

Fig. 7.16. Pompa dinamica a doppio flusso per impianto d'accumulazione.  $H = 170 - 190$  m,  $V = 14,5$  m<sup>3</sup>/s,  $n = 333$  giro/min  $P_{max} = 27,60$  MW. La cassa spirale è in lamiera saldata; le giranti dei due stadi iniziali sono fuse in acciaio al cromo. Le altre due giranti, le due volute d'aspirazione e la cassa sono fuse in acciaio. (Costruzione Voith).

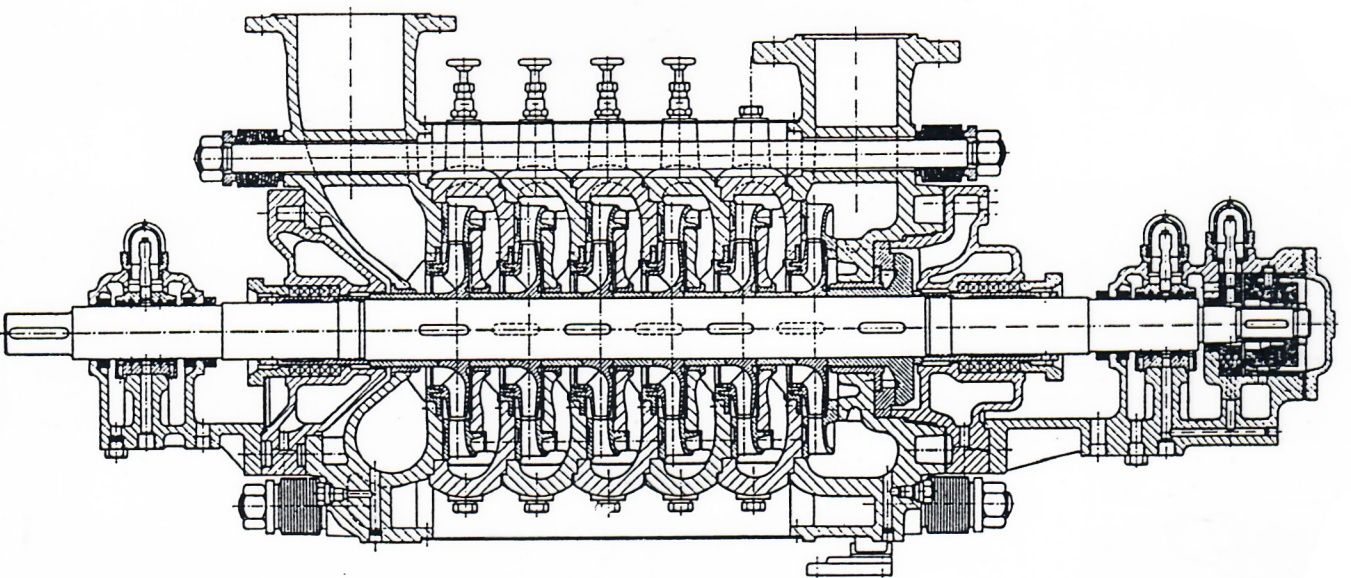


Fig. 7.20. Pompa dinamica multistadio per l'alimentazione di un generatore di vapore. Il bilanciamento della spina assiale sul rotore della pompa è ottenuto mediante un disco equilibratore; perciò il cuscinetto reggispinna è collegato alla cassa mediante elementi elastici costituiti da molle elicoidali. (Costruzione de Laval).



Fig. 20.3.11 - Pompa d'alimentazione ad elevata velocità di rotazione de sistema Ingersoll Rand K.S.B. a tre soli element in serie operativa e de tipo CHTA ( $n = 88$  a  $100$  giri/secondo).

- 1 cassa a barile;
- 2 coperchio cassa;
- 3 tiranti;
- 4 scatola di tenuta;
- 5 supporto lato mandata;
- 6 supporto lato introduzione;
- 7 albero;
- 8 cuscinetto radiale;
- 9 cuscinetto reggispinta assiale;
- 10 tenuta ad anelli flottanti;
- 11 cassa interna;
- 12 cassa intermedia;
- 13 cassa intermedia lato man-

- 15 girante 1° elemento;
- 16 giranti degli altri elementi della pompa;
- 17 controdisco di equilibramento;
- 18 disco di equilibramento;
- A bocca di introduzione;
- B bocca di mandata;
- C bocca di disaerazione;
- D entrata condensato tenuto;
- E uscita del condensato riscaldato;
- F uscita dell'acqua del dispositivo di equilibramento.

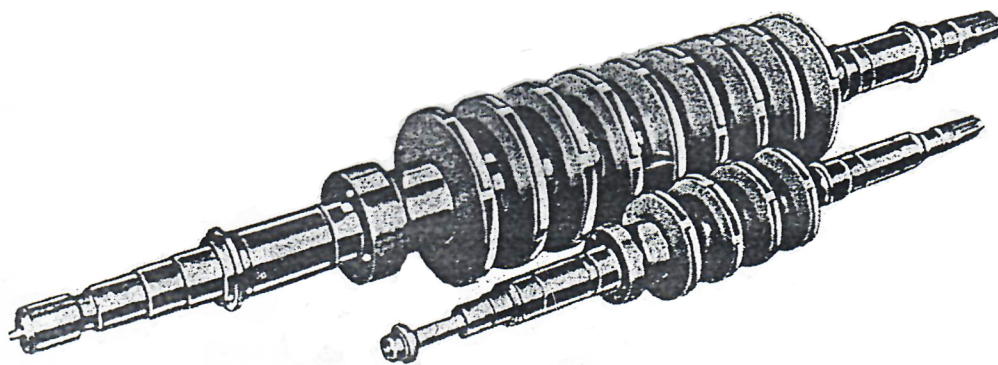
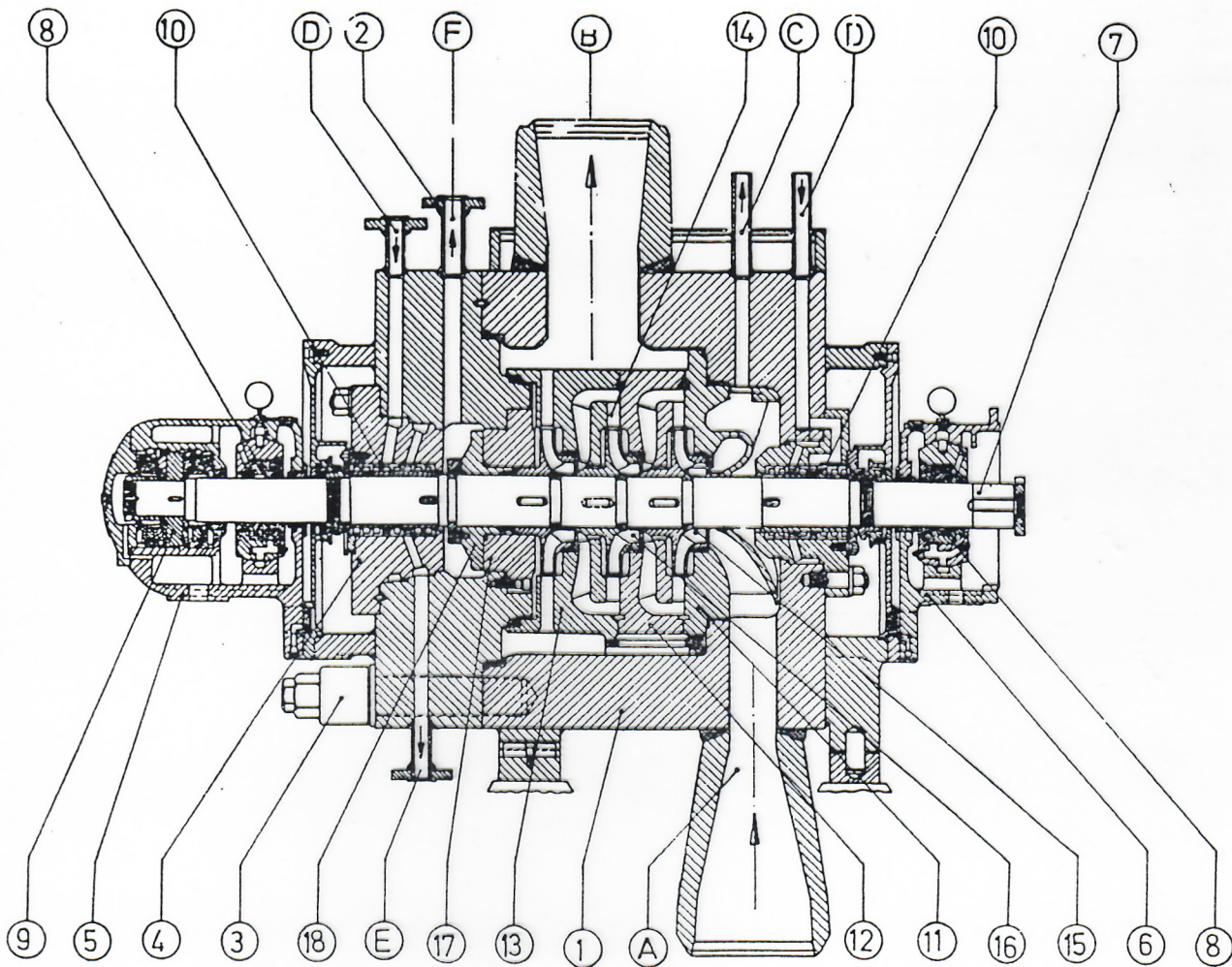


Fig. 20.3.7 - Confronto delle dimensioni richieste dal rotore di una pompa di alimentazione a bassa velocità di rotazione (3460/3600 giri/minuto), avente nove elementi in serie, e dal rotore di una pompa equivalente ad alta velocità di rotazione (9000 giri al minuto) avente soltanto quattro elementi in serie operativa (costruzioni della Società Worthington).

## Pompe assiali: particolarità costruttive

Le pompe assiali hanno un numero di macchina  $k$  compreso tra 2 e 6. La prevalenza è bassa, compresa tra i 7 e i 15 metri, mentre la portata può arrivare ai  $100 \text{ m}^3/\text{s}$ . Di solito sono monostadio perché, per realizzare prevalenze più elevate, si preferiscono le pompe centrifughe.

Gli elementi fondamentali di una pompa assiale sono:

- un statore a monte della girante, detto predistributore;
- la girante;
- uno statore a valle della girante, con funzione di raddrizzatore - diffusore.

Dal punto di vista fluidodinamico, basterebbe un elemento statorico per soddisfare il requisito di avere all'uscita dalle pale una corrente priva di componenti tangenziali: nel caso comune di corrente assiale in ingresso, è il raddrizzatore – diffusore ad eliminare la componente tangenziale di velocità in uscita dalla girante, ma si può anche imporre alla corrente una prerotazione in ingresso con il predistributore, in modo da avere componente tangenziale nulla all'uscita della girante, seguita da un semplice diffusore conico. L'elemento statorico in eccesso rispetto alle esigenze fluidodinamiche avrà pale assiali a profilo simmetrico, in modo da garantire comunque l'assialità della corrente dove richiesto, ma la sua funzione sarà essenzialmente di natura strutturale, fungendo da crociera di sostegno dell'albero e dei cuscinetti.

Tipicamente l'albero motore attraversa il corpo della pompa per accoppiarsi con il motore, solitamente elettrico, posto all'esterno della stessa per motivi di ingombro.

Le dimensioni caratteristiche della macchina sono il diametro al mozzo,  $D_M$ , e quello periferico, corrispondente al diametro massimo della girante,  $D_G$ . Il rapporto  $D_M/D_G$  varia tra 0.4 e 0.7.

Le relazioni fondamentali per il calcolo dei triangoli di velocità sono, in corrispondenza a un generico diametro  $D$  compreso tra  $D_M$  e  $D_G$ :

$$c_{m1} = c_{m2} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_G^2 - D_M^2)}$$

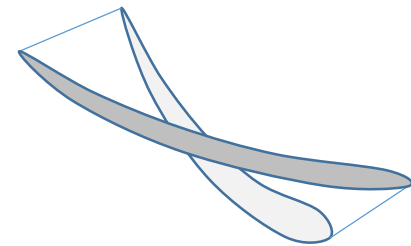
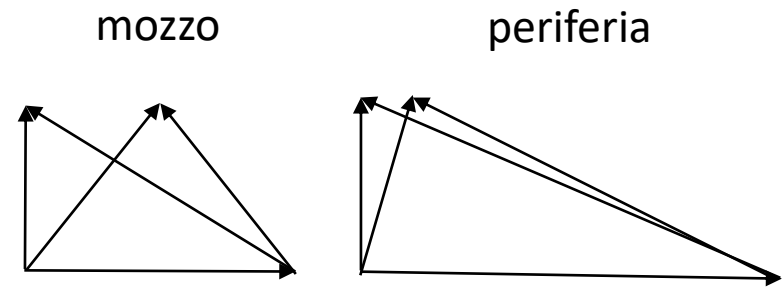
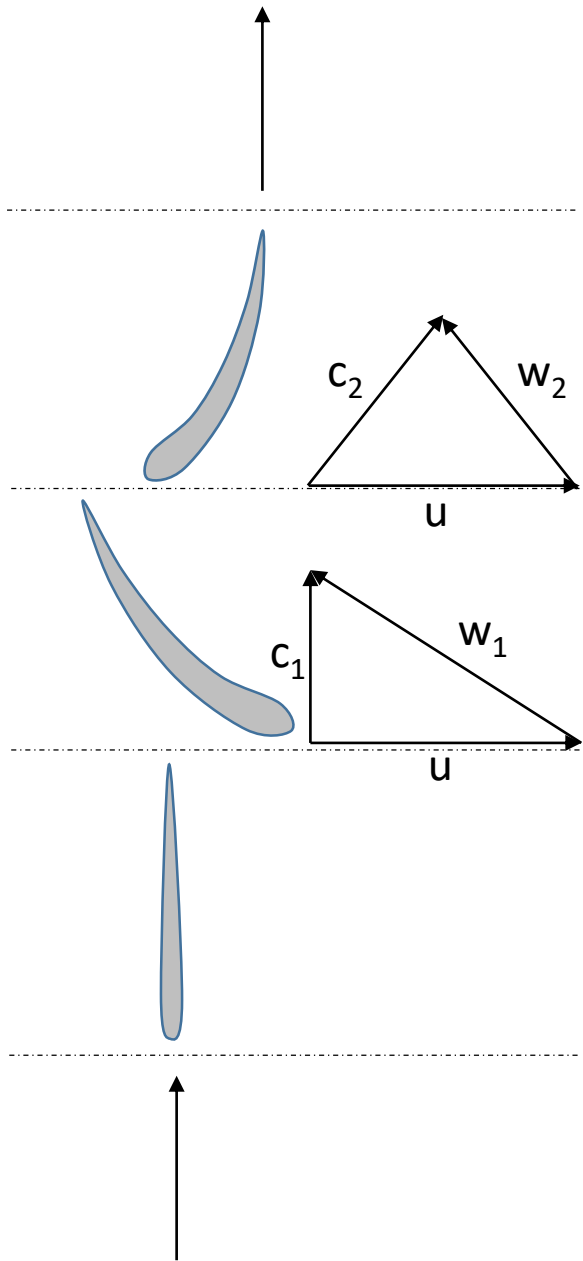
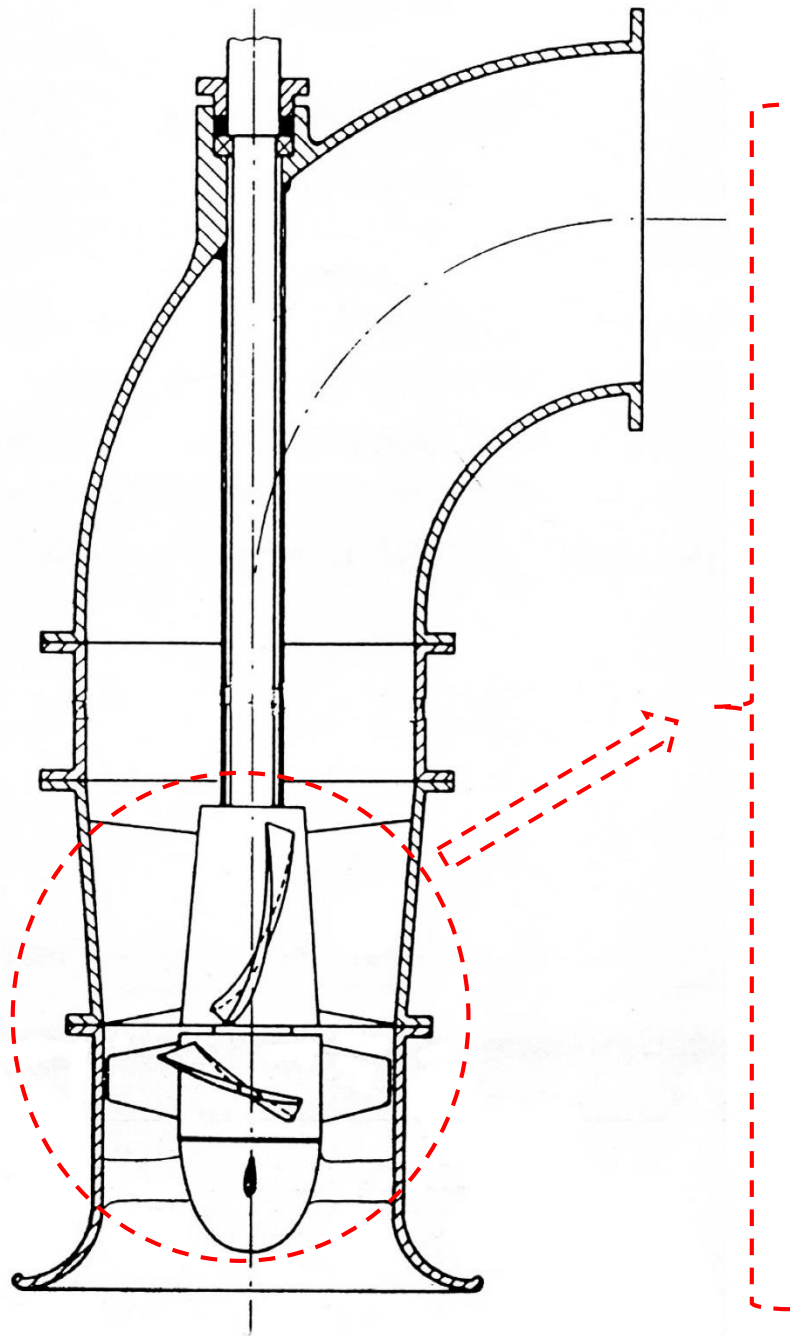
$$u_1 = u_2 = u = \omega \frac{D}{2}$$

$$gH_{id} = \frac{gH_t}{\eta_{id}} = uc_{u2}$$

Le prime due relazioni fanno anche vedere che, al variare del diametro, le componenti meridiane si potranno ritenere costanti mentre, ovviamente, varierà linearmente la velocità periferica.

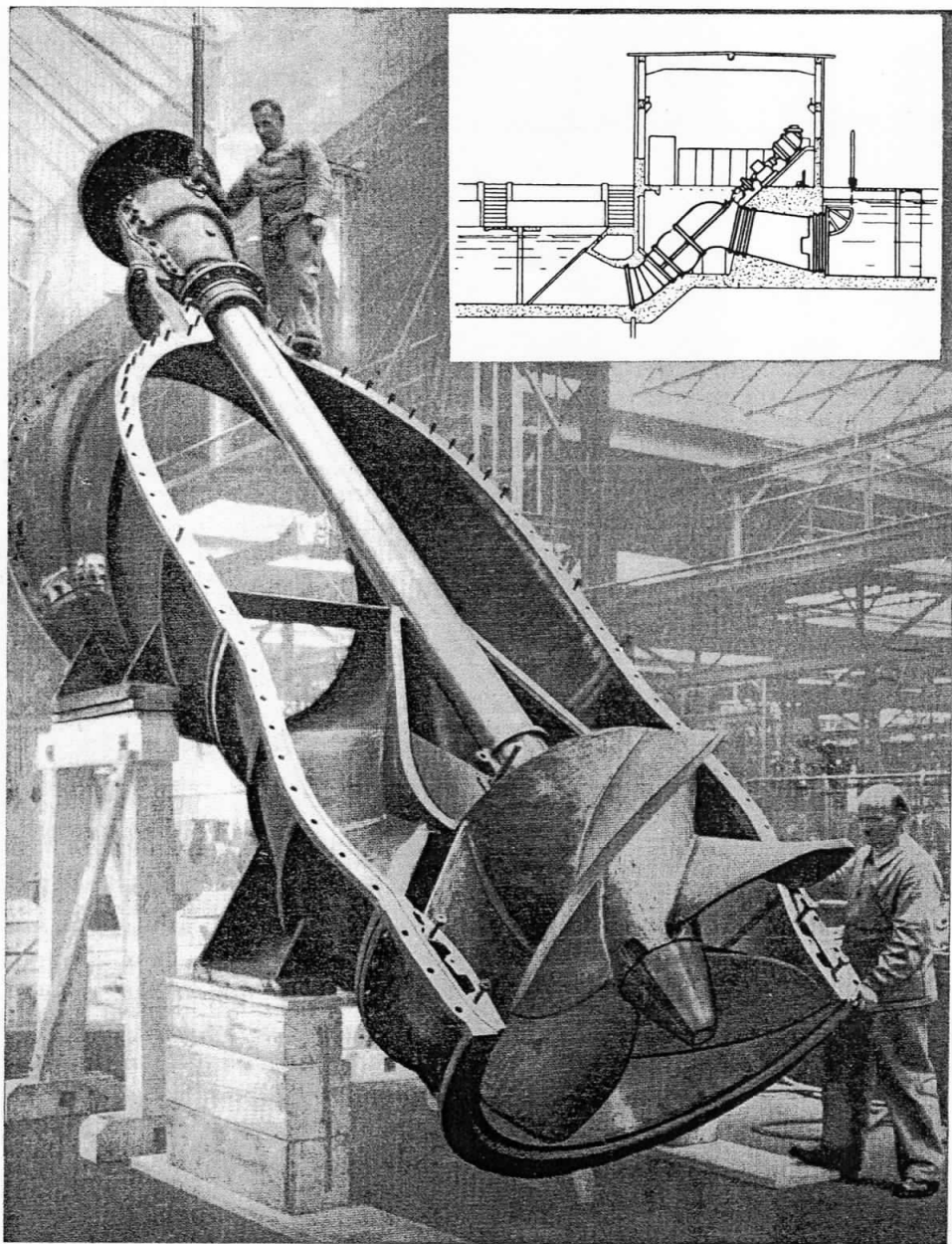
Come osservato anche nel corso della trattazione del lavoro Euleriano, se si vuole che esso sia invariante con il diametro, la terza equazione evidenzia che le pale giranti dovranno essere progettate in modo che sia  $uc_{u2} = \text{cost}$ , cioè in accordo con la legge del vortice libero. Di conseguenza la componente tangenziale  $c_{u2}$  sarà massima al mozzo e minima alla periferia della pala.

La conformazione delle pale è coerente con l'assetto della corrente assoluta negli statori e con quello della corrente relativa nel rotore. Per il caso considerato, la pala del predistributore è un profilo simmetrico assiale, mentre la pala del raddrizzatore – diffusore è curva in ingresso e assiale in uscita. Le pale giranti hanno il tipico andamento svergolato della progettazione a vortice libero.



pala svergolata





Pompa ad elica con asse inclinato di  $45^{\circ}$

Costruz. « Maison Sulzer Frères » - Winterthur (Suisse)

$H = 3,3 \text{ m}$      $Q = 10 \text{ m}^3/\text{sec}$  (max eccez. 14)     $n = 150 \text{ giri/min}$

## Pompe centrifughe e assiali: curve caratteristiche

Le curve caratteristiche dimensionali descrivono l'andamento della prevalenza e del rendimento al variare della portata, a velocità di rotazione costante.

Le curve caratteristiche adimensionali descrivono l'andamento della cifra di pressione e del rendimento in funzione della cifra di flusso.

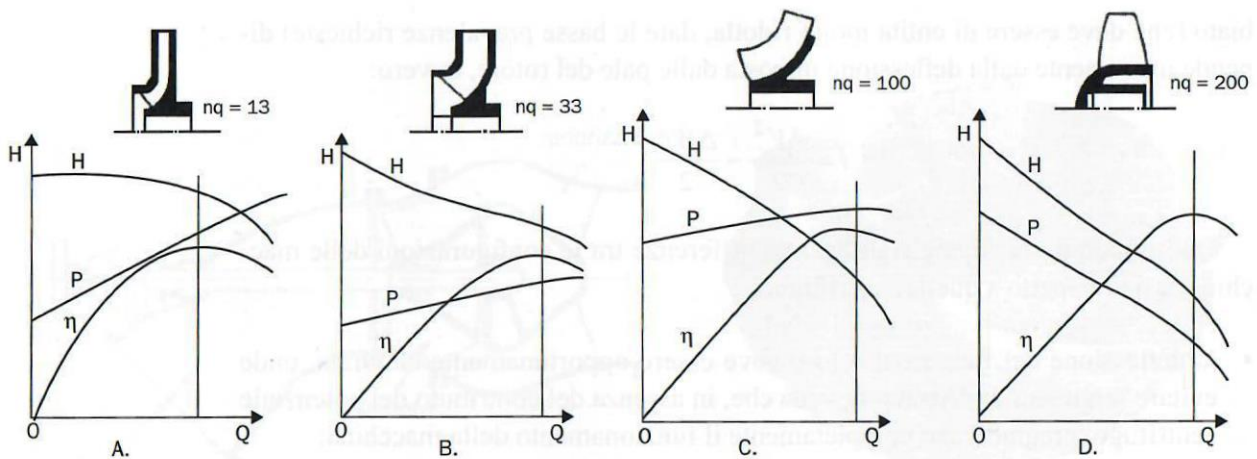
Il rendimento si annulla agli estremi delle curve, cioè a portata nulla e a prevalenza nulla.

Dalle curve citate è poi facile ricavare quella della potenza assorbita con la relazione:  $P_a = \frac{\rho g Q H_t}{\eta_e}$ .

Le curve di  $H_t$  o di  $\psi$  in funzione di  $Q$  o di  $\varphi$  hanno gli andamenti qualitativi già studiati con riferimento in generale alle turbomacchine operatrici.

Le differenze che si osservano tra quelle delle pompe centrifughe e quelle delle pompe assiali sono, a parte la diversità dei campi di valore numerici:

- alle basse portate, nelle pompe a numero caratteristico medio e alto l'andamento non è monotono crescente con la portata fino al raggiungimento del massimo, come in quelle centrifughe a basso numero caratteristico. Ciò è dovuto ai fenomeni di stallo nei profili, che influenzano in maniera più sensibile le prestazioni delle macchine assiali perché in esse il flusso stallato è ortogonale al campo delle forze centrifughe, e non ne viene quindi “energizzato” come nelle macchine centrifughe;
- la curva risultante della potenza assorbita è decrescente con la portata nelle pompe assiali e crescente in quelle centrifughe.



Quest'ultima osservazione spiega la diversa metodologia usualmente adottata per le due tipologie di pompe nella fase di avviamento, uno dei momenti più impegnativi dal punto di vista delle prestazioni del motore a causa della elevata inerzia che è necessario vincere per portate a regime tanto la macchina quanto il fluido. Una pompa centrifuga verrà preferibilmente avviata a mandata chiusa mentre una pompa assiale con mandata completamente aperta, in quando la potenza richiesta sarà quella minima.