

# COMPRESSORE VOLUMETRICO ALTERNATIVO – FUNZIONAMENTO IDEALE

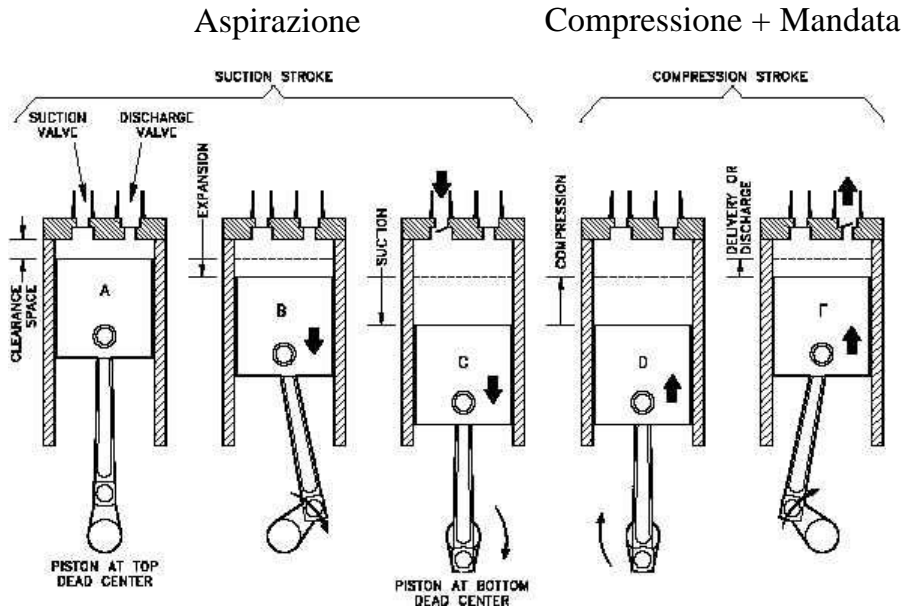
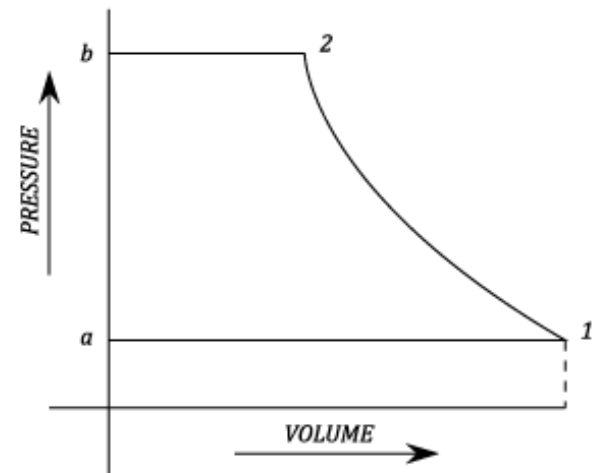
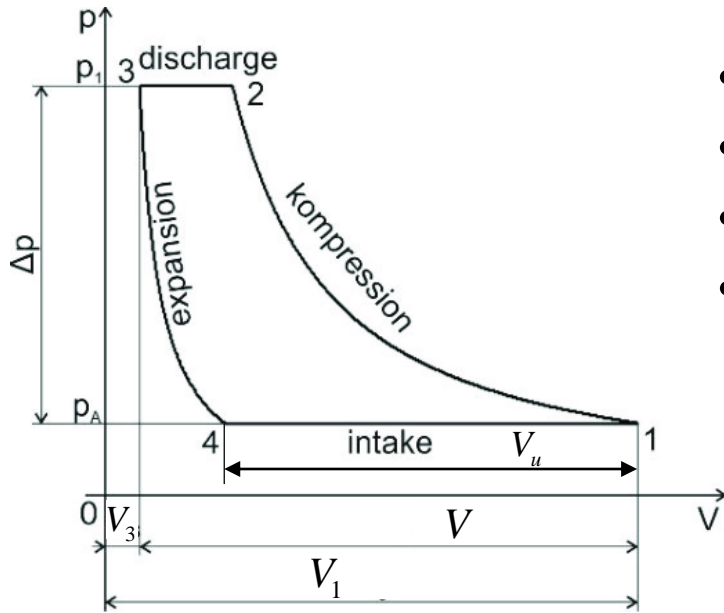


Diagramma p-V



- Il ciclo si svolge in due corse dello stantuffo: aspirazione (a-1) e compressione(1-2)+mandata(2-b)
- Valvole automatiche di aspirazione e mandata
- Assenza di un Rapporto di Compressione (RC) interno
- Il RC dipende dalle pressioni negli ambienti a monte ed a valle
- Essendo un sistema aperto, il lavoro si può scrivere come  $-\int_1^2 Vpd$
- $V$  volume totale e non specifico

# COMPRESSORE VOLUMETRICO ALTERNATIVO – GRANDEZZE CARATTERISTICHE



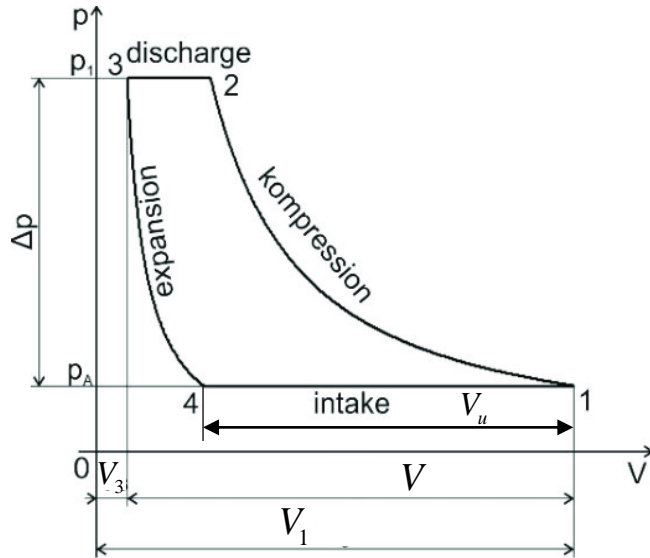
- 1-2 Compressione adiabatica reversibile
- 2-3 Mandata (isobara)
- 3-4 Espansione adiabatica reversibile
- 4-1 Aspirazione (isobara)

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad \dot{m} = \rho_a V_u \frac{n}{60} \quad \dot{m}_{th} = \rho_{a,th} V \frac{n}{60}$$

$$L_{id} = \oint p dV \quad P_{id} = L_{id} \frac{n}{60} \quad V = c \frac{\pi D^2}{4}$$

- $D$  e  $c$  sono alesaggio e corsa,  $n$  la velocità di rotazione in giri al minuto
- $V = V_I - V_3$  è la cilindrata
- $V_3$  viene definito volume morto o volume nocivo
- $\lambda_v$  è il coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico. Questo misura nel caso ideale solo l'impatto del volume nocivo
- $V_u = V_I - V_4$  è la cilindrata utile. Essa è pari alla cilindrata diminuita del volume occupato del gas presenti nel volume morto al termine dell'espansione
- Diagramma percorso in verso antiorario (lavoro negativo)
- $L_{id}$  e  $P_{id}$  sono lavoro e potenza nel caso di funzionamento ideale

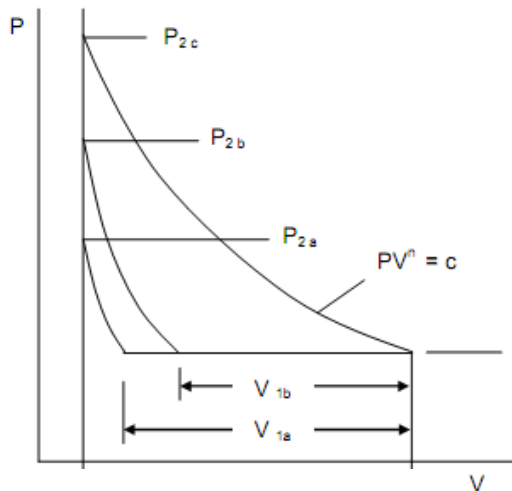
# COMPRESSORE VOLUMETRICO ALTERNATIVO – GRANDEZZE CARATTERISTICHE



$$\lambda_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad \lambda_v = \frac{V_u}{V} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

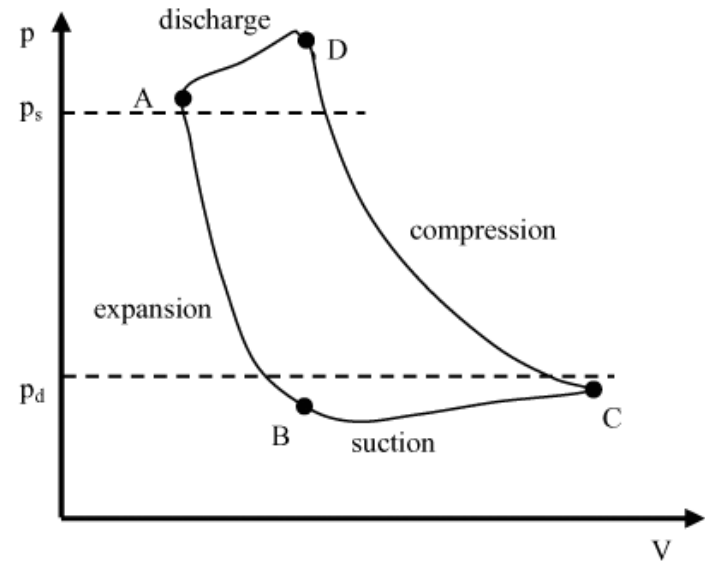
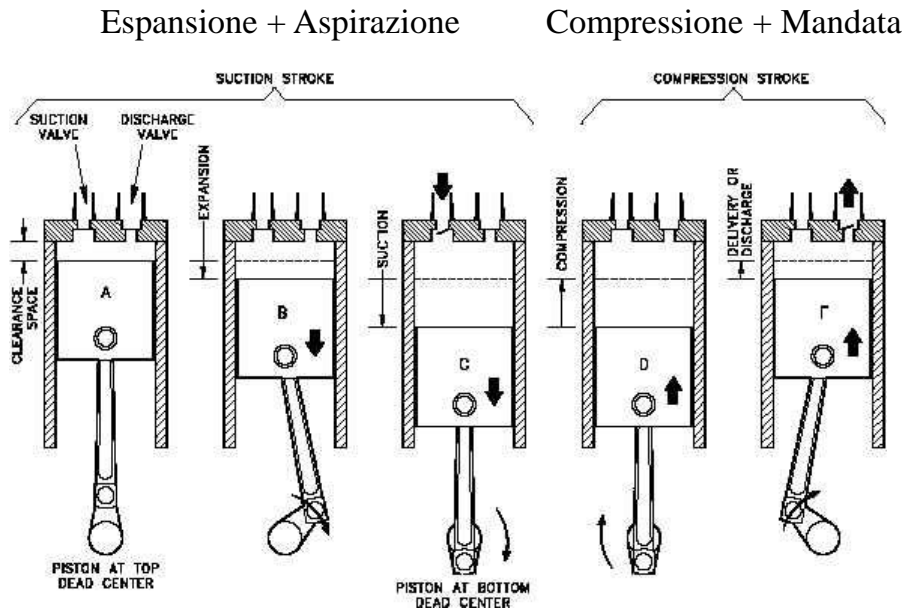
$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad p_1 V_1^k = p_2 V_2^k \quad p_3 V_3^k = p_4 V_4^k$$

$$\lambda_v = 1 - \frac{V_3}{V} (\beta^{1/k} - 1)$$



- Il funzionamento ideale comporta l'assenza di perdite fluidodinamiche attraverso le valvole ed attraverso i condotti a monte ed a valle del compressore, assenza di scambio di calore → non ci sono variazioni di densità all'aspirazione →  $\rho_a = \rho_{a,th}$
- $\lambda_v$  si esprime come rapporto tra la cilindrata utile ed effettiva
- Introducendo il rapporto di compressione  $\beta$ , e facendo ricorso alle equazioni della adiabatica reversibile per le trasformazioni 1-2 e 3-4, si perviene ad un'espressione di  $\lambda_v$  funzione di  $V_3$  e di  $\beta$
- $\lambda_v$  diminuisce al crescere di  $V_3$  e di  $\beta$

# COMPRESSORE VOLUMETRICO ALTERNATIVO – FUNZIONAMENTO REALE



- A Chiusura Valvola Mandata
- B Apertura Valvola Aspirazione
- C Chiusura Valvola Aspirazione
- D Apertura Valvola Mandata

$$L_i = \oint p dV$$

$$P_e = \frac{L_i}{\eta_m} \frac{n}{60} = L_e \frac{n}{60}$$

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}$$

- Perdita di carico nelle valvole e lungo i condotti
- Compressione ed espansione diabatiche (gas e pareti a differenti temperature)
- Le perdite portano ad avere una variazione di densità all'aspirazione tra caso ideale e reale →

$$\rho_a \neq \rho_{a,th}$$

- $\lambda_v$  si esprime come rapporto tra portata massica effettiva e portata massica teorica
- $L_i$ ,  $L_e$  e  $P_e$  sono lavoro indicato, lavoro e potenza effettiva,  $\eta_m$  il rendimento meccanico