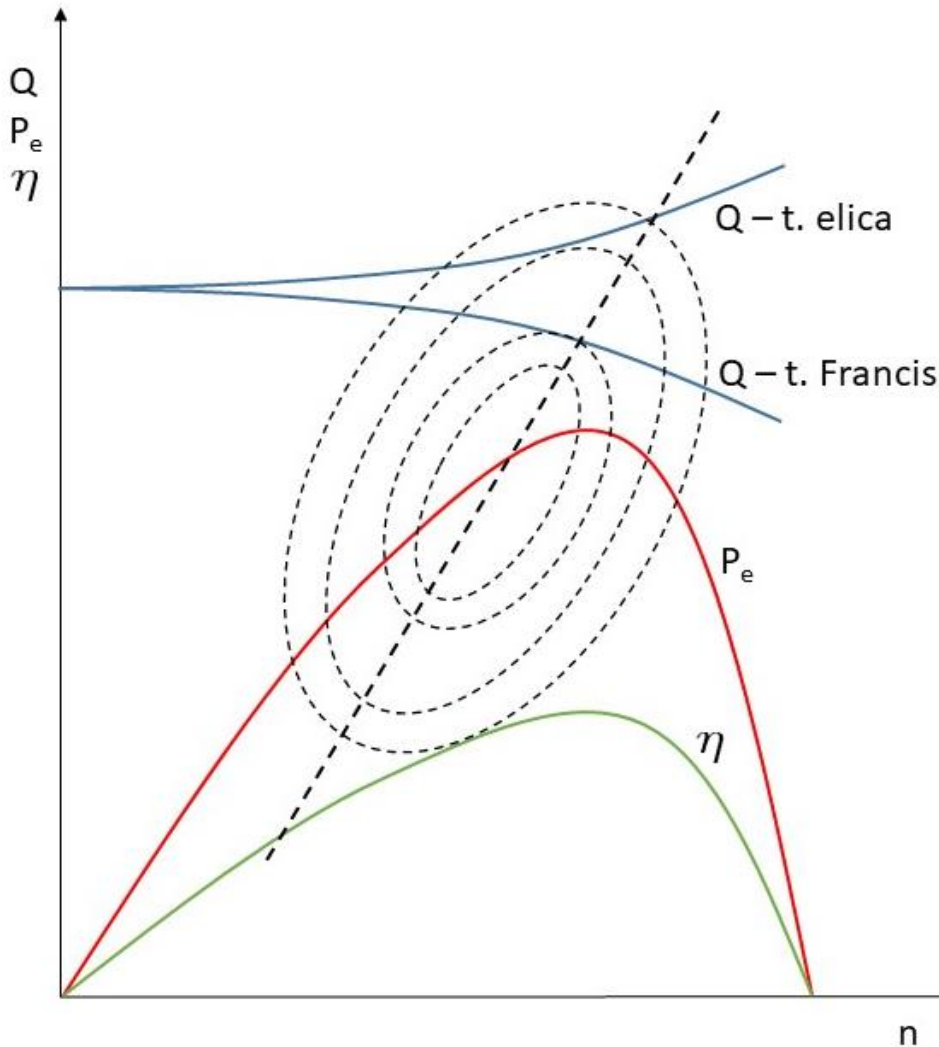


Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbine idrauliche a reazione

Le curve caratteristiche e le modalità di rilievo sono analoghe a quelle delle turbine Pelton. Stabilita la caduta H_t , si tracciano le curve per alcuni valori prefissati di apertura delle pale del distributore (organo di regolazione della portata).

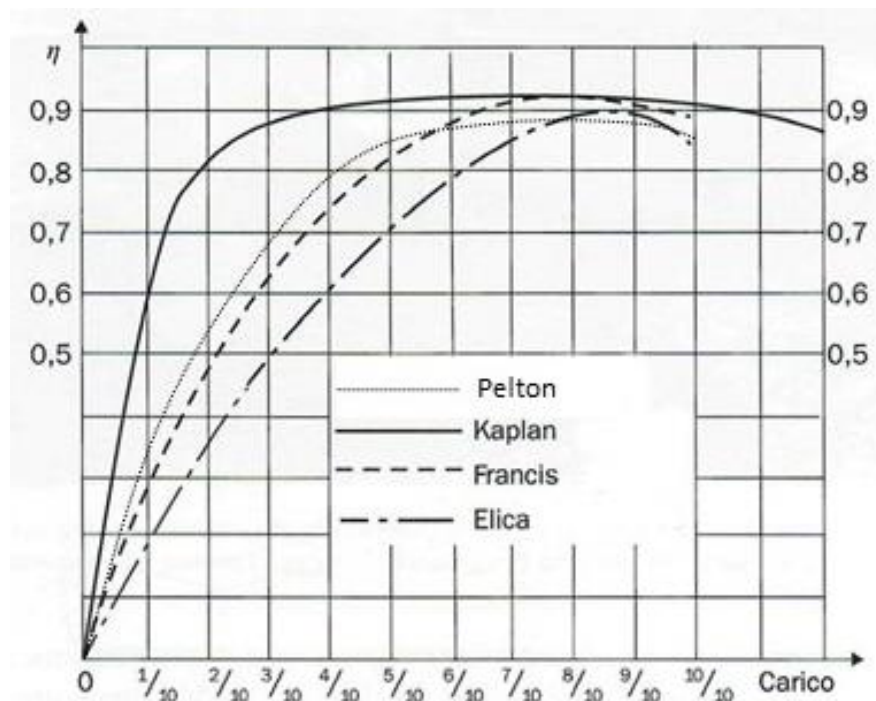


Si osserva che le differenze più significative rispetto al caso della Pelton sono:

- la portata non è indipendente dalla velocità di rotazione, perché in una macchina a reazione essa contribuisce a determinare la pressione in uscita dal distributore. Nelle turbine Francis con basso valore di k la portata è decrescente all'aumentare di n mentre nelle Francis con alto valore di k e nelle elica-Kaplan è crescente;
- il rapporto tra velocità di fuga e velocità nominale ha valori minori di due, e le curve di potenza non sono più, quindi, simmetriche mentre quelle di coppia (spesso non riportate) non sono più lineari;
- le ellissi di isorendimento hanno l'asse maggiore inclinato verso le portate più elevate, e l'inclinazione aumenta all'aumentare del numero caratteristico di macchina. Aumenta quindi la sensibilità della macchina alla regolazione della potenza tramite variazione della portata.

Allarghiamo infine il confronto a tutti e tre i tipi di turbine idrauliche, e si immagini di sezionare i diagrammi delle relative curve caratteristiche in corrispondenza alla velocità di rotazione di funzionamento, ossia alla velocità di sincronismo con la rete elettrica alla quale deve ruotare l'alternatore trascinato dalla turbina. Si potranno quindi tracciare i diagrammi di rendimento in funzione della potenza utile, a giri e caduta costanti, e osservare che:

- tutte le turbine idrauliche hanno rendimenti massimi molto buoni, ma generalmente quelle col valore più alto sono ad elica;
- nelle turbine Pelton è presente un campo relativamente esteso di valori di potenza in corrispondenza del quale il rendimento è quasi costante e vicino al valore massimo;
- nelle turbine ad elica, per contro, la zona in cui la curva $\eta(P_u)$ ha valore non troppo lontano da quello massimo è molto limitata;
- nelle turbine Francis l'ampiezza di tale zona di buon funzionamento è intermedia, e diminuisce all'aumentare del numero caratteristico di macchina;



Le turbine Kaplan sono state sviluppate per risolvere questo punto debole delle turbine ad elica, ossia il forte decadimento di rendimento per variazioni, anche limitate, di potenza ottenute regolando la macchina con la portata. Ad ogni diversa inclinazione delle pale, si ottiene una diversa curva $\eta(P_u)$, e la curva effettiva risultante è l'involuppo dei valori massimi, dando alle turbine Kaplan una ottima adattabilità al funzionamento in condizioni regolate.

Per quanto riguarda il controllo della macchina in assenza di carico resistente, per evitare di raggiungere la velocità di fuga, non è evidentemente possibile utilizzare il tegolo deviatore in una macchina a reazione. Nelle turbine Francis ed elica-Kaplan, il controllo è realizzato con lo scarico sincrono, cioè una derivazione, diretta verso il bacino di scarico, installata a monte della voluta spirale e controllata da una valvola di intercettazione, che nel funzionamento normale è chiusa. In condizioni di emergenza, la valvola viene aperta e l'acqua trova la via di minore resistenza nello scarico sincrono, riducendo la portata che arriva alla turbina. In questo modo si riduce molto rapidamente la pressione sulle pale, limitando l'accelerazione della turbina.

Il tubo aspiratore-diffusore

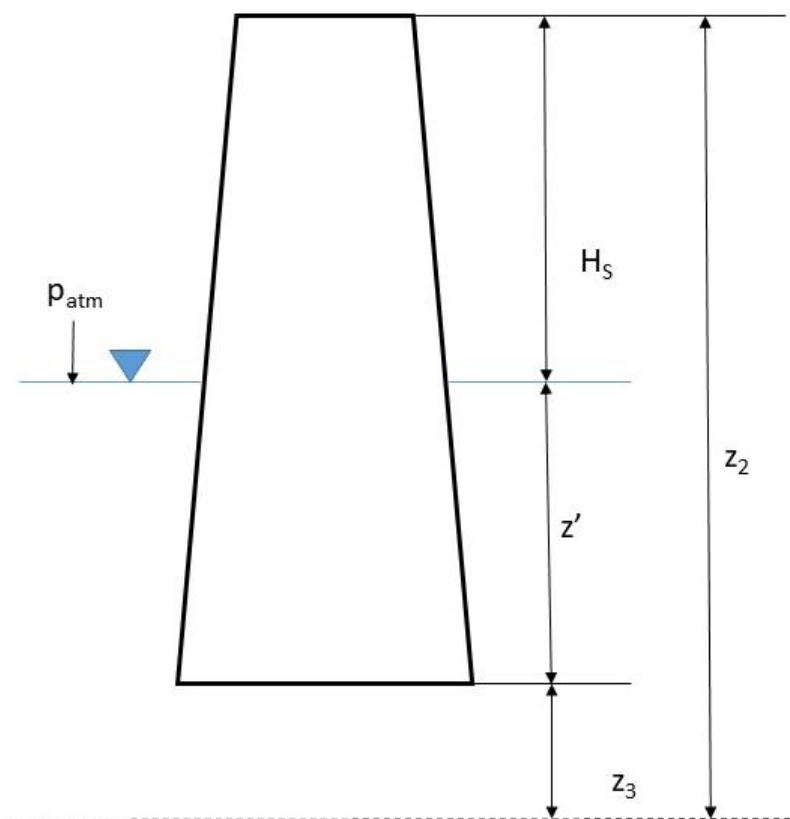
Il tubo aspiratore-diffusore, che costituisce il condotto di scarico dell'acqua delle turbine a reazione, ha due funzioni:

- recuperare in termini di salto disponibile la (eventuale) differenza positiva di quota tra la sezione di uscita dalla girante e il pelo libero del bacino di scarico (funzione di aspiratore);
- recuperare in termini di salto disponibile la frazione più elevata possibile della energia cinetica della corrente in uscita dalla girante (funzione di diffusore).

La seconda funzione è particolarmente importante perché, nelle turbine a bassa caduta, l'energia cinetica in uscita girante può rappresentare anche il 30% del salto disponibile.

Nella sua configurazione base, il tubo è un tronco di cono ad asse verticale con conicità molto ridotta, per evitare distacchi di vena della corrente decelerata. L'angolo di semi-apertura del cono è compreso tra i 3° e i 5°.

Si indichino con 2 e 3 le sezioni di ingresso e di uscita dal tubo, e si supponga che le velocità in tali sezioni siano uniformi e assiali (l'assialità è garantita, per quanto visto, nel funzionamento al punto di progetto).



Applichiamo il teorema di Bernoulli tra le due sezioni:

$$z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} + \xi$$

dove con ξ si indicano le perdite di carico.

Indicando con z' la profondità della sezione d'uscita del tubo rispetto al pelo libero dell'acqua e con H_S la lunghezza della porzione emersa del tubo stesso si ottiene:

$$z_2 - z_3 = z' + H_S$$

mentre la pressione nella sezione di uscita può essere scritta in funzione della pressione al pelo libero e del battente:

$$p_3 = p_{atm} + \rho g z'$$

Introducendo queste relazioni nella equazione di partenza si ottiene:

$$z' + H_S + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} + z' + \frac{c_3^2}{2g} + \xi$$

e mettendo in evidenza il termine relativo alla pressione allo scarico della turbina, si ottiene la relazione finale utile per analizzare il funzionamento del tubo aspiratore-diffusore:

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_S + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2g} + \xi$$

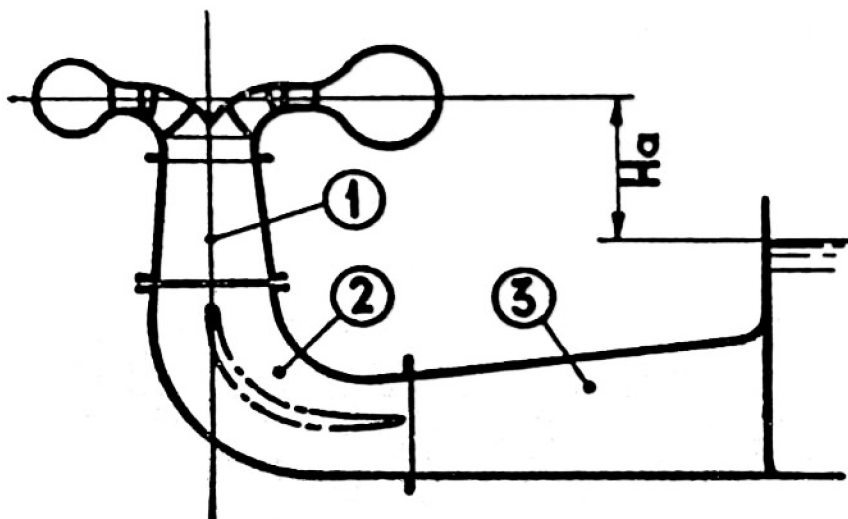
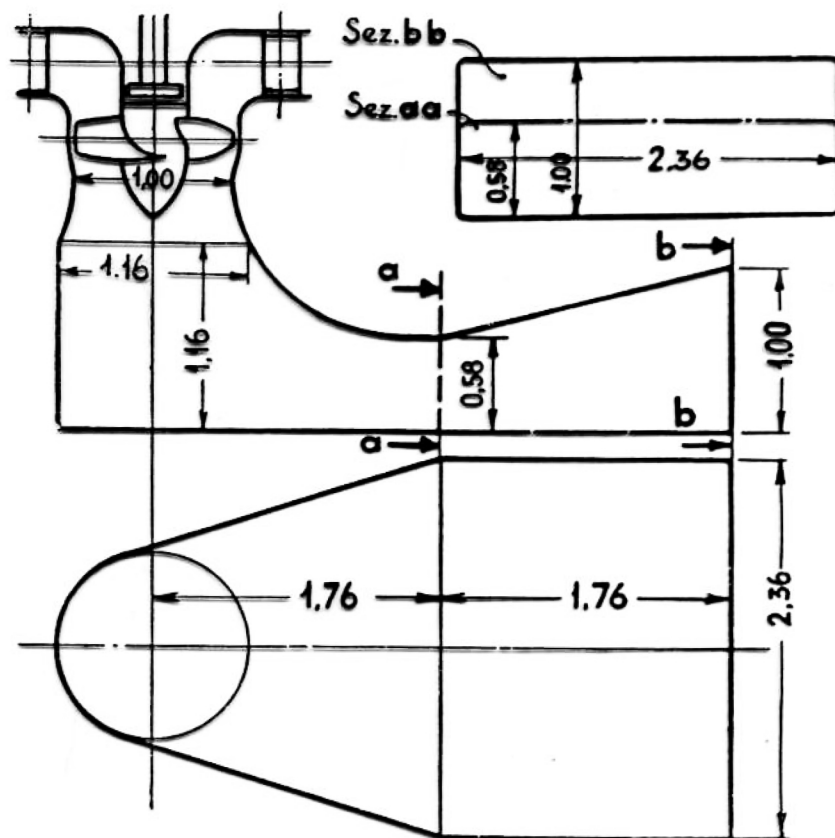
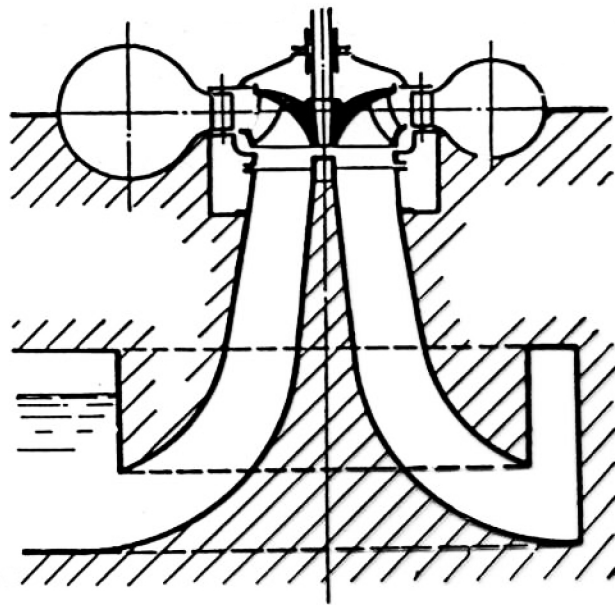
La pressione p_2 , che in assenza del tubo sarebbe uguale alla pressione atmosferica, si riduce di una quantità corrispondente al salto H_S e al recupero cinetico, aumentando la potenza sviluppata e il rendimento.

Se l'abbassamento di pressione è eccessivo si causa cavitazione allo scarico della turbina. Per evitarlo si interviene su H_S , che può essere anche negativo (turbina sotto battente).

Se il termine di recupero cinetico è molto importante, ma irrinunciabile per l'influenza che ha sul rendimento della turbina, la lunghezza del tubo aspiratore-diffusore può diventare molto elevata a causa della sua ridotta conicità. Questo, associato all'eventuale valore negativo di H_S , porterebbe alla necessità di realizzare opere di scavo importanti e costose. Osservando però che l'immersione della sezione finale del tubo non compare nella equazione che ne descrive il funzionamento, si deduce che essa può essere posizionata liberamente nel bacino di scarico.

Conviene quindi dividere il tubo in un primo spezzone verticale, abbastanza corto, e in uno finale disposto orizzontalmente, collegati da un gomito: si realizza così la conformazione del tubo aspiratore-diffusore a gomito Kaplan.

Nelle condizioni di funzionamento della turbina fuori progetto, i triangoli di velocità si deformano e la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita, c_{u2} , non è più nulla. Nel tubo di scarico si instaura quindi una corrente rotazionale che segue, nelle sezioni trasversali, la legge del vortice libero. In prossimità dell'asse del tubo la velocità diventa allora molto alta (teoricamente tenderebbe all'infinito) e la pressione molto bassa, causando cavitazione, nella tipica forma della "torcia" che si avvita in prossimità all'asse del tubo. Per risolvere questo problema, si può inserire all'interno del tubo un solido coassiale di forma opportuna, detto idrocono di Moody.



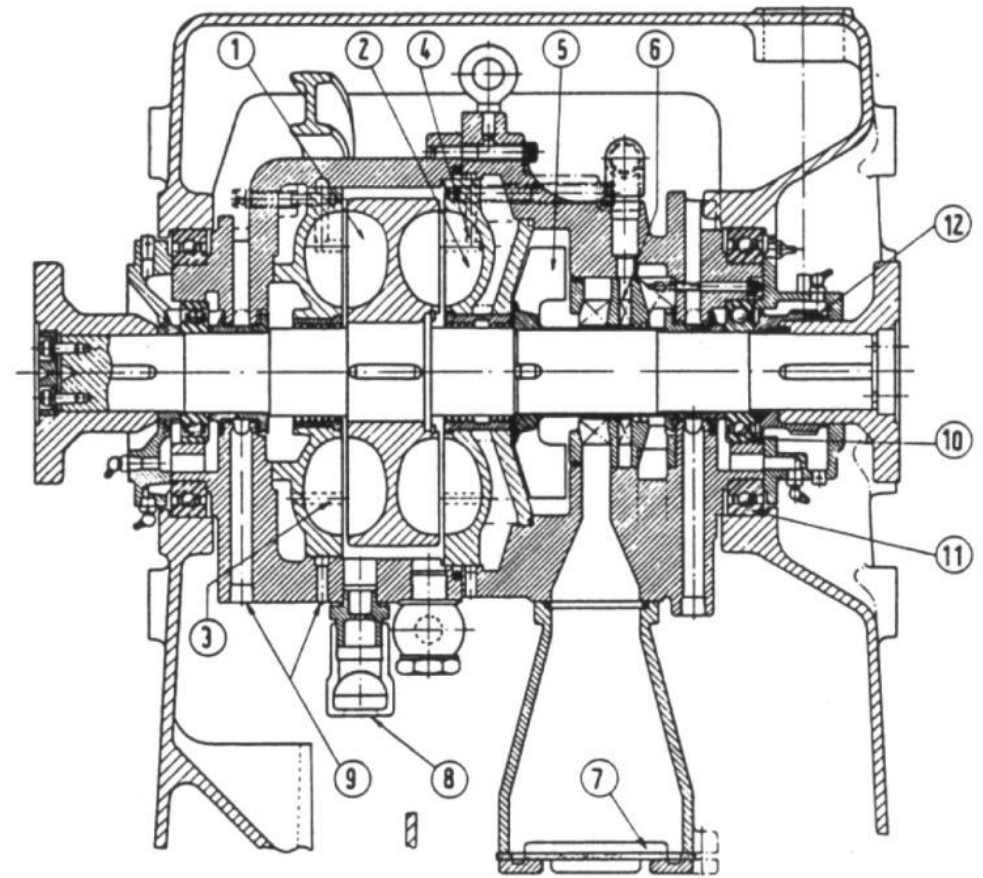
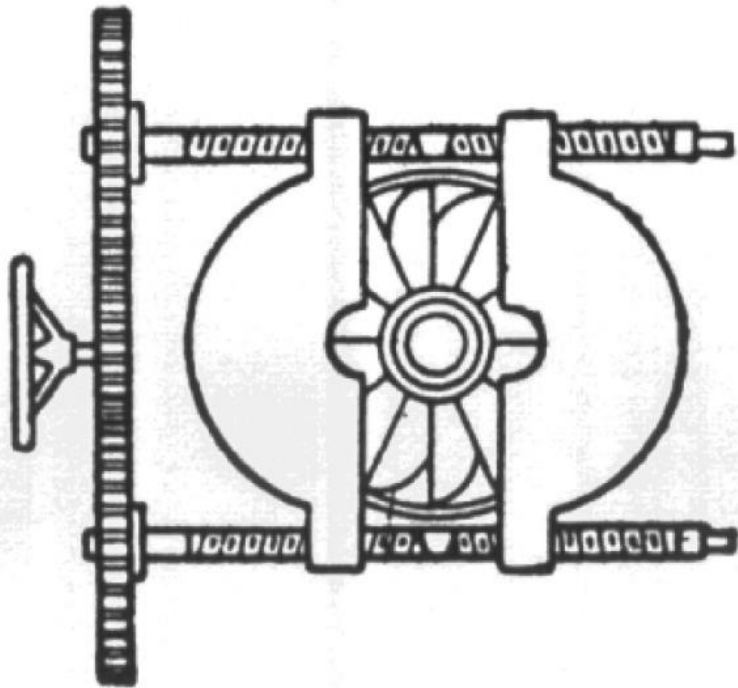
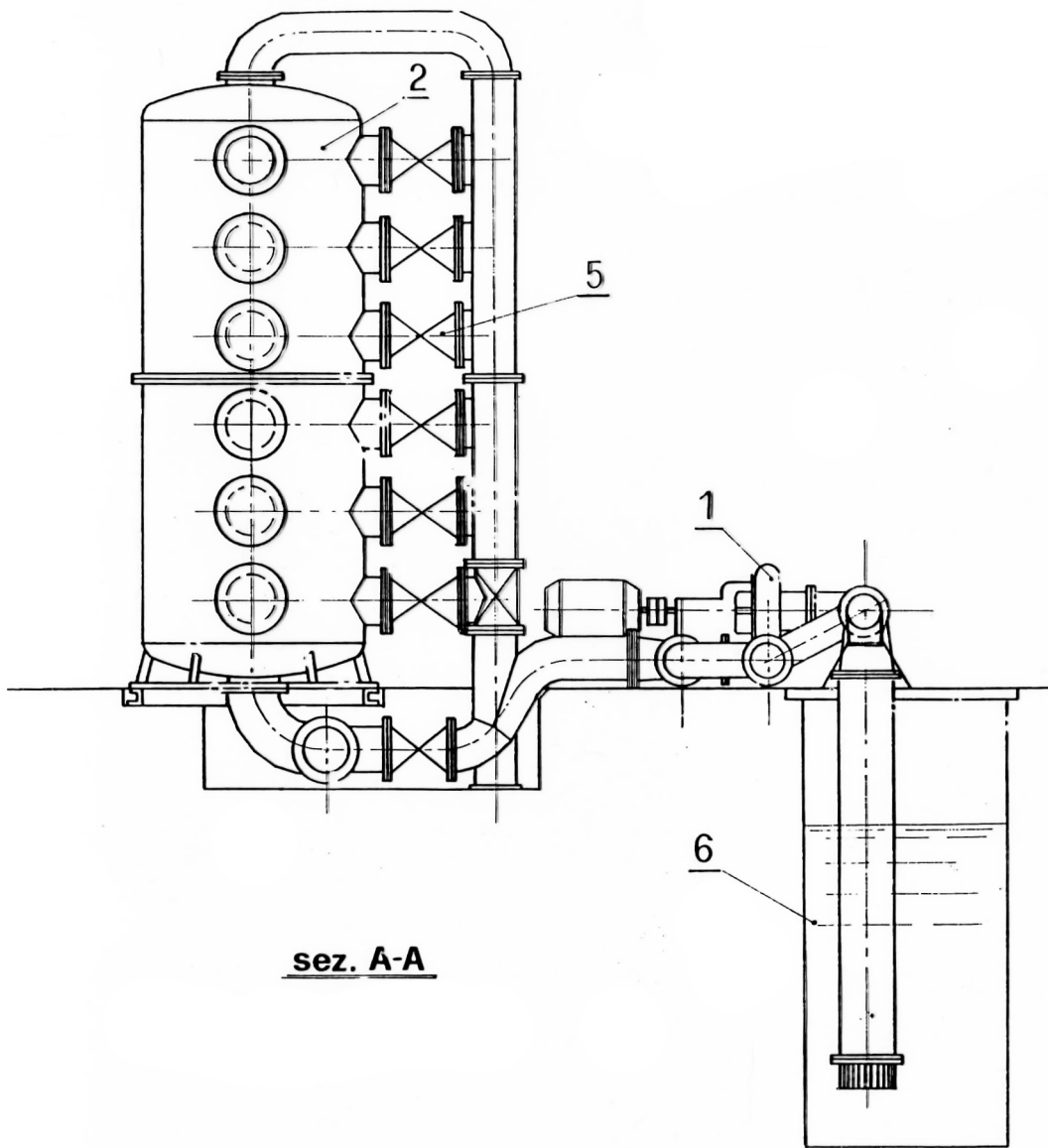


Fig. 627. — Sezione longitudinale di un dinamometro Froude.

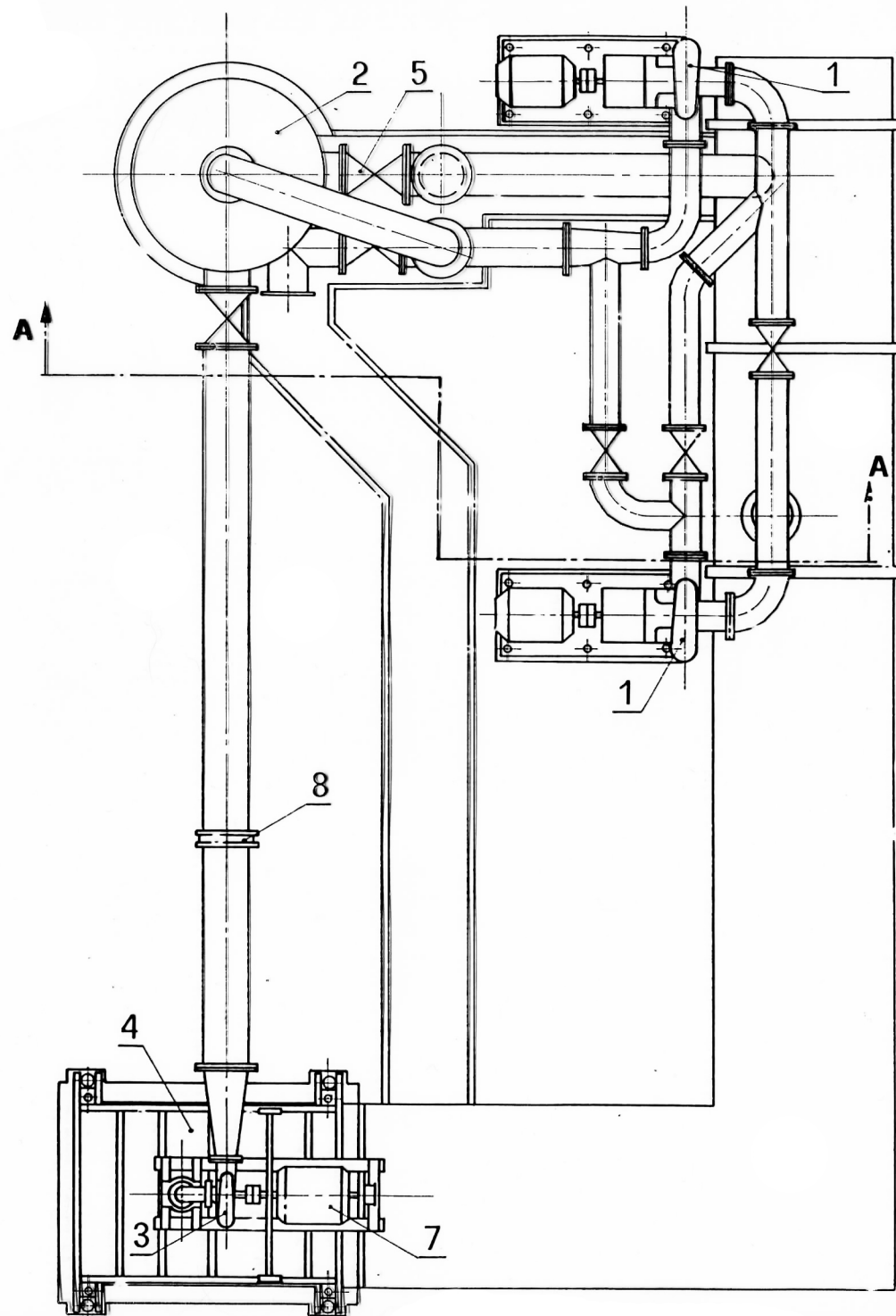
1. Rotore — 2. Statori — 3. Fori entrata acqua (per le palette degli statori) — 4. Sfiati aria (per le palette degli statori) — 5. Giranti della pompa — 6. Comparto di tenuta all'entrata della pompa — 7. Valvole d'aspirazione a cerniera — 8. Foro d'uscita della valvola — 9. Fori scarico perdite acqua ed aria — 10. Cuscinetti albero — 11. Cuscinetti su basamento — 12. Ingranaggi trasmissione al contagiri.

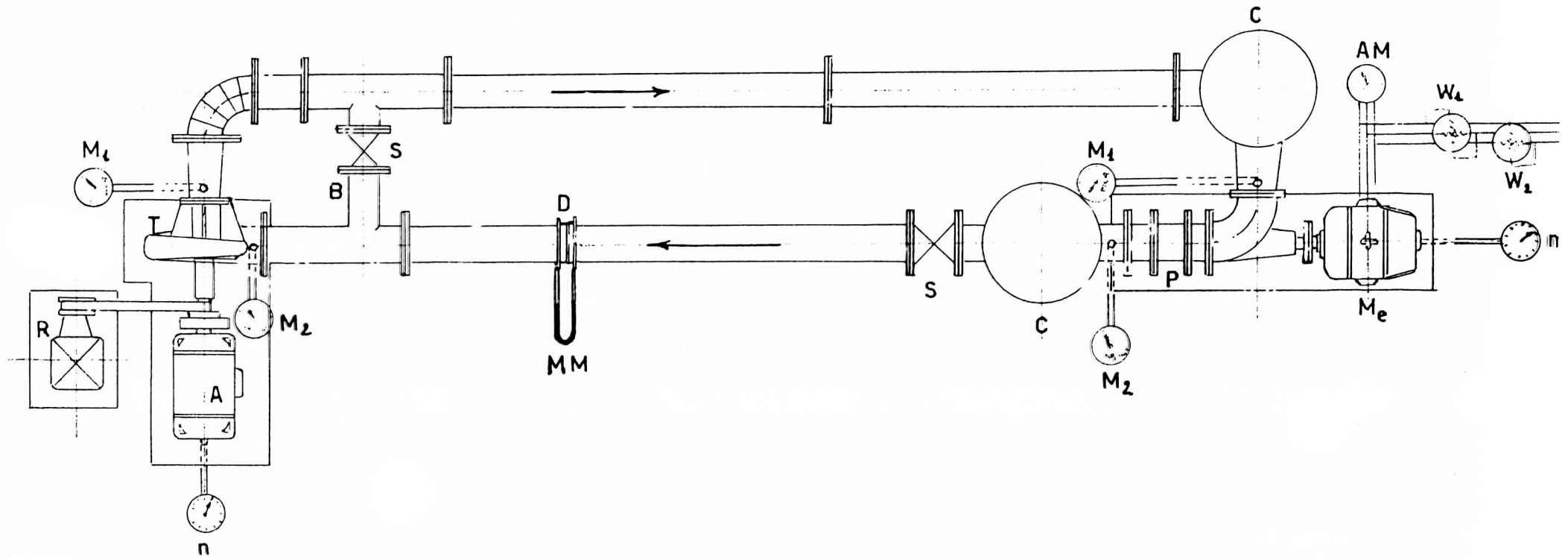


sez. A-A

Fig. 1. - Impianto di prova per il rilievo delle prestazioni e per osservazioni dei fenomeni di cavitazione su pompe, pompe turbine e turbine modello

1 pompe centrifughe inseribili singolarmente, in serie o in parallelo ($Q_v = 0,25 \text{ m}^3/\text{s}$ - $H_m = 20 \text{ m}$) - 2 serbatoio di carico (volume ca. 18 m^3) - 3 macchina modello in prova - 4 piano mobile - 5 saracinesche di regolazione - 6 vasca deposito - 7 motore/treno dinamometrico - 8 diaframma di misura della portata.





C) Impianto di prova per Pompe e Turbine elica e Kaplan

M = motore elettrico

C^e = cassone

S = saracinesca

D = diaframma

A = alternatore

P = pompa ad elica

T = turbina ad elica

R = regolatore

B = By-pass.

AM = amperometro

W₁, W₂ = wattmetri

n = contagiri

n' = contagiri

MM = manometro

M₁ = manometro vacuometrico rispettivamente all'aspirazione della pompa e a valle della turbina.

M₂ = manometro rispettivamente alla mandata e a monte della turbina.