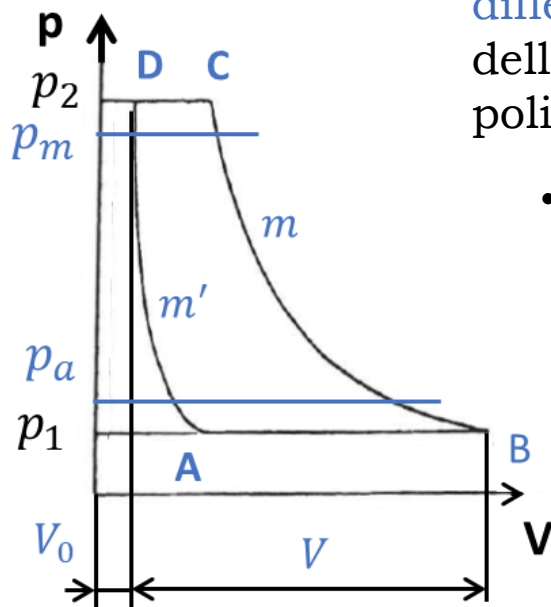
Ciclo Reale: Lavoro Reale, Potenza e Perdite di Trafilamento

Il lavoro reale

- Con riferimento al **ciclo indicato semplificato**, il lavoro **richiesto** al **compressore** per trasferire alla mandata la massa M_a di gas aspirata in un **ciclo** vale:

$$L_{ciclo} = \rho_a V_1 \cdot \frac{m}{m-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] - \rho_a V_4 \frac{m'}{m'-1} RT_4 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m'-1}{m'}} - 1 \right] \left[\frac{\text{J}}{\text{ciclo}} \right]$$

- Per una stima appropriata di L_{ciclo} è **necessario differenziare** l'esponente m della **compressione** politropica della massa $M_1 = M_a + M_0$ da quello m' dell'**espansione** politropica della massa M_0 trattenuta nel volume nocivo V_0



- Il **lavoro** in **J/kg** richiesto **per la compressione** di un chilogrammo della massa M_0 risulta infatti **maggiore** di quello ritornato nella successiva espansione a causa dei diversi **scambi termici fluido-parete** che intercorrono nei due casi e degli attriti interni al fluido

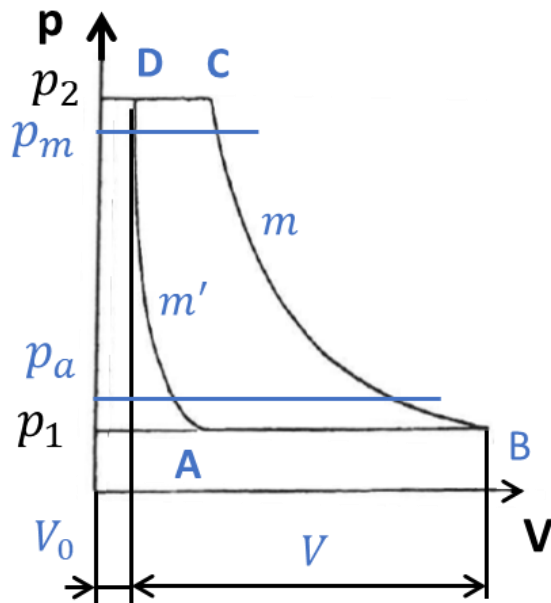
- In letteratura** sono suggeriti i seguenti valori:
 $m \approx 1,11 \div 1,38$ $m' \approx 1,33 \div 1,45$

Potenza e perdite di trafilamento

- La potenza in W richiesta assorbita dal compressore è perciò:

$$P_{alb} = \frac{L_{ciclo} \, n/60}{\eta_m}$$

- Una parte Q_{m_f} della portata aspirata Q_{m_a} **refluisce** all'aspirazione attraverso la valvola di aspirazione durante la compressione e/o trafilata all'esterno attraverso gli elementi tenuta tra pistone e cilindro



- Al fluido che trafilata è stata comunicata energia!!!

⇒ Si definisce pertanto **rendimento volumetrico** η_v del compressore il rapporto:

Da non
confondere
con λ_v

$$\eta_v = \frac{Q_{m_a} - Q_{m_f}}{Q_{m_a}} = \frac{Q_m}{Q_{m_a}}$$

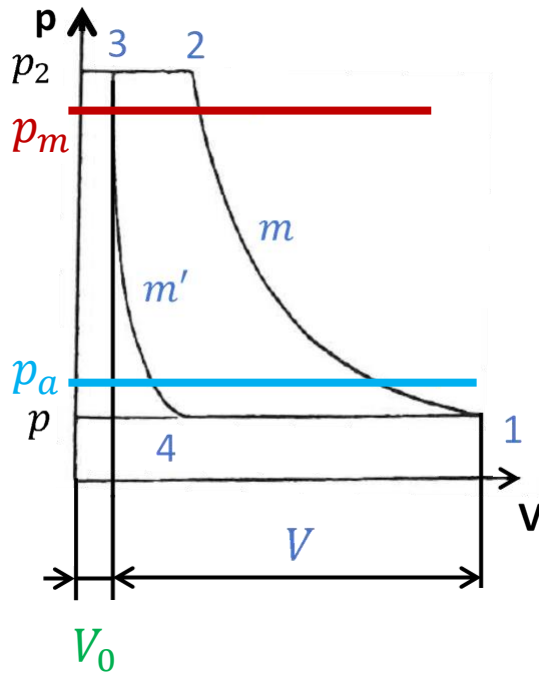
dove $Q_m = \eta_v Q_{m_a}$ è la portata **trasferita** alla mandata





Esercizio

Esercizio: Richieste del Problema



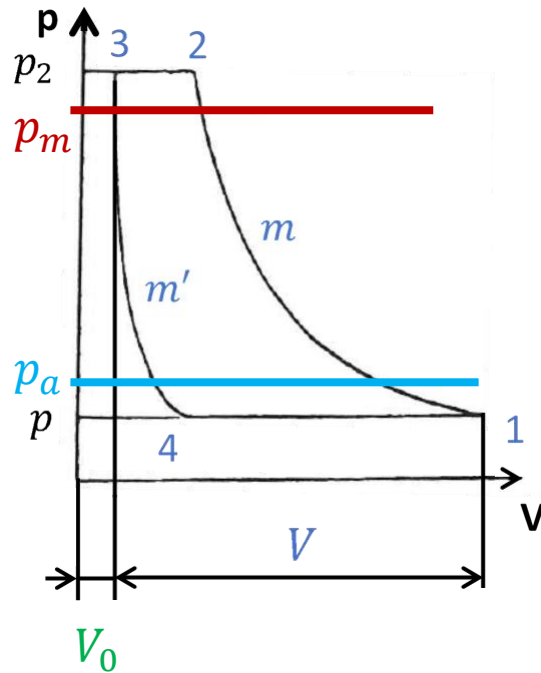
Un compressore volumetrico alternativo aspira aria ($k = 1.4$, $R = 287 \text{ J/(kg K)}$) dall'ambiente alla temperatura $T_a = 15^\circ\text{C}$ e alla pressione $p_a = 100 \text{ kPa}$ e la manda in un ambiente a pressione $p_m = 500 \text{ kPa}$.

Siano noti la cilindrata $V = 1500 \text{ cm}^3$, il suo volume nocivo $V_0 = 90 \text{ cm}^3$ e la velocità di rotazione $n = 1000 \text{ giri/min}$.

Nel ciclo reale semplificato gli esponenti delle fasi di compressione ed espansione sono rispettivamente pari a $m = 1,35$ ed $m' = 1,38$ ed i coefficienti di perdita per laminazione attraverso le valvole sono pari a $\delta p_a = \delta p_m = 0,05$.

Nota la temperatura di fine aspirazione $T_1 = 25^\circ\text{C}$ ($T_1 > T_a$ per tener conto del miscelamento con la massa M_0 di ricircolo e degli scambi termici con le pareti calde del compressore), si determini:

Esercizio: Richieste del Problema



Si assumo:

- rendimento meccanico: $\eta_m = 0.90$
- rendimento volumetrico: $\eta_v = 0.94$

- Il coefficiente di riempimento del cilindro λ_v
- La portata di massa aspirata Q_{m_a}
- La potenza assorbita P_{alb}
- La portata di massa inviata alla mandata Q_m
- La portata di massa di ricircolo Q_{m_0}
- La potenza assorbita dalla portata Q_{m_0} di ricircolo

Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?

PROF. ING. ALBERTO BENATO, PH.D.

ASSOCIATE PROFESSOR

TURBOMACHINERY & ENERGY SYSTEMS GROUP

DEPARTMENT OF INDUSTRIAL ENGINEERING - UNIVERSITY OF PADOVA
VIA VENEZIA 1 - 35131 - PADOVA
BLDG. EX DIM - 5TH FLOOR - ROOM 19

TEL. 049 827 6752

MAIL: ALBERTO.BENATO@UNIPD.IT

WEBSITE: RESEARCH.DII.UNIPD.IT/TES/

