

proprio punto di flesso, anche brusco, che è causato dal fenomeno dello stallo. Al diminuire della portata sotto il punto di stallo la prevalenza tende ad aumentare poiché la corrente, separata dalle pale, tende ad assumere andamenti radiali a causa del campo di forze centrifughe e quindi aumenta la sua pressione.

La potenza assorbita ha andamento simile e quindi ne consegue che la potenza per portata nulla può essere 2 ÷ 3 volte superiore a quella per portata nominale. Le pompe assiali vanno quindi sempre avviate nelle condizioni di massima portata, contrariamente a quanto accade per una pompa centrifuga.

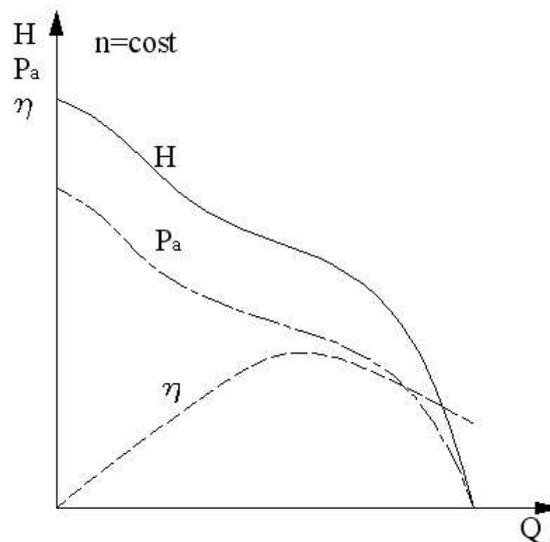


Figura 2.71: Curve caratteristiche di funzionamento a giri costanti per una pompa assiale

2.3.4 Le Pompe Volumetriche Alternative

Come accennato nell'introduzione allo studio delle macchine, le macchine a fluido *volumetriche* sono macchine che operano su volumi successivi di fluido, a differenza delle macchine a fluido *dinamiche* (o *turbomacchine*) che agiscono sul fluido che con continuità attraversa i vani palari.

Ad esempio nel caso delle pompe, la macchina volumetrica *spinge* attraverso di essa dei volumi fissati di fluido, mentre in quella dinamica l'effetto di passaggio è dovuto all'energia fornita al fluido dalle pale mediante la loro azione idrodinamica causata dalla rotazione.

Le pompe volumetriche forniscono quindi portate che, trascurando l'effetto delle perdite, sono direttamente proporzionali alla velocità di rotazione della macchina, con prevalenze teoricamente indipendenti dalla macchina, ma determinate dalle condizioni al contorno in mandata (ovvero dalla pressione nella tubazione di mandata). Chiaramente, prevalenze infinite non sono raggiungibili per i limiti tecnico-strutturali delle macchine.

Nella pratica si possono adottare pompe volumetriche *alternative*, che tratteremo qui di seguito, o pompe volumetriche *rotative*, di cui ci occuperemo in seguito.

Le pompe a stantuffo

Le pompe volumetriche alternative sono comunemente pompe a *stantuffo* poiché il pompaggio del fluido avviene mediante il trasporto periodico di determinati volumi di liquido dall'aspirazione alla mandata mediante il moto alternativo di uno o più stantuffi.

Le pompe a stantuffo sono caratterizzate da basse portate Q e da alte prevalenze H (fino a 2000 ÷ 10000 *m C.A.*). Sono molto utilizzate ad esempio nelle presse idrauliche, per l'alimentazione di piccoli generatori di vapore, come pompe di sicurezza.

Uno schema generale di pompa a stantuffo, inserita in un impianto, è riportato in figura 2.72. Essa è generalmente costituita dalle seguenti parti:

1. cilindro, entro il quale scorre lo stantuffo;
2. stantuffo
3. asta, che collega lo stantuffo al testa-croce,
4. testa-croce, cuscinetto di guida;
5. biella-manovella, se manca l'asta lo stantuffo è collegato direttamente alla biella tramite uno spinotto;
6. Valvole di aspirazione e mandata, generalmente automatiche;
7. camere o casse d'aria, in aspirazione in mandata, hanno lo scopo di regolarizzare le pulsazioni di portata prodotte dalla macchina.

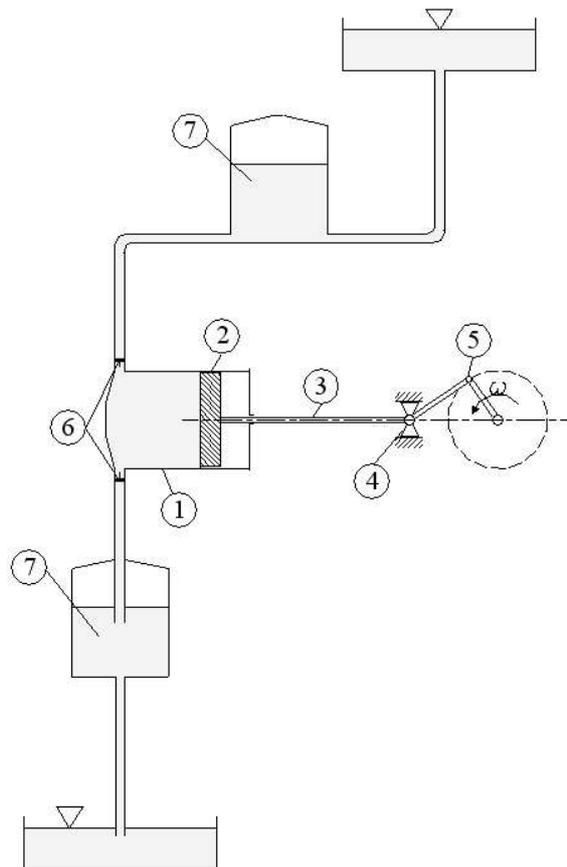


Figura 2.72: Schema di una pompa volumetrica a stantuffo: 1-cilindro, 2-stantuffo, 3-asta, 4-testa-croce, 5-biella manovella, 6-valvole di aspirazione e mandata, 7-camere o casse d'aria.

Diagramma di lavoro

In figura 2.73 è rappresentato nel piano pressione-volume (lo spostamento s dello stantuffo è proporzionale al volume V occupato dal fluido all'interno del cilindro) il diagramma di lavoro ideale di una pompa volumetrica a stantuffo. Con PMI e PMS si indicano rispettivamente la posizione di punto morto inferiore e punto morto superiore, ovvero le posizioni estreme dello stantuffo. Il ciclo si compone delle seguenti fasi:

- 1 → 2 si apre la valvola di aspirazione e il fluido viene aspirato all'interno della pompa;
- 2 → 3 fase di compressione, teoricamente istantanea;
- 3 → 4 si apre la valvola di scarico e si ha la fase di mandata;
- 4 → 1 fase di espansione, teoricamente istantanea.

Il diagramma reale si discosta da quello ideale principalmente per due motivi: la comprimibilità, seppur modesta, dei liquidi e la non istantanea apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e scarico. Quest'ultimo fatto è il responsabile delle pendolazioni di pressione che si osservano ai punti 1' e 3' di un diagramma di lavoro reale, figura 2.74. Oltre a ciò, il passaggio del flusso attraverso le valvole comporta delle perdite di pressione per cui $p_1 < p_{asp}$ e $p_4 > p_{man}$. L'inclinazione dei tratti 2 → 3' e 4 → 1' è dovuta alla comprimibilità del fluido.

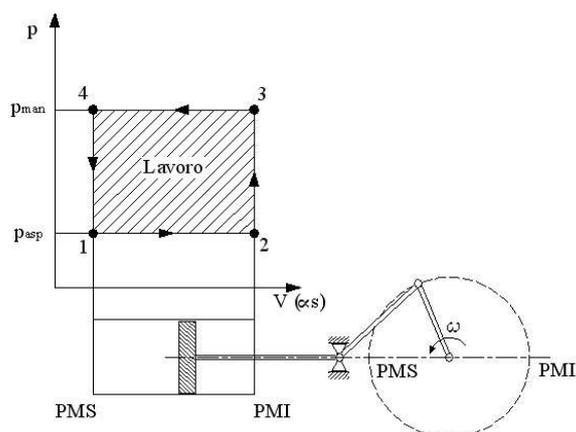


Figura 2.73: Ciclo ideale di una pompa volumetrica a stantuffo

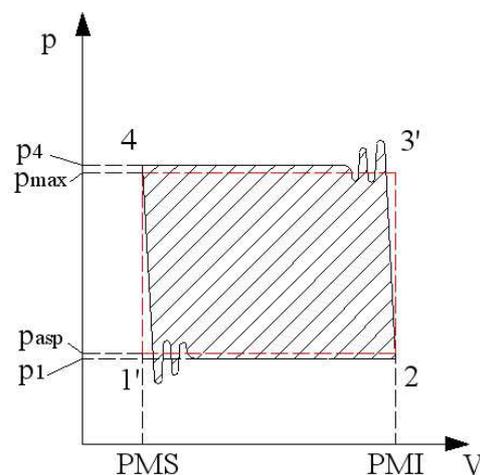


Figura 2.74: Ciclo reale di una pompa volumetrica a stantuffo

Parametri caratteristici e di funzionamento

Un parametro caratteristico è la velocità media dello stantuffo:

$$v_m = \frac{c \cdot n}{30} \quad (2.69)$$

con c corsa dello stantuffo e n velocità di rotazione del sistema biella-manovella. Si può fare una classificazione delle pompe a stantuffo in base alla velocità media, come riportato in tabella 2.2. Un altro rapporto caratteristico è il rapporto corsa/diametro:

$$\frac{c}{D} = 0.8 \div 2 \quad D = \text{Diametro stantuffo} \quad (2.70)$$

con valori crescenti nell'intervallo indicato passando dalle pompe lente a quelle veloci.

	v_m [m/s]	n [giri/min]
pompe lente	0.3 ÷ 0.6	35 ÷ 60
pompe medie	0.6 ÷ 1.5	60 ÷ 180
pompe veloci	1.5 ÷ 3.0	180 ÷ 500

Tabella 2.2: Classificazione delle pompe volumetriche a stantuffo in base alla velocità media del pistone

Portata istantanea

Con riferimento alla figura 2.75, la portata istantanea fornita da una pompa alternativa vale:

$$q_x = \frac{\pi}{4} D^2 v_x \quad (2.71)$$

dove v_x è la velocità istantanea dello stantuffo:

$$v_x \simeq r\omega(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t) \quad (2.72)$$

Ipotizzando un sistema biella-manovella molto allungato (r/l piccolo), il secondo termine può essere trascurato e quindi la portata istantanea ha un andamento sinusoidale, come quello riportato in figura 2.75.

La portata media teorica vale invece:

$$Q_m = \frac{\pi}{4} D^2 c \frac{n}{60} \quad (2.73)$$

che moltiplicata per il rendimento volumetrico della pompa ($\eta_v = 0.9 \div 0.95$) fornisce la portata media effettiva.

Consideriamo il rapporto:

$$\frac{q_{x,max}}{Q_m} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 \frac{2\pi nr}{60}}{\frac{\pi}{4} D^2 c \frac{n}{60}} = \pi \quad (2r = c) \quad (2.74)$$

esso è indice dell'irregolarità della portata alla mandata della pompa che, nel caso di singolo stantuffo, è quindi molto elevata. Per migliorare la situazione si può ricorrere alle casse d'aria che però nel caso di pompa a singolo stantuffo, vista la notevole irregolarità, sarebbero molto grandi (vedi paragrafo successivo). Si preferisce di solito utilizzare più stantuffi, sfasati di una certa distanza angolare, figura 2.76. Nel caso di due stantuffi a 180° si ottiene:

$$\frac{q_{x,max}}{Q_m} = \frac{\pi}{2} \quad (2.75)$$

mentre per 3 stantuffi a 120° si ha:

$$\frac{q_{x,max}}{Q_m} = \frac{\pi}{3} \quad (2.76)$$

Casse d'aria

Si definisce grado di irregolarità:

$$\delta_p = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{med}} \quad (2.77)$$

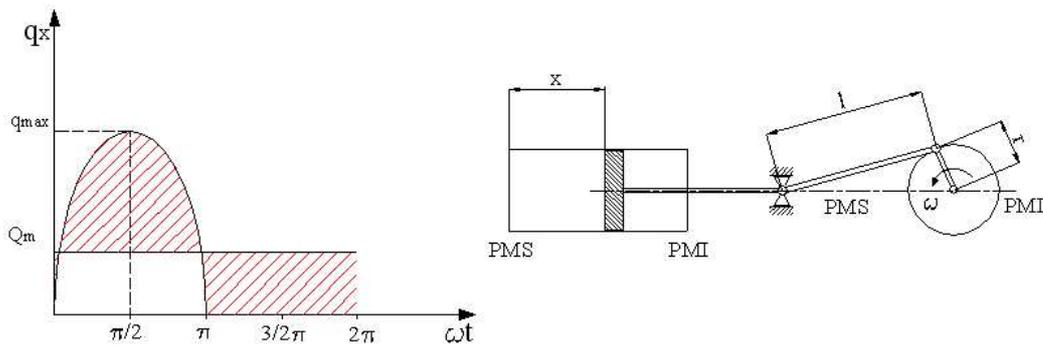


Figura 2.75: Portata istantanea e media di una pompa volumetrica a singolo stantuffo: l'area tratteggiata in rosso indica la variazione istantanea della portata rispetto alla portata media (ΔV)

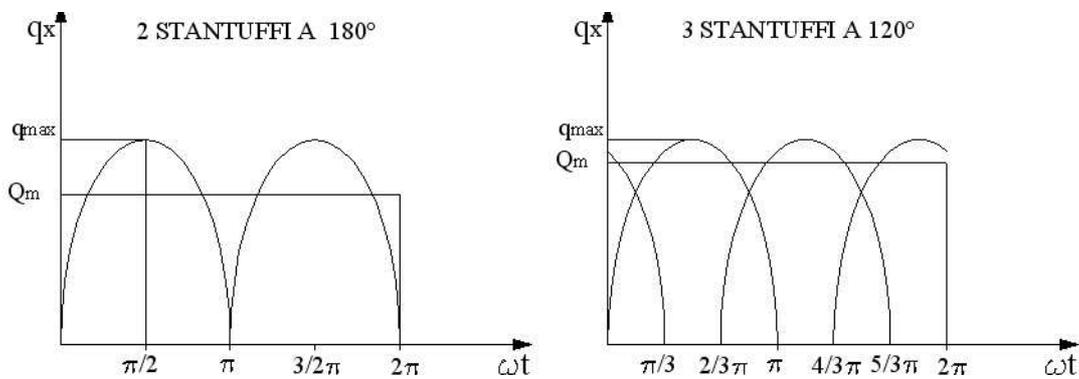


Figura 2.76: Portata istantanea e media di una pompa volumetrica a due e tre stantuffi

come il rapporto fra la differenza di pressione massima e minima che si ha nella cassa d'aria al variare della portata istantanea e la pressione media:

$$p_{med} = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} \quad (2.78)$$

Il volume dell'aria contenuto nelle casse varia ovviamente in funzione della pressione. Ipotizzando una trasformazione isoterma:

$$p_{max} V_{min} = p_{min} V_{max} \quad (2.79)$$

e sostituendo nella 2.77, si ottiene:

$$\begin{aligned} \delta_p &= \frac{p_{max} - p_{min}}{\frac{p_{max} + p_{min}}{2}} = \frac{p_{min} \left(\frac{p_{max}}{p_{min}} - 1 \right)}{\frac{p_{min}}{2} \left(\frac{p_{max}}{p_{min}} + 1 \right)} \\ &= \frac{p_{min} \left(\frac{V_{max}}{V_{min}} - 1 \right)}{\frac{p_{min}}{2} \left(\frac{V_{max}}{V_{min}} + 1 \right)} = \frac{V_{max} - V_{min}}{\left(\frac{V_{max} + V_{min}}{2} \right)} = \frac{\Delta V}{V_{medio}} \end{aligned} \quad (2.80)$$

quindi a parità di ΔV il grado di irregolarità è tanto minore quanto maggiore è il volume medio delle casse d'aria.

pompa monocilindrica a semplice effetto	manovelle a 360°	K=0.55
pompa monocilindrica a doppio effetto o bicilindrica a singolo effetto	manovelle a 180°	K=0.21
pompa bicilindrica a doppio effetto	manovelle a 90°	K=0.04
pompa tricilindrica a semplice effetto	manovelle a 120°	K=0.009

Tabella 2.3:

Nella pratica si definiscono dei gradi di irregolarità ammissibili in funzione del tipo di applicazione della pompa, e si dimensionano le casse d'aria di conseguenza. I valori limite di irregolarità solitamente ammessi sono:

$$\delta_p = 0.2 \div 0.08 \quad \text{all'aspirazione}$$

$$\delta_p = 0.2 \div 0.01 \quad \text{alla mandata}$$

Per caratterizzare la macchina dal punto di vista dell'irregolarità di portata viene utilizzato il rapporto:

$$K = \frac{\Delta V}{\pi/4 D^2 c} \quad (2.81)$$

A seconda della geometria della pompa, ΔV può essere calcolato dall'andamento della portata istantanea q_x , si ottengono così i valori riportati in tabella 2.3. Più K è piccolo, minore risulta il ΔV e quindi più piccole le casse d'aria da utilizzare.

Una procedura possibile da seguire in fase di progetto è quindi la seguente:

- si determina la geometria della pompa
- si definisce K
- si calcola la cilindrata
- si calcola il ΔV
- si fissa il δ_p
- si calcola il V_{medio} per le casse d'aria

2.3.5 Pompe Volumetriche Rotative

In queste pompe volumetriche il volume di fluido pompato è generato da uno o più elementi rotanti. Vediamo alcuni esempi.

Pompa ad ingranaggi (figura 2.77): costituita da due ingranaggi ad assi paralleli che ruotano in una cassa che presenta il profilo esterno dei denti. Il volume di fluido pompato è quello intrappolato tra i denti e la cassa. Sono molto adatte per liquidi auto-lubrificanti e per prevalenze non elevate ($< 12 \text{ MPa}$) poiché le perdite volumetriche aumentano notevolmente all'aumentare della prevalenza.

Pompa a capsulismi (figura 2.78): detta anche pompa Roots, è costituita da due capsulismi con profili coniugati in costante contatto (al limite, possono essere considerate come due ruote dentate con due denti ciascuna). Il volume pompato è quello compreso tra ingranaggio e cassa.

Utilizzabili anche per liquidi non auto-lubrificanti poiché non vi è strisciamento. Le prevalenze massime sono come per le pompe ad ingranaggi.

Pompa ad alette (figura 2.78): costituita da un corpo fisso al cui interno ruota eccentricamente un rotore. Il rotore presenta delle scanalature radiali dalle quali fuoriescono per forza centrifuga le palette. Queste ultime fanno tenuta per strisciamento sulla cassa, generando così il volume da pompare. Per poter funzionare devono quindi avere una velocità di rotazione minima. Le pressioni massime sono dell'ordine dei $20 \div 25 \text{ MPa}$.

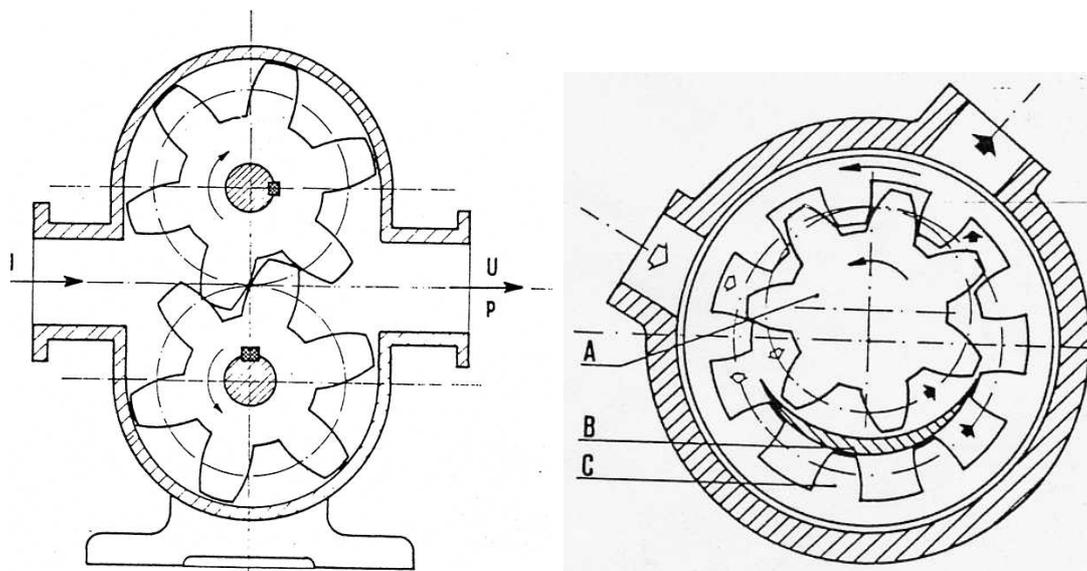


Figura 2.77: Schema di una pompa volumetrica rotativa a ingranaggi esterni (a sinistra) e interni (a destra)

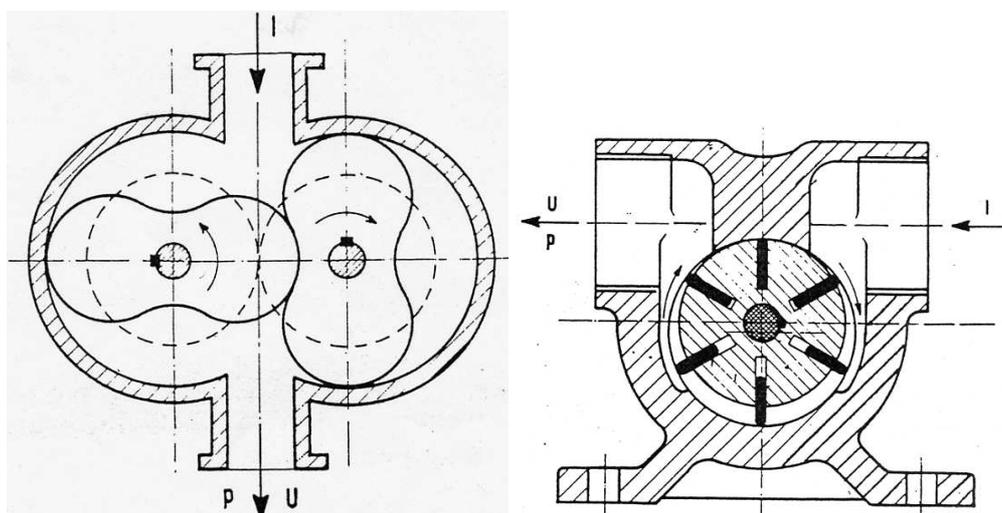


Figura 2.78: Schema di una pompa volumetrica rotativa a capsulismi (a sinistra) e a palette (a destra)

2.3.6 Curve caratteristiche di funzionamento delle pompe volumetriche

Le curve caratteristiche di funzionamento delle pompe volumetriche sono del tipo rappresentato in figura 2.79.

La portata teorica è costante, mentre quella reale cala leggermente con la pressione per via delle perdite volumetriche che si fanno più cospicue alle alte pressioni.

La potenza assorbita presenta quindi un andamento praticamente lineare.

Il rendimento varia in genere con la categoria della macchina e molto con la viscosità del liquido pompato. In genere raggiunge un massimo nel campo delle alte pressioni.

La regolazione delle pompe volumetriche può avvenire in diversi modi:

- variando la differenza tra volume minimo e massimo della camera operatrice;
- variando la velocità di rotazione;
- variando il rendimento volumetrico con l'introduzione di una quantità d'aria;
- facendo rifluire all'aspirazione parte della portata.

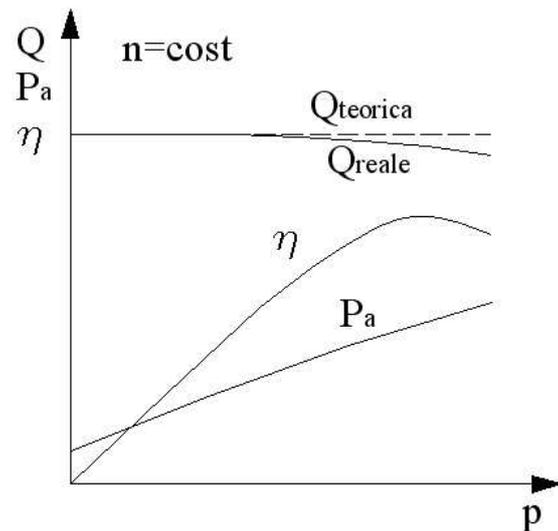


Figura 2.79: Curve caratteristiche di una generica pompa volumetrica a velocità di rotazione costante