

Corso di Macchine

Le macchine motrici idrauliche e termiche

Prof. Rodolfo Taccani

1. Turbine idrauliche

Generalità sugli impianti idroelettrici

Gli impianti idroelettrici sfruttano l'energia idraulica per convertirla in energia elettrica. L'energia idraulica è rinnovabile e praticamente permanente.

I **vantaggi** dati dalla possibilità di usare questa forma di energia per produrre elettricità sono:

- elevata affidabilità;
- elevata durata dei macchinari (sono ancora in funzione centrali dei primi anni del secolo scorso);
- assenza di inquinamento dell'acqua e dell'aria;
- facilità e rapidità nelle operazioni di avviamento e di fermata, qualità importante ai fini della regolazione di reti elettriche interconnesse (es. utilizzo per coprire i carichi di punta);
- possibilità di gestire le macchine a distanza, senza sorveglianza sul posto.

Gli **svantaggi** degli impianti idroelettrici sono essenzialmente due:

- costi di realizzazione dell'impianto molto elevati;
- elevato impatto ambientale sul territorio, per variazione dell'assetto idrogeologico del bacino di alimentazione della centrale, con possibili variazioni anche del microclima nelle zone interessate.

Generalità sugli impianti idroelettrici

Gli impianti idroelettrici possono essere classificati in tre grandi famiglie:

- a) *Centrali ad acqua fluente*. Non esiste un serbatoio che, costituendo una riserva d'acqua, permetta la regolazione della produzione di energia: la portata che attraversa la turbina varia nel tempo a seconda della disponibilità nel corso d'acqua intercettato. Centrali di questo tipo sono tipiche delle applicazioni di mini e micro idraulica, in grado di fornire da qualche decina a qualche migliaio di kW , e nello sfruttamento idroelettrico dei grandi fiumi.
- b) *Centrali a deflusso regolato*, del tipo a bacino oppure a serbatoio. A monte della turbina è presente un invaso che permette di regolare la produzione di energia elettrica in modo indipendente dalla portata istantanea del corso d'acqua. La distinzione tra bacino e serbatoio è legata alle dimensioni dell'invaso: quelle del bacino sono più ridotte, e consentono una regolazione su base giornaliera oppure settimanale, mentre un serbatoio permette la regolazione su base stagionale.

Generalità sugli impianti idroelettrici

c) *Centrali ad accumulazione mediante pompaggio.* Sono strutturalmente delle centrali a deflusso regolato, ma con una caratteristica che le distingue dalla categoria precedente: durante la notte, l'energia elettrica disponibile a basso costo viene assorbita dalla rete per pompare acqua nel bacino di regolazione; questo accumulo viene poi usato per produrre energia elettrica ad alto prezzo di vendita durante il giorno, per coprire i carichi di punta. Dal punto di vista fisico questo procedimento è assurdo, a causa delle dissipazioni di energia presenti sia in pompaggio che in turbinaggio, ma è chiaramente conveniente dai punti di vista della regolazione della rete elettrica e del ritorno economico.

Gli impianti ad acqua fluente sfruttano dunque sia corsi d'acqua caratterizzati da cadute elevate e portate ridotte, anche a regime torrentizio, sia i grandi fiumi, caratterizzati da portate elevate e abbastanza costanti e da basse o bassissime cadute.

Una buona progettazione di questi impianti si basa su due valutazioni iniziali:

- trovare la miglior localizzazione possibile per la centrale;
- determinarne i dati di progetto in maniera ottimale.

Generalità sugli impianti idroelettrici

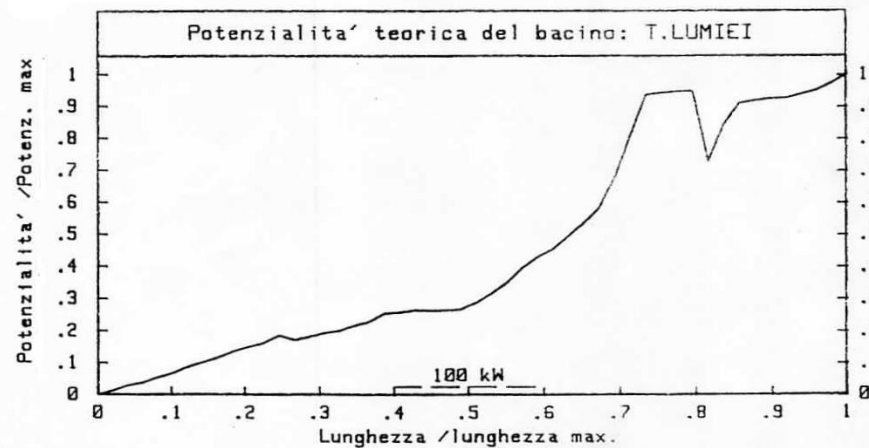
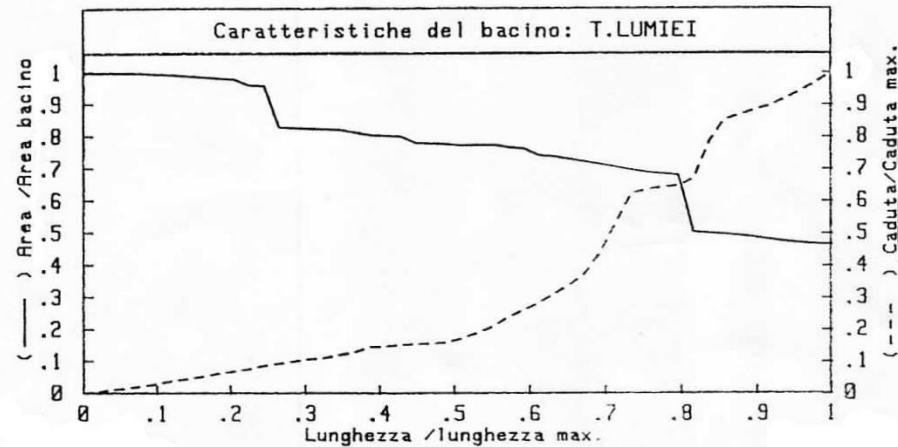
Localizzare una centrale significa stabilire dove prelevare l'acqua e dove restituirla dopo averla turbinata, cioè determinare la posizione dell'opera di presa (strutture edili per intercettare l'acqua) e dell'opera di restituzione (strutture edili per riportare l'acqua nell'alveo naturale).

Gli strumenti a disposizione del progettista sono due curve, di natura sperimentale – statistica, che definiscono le potenzialità energetiche di un corso d'acqua:

- la *curva idrodinamica*, per quanto riguarda la localizzazione della centrale;
- la *curva di durata*, per la determinazione dei dati di progetto.

Generalità sugli impianti idroelettrici

Bacino: T.LUMIEI	Codice: 020010
Area [km ²]: 50,53	Quota minima [m]: 404
Lunghezza max. [km]: 12,25	Caduta max. [m]: 441
Piovosita' annua [mm]: 1844	Coeff. di efflusso []: 0,73
Potenzialita' teorica max. [kW]: 4010	



Generalità sugli impianti idroelettrici

La curva idrodinamica riporta in ascissa la lunghezza del corso d'acqua dalla foce alla sorgente, eventualmente normalizzata con riferimento alla sua lunghezza massima e, in ordinata,

- a) i valori corrispondenti dell'area del bacino di alimentazione, eventualmente normalizzati con riferimento all'area massima (disponibile ovviamente alla foce);
- b) la caduta disponibile dal punto considerato fino alla foce, anch'essa eventualmente normalizzata rispetto alla caduta massima (disponibile ovviamente alla sorgente).

Moltiplicando, per ogni punto considerato, la caduta disponibile per la portata media annua fornita dal bacino di alimentazione (funzione della sua superficie, della piovosità media annua, delle proprietà di assorbimento del terreno, del tasso di evaporazione, ecc.), si ottiene la curva della potenzialità teorica del bacino, sfruttabile ponendo l'opera di presa nel punto considerato e l'opera di restituzione alla foce. La potenzialità teorica con punto di restituzione intermedio tra quello dell'opera di presa e la foce si ottiene banalmente per differenza dei valori di potenzialità tra le due ipotesi di localizzazione dell'opera di restituzione.

Generalità sugli impianti idroelettrici

Esempio 2: T. Pettorina a Malga Ciapela.

Valori osservati : $q_o = 0,13$; $q_m = 1,03$

Valori stimati : $q_o = 0,10$; $q_m = 1,05$

Dati : AB : 28 km²

PMA : 1053 mm . = 1,053 m

CI : 0 hm³ (milioni di m³)

PAL : 0 %

PAC : 59 %

PAG : 4,5 %

Valori calcolati :

$q_o = 0,009861 \cdot 28 + 2,065 \cdot 1,053 - 0,07145 \cdot 0 - 10,01 \cdot 0 - 2,722 = - 0,271$

è opportuno in questo caso ricorrere alla correzione $q_o = 0$

$q_m = 28 \cdot [0,02618 \cdot 1,053 + 0,0000580 \cdot 59 + 0,002149 \cdot 4,5 - 0,00315] = 1,050$

CURVA di DURATA

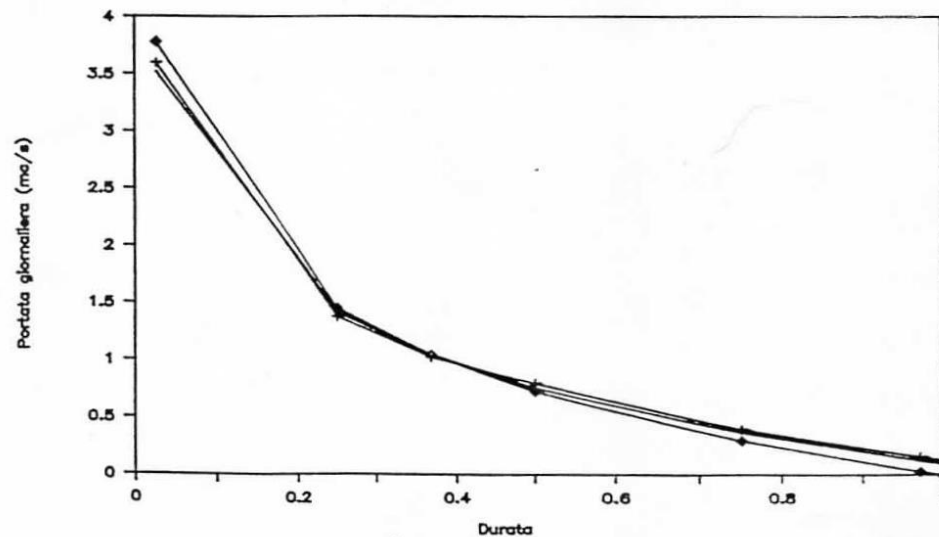


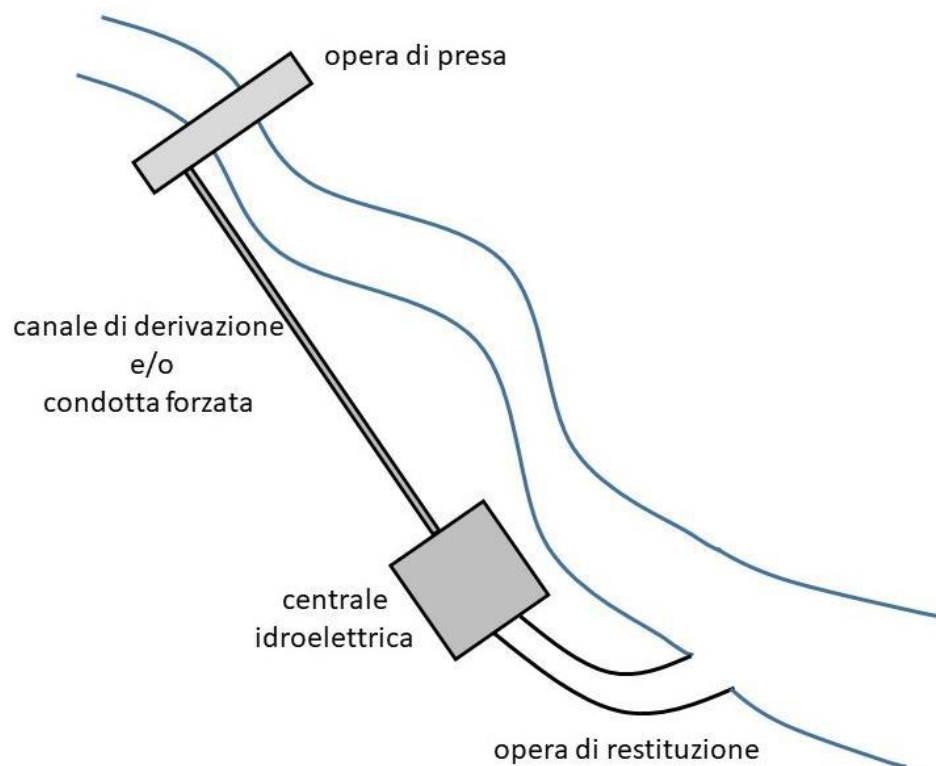
Fig. 2.1.4: Valori osservati e stimati della curva di durata T. Pettorina a Malga Ciapela.

Generalità sugli impianti idroelettrici

La curva di durata riporta in ascissa il tempo (di solito in una scala normalizzata tra 0 e 1, dove l'unità indica usualmente il periodo di riferimento di un anno), e in ordinata i valori di portata giornaliera rilevati, per osservazione diretta o sulla base di dati storici. Si ottiene una curva decrescente che esprime la frazione di tempo durante la quale la portata fornita dal corso d'acqua è stata maggiore o uguale a un certo valore. Il diagramma fornisce cioè, per un valore di portata Q , il numero di giorni nella base di tempo considerata (usualmente, come già detto, un anno) durante i quali è stata osservata la disponibilità di una portata $Q \geq Q$. Una turbina che fosse in grado di elaborare la portata massima sfrutterebbe sempre tutta l'energia teoricamente disponibile, ma sarebbe grande, costosa e per la maggior parte del tempo funzionerebbe in condizioni di fuori progetto, con basso rendimento. Viceversa, una macchina dimensionata sulla portata minima, piccola e poco costosa, funzionerebbe tutto l'anno in condizioni di progetto ma elaborerebbe solo una modesta frazione dell'energia teoricamente disponibile. Tra queste situazioni estreme esiste una ottimale dal punto di vista tecnico ed economico, che va opportunamente valutata. Nel tratto di corso d'acqua compreso tra le opere di presa e di restituzione deve essere comunque mantenuta una portata minima, detta "di rispetto", stabilita dalle normative, e devono essere realizzate opere accessorie quali le "scale a pesci". Per quanto riguarda il salto, va scelto anch'esso sulla base di considerazioni tecniche ed economiche, quali il costo delle opere di prelievo e di restituzione, l'accessibilità dei punti prescelti e altri eventuali vincoli normativi e ambientali.

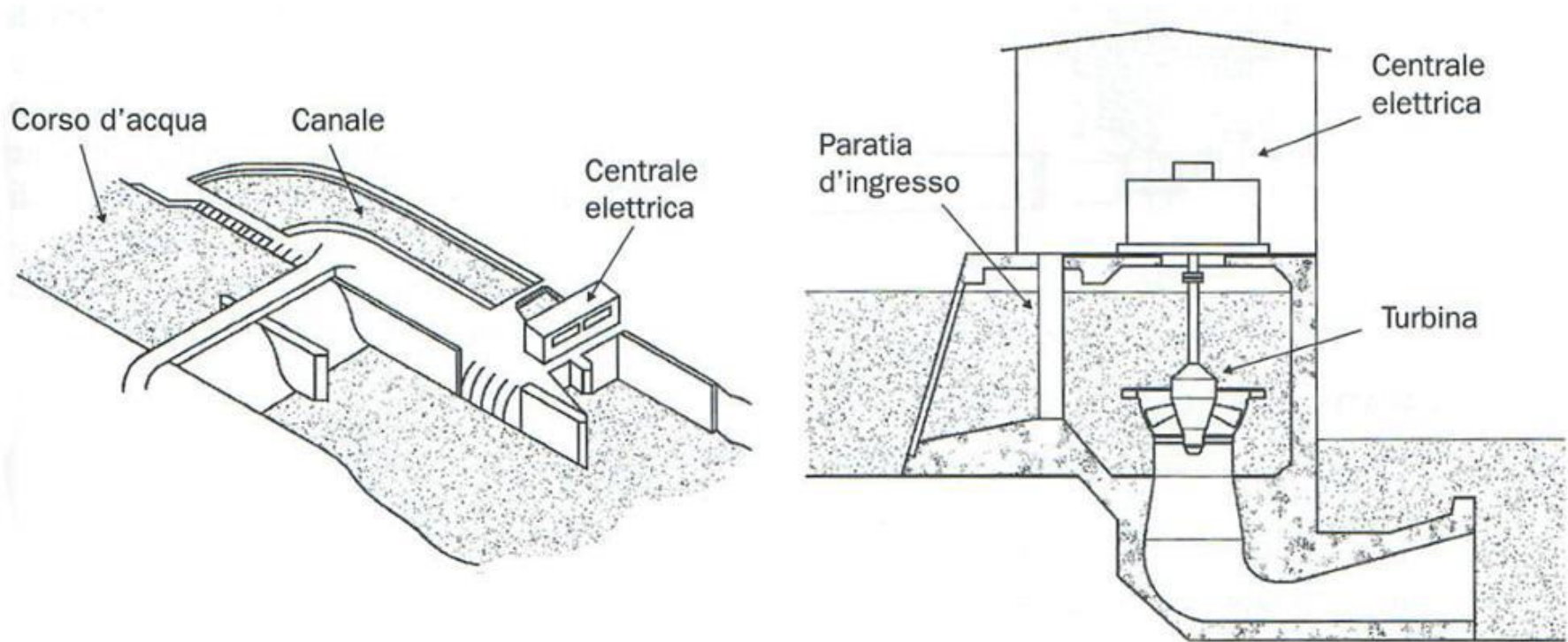
Generalità sugli impianti idroelettrici

La figura mostra lo schema di una centrale ad acqua fluente per corsi d'acqua con portate modeste e cadute elevate, tipici delle zone montuose. L'opera di presa è un piccolo sbarramento, dotato di filtri grossolani per evitare di intercettare tronchi, rami, pietre ecc. Tipicamente le potenze sviluppate da questo tipo di centrale sono di decine o centinaia di kW, in ogni caso minori di 3000 kW per poter essere classificate come mini-idraulica.



Generalità sugli impianti idroelettrici

La figura mostra alcuni schemi di centrali ad acqua fluente collocate nei grandi fiumi, caratterizzate da portata elevata e caduta ridotta.

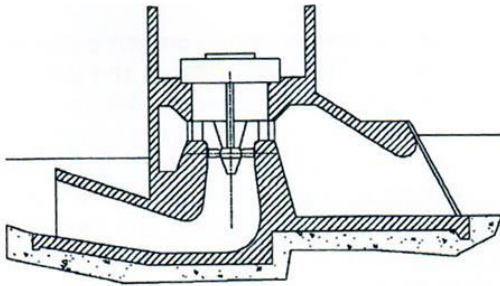


Schematizzazione di un impianto idroelettrico ad acqua fluente con e senza canale derivatore.

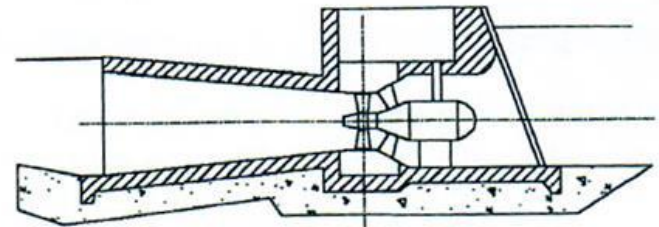
Generalità sugli impianti idroelettrici

L'opera di presa è uno sbarramento con canale derivatore alla centrale, oppure senza canale. In quest'ultimo caso, lo sbarramento interessa l'intera larghezza del corso d'acqua, e al suo interno sono collocate le turbine. In genere, è consentito il libero deflusso di una portata limitata mediante uno sfioro e/o un sistema di chiuse, per mantenere l'eventuale navigabilità del corso d'acqua. La differenza di livello così realizzata può arrivare a 10-15 m. Il numero delle turbine dipende dalla larghezza del fiume, le potenze complessive sono anche di decine di MW. Il tipo di turbine dipende dal valore del salto e da scelte di architettura della centrale, come illustrato in figura.

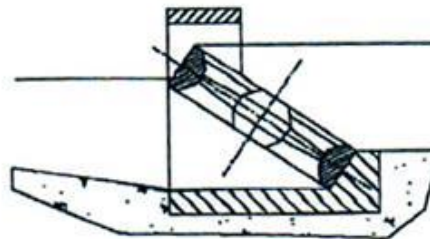
Vertical Siphon Kaplan



Bulb Turbine

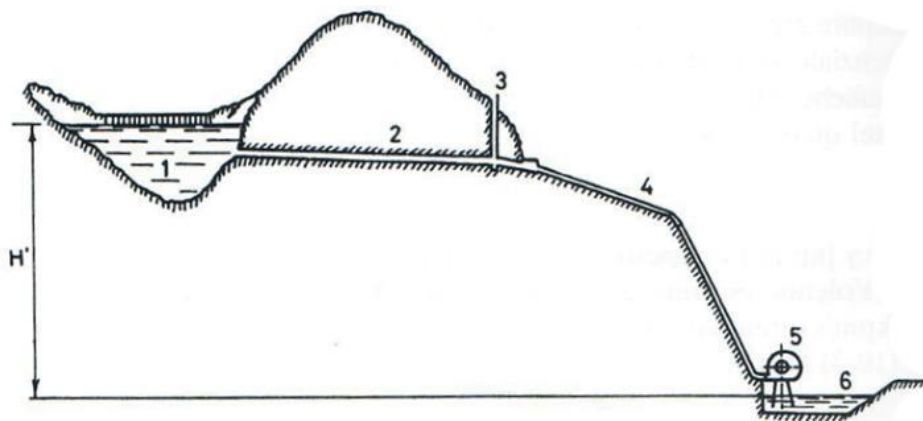


Very Low Head



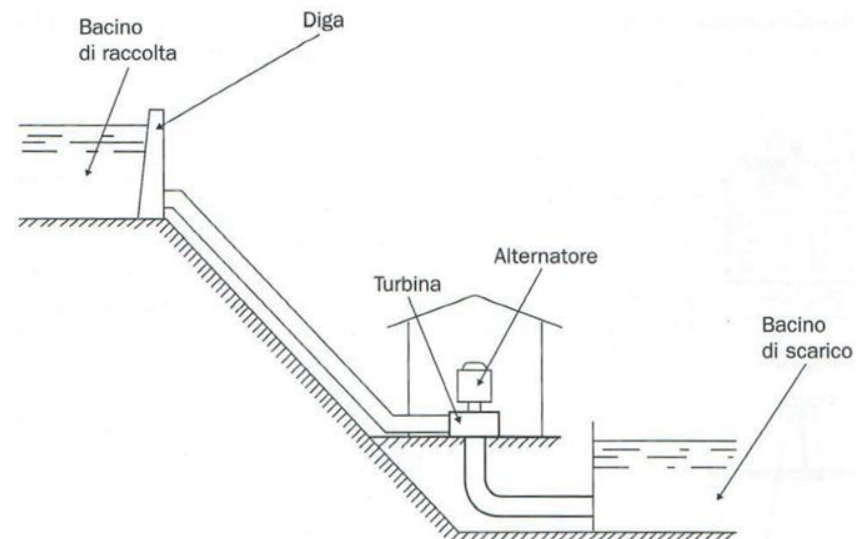
Generalità sugli impianti idroelettrici

Per quanto riguarda le centrali a deflusso regolato, siano esse a bacino o a serbatoio, l'impianto è costituito da un invaso e da uno sbarramento (tipicamente una diga) alla cui base è collocata la presa della condotta forzata, che porta l'acqua alla centrale dove viene turbinata e poi reimpressa nel fiume o nel torrente. In prossimità della presa si realizza un pozzo piezometrico, che ha il compito di assorbire un eventuale colpo d'ariete, nel caso di blocco improvviso, per cause impreviste, del flusso d'acqua alle turbine. Tipicamente, in impianti di questo tipo la caduta va da qualche decina a qualche centinaio di metri e la potenza può arrivare alle centinaia di MW.



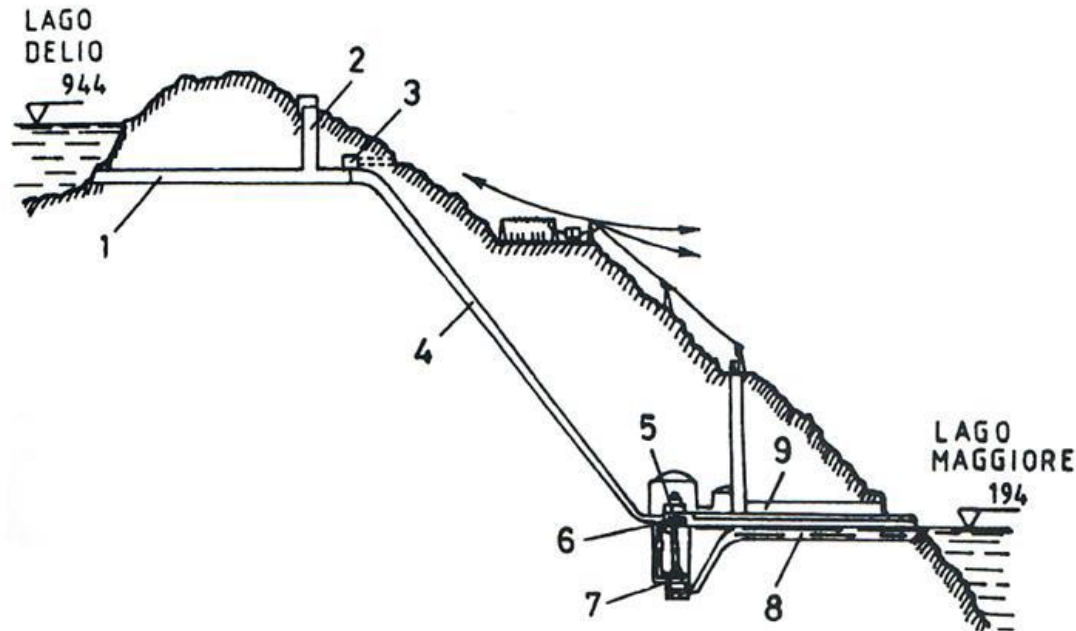
Schema semplificato di un impianto idroelettrico.

1. Bacino; 2. Galleria in pressione; 3. Pozzo piezometrico; 4. Condotta forzata; 5. Turbina idraulica; 6. Bacino di scarico.



Generalità sugli impianti idroelettrici

Nei sistemi ad accumulazione mediante pompaggio lo schema è sostanzialmente simile a quello della tipologia precedente di impianto, con la differenza che la centrale è dotata di pompe per far risalire l'acqua nel bacino. Il macchinario può essere costituito da pompe-turbine, ovvero pompe centrifughe che funzionano anche da turbina Francis a seconda delle necessità, oppure da macchine distinte per le due operazioni di turbinaggio e di pompaggio.



Schema dell'impianto di accumulazione del lago Delio.

1. Opere di presa e galleria di derivazione; 2. Pozzo piezometrico; 3. Camera valvole;
4. Condotta forzata; 5. Motori/Generatori; 6. Turbine Pelton; 7. Pompe multistadio; 8.
Canali di scarico; 9. Galleria di accesso.

Classificazione delle turbine idrauliche

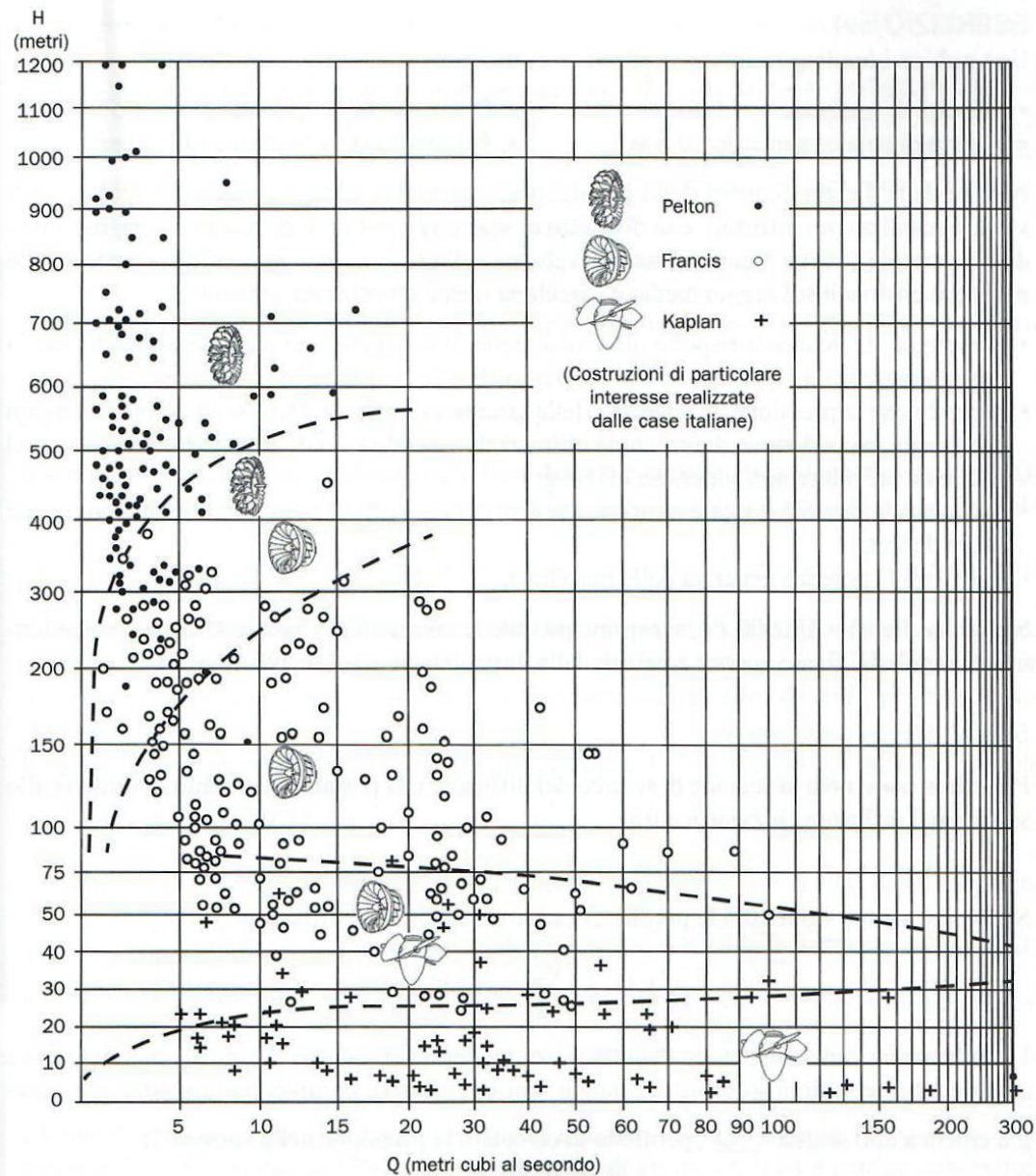
Il numero caratteristico di macchina delle turbine idrauliche è compreso tra 0.04 e 6. I valori più bassi corrispondono alle turbine Pelton, quelli intermedi alle turbine Francis e quelli più elevati alle turbine elica-Kaplan. Esistono poi anche altri tipi di turbina, per lo più adatte ad applicazioni di micro e mini idraulica a bassa e bassissima caduta.

Le turbine Pelton, a differenza delle altre, sono macchine ad azione. Esse non hanno un equivalente nel campo delle pompe, mentre le turbine Francis si possono considerare corrispondenti alle pompe centrifughe e quelle elica-Kaplan alle pompe assiali, ma a flusso invertito.

Nel diagramma sono indicati i campi di applicazione tipici dei diversi tipi di macchine:

- nelle turbine Pelton le cadute sono comprese indicativamente tra i 200 m e i 1200 m (in alcuni impianti anche 2000 m), mentre le portate non superano i 10-15 m³/s;
- nelle turbine Francis le cadute vanno da alcune decine ad alcune centinaia di metri, mentre le portate possibili arrivano fino ad un centinaio di metri cubi al secondo;
- nelle turbine elica-Kaplan le cadute non superano i 20-30 m, mentre il range delle portate possibili è amplissimo: si va da qualche metro cubo al secondo a 300 m³/s, e anche più.

Classificazione delle turbine idrauliche



Turbine Pelton

Le turbine Pelton hanno grado di reazione $\epsilon = 0$. Il numero caratteristico di macchina è compreso tra 0.04 e 0.38. La potenza erogata da macchine di questo tipo può arrivare a 100-150 MW con punte di 300 MW.

Gli organi fondamentali delle turbine Pelton sono:

- uno o più **ugelli**, che convertono la totalità dell'energia statica disponibile in energia cinetica, e consentono di regolare la portata;
- la **girante**, dotata di pale a doppio cucchiaio, con un tagliente centrale.

Vi sono poi altri organi accessori, con funzioni di controllo del flusso e di regolazione della macchina.

Turbine Pelton

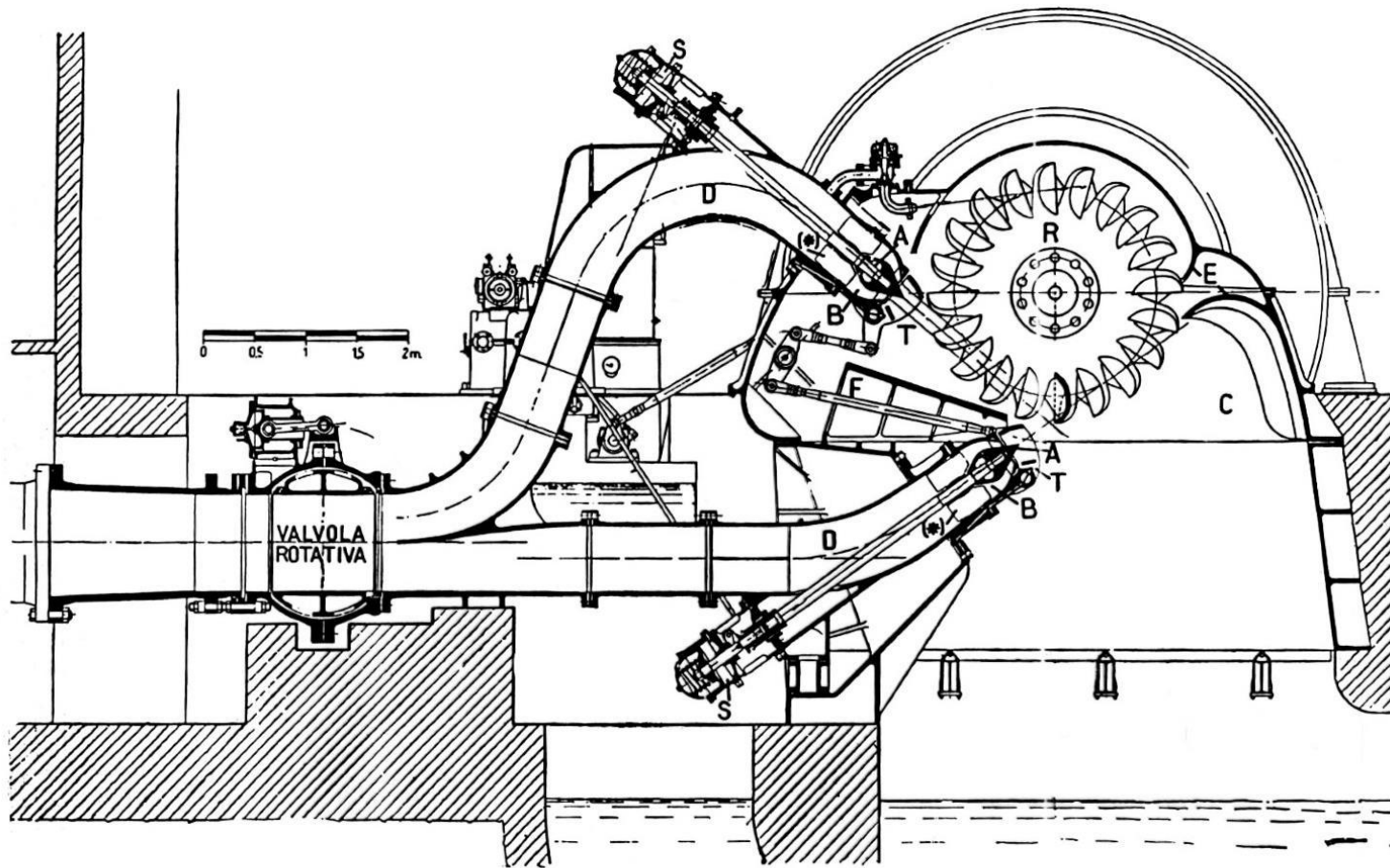


Fig. - Sezione trasversale turbina Pelton ad asse orizzontale a due getti « Costruzioni Mecc. Riva » - Milano.

Turbine Pelton

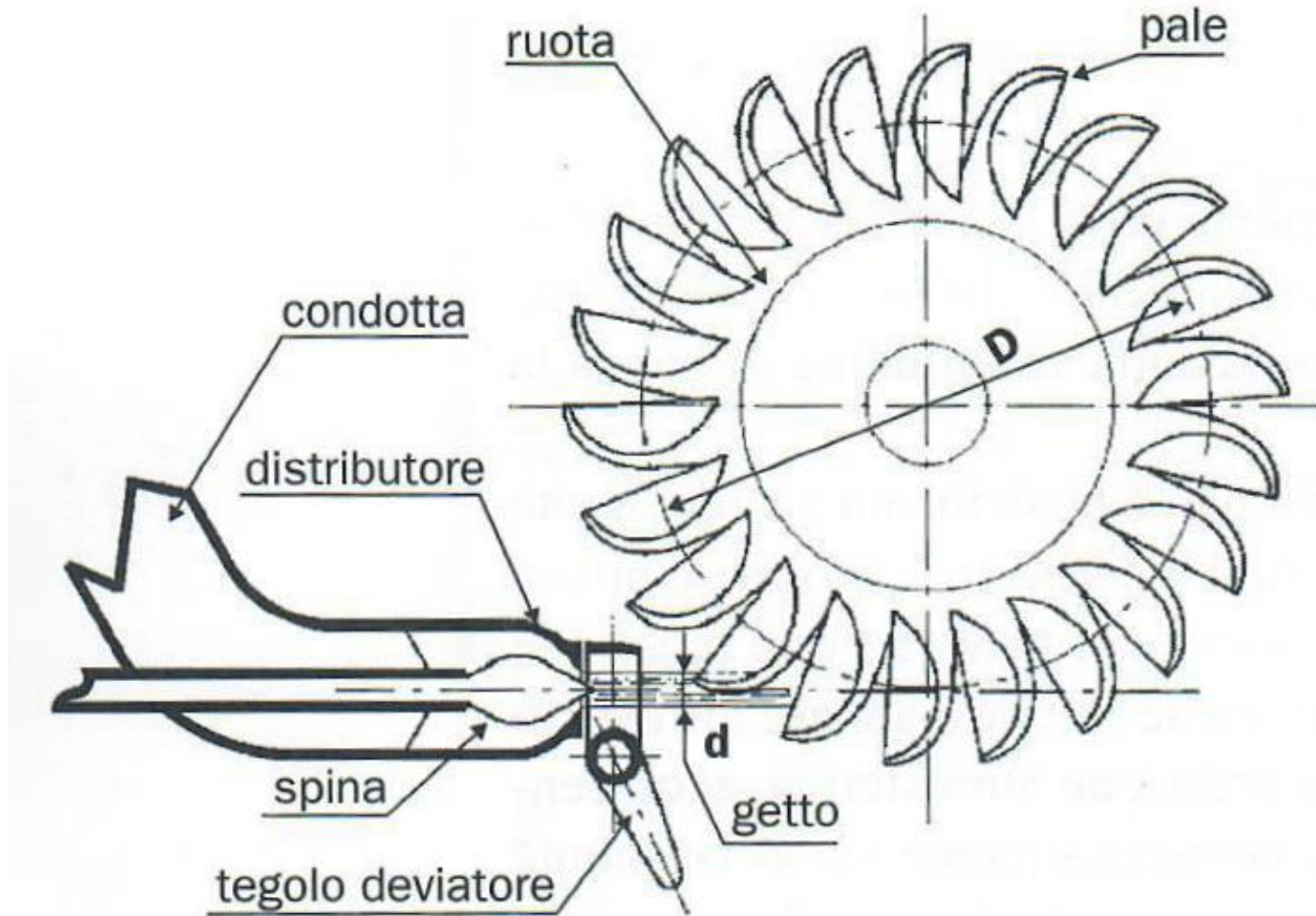
Seguendo il verso della corrente, al termine della condotta forzata si trova una valvola rotativa di intercettazione, non di regolazione, tipicamente a sfera. Poiché il suo azionamento richiede coppie molto elevate, il perno dell'otturatore è connesso per il tramite di una biella a un servomotore idraulico, pilotato dal sistema di controllo della centrale. Il flusso è poi uniformemente ripartito tra gli ugelli, il cui numero varia da uno fino a sei, per le portate più elevate. L'ugello è sagomato in modo da formare un getto d'acqua il più compatto e uniforme possibile. Questo si ottiene grazie all'inserimento di un particolare profilo idrodinamico, coassiale all'ugello, detto spina Doble. Lo spostamento assiale della spina permette di regolare la portata dal valore massimo, con spina completamente arretrata, al valore nullo, con spina spinta in avanti fino al contatto con la superficie interna dell'ugello. Il getto d'acqua investe quindi le pale giranti, a velocità Torricelliana e alla pressione atmosferica. La conformazione delle pale è tale da suddividere il getto in due porzioni simmetriche le quali, trasferita la maggior parte della loro energia cinetica alla macchina, escono lateralmente per finire, per caduta, nel canale di scarico.

Turbine Pelton

Può accadere in situazioni di emergenza, ad esempio per un blackout della rete elettrica, che il momento resistente applicato dall'alternatore alla girante venga improvvisamente a mancare, per cui la turbina accelera fino a raggiungere la massima velocità possibile, detta velocità di fuga. Anche se le turbine sono dimensionate per resistere a queste velocità, è sempre opportuno intervenire tempestivamente per evitarne il raggiungimento. Poiché non è possibile chiudere molto rapidamente né la valvola rotativa né la spina Doble, sia per l'intensità della forza che si dovrebbe applicare sia per evitare pericolosi colpi d'ariete nella condotta forzata, si interviene deviando il getto d'acqua dalla girante mediante un semplice dispositivo, detto tegolo deviatore, asservito al sistema di regolazione della centrale. A questo punto è possibile intervenire coi tempi opportuni sulle spine Doble e, qualora i tempi di intervento per la risoluzione dell'emergenza risultino lunghi, anche sulla valvola rotativa.

Le dimensioni caratteristiche della turbina Pelton sono il diametro massimo del getto, corrispondente in pratica al diametro della sezione di uscita dagli ugelli, d , e il diametro della girante. A questo proposito, il diametro che più caratterizza la macchina non è il diametro massimo, all'apice delle pale, ma il diametro della circonferenza tangente all'asse dei getti, che chiameremo diametro medio, D .

Turbine Pelton

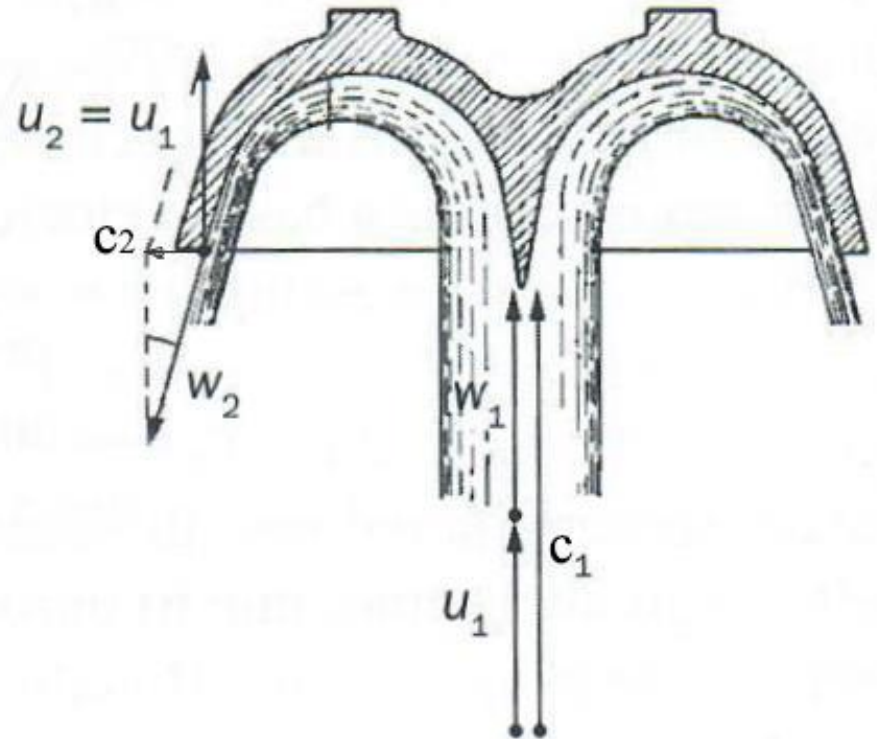
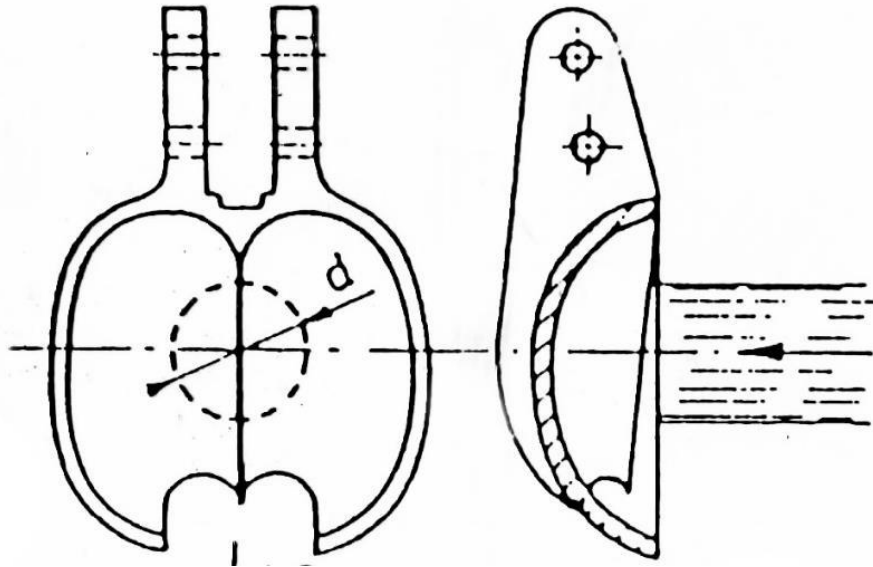


Turbine Pelton

Osservando la figura si nota che l'interazione tra un getto e le pale giranti è abbastanza complesso: se analizziamo il moto relativo degli elementi fluidi che appartengono ad una sezione trasversale del getto, vediamo che il primo contatto con una pala interesserà solo i filetti superiori, mentre gli altri proseguiranno il loro moto fino ad impattare sulle pale transitate in precedenza: i bordi taglienti del bordo inferiore delle pale servono proprio a sezionare il getto, in tal senso, con la minore dissipazione di energia possibile. Nel proseguimento del contatto, avremo una fase intermedia nella quale il getto interessa una sola pala e si sposta, nel moto relativo, prima dalla periferia verso il mozzo e poi, simmetricamente, nuovamente verso la periferia fino alla fine del contatto. L'interazione dura quindi per un certo arco di rotazione della girante, disposto a cavallo del punto di tangenza tra l'asse del getto e il diametro medio. L'ampiezza dell'arco di contatto può essere determinata analiticamente e serve, in fase di progetto, per trovare il valore ottimale del passo palare e quindi del numero di pale.

La valutazione dello scambio di energia tra acqua e girante può però essere fatta, data la simmetria del processo, immaginando che il contatto tra getto e pala sia stazionario, e che i vettori velocità che lo descrivono siano contenuti nel piano tangente al diametro medio (che contiene quindi l'asse del getto) e ortogonale al diametro stesso, e siano applicati al punto di tangenza.

Turbine Pelton



Turbine Pelton

Il triangolo di velocità in ingresso è degenere, in quanto tutti e tre i vettori velocità - assoluta, relativa e periferica - sono paralleli. La velocità assoluta teorica è pari alla velocità Torricelliana:

$$c_{1,t} = \sqrt{2gH_t}$$

ma, a causa degli attriti nell'ugello, la velocità assoluta effettiva sarà ridotta di un fattore $0.97 < \varphi < 0.99$, per cui:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH_t} = c_{u1}$$

La velocità periferica in ingresso coincide, per quando visto, con quella in uscita, e vale ovviamente:

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

La velocità relativa in ingressi avrà modulo $w_1 = c_1 - u$.

La velocità angolare di fuga teorica si ottiene ponendo $u=c$, e quindi $w=0$: pala e getto si “inseguono” alla stessa velocità senza sviluppare momento motore. La velocità di fuga effettiva è un po' più bassa perché esiste un valore minimo non nullo del momento, necessario a vincere le resistenze meccaniche.

Come già osservato, il getto entrante incontra il tagliente centrale che lo suddivide in due flussi laterali simmetrici. Il bordo di uscita di ognuno dei due cucchiai sarà conformato in modo da avere, in condizioni di progetto, $c_{u2} = 0$, così che la corrente che lascia la macchina esca in direzione assiale, con le minime dissipazioni di energia.

Turbine Pelton

Il modulo della velocità relativa in uscita w_2 si calcola ricordando che il grado di reazione della macchina è pari a zero, ossia che:

$$\epsilon = (u_1^2 - u_2^2 - w_1^2 + w_2^2)/(2Lu) = 0$$

Poiché $u_1 = u_2 = u$ si ricava che $w_1 = w_2$. Questo è rigorosamente vero però solo in assenza di attriti sulla pala. In realtà sarà:

$$w_{2t} = w_1$$

e:

$$w_2 = \psi w_{2t}$$

dove ψ è un coefficiente di riduzione compreso tra 0.96 e 0.98. Anche il triangolo di velocità in uscita è così geometricamente definito.

Il rendimento idraulico è calcolabile con la relazione seguente, ricordando che la velocità periferica è costante e la componente tangenziale di velocità assoluta in uscita nulla:

$$\eta_{idr} = \frac{gH_{id}}{gH_t} = \frac{L_u}{gH_t} = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{gH_t} = \frac{u_1 c_1}{gH_t}$$

Ricordando poi che $c_{1t} = \sqrt{2gH_t}$ e che $c_1 = \varphi c_{1t}$ si avrà:

$$\eta_{idr} = \frac{u_1 c_1}{gH_t} = \frac{2u_1 c_1}{c_{1t}^2} = \frac{2u_1 \varphi c_{1t}}{c_{1t}^2} = 2u_1 \varphi / c_{1t}$$

Turbine Pelton

da cui:

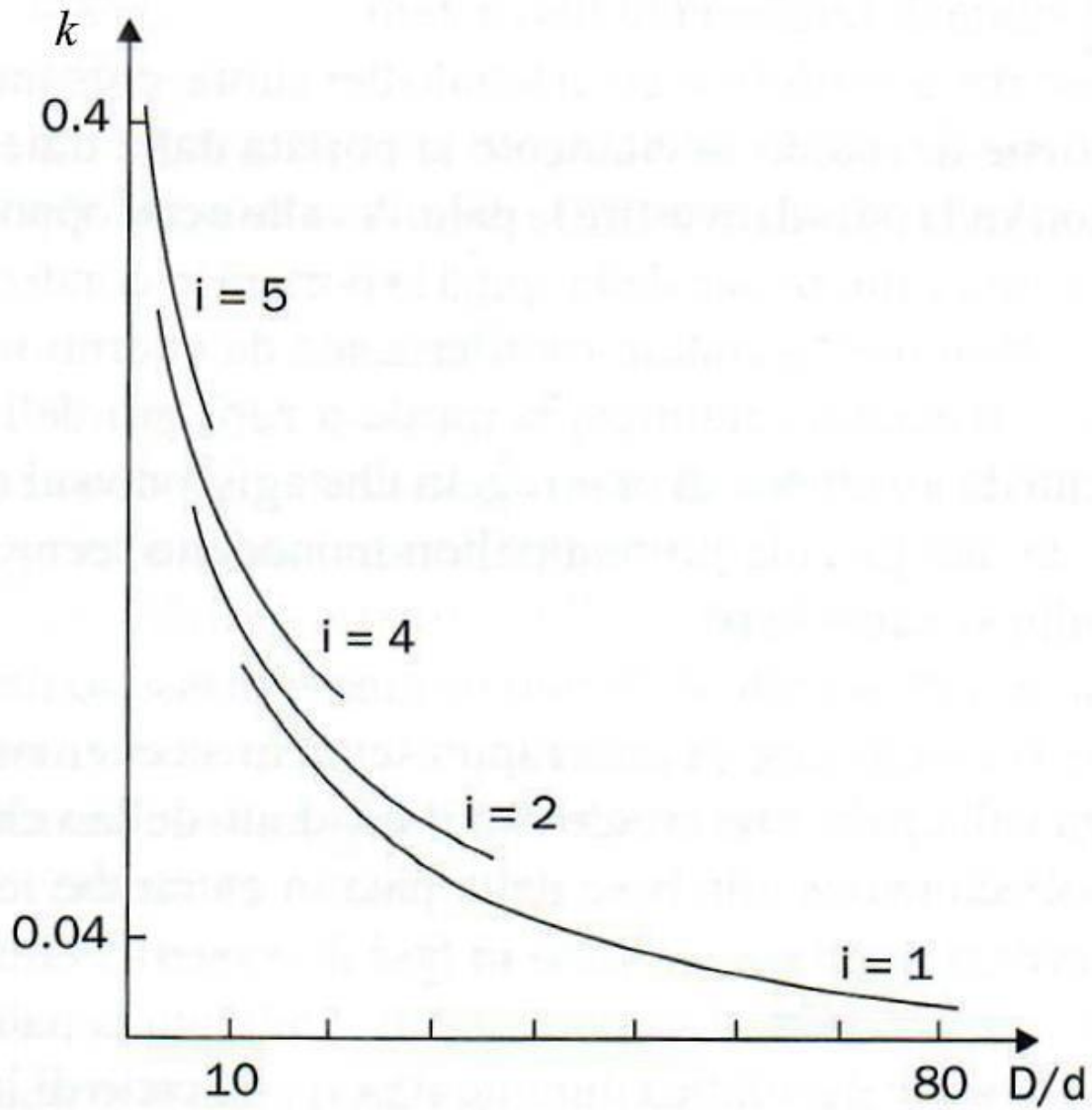
$$u_1/c_{1t} = \frac{1}{2}$$

In condizioni di funzionamento ottime il rapporto $\frac{\eta_{idr}}{\varphi}$ vale all'incirca uno, pertanto si può concludere che in condizioni di progetto il modulo della velocità di trascinamento u è pari a metà della velocità assoluta c_1 di uscita dall'ugello.

Oltre ai diametri dell'ugello e medio della girante, un terzo parametro caratteristico per la definizione della geometria della macchina è il numero degli ugelli, i . Per quanto visto nel corso della trattazione sulla similitudine delle turbomacchine, appare naturale che i tre parametri siano correlabili al numero caratteristico di macchina, k .

La correlazione è espressa da un diagramma tipico delle turbine Pelton, dove si rappresenta la variazione di k in funzione del rapporto D/d per alcuni valori costanti, utilizzati nella pratica progettuale, di i .

Turbine Pelton



Turbine Pelton

Si possono fare le seguenti osservazioni:

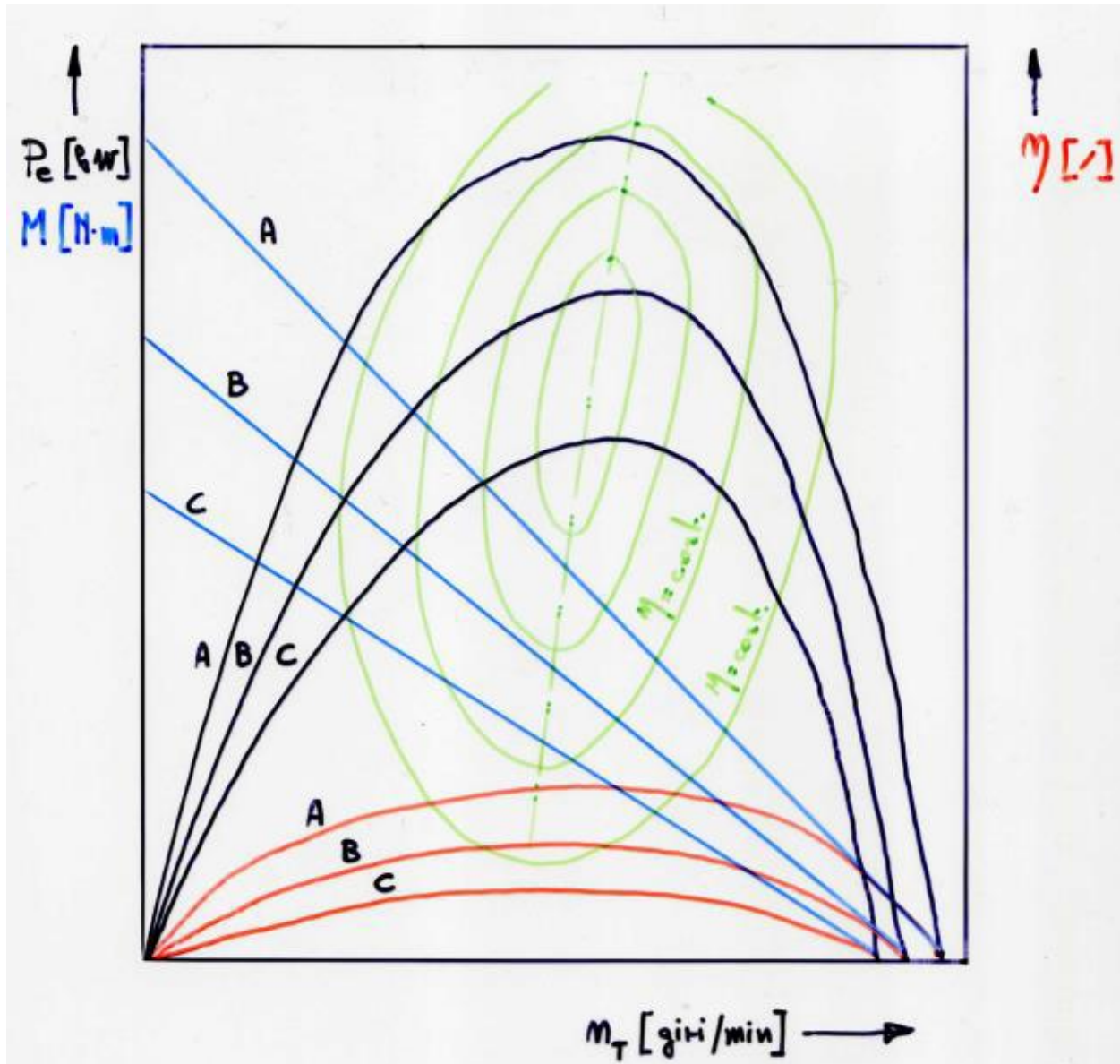
- il rapporto D/d può variare tra 10 e 80: all'esterno di questi limiti c'è una evidente sproporzione geometrica, che penalizzerebbe il rendimento;
- fissato i , il numero k è una funzione decrescente di D/d (il termine di portata, a parità di caduta, diventa sempre più ridotto);
- fissato D/d , il numero di macchina aumenta, ovviamente, all'aumentare del numero di ugelli.

Se gli ugelli sono in numero non superiore a tre, l'asse di rotazione della girante può essere orizzontale, altrimenti dovrà essere necessariamente verticale, per evitare interferenze tra i vari flussi di scarico.

L'andamento qualitativo delle curve caratteristiche di funzionamento delle turbine Pelton è facilmente deducibile dalle caratteristiche funzionali descritte.

Le modalità di prova sono le seguenti: imposto un valore costante di Ht , pari al valore di progetto della macchina, si bloccano le spine Doble in una serie di posizioni predeterminate, a partire da quella di massima apertura. Si procede quindi a variare la velocità della macchina, agendo sul momento resistente applicato all'asse. Si riportano poi in ascissa la velocità di rotazione e in ordinata i valori di portata, potenza, coppia e rendimento effettivo.

Turbine Pelton



Turbine Pelton

Dal diagramma si osserva che:

- la portata è indipendente dalla velocità di rotazione (la curve corrispondenti sarebbero rette orizzontali, non rappresentate in figura);
- la potenza utile è nulla a macchina ferma, raggiunge un valore massimo alla velocità di rotazione intermedia e poi si annulla nuovamente alla velocità di fuga, pari praticamente al doppio della velocità nominale;
- il rendimento ha lo stesso andamento della potenza utile, essendo la potenza teorica indipendente dalla velocità di rotazione. Il valore massimo è elevato (superiore a 0.8), perché il funzionamento della macchina non è basato su cicli termodinamici;
- la curva di coppia (ridondante in termini di informazione, ma interessante) è una retta con valore massimo a portata nulla e nullo alla velocità di fuga.

Se il numero di curve $P_u(n)$ è sufficientemente elevato, è possibile tracciare il luogo dei punti sul piano $P_u - n$ caratterizzati dall'aver rendimento costante. L'aspetto delle curve così ottenute è quello tipico, detto delle ellissi di isorendimento.

Ricordando quanto descritto in merito alle modalità di funzionamento della macchina, non sorprende osservare che nelle turbine Pelton l'asse maggiore di tali ellissi è praticamente verticale. Si tratta di una proprietà interessante dal punto di vista della regolazione, perché significa che l'adeguamento della potenza realizzato variando Q e mantenendo costanti H ed n , come avviene normalmente in un impianto idroelettrico, porta a variazioni minime del rendimento.

Turbine Francis

Le turbine Francis hanno grado di reazione maggiore di zero, ovvero sono macchine a reazione, caratteristica che condividono con le turbine elica-Kaplan. La potenza erogata può arrivare a 100-300 MW, con punte di 700 MW.

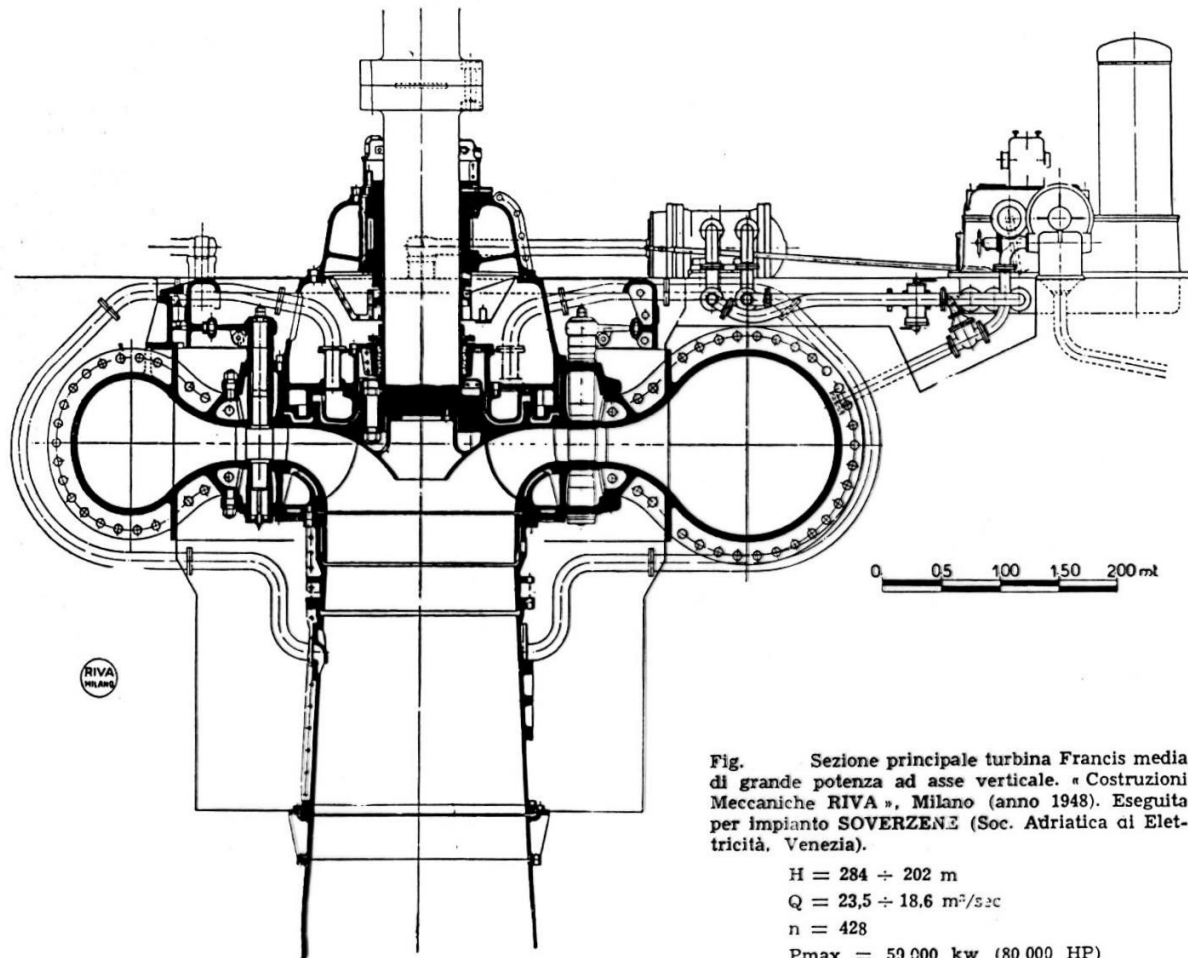


Fig. Sezione principale turbina Francis media di grande potenza ad asse verticale. « Costruzioni Meccaniche RIVA », Milano (anno 1948). Eseguita per impianto SOVERZEN (Soc. Adriatica di Eletticità, Venezia).

$$H = 284 \div 202 \text{ m}$$

$$Q = 23,5 \div 18,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 428$$

$$P_{\max} = 59\,000 \text{ kw (80\,000 HP)}$$

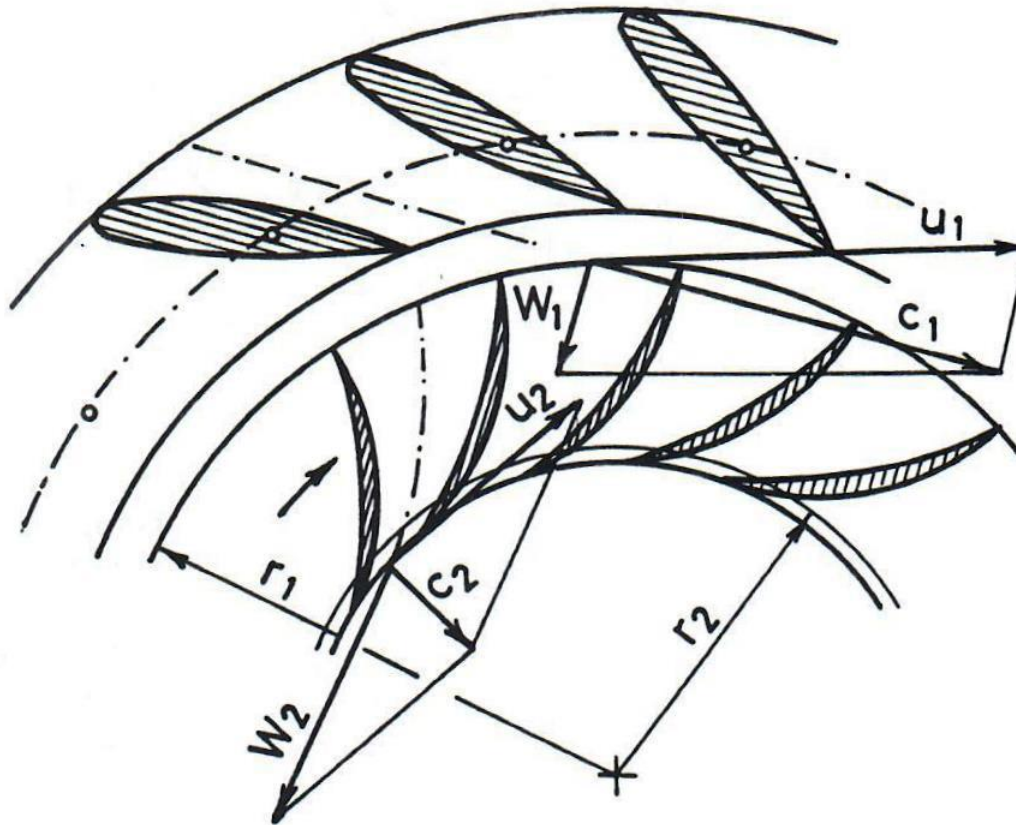
Turbine Francis

Gli organi fondamentali delle turbine Francis sono, seguendo il senso della corrente:

- la **voluta a spirale**, che distribuisce in modo uniforme l'acqua proveniente dalla condotta forzata lungo i 360° di sviluppo degli organi palettati della macchina;
- il **predistributore**, organo statorico, con palettatura non orientabile, che indirizza la corrente verso gli organi successivi. La sua funzione è anche strutturale, in quanto parte integrante del corpo della voluta. Per questo motivo, nei casi di macchine piccole o con struttura della voluta autoportante, può anche mancare;
- il **distributore**, organo statorico a pale orientabili con la doppia funzione di convertire parte dell'energia statica di pressione in energia cinetica, a seconda del grado di reazione, e di orientare il flusso in modo opportuno verso le palettature giranti. Il posizionamento delle pale avviene tramite un meccanismo con servomotore idraulico, asservito al sistema di regolazione della centrale;
- la **girante**, di geometria complessiva analoga a quella di una pompa centrifuga. Negli impianti di accumulazione può effettivamente funzionare anche da pompa nelle fasi di riempimento del bacino;
- il **tubo di scarico**, detto tubo aspiratore-diffusore, indispensabile, come illustrato in seguito, per avere alti rendimenti effettivi, soprattutto nel caso di cadute relativamente piccole per il tipo di macchina.

Turbine Francis

Gli altri organi accessori, con ulteriori funzioni di controllo del flusso e di regolazione della macchina, sono, come nel caso delle turbine Pelton, la valvola rotativa di ammissione dell'acqua all'uscita dalla condotta forzata e un dispositivo per il controllo del colpo d'ariete, descritto più avanti.



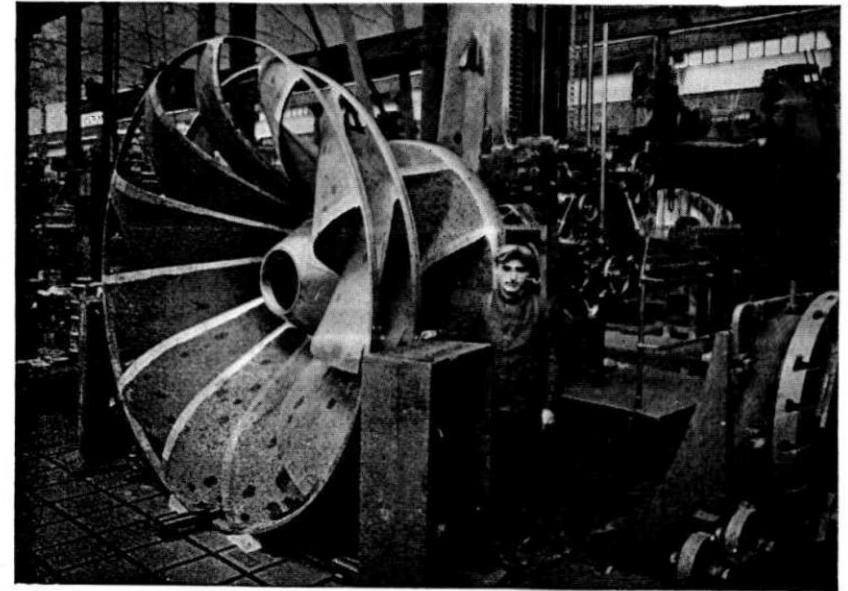
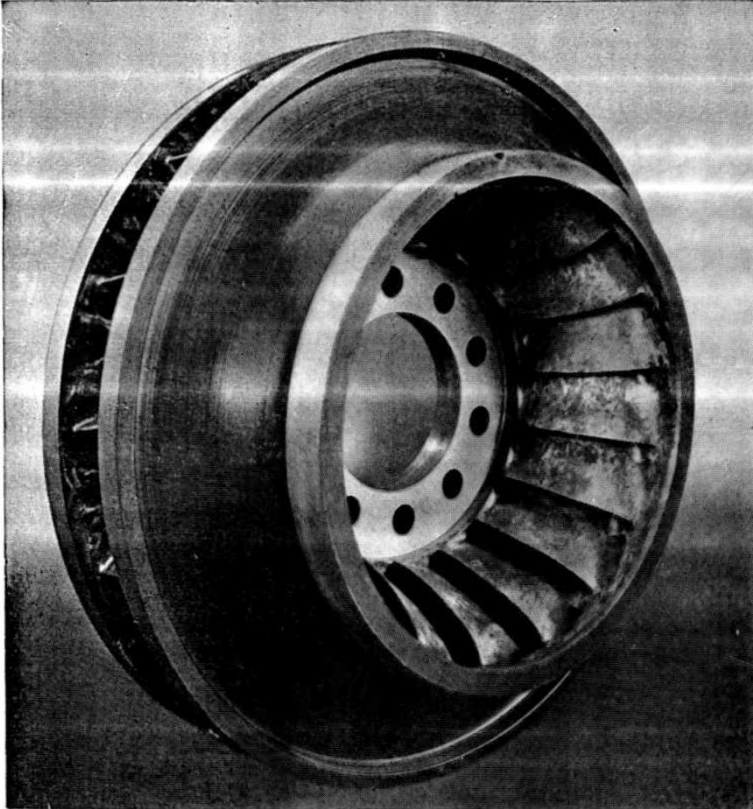
Turbine Francis

I triangoli di velocità si costruiscono in modo analogo a quanto visto per le pompe centrifughe, avendo l'accortezza di orientare le velocità meridiane verso il basso, cioè verso il bacino di scarico, anziché verso l'alto. Si osserva che:

- la velocità u_1 è maggiore di u_2 , perché la turbina Francis è una macchina centripeta;
- l'angolo α_1 è determinato dalla inclinazione, variabile, delle pale del distributore;
- le velocità meridiane c_{m1} e c_{m2} saranno uguali, o quasi;
- in condizioni di progetto è $c_{u2} = 0$, per non avere dannose componenti rotatorie della corrente nel tubo aspiratore-diffusore;
- il lavoro Euleriano in condizioni di progetto è quindi: $gH_t\eta_{id} = u_1c_{u1}$

Il tubo aspiratore-diffusore, le curve caratteristiche di funzionamento, i criteri di regolazione e la funzione dello scarico sincrono saranno descritti più avanti, in una trattazione comune con le turbine elica-Kaplan, visto che differiscono entrambe dal caso precedente della turbina Pelton soprattutto per il grado di reazione non nullo.

Turbine Francis



in alto: Ruota Francis lenta (per alte cadute)

Costruz. Meccaniche Riva - Milano

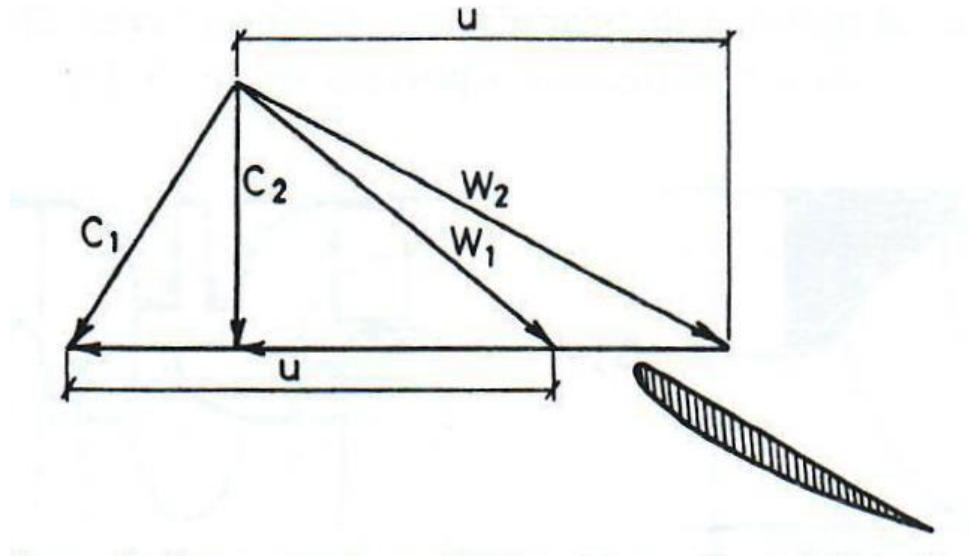
In basso: Ruota Francis veloce in costruzione in officina

Franco Tosi - Legnano (V. anche fig. 125 bis)

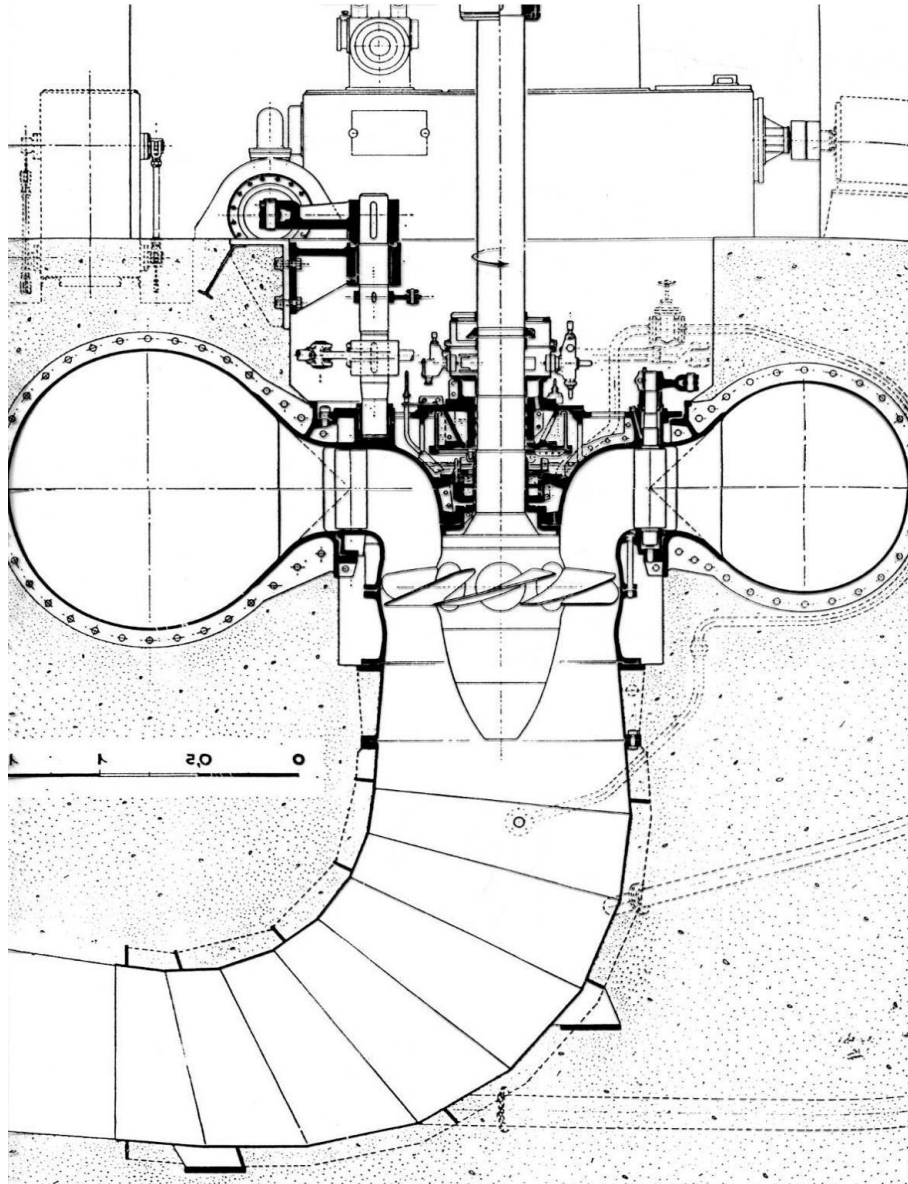
Turbine Elica-Kaplan

Le turbine Elica-Kaplan sono macchine a reazione la cui potenza può arrivare a circa 200 MW. Essendo macchina a bassa caduta, potenze così elevate sono ottenute con grandi portate e quindi le dimensioni sono notevoli: il diametro massimo della girante può arrivare a circa 12 m.

La struttura complessiva delle turbine Elica-Kaplan è simile a quella delle turbine Francis: la sola differenza sostanziale è la forma della girante, a flusso assiale. Nelle turbine a elica le pale giranti non sono orientabili, mentre nelle Kaplan è presente un sistema di regolazione che permette di variare l'inclinazione delle pale con macchina in funzione.



Turbine Elica-Kaplan



Turbine Elica-Kaplan

I triangoli di velocità si costruiscono in modo analogo a quanto visto per le pompe assiali, avendo l'accortezza di orientare le velocità meridiane verso il basso, cioè verso il bacino di scarico, anziché verso l'alto. Si osserva che:

- le velocità periferiche in ingresso e uscita sono eguali;
- l'angolo α_1 è determinato dalla inclinazione, variabile, delle pale del distributore;
- le velocità meridiane c_{m1} e c_{m2} sono eguali;
- in condizioni di progetto è $c_{u2} = 0$, per non avere dannose componenti rotatorie della corrente nel tubo aspiratore-diffusore;
- il lavoro Euleriano in condizioni di progetto è quindi: $gH_t\eta_{id} = u_1c_{u1}$

Come nelle altre macchine assiali, se si vuole che il lavoro sviluppato dalla turbina sia uniforme in direzione radiale si dimensionerà la macchina a vortice libero. Questo vincolo conferirà alle pale il tipico andamento svergolato.

Un caso particolare delle turbine Elica-Kaplan è la turbina a bulbo: essa è caratterizzata dall'assenza della voluta a spirale e dal fatto che il flusso è completamente assiale. Turbine di questo tipo si utilizzano soprattutto nelle centrali ad acqua fluente site nei grandi fiumi, con cadute molto basse.

La turbina a bulbo può essere utilizzata anche nelle centrali che sfruttano l'energia delle maree, dove le loro escursioni sono molto elevate.

Turbine Elica-Kaplan

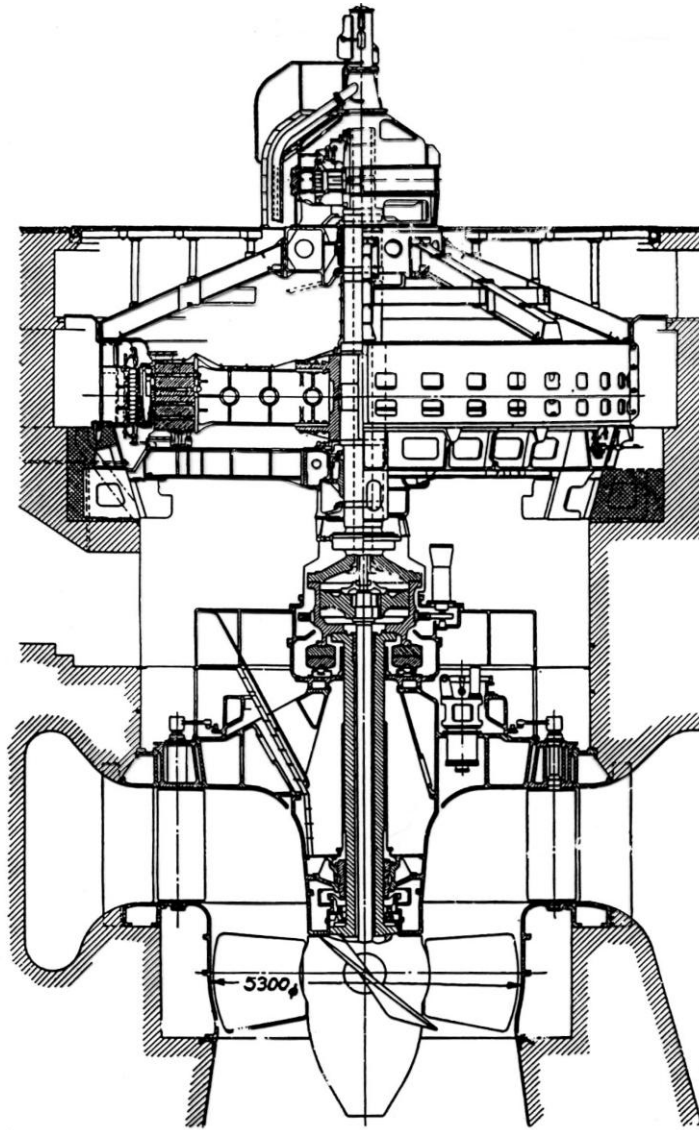
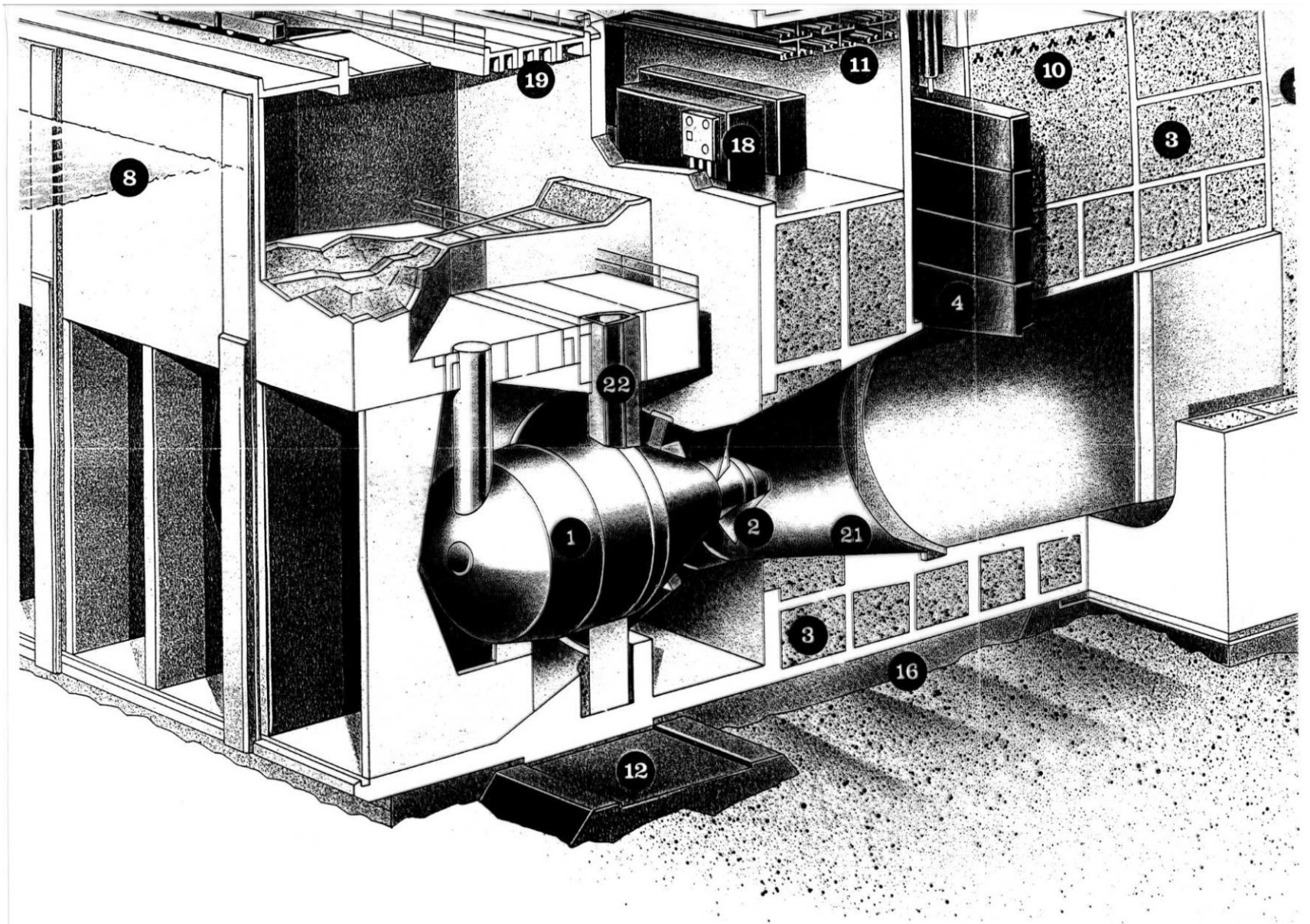
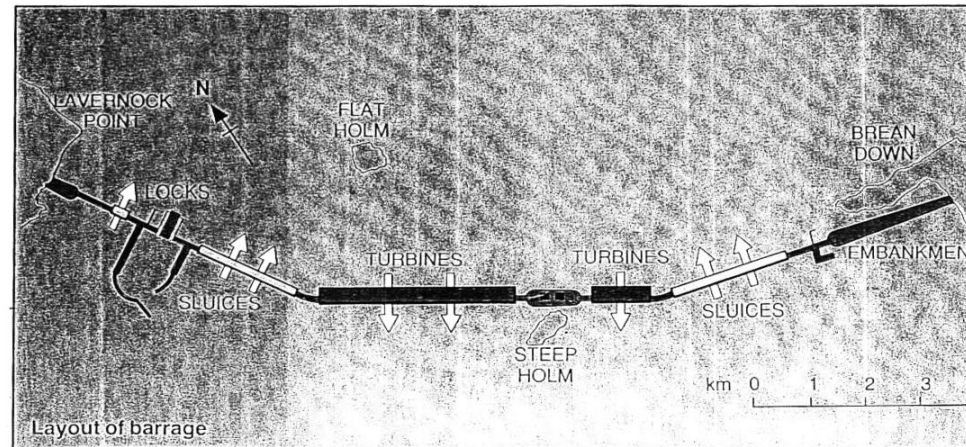
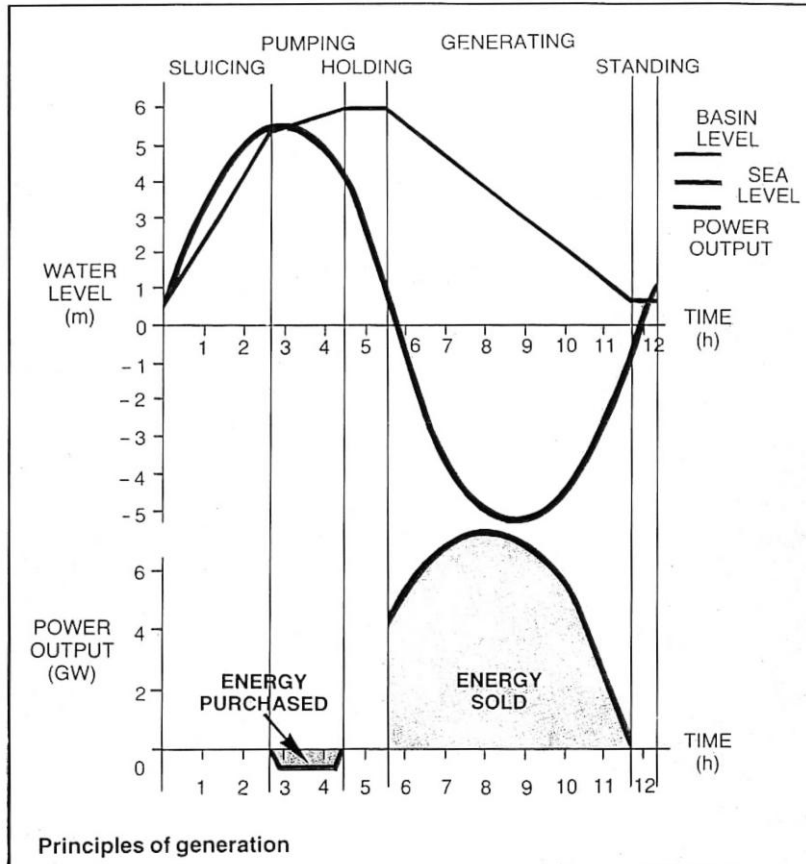


Fig. - Sezione principale gruppo turbo-generatore ad asse verticale. (Turbina idraulica Kaplan di costruz. Charmilles-Escher-Wyss - Alternatore Oerlikon). Impianto di RUPERSWIL-AUENSTEIN (Svizzera). Dati di funzionamento:
 $H = 9,25 \text{ m}$ $Q = 187 \text{ m}^3/\text{sec}$ $n = 100 \text{ giri/min}$ $P = 15200 \text{ Kw}$.

Turbine Elica-Kaplan

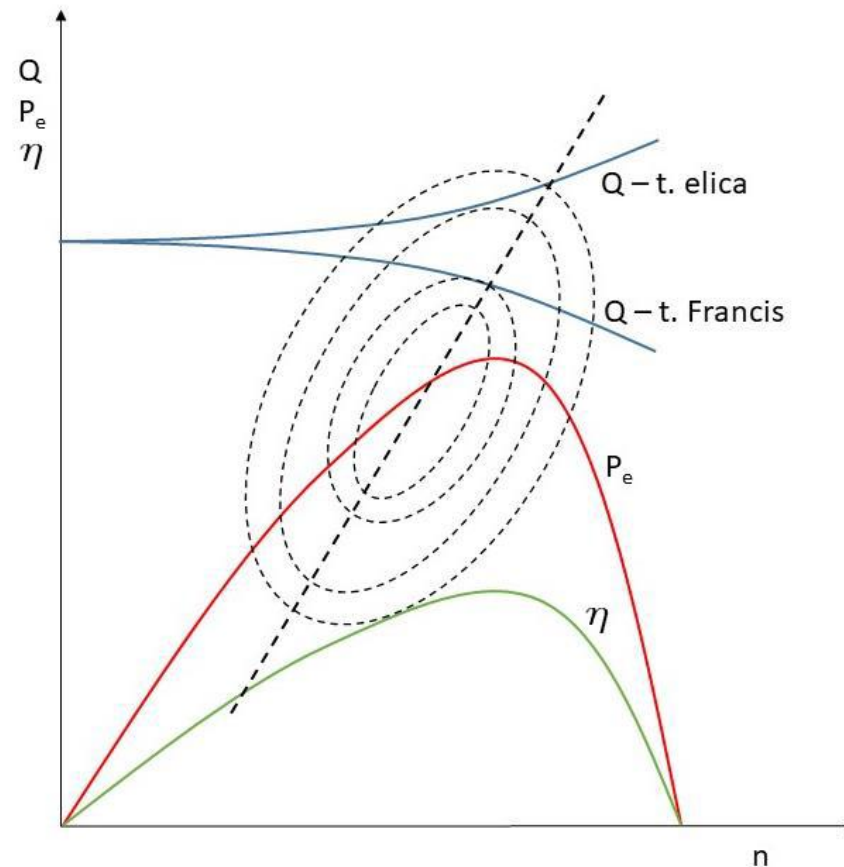


Turbine Elica-Kaplan



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 Ht , si tracciano le curve per alcuni valori prefissati di apertura delle pale del distributore (organo di regolazione della portata).



Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbine idrauliche a reazione

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

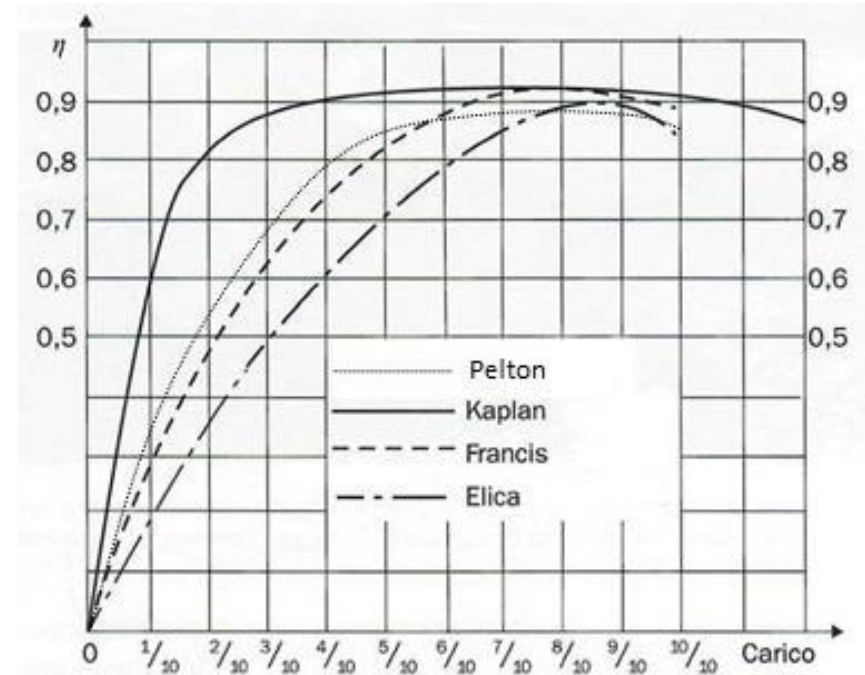
- la portata non è indipendente dalla velocità di rotazione, perché in una macchina a reazione essa contribuisce a determinare la pressione in uscita dal distributore. Nelle turbine Francis con basso valore di k la portata è decrescente all'aumentare di n mentre nelle Francis con alto valore di k e nelle 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.

Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbine idrauliche a reazione

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 curve caratteristiche di funzionamento delle turbine idrauliche a reazione

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 $\eta(Pu)$, 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).

Il tubo aspiratore-diffusore

Applichiamo il teorema di Bernoulli tra le due sezioni:

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

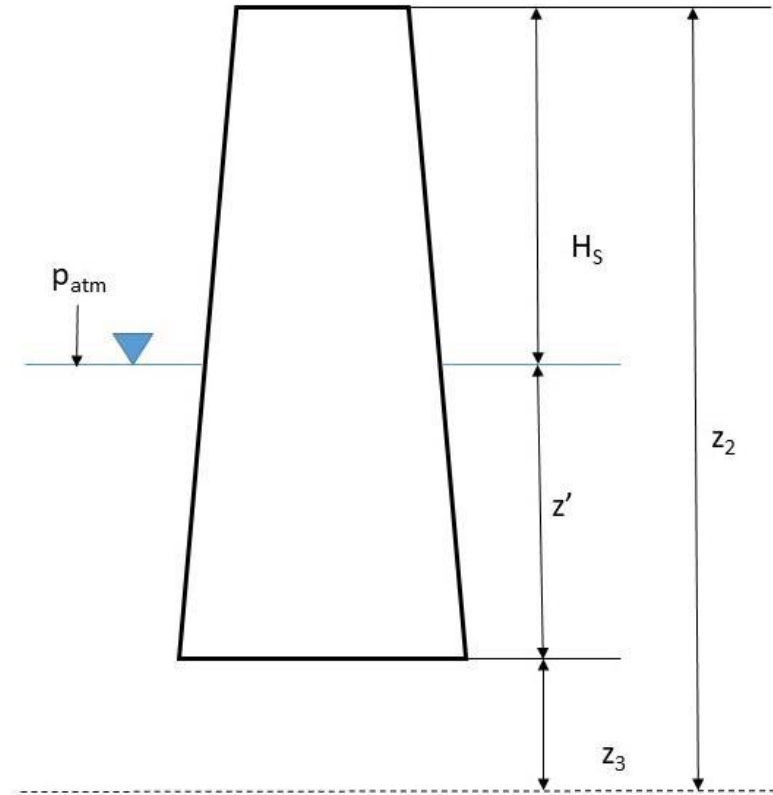
dove con ξ si indicano le perdite di carico.

Indicando con z' la profondità della sezione d'uscita del tubo rispetto al pelo libero dell'acqua e con HS 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:

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



Il tubo aspiratore-diffusore

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:

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

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).

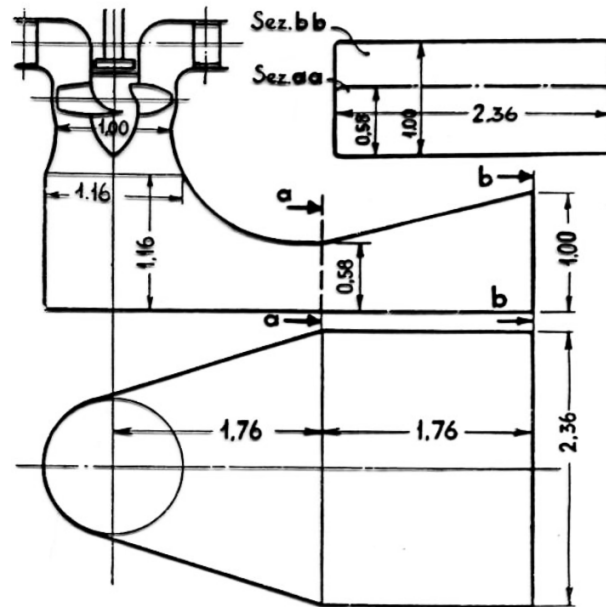
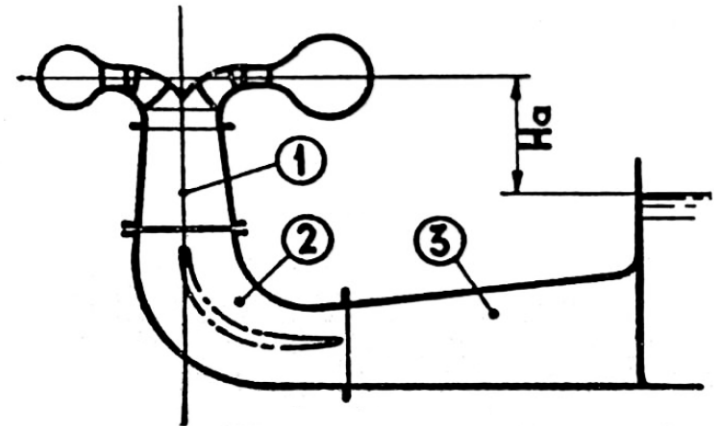
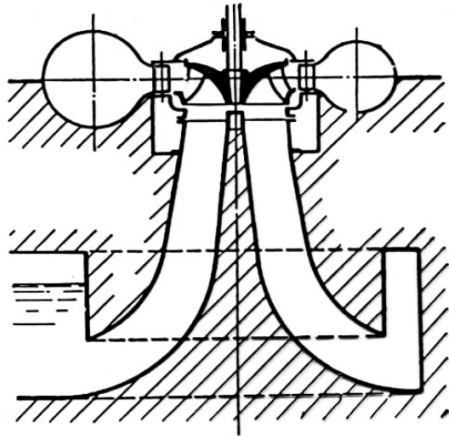
Il tubo aspiratore-diffusore

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 HS , 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.

Convienne 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.

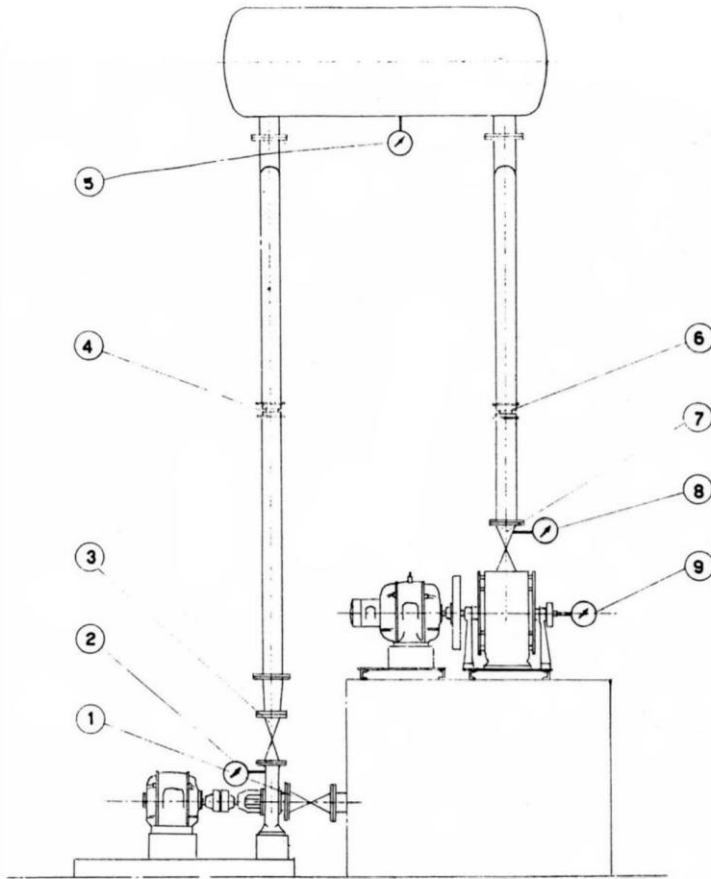
Nelle condizioni di funzionamento della turbina fuori progetto, i triangoli di velocità si deformano e la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita, cu_2 , non è più nulla. Nel tubo di scarico si instaura quindi una corrente rotazionale che segue, nelle sezioni trasversali, la legge del 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.

Il tubo aspiratore-diffusore



Rilievo sperimentale curve caratteristiche turbina Pelton

Tabelle per la raccolta dei dati di prova (turbine Pelton)



A) Impianto di prova per turbine Pelton

- | | | | |
|-----------|------------------------|---|------------------|
| 1 - 3 - 7 | valvole di regolazione | T | turbina |
| 2 - 5 - 8 | manometri | F | freno |
| 4 - 6 | diaframmi | P | pompa |
| 9 | contagiri | M | motore elettrico |

[illegible]

Dati da rilevare: M_T , M_F : velocità di rotazione delle lurbine e del freno

ΔH : pressione statica a monte della turbina

Δp_a : differenza di pressione al diaframma

L : Cultura e Lavoro

Dati de elaborare: cadute disponibile: $H = 10 \cdot \Delta H$

per hole : $Q = 1,805 \cdot 10^{-3} \sqrt{\Delta p_{\text{h}_q}}$

potencia teorica : $P_t = (P \cdot g \cdot Q \cdot H) / 1000$

potenza effettiva: $P_e = (L \cdot m_F) / 1000$

моменты тормоза: $M = P_0 / \omega = (P_0 \cdot 1000 \cdot 60) / (2\pi n_T)$

rendimento effettivo: $\eta = P_e / P_t$

Il tubo aspiratore-diffusore

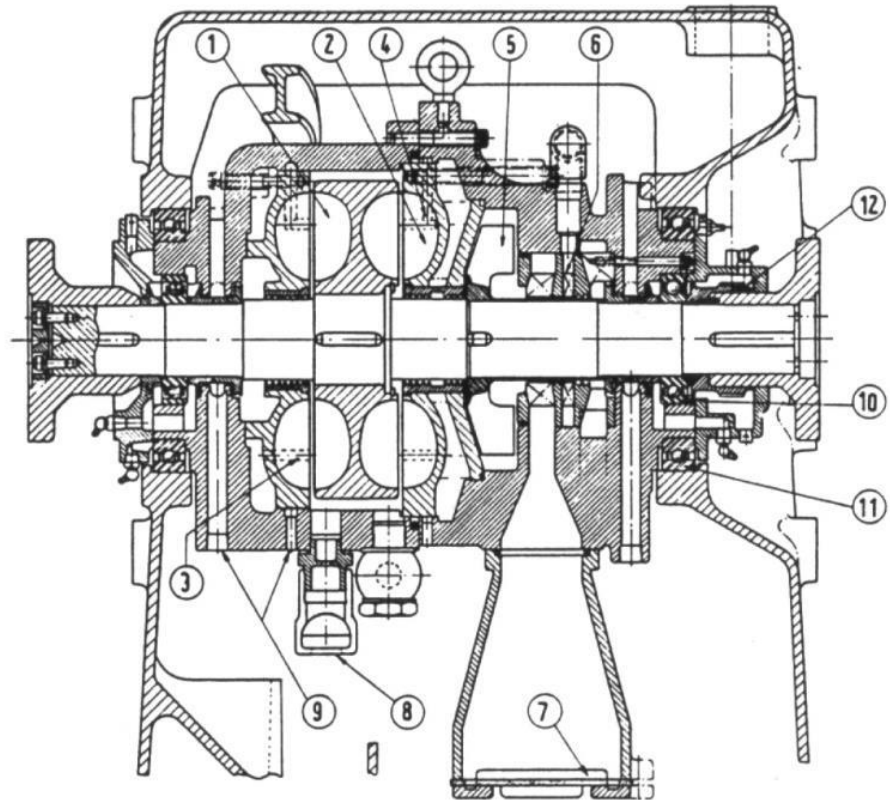
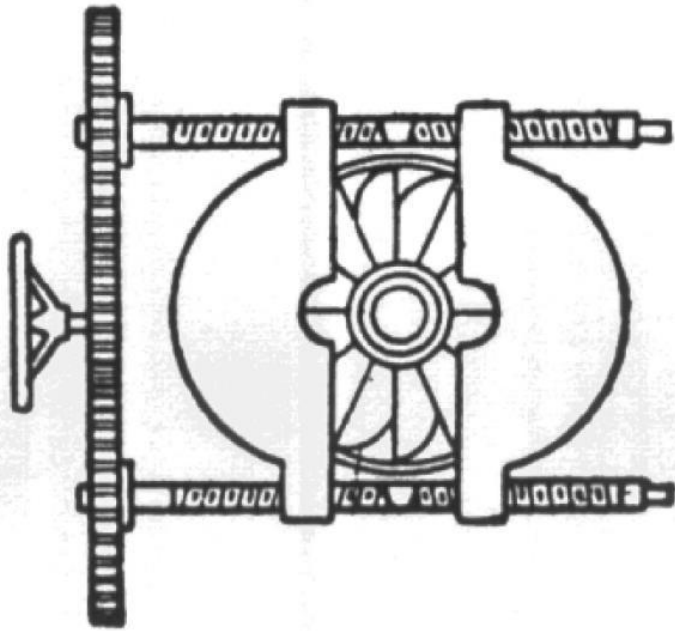


Fig. 627. — Sezione longitudinale di un dinamometro Froude.

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.

Il tubo aspiratore-diffusore

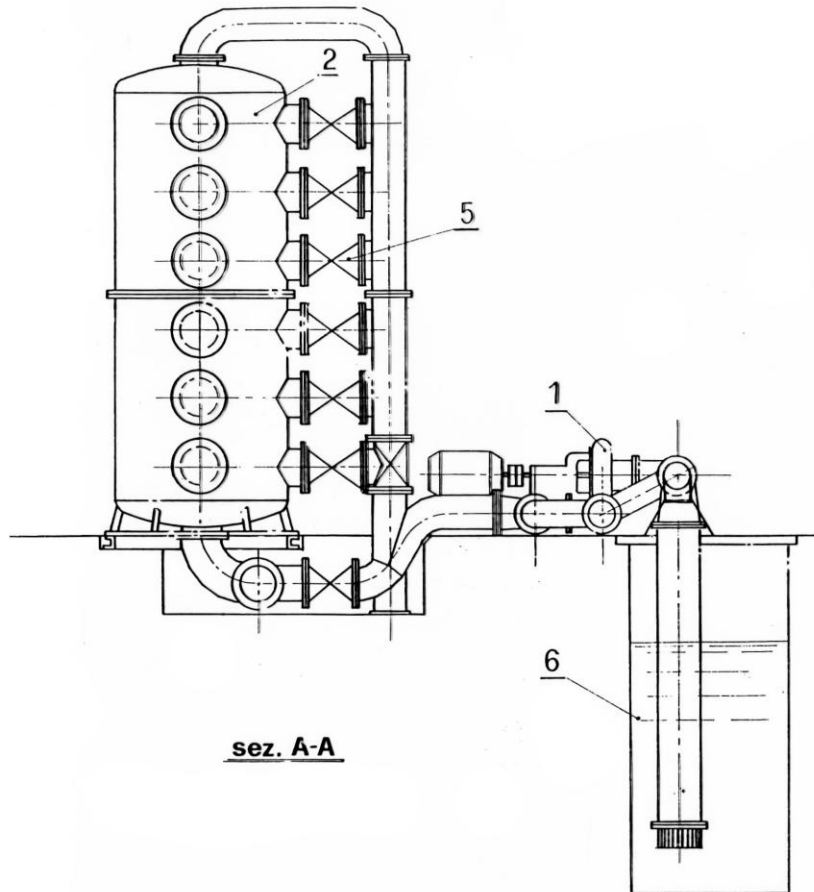
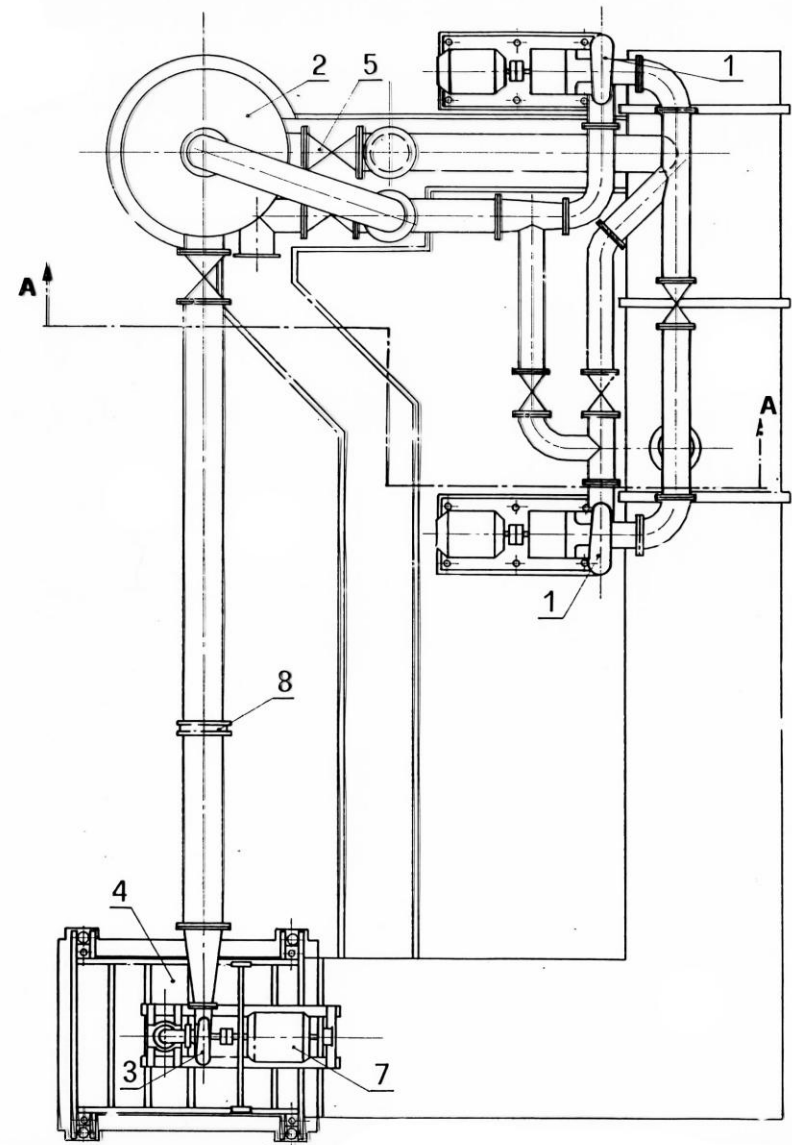
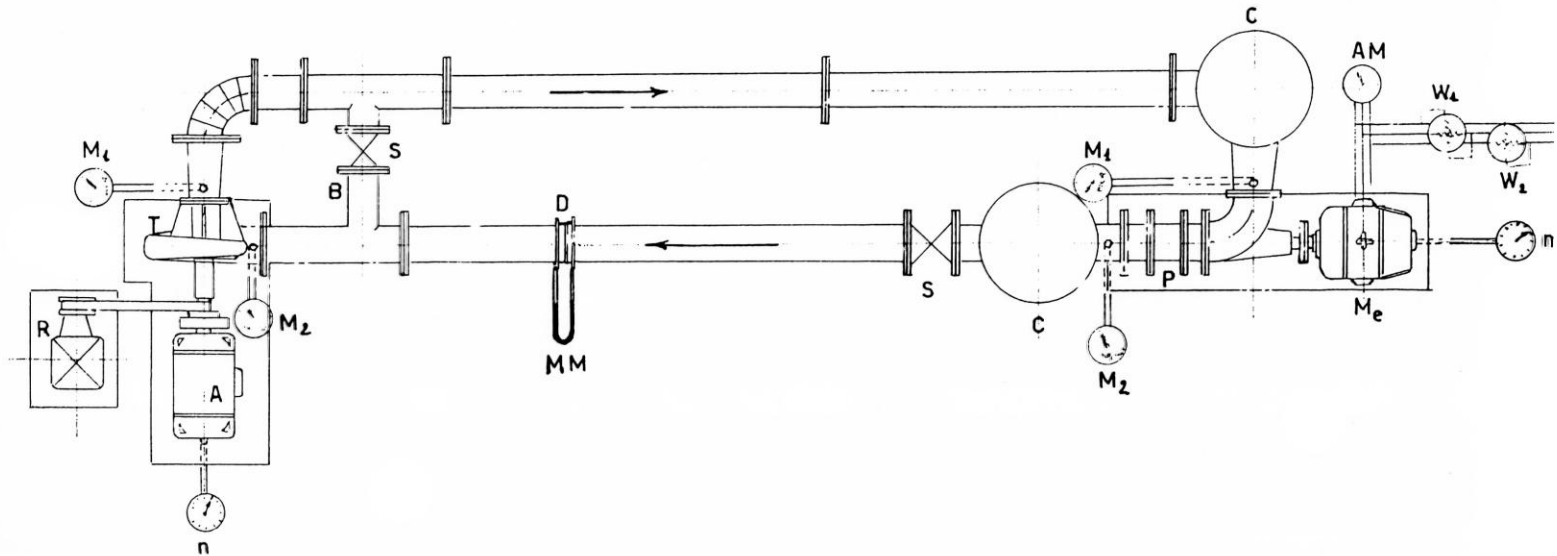


Fig. 1. - Impianto di prova per il rilievo delle prestazioni e per osservazioni dei fenomeni di cavitazione su pompe, pompe turbine e turbine modello

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/ireno dinamometrico - 8 diaframma di misura della portata.



Il tubo aspiratore-diffusore



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

W_1, W_2 = wattmetri

n = contagiri

n' = contagiri

MM = manometro

M_1 = manometro vacuometrico rispettivamente all'aspirazione della pompa e a valle della turbina.

M_2 = manometro rispettivamente alla mandata e a monte della turbina.