

CAP. 2 - Le centrali idroelettriche

1. Premesse e definizioni

Una delle fondamentali leggi dell'idraulica, il teorema di Bernoulli, afferma che per un liquido perfetto in regime permanente è costante la somma dell'energia di posizione, dell'energia di pressione e dell'energia cinetica in ogni punto di un medesimo filetto fluido.

Il trinomio di somma costante

$$h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$$

rappresenta l'energia che l'unità di peso del liquido in moto possiede nel punto di quota h , avendo velocità v e pressione p .

Assunto un piano orizzontale di riferimento ed esaminando una sezione verticale della corrente nel senso del movimento, si ha che:

- la linea luogo dei punti di ordinata h è la traiettoria della particella fluida,
- la linea luogo dei punti di ordinata $\left(h + \frac{p}{\gamma}\right)$ è la linea piezometrica,
- la linea luogo dei punti di ordinata $\left(h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}\right)$, che per il teorema di Bernoulli è una retta parallela al piano di riferimento, è la retta dei carichi idraulici o totali.

Ognuno dei tre termini di energia risulta espresso in metri, avendo fatto riferimento all'unità di peso di liquido ed essendo γ il suo peso specifico.

In un filetto liquido elementare di sezione $d\sigma$, normale alla direzione del moto, l'energia trasportata dalla corrente nell'unità di tempo sarà:

$$dP = \left(h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}\right) \gamma v \cdot d\sigma$$

essendo $v \cdot d\sigma = dq$ la portata istantanea del filetto fluido.

Considerando la corrente liquida nel suo insieme, se σ_1 ne è una sezione trasversale normale e v è la velocità costante in tutti i punti della sezione, la potenza della corrente sarà:

$$P = \gamma \int_{\sigma_1} \left(h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}\right) v \cdot d\sigma = \gamma Q \left(h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}\right)$$

Poiché la portata Q di una corrente permanente è costante, dal teorema di Bernoulli si può concludere che la potenza presenta lo stesso valore per tutte le sezioni trasversali della corrente.

In realtà nei fluidi reali, che sono viscosi, la potenza non si manterrà costante lungo il percorso, ma diminuirà nel senso del moto in conseguenza delle azioni dissipatrici di energia, dovute agli attriti interni che ne trasformano una parte in calore.

L'espressione della potenza può essere semplificata, nel caso delle centrali idroelettriche, considerando una sezione in corrispondenza del serbatoio a monte.

In tal caso il termine cinetico è trascurabile e il termine p/γ è nullo perché la pressione è quella atmosferica di riferimento.

Se H è la differenza di quota (denominata *salto*) tra il serbatoio a monte e la turbina, assunta come piano di riferimento, la potenza teorica disponibile sarà:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H$$

Misurando la portata in m^3/s e il salto in metri, poiché il peso specifico dell'acqua vale $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$, la potenza in kW sarà data da:

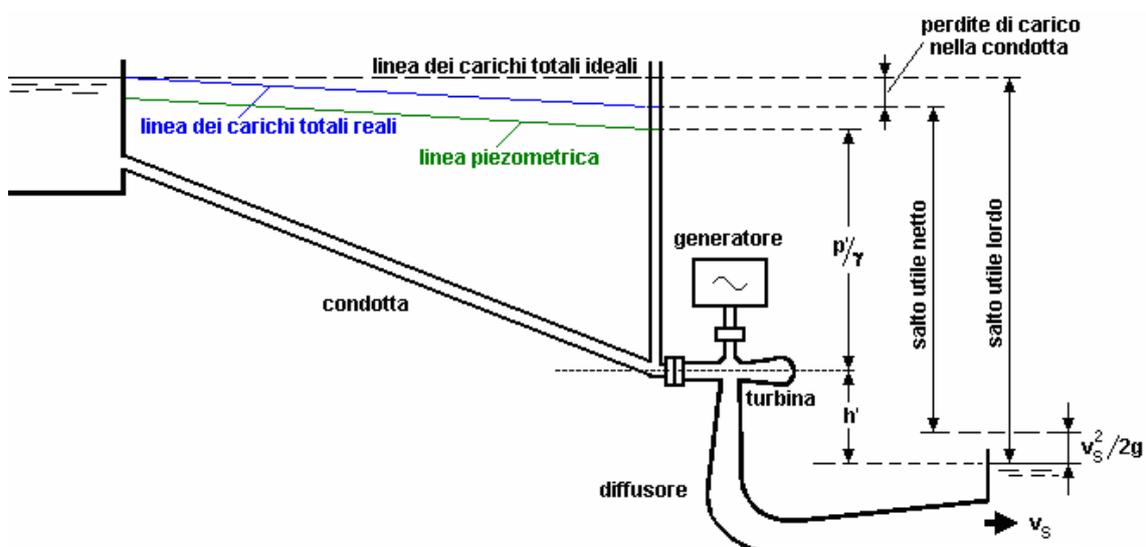
$$P [\text{kW}] = 9,81 \cdot Q [\text{m}^3/\text{s}] \cdot H [\text{m}]$$

Si definisce *impianto idroelettrico* l'insieme delle opere che:

- permettono di modificare il deflusso naturale delle acque di un fiume o di un torrente, allo scopo di deviarlo per un certo tratto su un nuovo percorso, con minima pendenza e minime perdite, al termine del quale si trova concentrato tutto il salto;
- utilizzano il salto per azionare un motore idraulico con relativo generatore elettrico;
- scaricano la portata utilizzata nell'alveo dello stesso corso d'acqua a valle del punto di presa oppure nell'alveo di un altro corso d'acqua.

Valgono le seguenti definizioni:

- *salto utile lordo*: è il dislivello fra il pelo d'acqua nella vasca di carico (o nel pozzo piezometrico) e il pelo d'acqua nel canale di restituzione immediatamente a valle dei motori idraulici.
- *salto utile netto* (o motore): è quella parte del salto utile lordo che viene effettivamente utilizzata dai motori idraulici; è pertanto la differenza fra il carico totale della corrente all'entrata e il carico totale della corrente all'uscita della turbina.



Il salto utile è generalmente variabile, specialmente negli impianti fluviali e in quelli alimentati da serbatoi soggetti a forti escursioni di livello. Se l'escursione del livello nel serbatoio è inferiore al 10% del valore medio del salto, è lecito introdurre nei calcoli un salto utile medio, assumendo come livello nel serbatoio la quota del baricentro del volume utile di invaso.

- *portata massima derivabile di un impianto idroelettrico* (in m³/s): è quella complessivamente erogabile attraverso l'insieme dei motori idraulici della centrale che possono funzionare contemporaneamente ed alla quale sono commisurate le gallerie in pressione, le condotte forzate e il canale di restituzione. Se il canale derivatore è a pelo libero, esso può essere commisurato a una portata minore, quando esiste una capacità di accumulo al suo termine (bacino di carico).
- *deflusso utilizzabile* (o derivabile) in un dato intervallo di tempo T : è la quantità di acqua, espressa in m³, che può essere utilizzata (o derivata) durante l'intervallo di tempo considerato, in relazione con la massima portata derivabile.
- *portata media utilizzabile* (o derivabile) in un dato intervallo di tempo T : è il rapporto fra il deflusso utilizzabile durante quell'intervallo di tempo e il tempo espresso in secondi.
- *potenza legale* (o di concessione) di una utilizzazione: è la potenza idraulica media, espressa in kW, teoricamente disponibile nell'anno in relazione alla portata e al salto di concessione dell'impianto idroelettrico considerato:

$$P_c = 9,81 \cdot \frac{\sum Q \cdot H}{n}$$

dove Q e H sono rispettivamente le portate e i salti medi utilizzabili nei singoli giorni o mesi dell'anno e n è il numero dei giorni o dei mesi a cui è estesa la sommatoria.

- *potenza effettiva* corrispondente ad una portata Q e a un salto H : è la potenza effettivamente sviluppabile dai generatori per quella portata e quel salto.

Espressa in kW, essa è pari a:

$$P_e = 9,81 \cdot \eta_c \eta_t \eta_g \cdot Q \cdot H$$

dove η_c , η_t , η_g sono i rendimenti delle condotte forzate, dei motori idraulici e dei generatori elettrici in corrispondenza di quella portata.

Assumendo un rendimento medio complessivo dell'impianto dell'ordine dell'80%, si può scrivere, con buona approssimazione per calcoli di massima:

$$P_e \text{ [kW]} \cong 8 Q \text{ [m}^3\text{/s]} \cdot H \text{ [m]}$$

- *energia teorica* ricavabile in un intervallo di tempo T .

Espressa in kWh, essa è data da:

$$E_t = \frac{\sum D \cdot H}{367,2}$$

dove D e H sono rispettivamente i deflussi derivabili e i salti medi (utili lordi) disponibili nei singoli giorni o mesi dell'intervallo T .

- *producibilità di un impianto* in un intervallo di tempo T : è l'energia effettivamente producibile nell'intervallo di tempo considerato, ottenuta moltiplicando la corrispondente energia teorica per il rendimento dell'impianto.
- *producibilità media annua di un impianto* (o di un gruppo di impianti): è rappresentata dall'energia effettivamente producibile in un anno idrologicamente medio, nel quale cioè si

assumono come deflussi effettivi i deflussi medi di un lungo periodo di anni, nei limiti della portata massima derivabile e nelle sue condizioni più favorevoli di esercizio e di funzionamento, per il solo scopo della produzione di energia attiva.

La producibilità media annua è quella che normalmente viene assunta a base dei programmi di costruzione degli impianti.

- *capacità utile di un serbatoio*: è il volume compreso fra la minima e la massima quota di ritenuta, esclusi i sopraelevamenti eventualmente consentiti per lo scarico superficiale delle piene.
- *energia accumulata in un serbatoio*: espressa in kWh, è data dalla capacità utile moltiplicata per il salto utile lordo medio complessivo e per il rendimento medio dell'impianto.

$$E_a = \eta \frac{C_u \cdot H_u}{367,2}$$

- *grado di regolazione di un impianto idroelettrico*: è dato dal valore percentuale del rapporto fra la massima riserva di energia elettrica del serbatoio di cui è dotato l'impianto e la producibilità media annua dell'impianto stesso.

$$r\% = \frac{\eta \frac{C_u \cdot H_m}{367,2}}{\eta \frac{D_m \cdot H_m}{367,2}} 100 = \frac{C_u}{D_m} 100$$

2. Elementi costitutivi di un impianto idroelettrico

Gli elementi costitutivi di un impianto idroelettrico possono essere raggruppati come segue:

- *opere di captazione*, che permettono di raccogliere le acque necessarie all'alimentazione dell'impianto: tali sono le dighe di sbarramento, i canali di gronda, ecc.
- *opere di presa*, che immettono le acque nel condotto derivatore e ne regolano la portata. Sono dotate di organi di chiusura e di regolazione e, quando sono poste in fregio a corsi d'acqua, comprendono anche dispositivi di sghiaimento e di dissabbiamento.
- *opere di derivazione*, che convogliano le acque lungo una debole pendenza dalla presa al punto di inizio della tubazione in pressione (condotta forzata). Possono essere costituite da un canale a pelo libero o da una galleria in pressione, secondo il tipo di impianto: nel primo caso al termine si troverà una vasca di carico, nel secondo caso un pozzo piezometrico, ambedue con la funzione di serbatoio per le brusche variazioni di portata.
- *condotte forzate*, che servono ad addurre l'acqua in pressione dal fondo della vasca di carico o del pozzo piezometrico alle turbine poste in centrale.
- *centrali elettriche*, che sono il complesso di edifici contenenti il macchinario e le apparecchiature necessarie alla trasformazione dell'energia idraulica in energia elettrica.
- *opere di restituzione* (o di scarico), che convogliano le acque dall'uscita delle turbine all'alveo del fiume oppure alle opere di presa del salto successivo.



3. Classificazione degli impianti

Gli impianti idroelettrici sono classificati in relazione alla derivazione idraulica che li alimenta.

Essi si distinguono in:

- *impianti ad acqua fluente*

Sono impianti sprovvisti di serbatoio di regolazione delle portate dell'acqua utilizzata. La potenza efficiente è commisurata ai valori della portata di morbida normale (3÷6 mesi all'anno). La producibilità varia da una settimana all'altra, da un mese all'altro, in relazione ai deflussi disponibili. Il diagramma della disponibilità di potenza non coincide mai con il diagramma di carico del consumo. L'energia producibile può essere ben sfruttata soltanto nel funzionamento in parallelo con altri impianti dotati di regolazione. Così agli impianti ad acqua fluente si affida un servizio di base con produzione continua secondo il salto e la portata istantaneamente disponibili: la utilizzazione della potenza efficiente è molto elevata, dell'ordine di 5000÷6000 ore all'anno e oltre.

- *impianti a serbatoio*

Sono impianti muniti di un serbatoio che consente di regolare in maggiore o minore misura la produzione della centrale in relazione alle esigenze del carico.

Secondo la capacità relativa del serbatoio (grado di regolazione) si possono distinguere impianti a regolazione parziale, a regolazione totale, di integrazione o di punta.

Gli *impianti con serbatoio a regolazione parziale* sono impianti provvisti di modesti serbatoi che consentono di regolare la produzione in relazione alle variazioni di carico giornaliera e settimanali. Ad essi si affida un servizio prevalentemente di base nei periodi di morbida e un servizio di punta giornaliera nei periodi di magra: l'utilizzazione della potenza efficiente è dell'ordine di 4000÷5000 ore annue.

Gli *impianti a regolazione totale* sono dotati di serbatoio di notevole capacità, che permette una completa regolazione dei deflussi annuali in modo tale da adattare il diagramma della disponibilità a quello del consumo. Tale risultato non si ottiene di solito da un unico impianto ma da un insieme di impianti (compresi eventualmente gli impianti di pompaggio), che utilizzano razionalmente una o più vallate. Ad essi si affida prevalentemente un servizio di punta, salvo nei periodi di forte richiesta nei quali il carico erogato può avere piccole variazioni nelle 24 ore; la potenza efficiente ha un'utilizzazione dell'ordine di 3500÷4000 ore annue.

Gli *impianti di sola integrazione o di punta* sono impianti provvisti di serbatoi di volume sufficiente a trattenere integralmente i deflussi nei periodi di morbida e destinati a funzionare soltanto nei periodi di magra: sono destinati al servizio di punta e la potenza installata è prevista per utilizzazioni dell'ordine di 1000÷2000 ore annue.

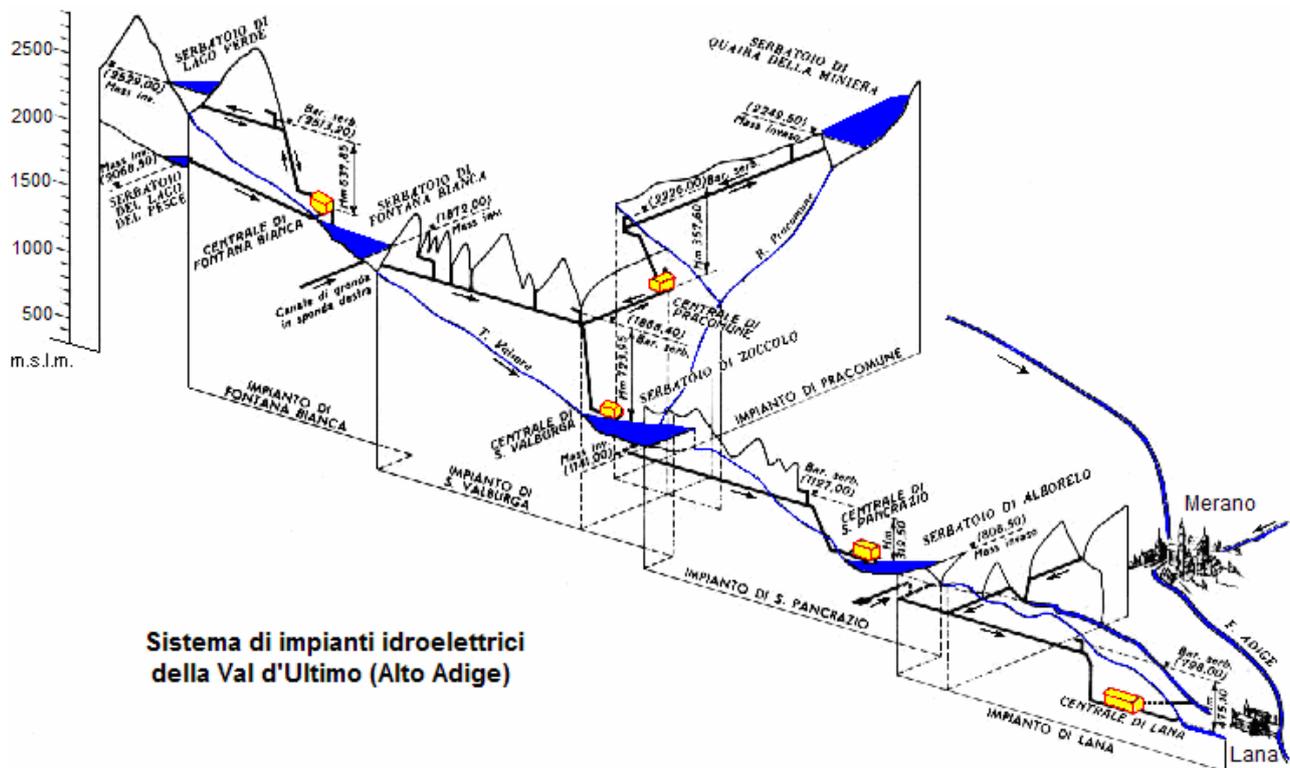
Secondo il tipo di opera di derivazione, gli impianti a serbatoio possono distinguersi in *impianti con canale a pelo libero* ed *impianti a galleria in pressione*, a seconda che l'acqua nel canale derivatore sia in libero contatto con l'atmosfera oppure in pressione. Nel primo caso la velocità dell'acqua è in funzione della pendenza del canale, nel secondo caso è in funzione del carico idrostatico agente. Gli impianti in pressione hanno un'elasticità di esercizio molto maggiore perché permettono, dimensionando opportunamente i pozzi piezometrici, rapide e cospicue variazioni della portata. Per ottenere analoghi risultati dagli impianti a pelo libero bisogna dimensionare molto largamente il bacino di carico.

4. Piani di utilizzazione dei corsi d'acqua

Ogni nuovo impianto o gruppo di impianti idroelettrici, che faccia parte di un bacino idrologico, deve rientrare in un piano organico generale che coordini tutte le derivazioni realizzabili in quel bacino ai fini della migliore utilizzazione delle risorse ivi disponibili, tenendo conto, oltre che degli eventuali impianti già esistenti, della possibilità e convenienza di modificarli e di sostituirli e della possibilità di accumulazione idrica per la regolazione delle portate.

Per lo sfruttamento del bacino in modo completo bisogna spingere l'analisi delle portate derivabili alle varie quote in modo da poter valutare dove e quali impianti poter installare.

Si ottengono così le aste, cioè insiemi di impianti a catena dove lo scarico di un impianto a monte alimenta, con il contributo della rimanente parte di bacino a quota inferiore della presa e di altri sottobacini laterali, l'impianto a valle.

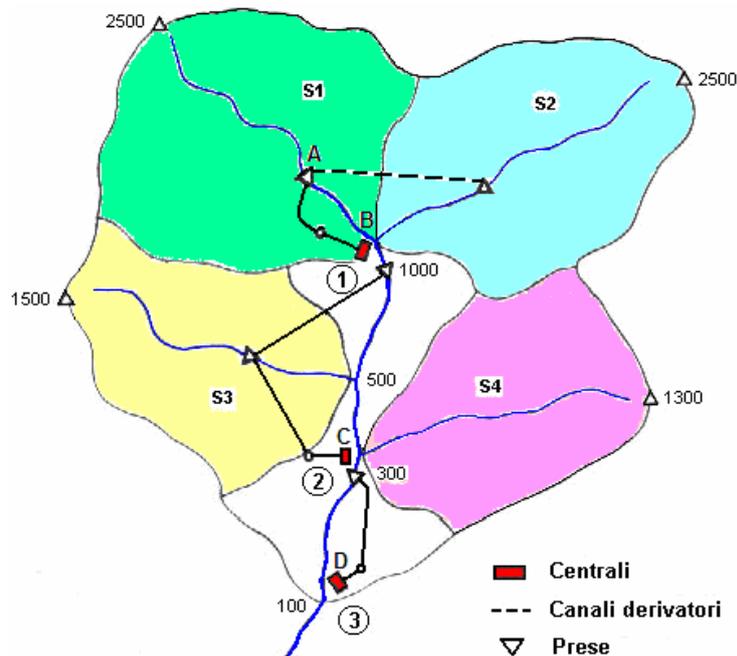


Sistema di impianti idroelettrici della Val d'Ultimo (Alto Adige)

Le possibilità di utilizzo a scopo energetico di un corso d'acqua e dei suoi affluenti sono messe in evidenza dal tracciamento della curva idrodinamica.

La curva idrodinamica riporta in ordinate le quote dell'alveo del fiume principale e in ascisse le aree del bacino imbrifero sotteso¹ in corrispondenza delle singole quote. L'area totale compresa tra l'asse delle ascisse e il diagramma idrodinamico, esteso dalla più alta quota del bacino fino a quota zero, comprendendo gli affluenti, è proporzionale alla totale energia teoricamente ricavabile da quel bacino. La scelta dei salti va fatta in modo da utilizzare la massima parte della totale energia ricavabile dal bacino con il minor numero di centrali.

Facendo riferimento alla figura seguente, alla presa A confluisce il bacino S₁ e viene convogliato, mediante derivazione, il bacino S₂ (linea tratteggiata).



Superiormente alla quota A risulta sottesa un'area S_A (espressa in km²) pari a S_{A1}+S_{A2}.

Se si considera il dislivello H tra il punto di presa A e quello di restituzione B, l'area dei rettangoli compresi tra le quote A e B, con base pari a S_{A1} e S_{A2}, si identifica con il valore idrodinamico di un impianto con presa a quota A e restituzione a quota B e che utilizza i bacini S₁ e S₂:

$$\text{valore idrodinamico } A_R = H \cdot S_A \text{ [m} \cdot \text{km}^2\text{]}$$

¹ Nelle regioni montuose i limiti del bacino sono individuabili, per terreni impermeabili, con le linee spartiacque. L'area S del bacino si esprime sempre con riferimento alla sua proiezione orizzontale, per cui se h è l'altezza di acqua caduta in un dato periodo di tempo, S·h è il volume di afflusso meteorico nello stesso periodo. Detto D il deflusso (in m³) nello stesso periodo di tempo, si chiama coefficiente di deflusso il rapporto

$$c = \frac{D}{S \cdot h}$$

La quantità di acqua (S·h – D) è andata perduta per evaporazione e filtrazione.

Il coefficiente di deflusso annuo per i bacini italiani varia da 0,85÷1 per i bacini alpini a 0,4÷0,6 per quelli appenninici. Inoltre per i bacini alpini glaciali, essendo i ghiacciai in fase di ritiro, i deflussi possono essere superiori agli afflussi meteorici apparenti, determinando un coefficiente di deflusso superiore a 1.

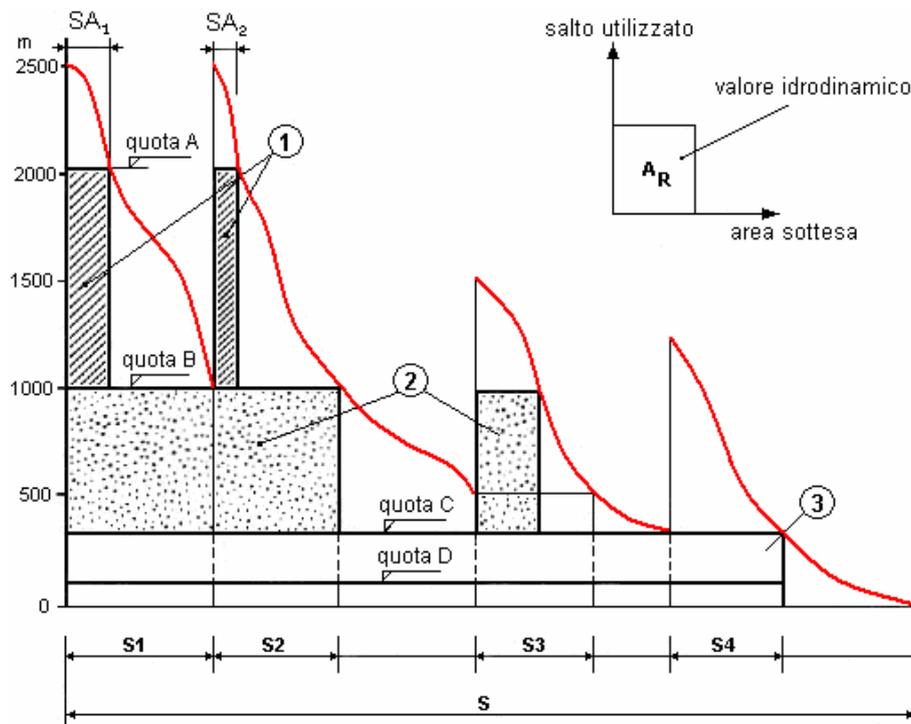
Se ogni km^2 del bacino fornisce annualmente un volume d'acqua pari a $M \text{ m}^3$, l'energia annuale disponibile corrisponde a

$$E [\text{kWh}] = M \cdot A_R \cdot \frac{1}{367,2} = k' \cdot A_R$$

Se ogni km^2 del bacino fornisce una portata media annua di acqua pari a $Q \text{ m}^3/\text{s}$, la potenza media disponibile corrisponde a

$$P [\text{kW}] = 9,81 \cdot Q \cdot (H \cdot S_A) = k'' \cdot (H \cdot S_A) = k'' \cdot A_R$$

Il valore idrodinamico è quindi proporzionale sia all'energia annuale che alla potenza disponibile. La curva idrodinamica presenta ad ogni confluenza un tratto orizzontale corrispondente alla superficie del bacino sotteso dall'affluente.



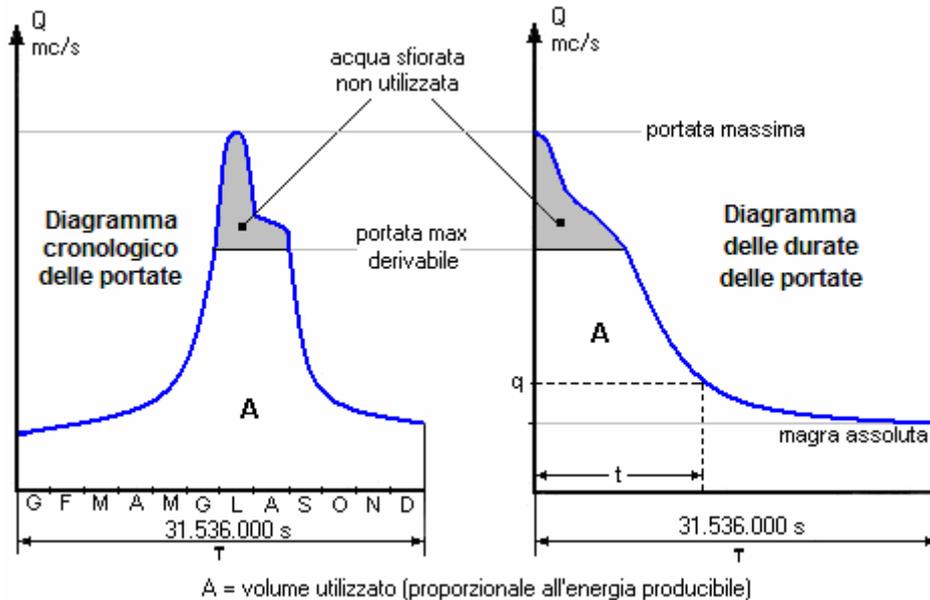
Una presa subito a valle del punto di confluenza utilizza l'area dei due bacini e di questo fatto favorevole si tiene conto nell'ubicare i punti di sottensione.

Se si costruiscono anche le curve idrodinamiche degli affluenti S_3 e S_4 si ha la possibilità di mettere in evidenza l'utilizzazione conseguita mediante impianti ubicati più a valle e utilizzanti il salto tra la quota B e l'uscita del corso d'acqua dal bacino in esame (quota D).

Il rapporto tra la superficie utilizzata (compresa nei rettangoli) e quella totale del diagramma sta ad indicare il grado di utilizzazione del sistema idrografico.

Un'altra evidenza messa in luce dalla curva idrodinamica riguarda le diverse caratteristiche che gli impianti assumono a seconda se interessano bacini alti o bassi del sistema: impianti a piccola portata e alta caduta nell'alto bacino, a grande portata e bassa caduta nella parte inferiore del bacino stesso. Infatti un'utilizzazione tra le quote A e B risulta rappresentata da rettangoli di sviluppo preminentemente verticale, mentre tra le quote C e D i rettangoli sono orizzontali.

Mentre la curva idrodinamica riassume le caratteristiche topografiche e geodetiche del bacino imbrifero, i diagrammi delle portate nel tempo (diagramma cronologico delle portate e diagramma delle durate) forniscono gli elementi per un razionale dimensionamento dell'impianto.



Il diagramma cronologico riporta le portate istantanee nell'ordine reale di successione nel tempo, mentre il diagramma delle durate riporta le portate ordinate in ordine decrescente, fornendo per ogni portata q il periodo di tempo t durante il quale la portata disponibile è maggiore o uguale a q .

Nel diagramma delle durate delle portate si chiama:

- *massima* la portata massima di piena (durata 0)
- *piena ordinaria* la portata di durata $\frac{T}{4}$
- *semipermanente* la portata di durata $\frac{T}{2}$
- *magra ordinaria* la portata di durata $2\frac{T}{3}$
- *magra assoluta* la portata minima (durata T)

Il dimensionamento di un impianto idroelettrico è basato sostanzialmente sulla scelta della portata massima derivabile, in quanto questa grandezza determina il dimensionamento, e quindi il costo, di tutte le opere che compongono l'impianto, sia dal punto di vista idraulico che elettromeccanico. D'altra parte la portata massima determina il volume d'acqua utilizzabile e quindi la producibilità della centrale (area A del diagramma cronologico delle portate e del diagramma delle durate delle portate). Risulta persa definitivamente, agli scopi della produzione, tutta l'acqua che si presenta alle opere di presa con portata superiore a quella massima derivabile, quando non vi sia possibilità di invaso.

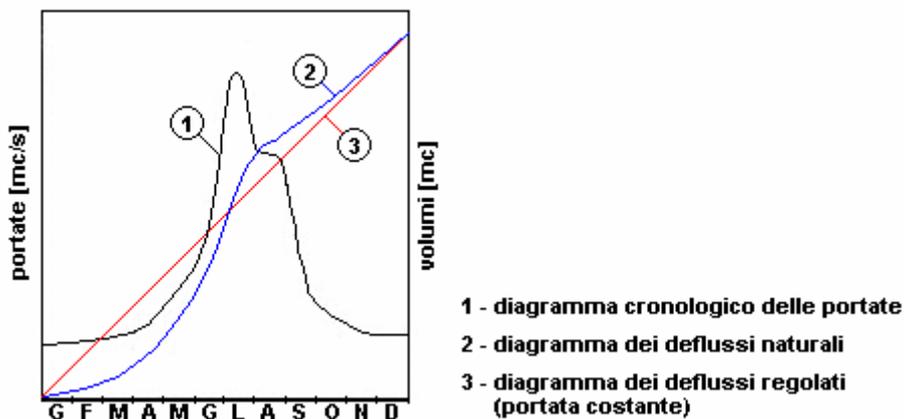
Dal diagramma cronologico delle portate si può ricavare il diagramma integrale delle portate o diagramma dei deflussi, che è fondamentale per lo studio della regolazione per mezzo dei serbatoi².

Esso riporta in ordinata il deflusso $\int_0^T q \cdot dt$ dall'inizio 0 al tempo T riportato in ascissa.

L'ordinata al tempo generico T è perciò uguale all'area del diagramma cronologico compresa tra le rette $t=0$ e $t=T$.

Ne risulta un diagramma sempre crescente, orizzontale solo nei periodi a portata nulla; la ripidità è maggiore nei periodi di piena e di morbida, inferiore in quelli di magra. La tangente alla curva in un punto qualsiasi forma con l'asse delle ascisse un angolo α tale che $\operatorname{tg}\alpha$ è la portata in quell'istante.

Congiungendo con una retta l'origine del diagramma con il punto terminale, si ottiene il diagramma che darebbe gli stessi deflussi in quel periodo di tempo se la portata fosse costante.



I deflussi di un corso d'acqua variano notevolmente da un anno all'altro seguendo le vicissitudini meteorologiche, per cui occorre riferirsi a medie estese ad un numero sufficientemente grande di annate allo scopo di evitare errori sostanziali nel dimensionamento dell'impianto.

La media di un lungo periodo di anni viene denominata media normale.

Il diagramma costruito con le portate medie normali viene scelto, quantitativamente e qualitativamente, come andamento delle portate al quale fare riferimento per il dimensionamento di un impianto.

L'impianto dimensionato secondo l'anno medio deve essere controllato per un periodo medio normale allo scopo di verificare eventuali deficienze temporanee.

Si precisano alcune definizioni ricorrenti sull'argomento:

- *producibilità nell'anno x*: energia che si sarebbe prodotta nell'anno x, sfruttando al massimo le capacità delle opere, compatibilmente con le disponibilità d'acqua;
- *produzione dell'anno x*: energia effettivamente prodotta;
- *producibilità media normale*: media delle producibilità di un certo numero di anni (15÷20);
- *indice di idraulicità*: rapporto tra la producibilità dell'anno x e la producibilità media normale.

² I serbatoi permettono di modificare in una successione prefissata la successione delle portate disponibili, allo scopo di avvicinare il più possibile il diagramma delle portate, così regolate, al diagramma dei carichi dell'utenza.

5. Dimensionamento di un impianto

5.1. Componenti del costo-impianto

Un impianto idroelettrico presenta le seguenti voci di costo:

- a) spesa preliminare
(comprende i costi delle ricerche, degli studi, dei rilievi);
- b) costi produttivi
(comprendono i costi dell'acquisto terreni, dei lavori, dell'acquisto macchinari);
- c) costi improduttivi
(comprendono le seguenti spese: imposte, ripristino delle vie di comunicazione, risarcimento delle concessioni preesistenti, protezione turistica);
- d) interessi passivi
(costituiscono la remunerazione del capitale, da corrispondere prima dell'entrata in servizio dell'impianto);
- e) oneri annuali, che si possono suddividere in:
 - oneri di capitale (oneri finanziari), che corrispondono alla remunerazione del tasso i del capitale e alla restituzione dello stesso in n anni;
 - oneri di rinnovamento (ammortamento), che costituiscono un prelievo sui ricavi, capitalizzato a interesse composto al tasso i . La somma risultante deve permettere, al termine di usura dell'opera, di ricostruire l'investimento primitivo.
Tali oneri variano naturalmente a seconda del tipo di opera ed in funzione della durata presunta.

Ad esempio, si possono adottare questi oneri annuali di rinnovamento:

grandi dighe	0,2%
canali	0,4%
prese	1%
condotte forzate	1%
macchinari	1,8%

- oneri di esercizio e di manutenzione, che comprendono i costi del personale, dei materiali, degli appalti stipulati con ditte esterne. Comprendono anche le imposte e i canoni di derivazione.

L'onere di un impianto idroelettrico, in €/anno, è dato quindi dalla somma:

$$O = K \cdot (o_f + o_r) + O_e$$

dove:

- K somma di spese preliminari, costi improduttivi, costi produttivi e interessi passivi (€)
- o_f oneri finanziari (%/anno)
- o_r oneri di rinnovamento (%/anno)
- O_e oneri di esercizio e manutenzione (€/anno)

5.2. Dimensionamento di un impianto ad acqua fluente

Sul piano tecnico è possibile realizzare un impianto ad acqua fluente con qualsiasi portata compresa tra la magra assoluta (nel qual caso l'impianto verrebbe utilizzato alla minima portata derivabile per tutto il periodo T) e la massima portata di piena (nel qual caso l'impianto verrebbe utilizzato alla massima portata soltanto per il tempo in cui l'evento si verifica).

Data la forma dei diagrammi idrologici, mentre alle portate minori ad un incremento del dimensionamento (e quindi del costo) dell'impianto corrisponde un proporzionale aumento di produzione, alle portate superiori tale proporzionalità viene progressivamente a ridursi.

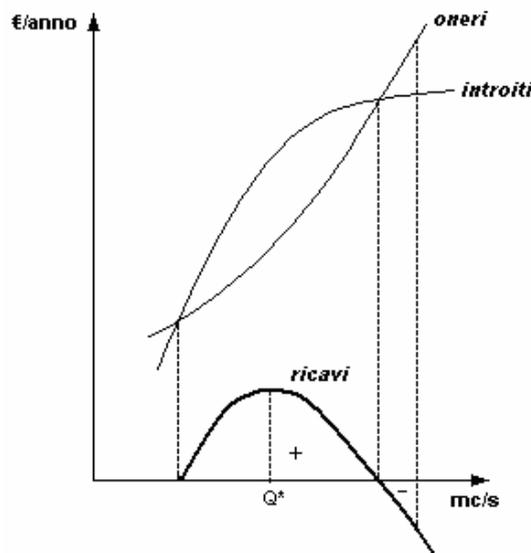
Oltre un certo limite non conviene aumentare il dimensionamento dell'impianto, perché l'incremento di produzione non compensa l'incremento del costo.

E' pertanto sul piano economico che il dimensionamento dell'impianto viene determinato.

Nella pratica si procede nel seguente modo: si elaborano più progetti dell'impianto, dimensionato per portate derivabili differenti, e si sviluppano quindi i computi metrici relativi, in modo da addivenire al costo complessivo e quindi all'onere annuo per i vari casi.

E' così possibile diagrammare la curva degli oneri in funzione della massima portata derivabile.

La curva degli oneri viene poi confrontata con la curva degli introiti.



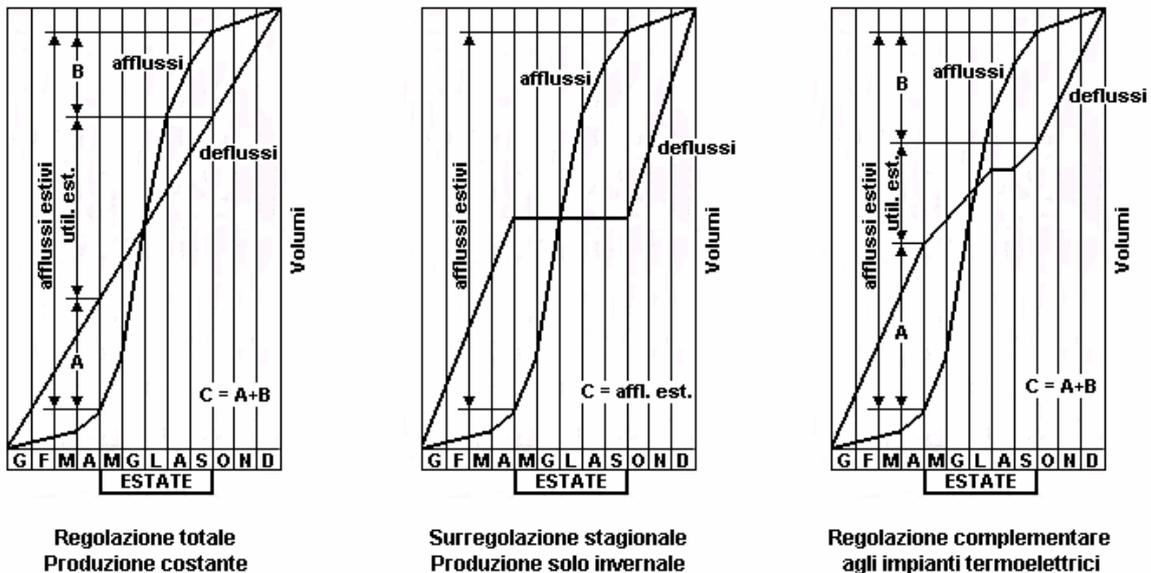
Dal diagramma delle durate si ricava, per ogni caso considerato, la producibilità. Dall'analisi del diagramma cronologico si deduce la qualità e perciò il valore (in €/anno) dell'energia producibile.

La differenza tra introiti ed oneri rappresenta il ricavo e permette di determinare la portata di dimensionamento, cui corrisponde il massimo dei ricavi.

La curva dei ricavi presenta generalmente, nelle vicinanze dell'optimum, un andamento abbastanza orizzontale e lascia quindi un certo campo di libertà nel fissare il dimensionamento, permettendo di tener conto anche di altre considerazioni: occorre ad esempio controllare se, nell'intorno delle potenze prescelte, un incremento di energia (da conseguire mediante l'aumento della portata massima derivabile, cui corrisponde un aumento degli oneri) non sia più economicamente conseguibile da un'altra centrale o addirittura da un altro tipo di centrale di caratteristiche differenti (termoelettrica o nucleare).

5.3. Dimensionamento di un impianto con serbatoio di regolazione stagionale

Per gli impianti con serbatoio stagionale le variabili, che intervengono a determinare la quantità e la qualità dell'energia producibile, sono due: la portata massima derivabile e il volume dell'invaso. I primi serbatoi stagionali realizzati erano destinati alla regolazione totale, cioè erano di capacità tale da consentire una produzione costante indipendente dalle variazioni stagionali delle portate, mettendo così la centrale in grado di alimentare da sola una propria rete caratterizzata da richiesta media giornaliera quasi costante.



Si passò poi alla surregolazione, concentrando la produzione delle centrali a serbatoio nel solo inverno, in modo da contrapporre questa produzione invernale alla carenza stagionale di produzione delle centrali ad acqua fluente.

Con il saturarsi delle risorse idroelettriche disponibili e con il contemporaneo aumento della produzione da centrali termiche, ci si è poi orientati verso una capacità dei serbatoi tale che il diagramma di produzione annuale del sistema di centrali idroelettriche, di punta e fluenti, si coniughi agevolmente con il diagramma abbastanza piatto delle centrali termiche.

Fissato così il volume del serbatoio, si passa a determinare la potenza da installare nella centrale, tenendo conto del servizio di regolazione che questa deve compiere.

5.4. Dimensionamento di un impianto con serbatoio di regolazione giornaliero o settimanale

Il caso viene risolto analogamente a quello precedente, basandosi sui diagrammi di richiesta di disponibilità rispettivamente giornalieri e settimanali.

6. Schemi tipici di impianti idroelettrici

a) Impianti in pressione con condotte forzate

Questo tipo di impianto è prevalentemente adottato nelle utilizzazioni montane con serbatoio e rilevante caduta.



Il serbatoio dovrà essere ubicato sul corso d'acqua nella posizione favorevole per la costruzione della diga e la creazione dell'invaso: compatibilmente con queste esigenze, la posizione più conveniente è quella che permette di raccogliere alle più alte quote i maggiori deflussi e quindi di sottendere il più esteso bacino imbrifero. La galleria in pressione (condotto derivatore) corre con debole pendenza lungo una sponda fino ad un punto sovrastante la posizione scelta per la centrale: in quel punto si colloca il pozzo piezometrico ed ha inizio la condotta forzata, la quale deve avere la minor lunghezza possibile. Nel suo percorso la galleria capta le acque degli affluenti di quella sponda, che vengono sbarrati con una traversa fissa: attraverso un pozzo verticale le acque vengono immesse direttamente nella galleria. Gli affluenti dell'altra sponda possono venire immessi nel serbatoio per mezzo di un canale collettore, detto canale di gronda, che scorre in senso opposto al pendio naturale della valle, ovviamente ad una quota superiore a quella di massimo invaso del serbatoio. Più raramente le acque vengono immesse direttamente in galleria per mezzo di una tubazione che attraversa il fondo valle; tale soluzione è costosa e di modesto rendimento. Altri grossi affluenti possono venire convogliati per mezzo di canali derivatori direttamente nel pozzo piezometrico, se questo si trova vicino. In tal caso la portata potrà venire utilizzata in centrale o, se esuberante, venire immessa nel serbatoio attraverso la galleria in pressione, che in tale periodo verrebbe a funzionare in senso opposto a quello solito.

I provvedimenti sopra citati permettono di raggiungere uno sfruttamento assai vantaggioso di un corso d'acqua, utilizzando contemporaneamente sia le risorse del corso d'acqua principale che quelle dei grossi affluenti.

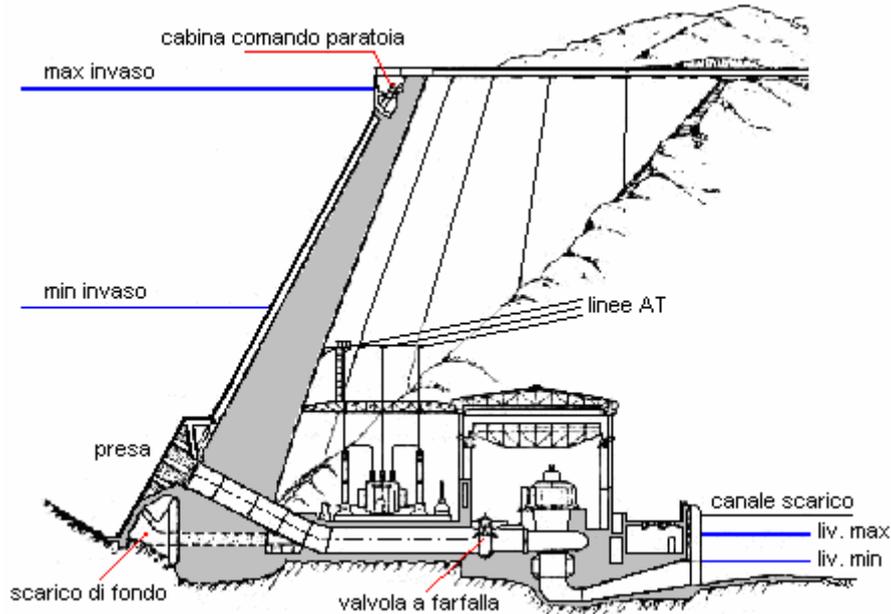
Se l'andamento altimetrico non permette gli allacciamenti anzidetti, può essere conveniente utilizzare due salti in un'unica centrale, alimentando con distinte condotte forzate turbine di caratteristiche diverse.

Talora le acque non sono restituite allo stesso corso d'acqua dal quale sono derivate, ma attraverso gallerie di valico possono venire immesse in un'altra vallata, allo scopo di utilizzarle in un'altra centrale esistente o di ottenere un maggior salto.

Per quanto riguarda la posizione della centrale, può essere conveniente situarla in corrispondenza della confluenza di un importante affluente, in modo da riprendere, in una successiva derivazione, le acque di scarico della centrale e quelle dell'affluente.

b) *Impianti direttamente connessi a dighe di ritenuta*

Qualora una sezione del corso d'acqua si presti assai bene per costruire una diga di ritenuta e creare un grande invaso, ma non sia possibile o conveniente costruire le opere di derivazione (galleria e condotta forzata), l'impianto può essere semplificato collocando la centrale al piede della diga.



Le opere si riducono allo sbarramento, ad un breve tronco di condotta forzata ed alla centrale che scarica le acque direttamente nell'alveo.

La centrale può essere un edificio disposto proprio alla base della diga, oppure essere incorporata in quest'ultima, se del tipo a contrafforti o a gravità alleggerita.

Il salto motore è creato dalla diga ed è variabile con il livello dell'invaso; il livello di massimo svaso è in questo caso fissato dalle caratteristiche delle turbine, il cui salto può variare entro limiti normalmente abbastanza ristretti.

Il salto minimo utilizzabile non dovrebbe scendere al di sotto del 50% del massimo.

Al di sotto del livello di massimo svaso una parte notevole del volume d'acqua accumulato rimane inutilizzata sul fondo; la sua funzione è solo quella di formare il salto motore.

L'assenza delle opere di derivazione in questo tipo di impianto permette di installare economicamente rilevanti potenze di macchinario, se l'invaso utile ed il salto lo permettono.

c) *Impianti a pelo libero con condotte forzate*

In tali impianti il condotto derivatore è costituito da un canale a pelo libero, che termina nella vasca di carico dalla quale inizia la condotta forzata. Lo sbarramento è del tipo a traversa mobile e crea un modesto invaso atto alla regolazione giornaliera o, al massimo, settimanale. Il canale derivatore a pelo libero non si presta ad essere abbinato ad un serbatoio di notevole capacità: in tal caso infatti va perduta la parte di salto fra il massimo e il minimo invaso (alla cui quota vanno disposte le opere di presa). L'energia corrispondente deve essere dissipata con apposite valvole di strozzamento.

Le opere di presa assumono qui notevole importanza e devono essere completate da sghiaiatori e dissabbiatori.

Gli impianti di questo tipo non sono atti a rapide e notevoli variazioni di portata e quindi non possono effettuare servizio di punta; anche per questo motivo il loro impiego diviene sempre meno frequente, tranne che per gli impianti fluviali.

d) *Impianti fluviali*

Vengono così denominati gli impianti che formano un tutt'uno con lo sbarramento e che sono ubicati praticamente nello stesso letto del fiume.

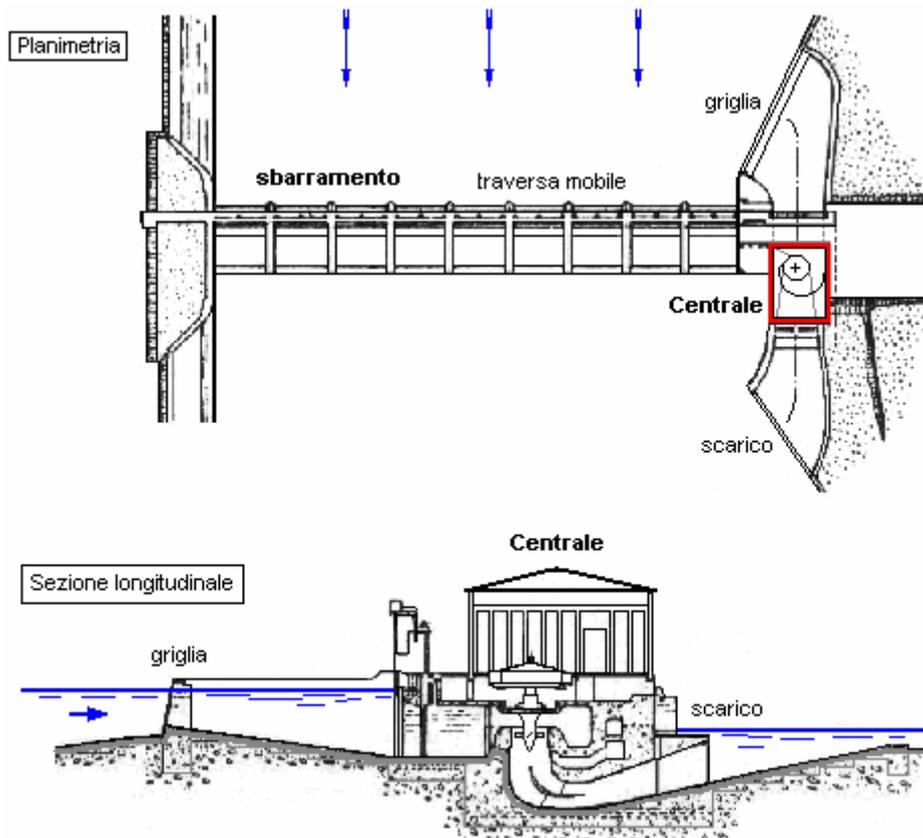
Si distinguono in due tipi fondamentali:

- *Impianti fluviali senza canale derivatore*

Gli impianti fluviali senza canale derivatore sono tipici impianti ad acqua fluente.

L'invaso non costituisce mai una riserva rilevante a causa delle elevate portate utilizzate (superiori a $100 \text{ m}^3/\text{s}$) e del salto modesto (da 5 a 20 m); la portata derivabile coincide in ogni istante con quella disponibile.

Le opere indispensabili sono lo sbarramento, del tipo a traversa mobile, e la centrale, che è in generale ubicata ad una delle estremità della traversa, in prossimità della sponda.



Dalla parte opposta della centrale è ubicata, se necessario, una conca di navigazione che permette ai natanti di superare il salto delle acque. Sono previste anche le scale dei pesci, che permettono alla fauna ittica di risalire la corrente, mantenendo così intatto il loro ciclo vitale ambientale.

Il salto ottenibile dallo sbarramento deve essere determinato in funzione del rigurgito a monte, che non deve provocare danni alle rive.

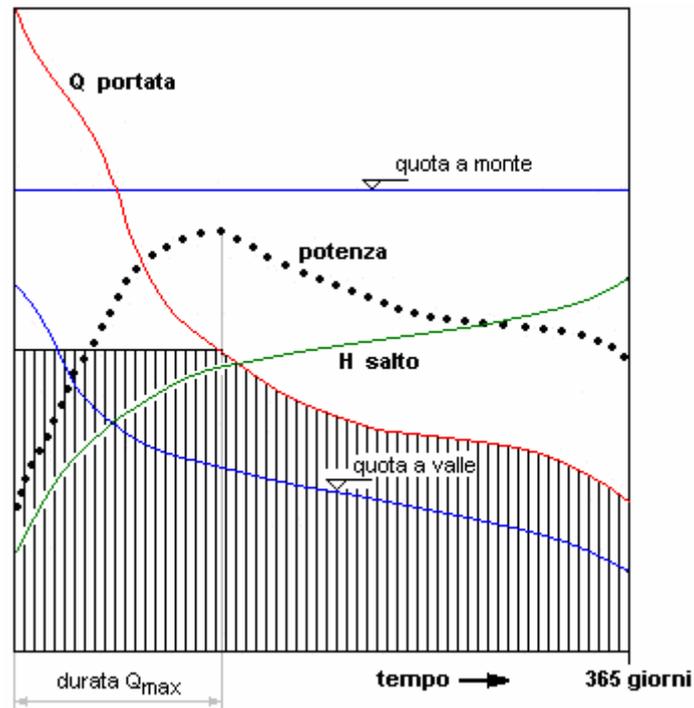
- *Impianti fluviali con canale derivatore*

In certi impianti fluviali l'utilizzazione viene realizzata lungo un canale, ad esempio quando l'impianto sottende un meandro del fiume.

Sul tronco fluviale viene costruito lo sbarramento, mentre la centrale viene disposta lungo il canale e funge anche da sbarramento.

Nelle centrali fluviali il salto motore è dato dalla differenza fra il livello dell'acqua a monte, che è sensibilmente costante, ed il livello dell'acqua a valle, che cresce al crescere della portata del fiume. In corrispondenza delle massime piene la riduzione del salto e quindi della potenza è tale da indurre all'arresto delle turbine e all'apertura completa delle paratoie anche per ridurre il rigurgito a monte.

Nella figura seguente è riportato il diagramma delle durate delle portate di un corso d'acqua durante l'anno; in essa sono riportate pure le durate dei livelli dell'acqua a monte e a valle dello sbarramento, del salto utile lordo e della potenza ottenibile dall'impianto.



La potenza disponibile, proporzionale al prodotto del salto lordo per la portata, aumenta al crescere della portata anche se il salto diminuisce; ciò è vero però solamente sino al momento in cui l'afflusso supera la capacità di ricezione dell'impianto. Da questo punto la diminuzione di salto non è più controbilanciata dall'aumento dell'afflusso: la potenza comincia a decrescere anche se la portata continua a salire. In alcuni casi la potenza durante le piene può ridursi a valori bassissimi per mancanza del salto disponibile, così da consigliare la fermata della centrale.

Nel caso di fiumi navigabili, deve essere evitata la formazione di onde di sensibile altezza conseguenti a brusca chiusura del distributore delle turbine. In tal caso gli alternatori della centrale sono muniti di grossi reostati trifasi, sui quali può essere commutato il carico in caso di bruschi distacchi. Così le macchine possono continuare a funzionare a piena potenza e la chiusura del distributore può avvenire molto lentamente, senza creare perturbazioni e senza il rischio di raggiungere la velocità di fuga delle macchine.

Il maggior impianto ad acqua fluente italiano è quello di Isola Serafini (Piacenza).

Esso è situato sul fiume Po, tra Piacenza e Cremona, ed è stato realizzato negli anni '60 con uno sbarramento a traversa mobile che sottende una grande ansa (circa 12 km di sviluppo) che il fiume forma in corrispondenza della confluenza dell'Adda nel Po.

La traversa mobile presenta 11 luci, ciascuna dell'ampiezza di 30 m, che sono intercalate da pile dello spessore di 3,20 m. La lunghezza dell'opera è quindi di 362 m, mentre la larghezza, misurata tra le estremità di monte e di valle delle pile, è di 34,30 m. Le pile sono state fondate per mezzo di cassoni pneumatici di cemento armato sino a quota 20, cioè 13÷15 m sotto l'alveo.

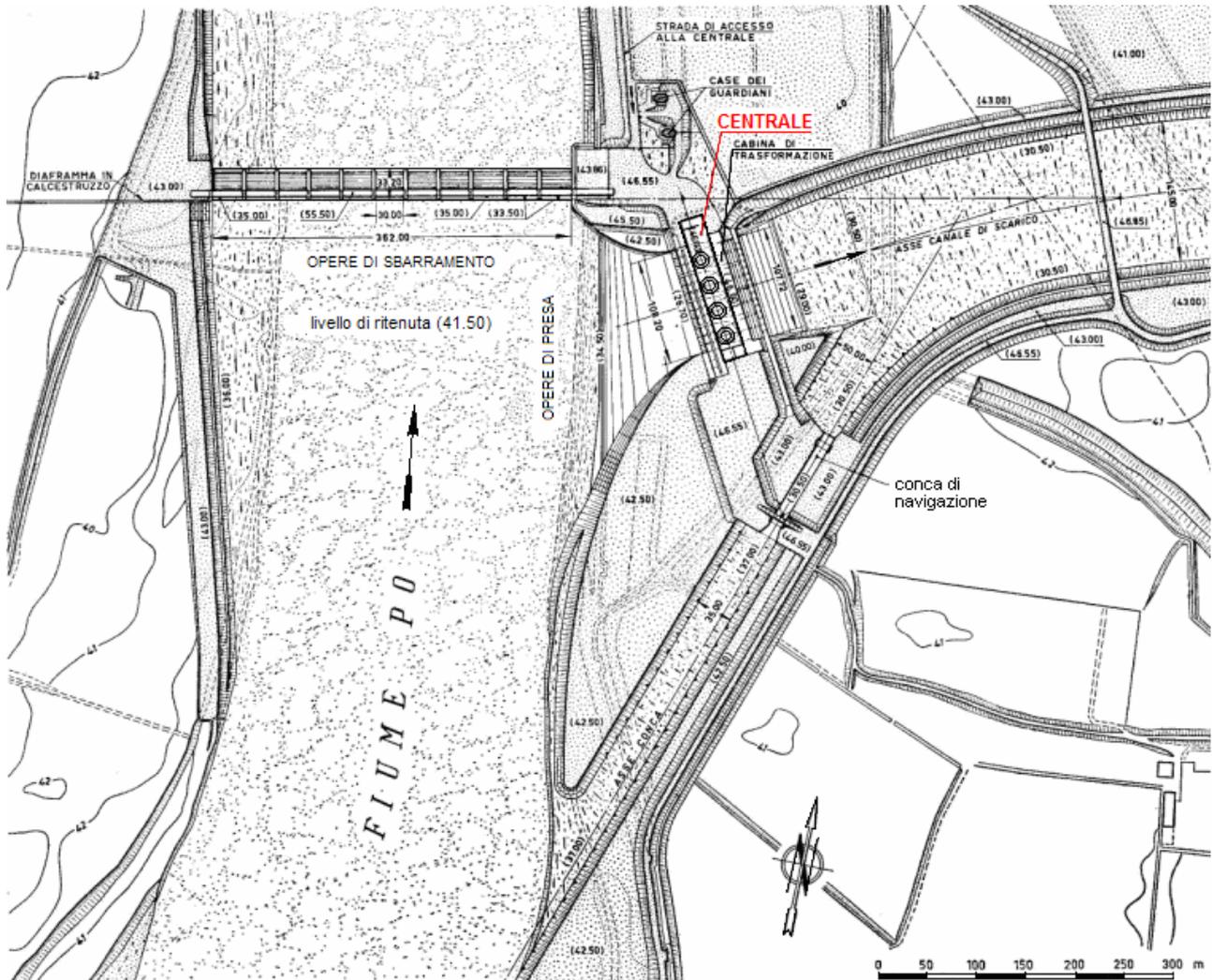
La soglia fissa in calcestruzzo di nove delle undici luci è a quota 35,00, mentre quella delle due luci estreme di sponda destra è a quota 33,50, così da assicurare loro un'efficace azione di sghiaimento nella zona antistante l'imbocco della centrale.

Il livello normale di ritenuta è a 41,00 m s.l.m, quota alla quale l'invaso non interessa le zone golenali, restando contenuto nell'alveo ordinario del fiume.

Le luci dello sbarramento sono intercettate da paratoie piane a scorrimento verticale, sei delle quali sormontate da ventole ad abbattimento automatico, su azione diretta dell'acqua. L'altezza totale di ritenuta è quindi di 6,50 m per 9 paratoie e di 8,00 m per le restanti 2 di sponda destra.

Allo scopo di dissipare, anche nelle più gravose condizioni di esercizio, l'energia dell'acqua effluente da sotto le paratoie, la platea della traversa è profilata a vasca di smorzamento.





*Centrale di Isola Serafini
Planimetria generale*

La conca di navigazione, posta a lato della centrale, è prevista per un dislivello variabile da 2,00 m a 7,50 m e consente il transito di natanti sino a 1350 t.

Le porte di accesso sono paratoie piane larghe 12,00 m.

Per il riempimento e lo svuotamento della conca si procede ad un limitato sollevamento della paratoia di monte o di valle così da permettere, attraverso apposite camere di smorzamento, l'afflusso o il deflusso dell'acqua. L'operazione di riempimento o di svuotamento, in condizioni di dislivello massimo, richiede un tempo di circa 20 minuti.

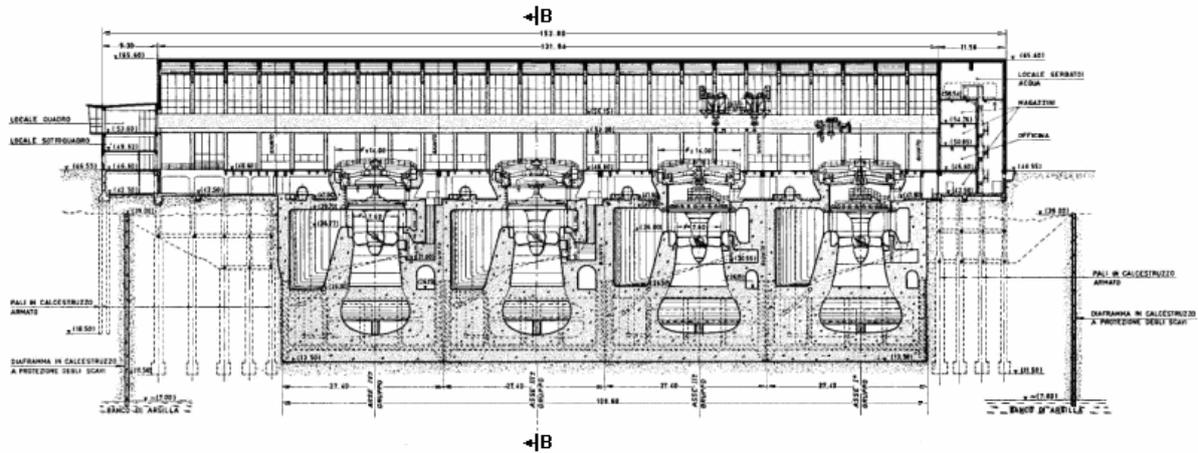
La conca di navigazione è preceduta, a monte, da un canale di raccordo con il fiume lungo oltre 400 m e largo 53 m.

Il salto è variabile da 3,5 a 11 metri e la portata massima utilizzata è pari a 1000 m³/s.

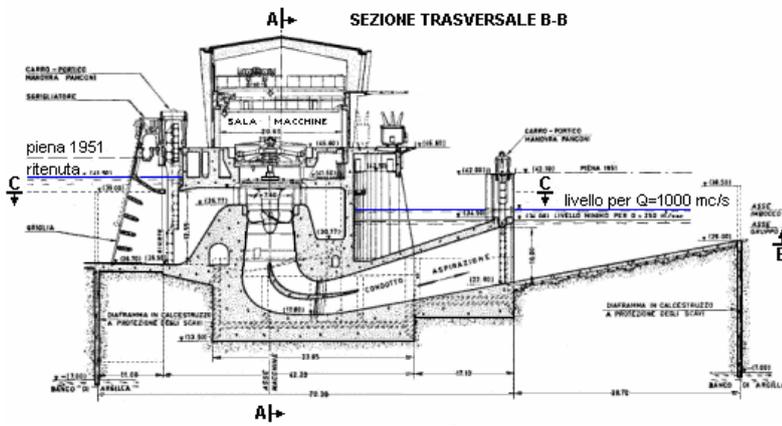
Sono installati 4 gruppi generatori per una potenza complessiva di 80 MW.

Le turbine Kaplan hanno giranti del diametro di 7,6 metri e gli alternatori, a poli salienti, hanno potenza apparente unitaria di 23 MVA e velocità di rotazione di 53,6 giri/min (112 poli).

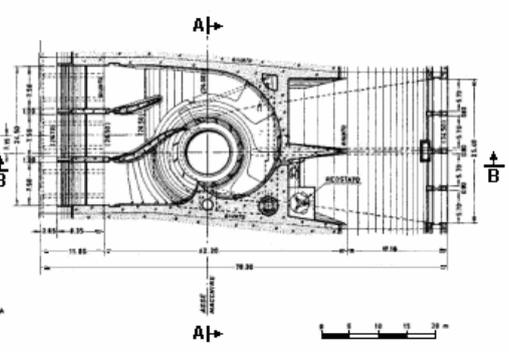
SEZIONE LONGITUDINALE A-A



SEZIONE TRASVERSALE B-B



SEZIONE ORIZZONTALE C-C



Opera di scarico della Centrale

7. Opere che compongono un impianto idroelettrico

7.1. Opere di sbarramento

7.1.1 Generalità

La costruzione e l'esercizio di tutti gli sbarramenti idroelettrici sono disciplinati per legge. Gli sbarramenti vengono classificati secondo la tabella seguente:

TRAVERSE FLUVIALI	<i>fisse</i>	in terra in muratura in calcestruzzo		
	<i>mobili</i>	piane a settore cilindriche a ventola		
DIGHE	<i>in materiali sciolti</i>	in terra		
		a scogliera		
		in muratura a secco		
	<i>in muratura</i>	a gravità	massiccia	
			alleggerita	
		a volta	ad arco	
			ad arco-gravità	
a cupola				

Le dighe a gravità sono calcolate a ribaltamento, utilizzando solo il peso proprio del materiale che le costituisce.

Le dighe a volta sono calcolate a scorrimento contrastato dalla spinta esercitata dalle spalle del terreno.

Le dighe di qualunque tipo, ma in particolare quelle a volta che sfruttano maggiormente la resistenza del terreno, devono poggiare su roccia sana, resistente ed impermeabile. L'accurato studio topografico e geologico della località ove deve sorgere una diga ha quindi un'importanza fondamentale.

Dopo l'esecuzione dell'opera, sono previste misure di controllo che riguardano le deformazioni e gli spostamenti della struttura e della roccia, le temperature interne della massa muraria, l'entità delle sottopressioni e delle perdite d'acqua.

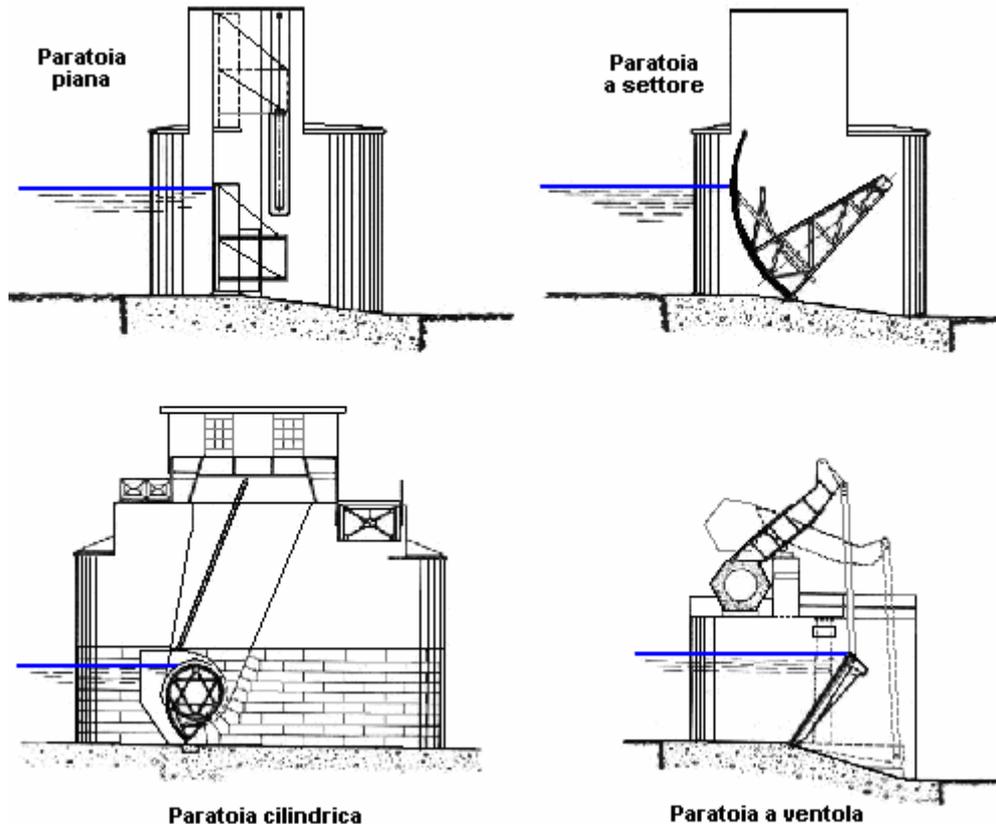
7.1.2. Traverse fluviali

Le traverse creano un rigurgito a monte, contenuto nell'alveo del corso d'acqua, in modo da poter convogliare l'acqua alle opere di presa e ai canali di derivazione: esse sono il tipico sbarramento degli impianti ad acqua fluente. Devono consentire il libero deflusso dell'acqua eccedente quella derivata e, in particolare, non presentare ostacoli allo smaltimento delle portate di piena.

Le traverse possono essere fisse o mobili a seconda dell'entità delle portate derivabili, delle portate di piena, della natura dell'alveo.

Le traverse fisse possono essere costruite in muratura, in calcestruzzo, in terra e in tanti altri materiali (pietrame, legno); esse hanno un profilo adatto ad essere tracinato dalle portate eccedenti e spesso sono provviste di paratoie sghiaiatrici.

Le traverse mobili constano normalmente di un'opera fissa in muratura o calcestruzzo (soglia e pile di guida) e di organi mobili veri e propri (paratoie) che possono essere di vari tipi.



Le *paratoie piane* sono costituite da pareti piane in legno o in acciaio, scorrevoli in guide (gargami) con esse complanari; quelle in legno sono adatte per luci con larghezza massima di 3 metri e altezza di ritenuta di 2 o 3 metri, quelle in acciaio possono raggiungere valori più elevati (luce di 20 metri e ritenuta di 10 metri) perché vengono rinforzate con travi in profilati di acciaio che sopportano la spinta idrostatica. Le tenute sul fondo e sui lati vengono realizzate per mezzo di travi con guarnizioni di gomma. Il problema delle paratoie piane, che ne limita le dimensioni, è quello del sollevamento a causa dei notevoli attriti in gioco.

Le *paratoie a settore* hanno la forma di un settore cilindrico girevole attorno ad un perno coincidente con l'asse del cilindro; esse sono costituite da una robusta ossatura a traliccio rivestita da una lamiera metallica; la tenuta sulla soglia e sulle pareti laterali è realizzata con strisce di gomma.

Le *paratoie cilindriche* sono indicate per luci fino a 40 metri ma con piccoli battenti. Sono costituite da un cilindro in lamiera di acciaio opportunamente irrigidito da appositi profilati. Il cilindro è disposto orizzontalmente ed il moto di sollevamento avviene per rotazione su una apposita cremagliera. Per aumentare l'altezza di ritenuta, che normalmente è pari al diametro del cilindro, si può dotare la paratoia di un becco inferiore e di uno scudo. La tenuta è realizzata con una trave di legno sulla generatrice di appoggio inferiore e con lamierino o gomma sui fianchi.

Le *paratoie a ventola* sono costituite da una struttura piana in ferro, ricoperta di lamiera, girevole intorno ad un asse orizzontale coincidente con il bordo inferiore; esse si prestano bene per luci fino a 15 metri e altezza di ritenuta non superiore a 5 metri.

Le paratoie a ventola e a settore si prestano assai bene al comando automatico.

7.1.3. Dighe

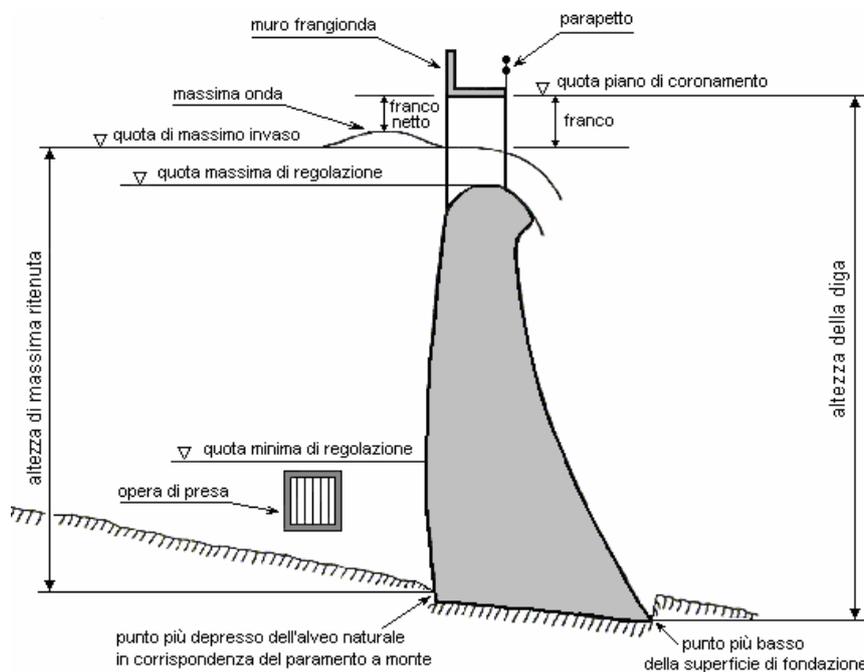
Le dighe, oltre che intercettare il corso d'acqua, creano una notevole sopraelevazione del pelo libero a monte e realizzano un invaso utile (serbatoio giornaliero, settimanale, stagionale).

L'altezza dello sbarramento è il dislivello fra la quota del piano di coronamento e quella del punto più basso della superficie di fondazione.

Il livello di massimo invaso è la quota massima a cui può giungere l'acqua nel serbatoio per l'evento previsto di piena eccezionale.

L'altezza di massima ritenuta è il dislivello fra la quota di massimo invaso e quella del punto più depresso dell'alveo naturale in corrispondenza del paramento di monte.

Il franco è il dislivello fra la quota del piano di coronamento della diga e quella del massimo invaso.



7.1.3.1. Tipi di dighe

a) Dighe di terra

È il tipo più vecchio che si conosca. Si presta bene per sbarramenti di ampie valli, dove l'acqua non può raggiungere la diga con eccessiva violenza. Inoltre è condizione essenziale, per evitare possibili catastrofi, che una diga in terra non venga mai trascinata dalle acque.

La sezione è triangolare a base larga: il rapporto tra altezza e base è di solito dell'ordine di $1/4 \div 1/8$. L'altezza di queste dighe non supera solitamente i 30 metri. La larghezza del coronamento è in ogni caso superiore a 3 metri. La tenuta può essere assicurata da un nucleo impermeabile o dall'impermeabilità propria del materiale che costituisce tutto il corpo della diga; in questo caso il materiale più appropriato è la terra argillo-sabbiosa, con proporzione $2/3$ sabbia e $1/3$ argilla; l'eccesso di quest'ultima aumenta notevolmente i pericoli per slittamento tra le parti imbevute d'acqua, movimenti di assestamento diverso tra le varie parti, fessurazione delle superfici esposte al sole. In ogni caso, particolari cure devono essere adottate per proteggere i paramenti, ed in

particolare quelli a monte, dall'azione dell'acqua, del ghiaccio, del sole. Per modeste altezze si può ricorrere alle murature a secco, altrimenti occorre una protezione in muratura con malta o con lastroni di calcestruzzo.

b) *Dighe a scogliera*

Esse hanno la sezione resistente costituita da pietrame in blocchi alla rinfusa. L'impermeabilità è ottenuta, dalla parte del paramento a monte, con uno schermo di calcestruzzo armato che appoggia su uno strato di scogliera meglio sistemato e si prolunga fino a raggiungere le pareti della gola e il fondo impermeabile. In Europa questo tipo di diga è raramente impiegato.

c) *Dighe in muratura a secco*

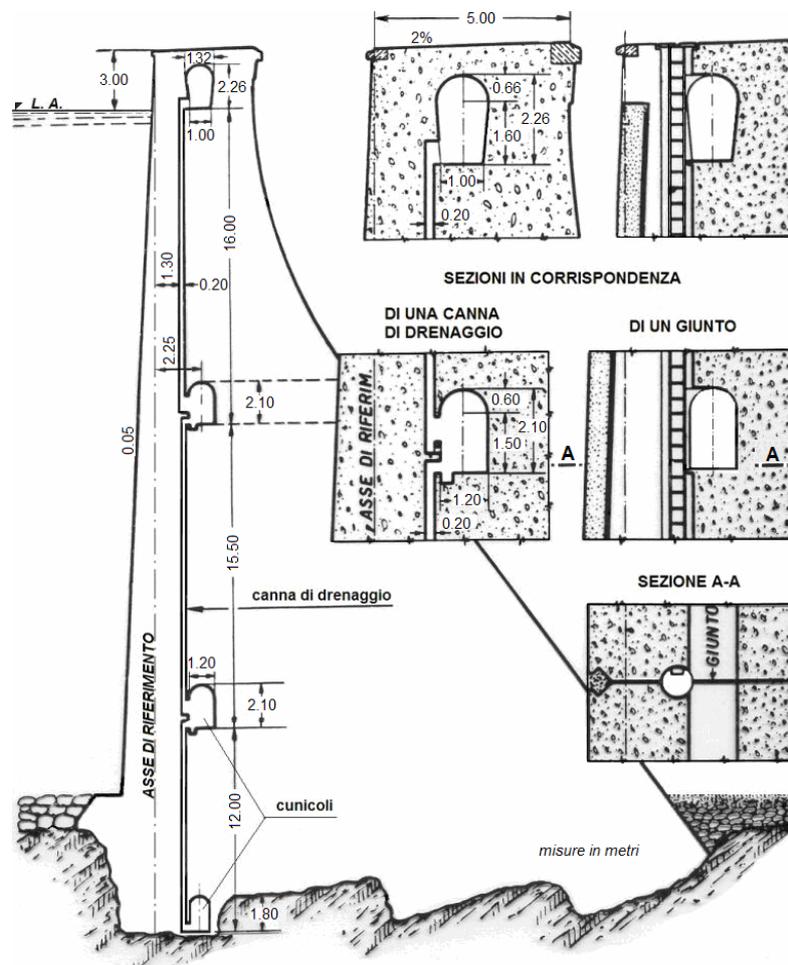
Numerose applicazioni ha invece trovato il tipo in muratura a secco, il cui corpo anziché con blocchi alla rinfusa è sistemato in modo da costituire un vero e proprio muro a secco.

Il rapporto altezza/base è di solito pari a $1/1 \div 1/5$ e la sezione è del tipo a triangolo isoscele. Anche in questo caso l'impermeabilità del paramento a monte è ottenuta con un manto di calcestruzzo (talora armato) ed è in certi casi completato da un sistema che drena le eventuali infiltrazioni.

E' stato anche adottato un rivestimento del paramento a monte in lastre di ferro saldate.

d) *Dighe a gravità massiccia in muratura o in calcestruzzo*

E' il tipo di diga più diffuso. Ha di solito una sezione triangolare, con paramento a monte quasi verticale. I materiali usati in questo tipo di costruzione sono il pietrame con malta di calce o di cemento, il calcestruzzo di cemento plastico o colato, il calcestruzzo ciclopico.



Qualunque sia il materiale usato, esso deve essere scelto e selezionato con grandissima cura, per essere certi delle sue caratteristiche e della sua uniformità; a tale scopo durante la costruzione si devono eseguire numerose prove di laboratorio su campioni prelevati opportunamente.

Ragioni di economia e di rapidità di costruzione rendono in generale preferibile la costruzione in calcestruzzo anziché in pietrame. Dati gli enormi volumi che hanno sovente le dighe, il calcestruzzo colato rispetto a quello plastico presenta il vantaggio di poter essere distribuito agevolmente e di non richiedere costipamento; aumenta però la delicatezza delle operazioni di preparazione e la resistenza finale è sensibilmente minore.

Il calcestruzzo ciclopico consiste di un calcestruzzo normale, o più genericamente colato, nel quale vengono immessi dei grossi blocchi di pietra viva: ciò è possibile, ed anzi vantaggioso agli effetti della resistenza, date le dimensioni di questo tipo di opere.

Anche nelle dighe in muratura i paramenti, e in particolare quello a monte, richiedono particolare attenzione. Nel caso della muratura in pietrame si protegge il paramento con pietra da taglio.

Con il calcestruzzo tale sistema è sconsigliato, perché esiste la possibilità di formazione di una lamina liquida fra paramento e calcestruzzo, con possibili lesioni a carico di quest'ultimo. Si preferisce perciò, in corrispondenza del paramento e per qualche metro di spessore, adottare una composizione di calcestruzzo particolarmente ricca di cemento, ricoprendo poi il paramento con uno strato di alcuni centimetri di intonaco di cemento particolarmente grasso, talvolta retinato oppure impregnato di materie impermeabilizzanti.

Per quanto sia eseguito con cura, il paramento di una diga è sempre molto delicato; eventuali fessurazioni di quello a monte determinano infiltrazioni che, propagandosi nel corpo della diga, potrebbero comprometterne la conservazione e la stabilità. I provvedimenti che si adottano per prevenire questi inconvenienti sono di due tipi. Il primo consiste nel proteggere il paramento a monte con uno schermo costituito di solito da una serie di voltine in calcestruzzo armato ad asse verticale appoggiate a lesene sporgenti e addossate alla diga (schermo di Lévy). Si formano in tal modo dei pozzi verticali fra gli schermi e il corpo della diga, dove l'acqua di permeazione può scorrere senza pressione per essere convogliata in una galleria di scarico. Il sistema è ottimo ma assai costoso.

Più economico e diffuso è il sistema dei drenaggi: esso praticamente può considerarsi una trasformazione del precedente e consiste nella realizzazione di una serie di pozzi tubolari verticali nel corpo della diga, a piccola distanza tra loro (1,5÷3 m) e a pochi metri dal paramento a monte. I pozzi fanno capo a gallerie orizzontali che raccolgono l'acqua infiltrata e la convogliano in un'unica galleria attraverso la quale si misura e si scarica a valle il totale delle infiltrazioni raccolte dai pozzi. Si ha così il vantaggio di poter controllare con continuità il comportamento della diga: ogni fessurazione anormale dà luogo ad un aumento, subito rilevato, della portata nella galleria di scarico.

Infine, per evitare anomale sollecitazioni dovute a dilatazioni termiche, causate dalle variazioni di volume del calcestruzzo durante la presa e dalle variazioni della temperatura esterna, è ormai generale consuetudine realizzare la diga con giunti di dilatazione, ossia costruire la diga per "piloni indipendenti accostati" e munire le intercapedini di giunti. Tali giunti sono disposti a distanze di 30÷40 metri: parte sono spinti fino alla fondazione, parte solo fino alla base.

e) Dighe a gravità alleggerita

Sono dighe nelle quali si cerca di raggiungere un migliore sfruttamento del materiale (calcestruzzo) rispetto a quelle a gravità: si possono immaginare ricavate da queste ultime con la creazione, nella parte verso valle, di vani assai ampi, separati da robuste costole e interessanti l'intera altezza della diga a partire da una certa quota al di sopra del piano di fondazione.

La sezione trasversale della diga è sempre triangolare, ma con paramento a monte molto inclinato per sfruttare a favore della stabilità la componente verticale della spinta idrostatica, ossia il peso del volume d'acqua sovrastante. Le sezioni orizzontali hanno una forma a T, a doppio T o scatolare; la diga viene ad essere costituita da elementi monolitici affiancati e risulta nel complesso più leggera (circa il 30%) e quindi più economica rispetto a una diga a gravità. L'economia che si ottiene (15÷20%) è inferiore al risparmio in volume di calcestruzzo per il maggior costo unitario dei getti.

f) *Dighe a contrafforti*

Consistono in una serie di contrafforti o speroni ai quali si appoggiano delle volte o dei lastroni. I contrafforti sono in muratura di pietrame, in calcestruzzo semplice o semiarmato; l'interasse tra i contrafforti è di 15÷20 metri per le dighe a volte multiple e 5÷10 metri per quelle a lastre. Le voltine o i lastroni sono generalmente in calcestruzzo armato. La condizione indispensabile per la buona riuscita di queste opere è rappresentata dalla roccia di fondazione, che deve essere assai resistente per sopportare lo sforzo che si concentra sui contrafforti.

Il tipo di diga è particolarmente leggero: se ciò rappresenta un'economia di materiale, d'altro canto richiede maggior cura di esecuzione e porta ad opere assai delicate dal punto di vista della conservazione e della manutenzione.

L'altezza di questo tipo di diga non supera i 60 metri.

g) *Dighe a volta*

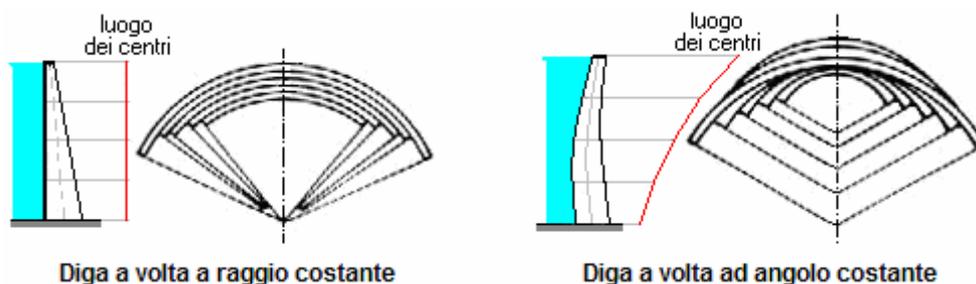
Si prestano assai bene per sbarrare gole molto strette.

Detta c la corda dell'arco posto al livello di coronamento e h l'altezza di massima ritenuta, l'applicazione delle dighe a volta si ha per $c/h < 2$.

Per $2 < c/h < 3$ si impiegano dighe del tipo ad arco-gravità, in cui la resistenza della struttura è ottenuta in parte con l'effetto dell'arco e in parte con l'azione stabilizzante del peso proprio.

Per $c/h > 3$ si adottano dighe a volta multiple, a lastroni o del tipo a gravità.

Si costruiscono dighe a raggio costante, adatte per vallate a forma di U, e dighe ad angolo costante, adatte per vallate a forma di V per le quali la struttura a raggio costante perderebbe nella parte inferiore ogni effetto d'arco.



Rispetto alla diga a gravità, con la diga a volta si ottiene una rilevante economia di materiale (dell'ordine del 40%). Bisogna però avere ben presente che sulle pareti della gola si scaricano le azioni di imposta della volta: per poter quindi adottare questo tipo di sbarramento è indispensabile che dette pareti siano perfettamente resistenti e stabili, condizione che purtroppo si verifica raramente e che obbliga talora ad eseguire scavi di grande volume e costose opere di risanamento delle rocce circostanti. Le precauzioni costruttive di una diga a volta devono essere spinte al massimo, così come deve essere curato in particolar modo il comportamento dell'opera per effetto delle variazioni di temperatura.

Le dighe a volta si distinguono in:

- dighe ad arco,
- dighe ad arco-gravità,
- dighe a cupola.

Le *dighe ad arco* sono progettate e verificate considerando che l'equilibrio delle forze in gioco si ottiene prescindendo dal peso proprio e contando sulla sola azione d'arco della struttura, che resiste come un arco incastrato alle pareti. In tal caso un calcolo di massima può essere impostato nell'ipotesi di dividere la struttura in archi elementari per mezzo di piani orizzontali equidistanti. Ogni arco, il cui spessore deve essere trascurabile rispetto al raggio di curvatura, viene considerato rigido e indipendente dagli altri. Il calcolo dello spessore necessario³ si effettua ricorrendo alla teoria dei tubi sottili sottoposti a pressione esterna.

Avendo indicato con:

- p_e la pressione idrostatica agente sull'estradosso alla quota h sotto il livello di massimo invaso,
- r_e il raggio esterno dell'anello,
- γ_a il peso specifico dell'acqua,
- k il carico di sicurezza a compressione del materiale (pari a 30 kg/cm^2 per calcoli di primo orientamento),

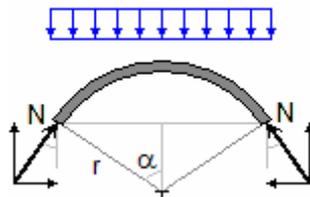
si ricava lo spessore s dell'anello in esame:

$$s = \frac{p_e \cdot r_e}{k} = \frac{\gamma_a \cdot h \cdot r_e}{k}$$

Ad una diga di struttura a raggio costante la formula assegnerebbe una sezione verticale triangolare, con spessore variabile da zero (in corrispondenza del coronamento) fino al valore $\frac{\gamma_a H r_e}{k}$ (in corrispondenza della base), essendo H l'altezza della diga.

La scelta del raggio può essere fatta tenendo conto che per esperienza la massima economia si raggiunge con ampiezze angolari in cresta di 130° circa.

3



Per l'equilibrio delle forze in senso verticale vale l'uguaglianza:

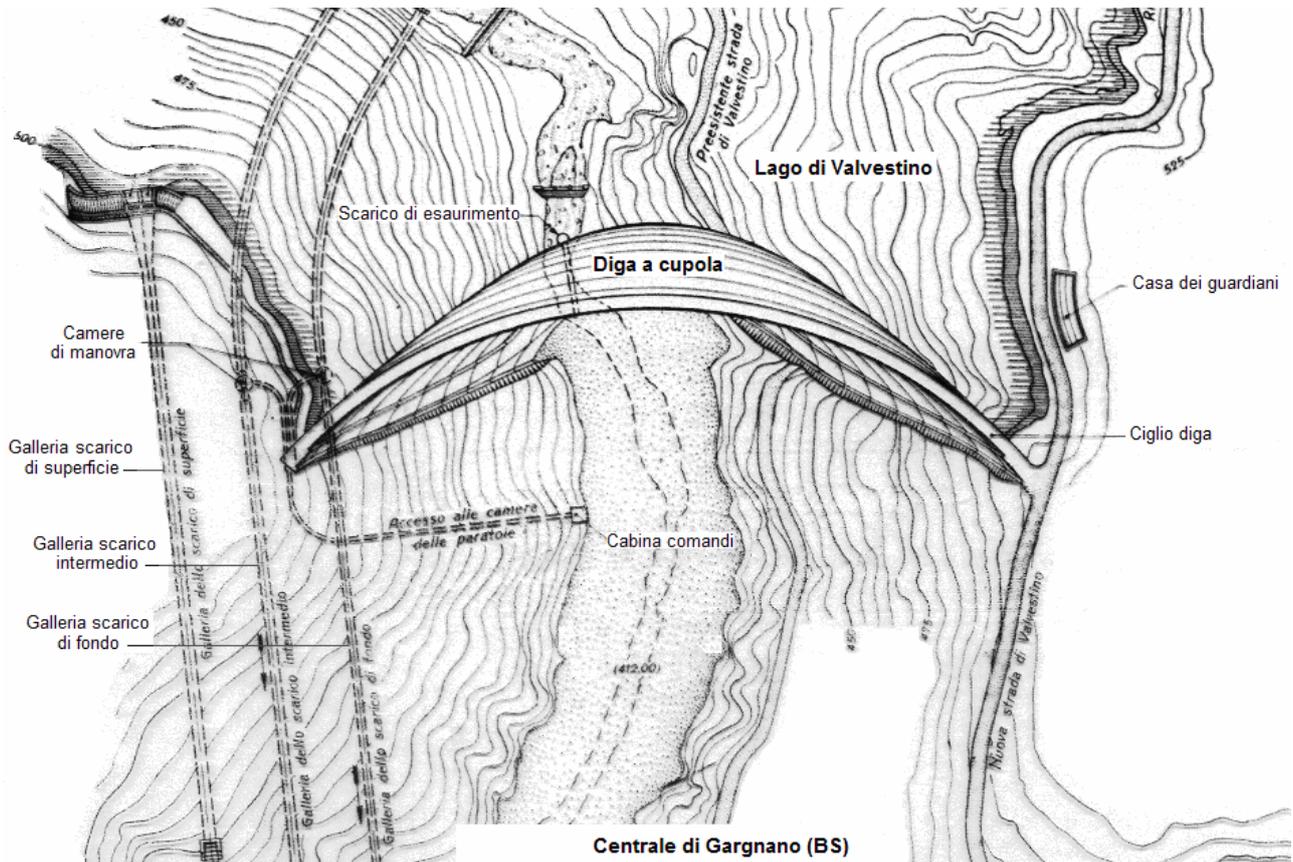
$$N \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) = p \cdot r \cdot \text{sen} \alpha \quad N = p \cdot r$$

Considerando una sezione resistente di spessore s e lunghezza unitaria, sarà:

$$\sigma = \frac{N}{s \cdot 1} = \frac{p \cdot r}{s}$$

Le *dighe ad arco-gravità* sono calcolate tenendo conto, oltre che dell'effetto dell'arco, anche del comportamento elastico delle mensole che ne costituiscono le sezioni verticali.

Le *dighe a cupola* sono dighe a raggio variabile con sezione generatrice curva e sono calcolate sulla base della teoria dei solidi a doppia curvatura resistenti a flessione.



7.1.3.2. Calcolo di stabilità delle dighe

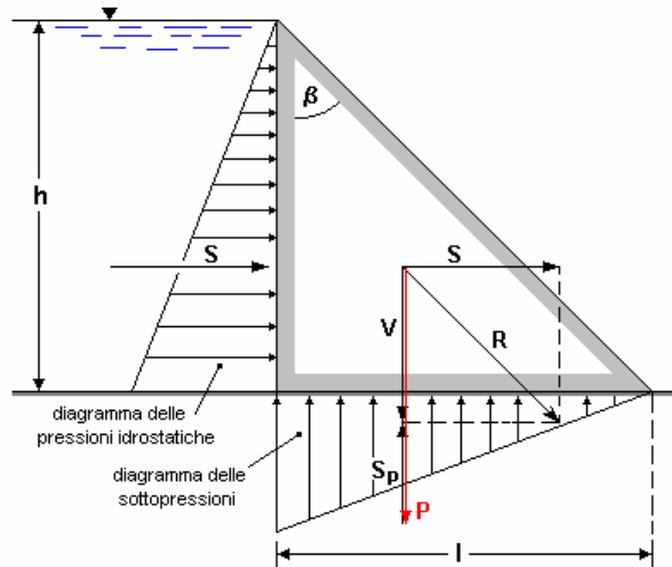
Il calcolo di stabilità delle dighe deve essere impostato tenendo conto delle seguenti forze che sollecitano la struttura:

1. peso proprio della diga;
2. spinta idrostatica dell'acqua sul paramento a monte, in corrispondenza del livello di massimo invaso;
3. spinta del ghiaccio, valutata in $1,5 \text{ kg per ogni cm}^2$ di proiezione verticale della superficie di contatto fra ghiaccio e paramento.
Essa dovrà essere messa in conto per gli sbarramenti situati in zone dove si possa formare una lastra continua di ghiaccio di spessore superiore a 20 cm sulla superficie del lago e si riterrà agente contemporaneamente alla spinta idrostatica corrispondente al livello di sfioro anziché a quello di massimo invaso;
4. sottopressioni idrauliche dovute all'infiltrazione dell'acqua sotto le fondazioni;
5. sforzi dovuti alle variazioni di temperatura;
6. eventuali azioni sismiche, delle quali si tiene conto per mezzo delle accelerazioni sismiche (riportate in valore relativo all'accelerazione di gravità per mezzo di due coefficienti, uno per il moto sussultorio e uno per il moto ondulatorio).

Per le dighe a gravità massiccia la verifica di stabilità deve essere eseguita nelle seguenti condizioni:

- a serbatoio vuoto
Le sollecitazioni di trazione nel materiale componente la struttura devono risultare trascurabili ($<3 \text{ kg/cm}^2$) e quelle di compressione devono risultare inferiori al carico di sicurezza del materiale.
- a serbatoio pieno
Le sollecitazioni dovranno risultare ovunque di compressione e non superiori al carico di sicurezza del materiale. Inoltre in ogni sezione la somma delle forze orizzontali non dovrà superare i $3/4$ della somma delle forze verticali.
Il valore del carico di sicurezza viene assunto pari $30\div 50 \text{ kg/cm}^2$, pari cioè a circa $1/5$ del carico di rottura allo schiacciamento della muratura o del calcestruzzo a 90 giorni di maturazione ($150\div 300 \text{ kg/cm}^2$).

Si prenda in esame il profilo teorico triangolare, con altezza di ritenuta h e lunghezza di base l . Si studierà la stabilità di un elemento di spessore unitario.



A serbatoio vuoto l'unica forza agente è il peso della struttura $P = \frac{1}{2} l h \gamma_m$ (dove $\gamma_m = 2200 \div 2500$ kg/m^3) che è applicata nel baricentro del triangolo. Il diagramma delle sollecitazioni unitarie di compressione alla base ha un andamento triangolare con valore massimo $\sigma_M = \gamma_m h$ in corrispondenza del paramento di monte e valore minimo $\sigma_v = 0$ in corrispondenza a quello di valle⁴.

A serbatoio pieno sulla diga agisce anche la pressione idrostatica, crescente da zero in superficie al valore $\gamma_a h$ sul fondo.

La risultante ha un valore $S = \int_0^h \gamma_a h \cdot dh = \frac{1}{2} \gamma_a h^2$ ed è applicata ad $h/3$ dalla base della diga.

Sulla superficie di base agisce anche la spinta dovuta alle sottopressioni idrauliche, il cui effetto si schematizza con un diagramma di pressioni variabili linearmente da $\gamma_a h$ (in corrispondenza del paramento di monte) a zero (nel punto a valle).

Solo per dighe di modesta importanza è ammesso un coefficiente di riduzione m per la sottospinta: tale coefficiente deve essere assunto uguale almeno a 0,5.

Quando sono previsti i drenaggi, le sottopressioni si assumono linearmente decrescenti da $\gamma_a h$ a $(0,3 \div 0,5) \cdot \gamma_a h$ in corrispondenza della linea dei drenaggi e quindi al valore zero in corrispondenza del paramento di valle.

La risultante della sottospinta è $S_p = \frac{1}{2} \gamma_a h l m$ ed è applicata nel terzo medio verso monte (ha perciò la stessa direzione del peso proprio, ma verso opposto). La risultante delle forze verticali è pertanto:

$$V = P - S_p = \frac{1}{2} l h \gamma_m - \frac{1}{2} l h m \gamma_a = \frac{1}{2} l h (\gamma_m - m \gamma_a)$$

⁴ La forza agente cade in corrispondenza del terzo medio a monte della sezione di base, che è uno dei vertici del nocciolo centrale di inerzia della sezione. L'asse neutro sarà pertanto in corrispondenza del paramento di valle.

Si arriverà ad avere sollecitazione nulla sul paramento a monte quando la risultante delle forze agenti passerà per il terzo medio a valle.

Perché ciò si verifichi dovrà essere:

$$\frac{S}{V} = \frac{\frac{1}{2}\gamma_a h^2}{\frac{1}{2}lh(\gamma_m - m\gamma_a)} = \operatorname{tg}\beta = \frac{l}{h}$$

Sarà quindi:

$$\frac{l}{h} = \operatorname{tg}\beta = \sqrt{\frac{\gamma_a}{\gamma_m - m\gamma_a}}$$

Per valori di β minori si avrebbe una sollecitazione a trazione sul paramento a monte, il che è inammissibile.

Per valori di β maggiori si avrebbe una certa sollecitazione a compressione.

Assumendo $\gamma_a=1000 \text{ kg/m}^3$, $\gamma_m=2250 \text{ kg/m}^3$ e $m=1$ si ottiene:

$$\operatorname{tg}\beta \cong 0,9 \quad \beta = 42^\circ \quad l = 0,9 \cdot h$$

Deve inoltre essere soddisfatta la condizione che la somma delle forze orizzontali non deve superare i 3/4 della somma delle forze verticali, ovvero:

$$\frac{\frac{1}{2}\gamma_a h^2}{\frac{1}{2}lh(\gamma_m - m\gamma_a)} = \frac{\gamma_a}{\gamma_m - m\gamma_a} \cdot \frac{h}{l} < \frac{3}{4}$$

Per dighe molto alte e con uno scarso sviluppo di pozzi di drenaggio il criterio in esame è più limitativo di quello dell'assenza di trazione sul paramento a monte. In tal caso si terrà conto della relazione facilmente ricavabile:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{l}{h} > \frac{4}{3} \cdot \frac{\gamma_a}{\gamma_m - m\gamma_a}$$

Assumendo $\gamma_a=1000 \text{ kg/m}^3$, $\gamma_m=2250 \text{ kg/m}^3$ e $m=1$ si ottiene:

$$\operatorname{tg}\beta = 1,07 \quad \beta = 47^\circ \quad l = 1,07 \cdot h$$

La condizione più limitativa, per lo sforzo a compressione a serbatoio vuoto, è che $\sigma_M = \gamma_m h < k$.

Per gli usuali valori di k ($30 \div 50 \text{ kg/cm}^2$) e di γ_m (2250 kg/m^3) si ha la condizione che:

$$h < \frac{\sigma_M}{\gamma_m} \cong 220$$

cioè la diga non deve superare l'altezza di 220 metri.

Per mezzo delle considerazioni e dei criteri sopra esposti è possibile pertanto procedere ad un primo dimensionamento della struttura della diga. Il profilo teorico così ricavato viene poi completato con l'aggiunta del coronamento, di spessore $3 \div 5$ metri, raccordato opportunamente con il paramento a valle, il quale si sopraeleva di almeno un metro sul livello di massimo invaso (franco) allo scopo di evitare la tracimazione della diga per eventuali moti ondosi.

7.1.3.3. Opere di scarico delle dighe

In tutti i tipi di dighe hanno grandissima importanza le opere di scarico, il cui compito principale è quello di evitare in modo assoluto che il livello delle acque, anche nel caso della piena più sfavorevole, possa superare la quota prestabilita pregiudicando la stabilità dell'opera, sia per l'aumento della spinta idrostatica sia per l'effetto di scalzamento che si verificherebbe se la diga fosse tracimata. Il problema fondamentale nel calcolo delle opere di scarico è la determinazione della portata massima da smaltire⁵, la cui valutazione deve essere fatta non in base a medie o ad eventi normali, ma con riferimento ad eventi eccezionali o catastrofici e tenendo conto di un largo margine di sicurezza.

Le opere di scarico di un serbatoio sono normalmente costituite da:

- *sfioratori di superficie*

Gli sfioratori di superficie possono essere a ciglio fisso, a sifone, a paratoie mobili.

- Il tipo a ciglio fisso è costituito da una soglia a quota prestabilita, con uno sviluppo lineare sufficiente a far sì che la portata di massima piena possa sfiorare attraverso di essa con un battente non superiore alla quota di massimo invaso previsto⁶. Naturalmente l'acqua sfiorante deve essere accompagnata a valle da scivoli e canali opportunamente predisposti in modo che l'energia possa dissiparsi senza danno per le opere. Se la valle è stretta si ha difficoltà a realizzare questo tipo di sfioratore, mancando lo spazio per svilupparlo: si può ovviare a ciò rendendo sfiorante la diga stessa lungo tutta la sua larghezza o costruendo degli sfioratori a pozzo, costituiti cioè da una soglia circolare superando la quale l'acqua cade in un pozzo che nel fondo del serbatoio è raccordato con un'apposita galleria di scarico a valle della diga.
- Il tipo di sfioratore a sifone è costituito da una batteria di sifoni ricavati generalmente nel corpo della diga; ogni sifone si innesca per un livello del serbatoio superiore a quello per il quale si innesca il sifone precedente.
- Il tipo a paratoia è costituito da una paratoia piana o più comunemente a ventola, sistemata sulla diga stessa o in posizione laterale, che di solito regola automaticamente aprendo maggiormente lo scarico all'aumentare del livello: realizza quindi un'azione analoga ad uno sfioratore in cui si può variare la quota del ciglio sfiorante.

- *scarico di alleggerimento*

Lo scarico di alleggerimento è di solito uno scarico con presa a metà del serbatoio. Può essere ricavato nel corpo stesso della diga o su una delle sponde laterali; naturalmente, funzionando con un certo battente, deve essere previsto per funzionare in pressione, così come gli organi di

⁵ La portata di massima piena è la massima portata prevedibile in una data sezione del corso d'acqua. Di regola, quando si disponga di misure regolari di portata per un lungo periodo di anni, si assume come tale la massima portata effettivamente verificata. In mancanza di misure dirette si fa riferimento alla situazione pluviometrica più sfavorevole nella quale si è trovato o potrebbe trovarsi il bacino sotteso, anche per confronto con altri bacini di analoghe caratteristiche per intensità, distribuzione e durata delle piogge e per orientamento, altimetria e natura del bacino.

La conoscenza della portata di piena è necessaria per predisporre e dimensionare le opere di smaltimento e di scarico delle piene stesse, onde evitare danni alle opere di sbarramento, in particolare alle dighe. Nel caso delle dighe di ritenuta con un notevole invaso a monte, si ha una certa attenuazione della piena dovuta all'invaso nel bacino stesso. La massima portata che dovrà essere smaltita dalle opere di scarico sarà perciò ridotta come entità e sfasata in ritardo rispetto a quella dell'onda incidente.

⁶ Per il calcolo della larghezza l dell'opera si potrà fare riferimento alla formula generale degli stramazzi:

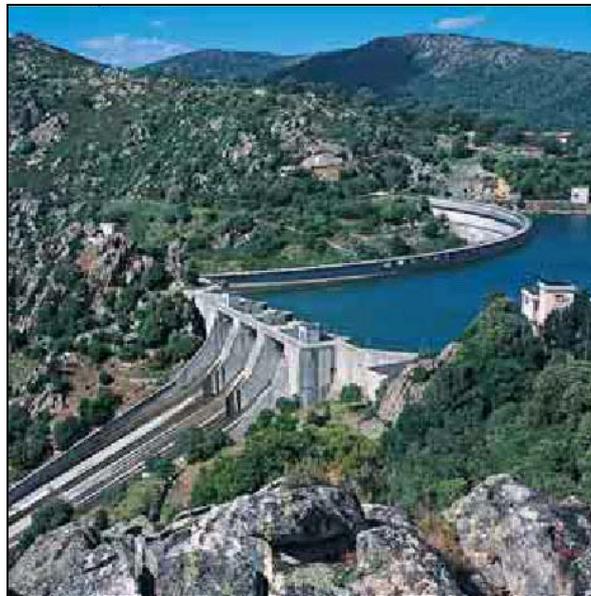
$$q = \mu \cdot l \cdot h \cdot \sqrt{2gh}$$

dove h è il carico dello stramazzo e μ è il coefficiente di efflusso, calcolabile con le formule di Bazin, di Rehbock o della S.I.A. e che si potrà assumere pari a 0,475 per calcoli di prima approssimazione.

chiusura devono poter funzionare ad apertura variabile sotto battente. Scopo dello scarico di alleggerimento è quello di contribuire, in caso eccezionale di necessità, allo smaltimento delle acque di piena o allo svuotamento del serbatoio.

- *scarico di fondo*

Lo scarico di fondo è uno scarico con presa alla quota minima del serbatoio allo scopo di consentire lo svuotamento completo. E' di solito ricavato al piede della diga ed il condotto di scarico è costituito da una tubazione metallica incorporata nella base della diga stessa. Gli organi di chiusura di questo tipo di scarico devono rispondere alle stesse esigenze di quelli dello scarico di alleggerimento. Norma costante da tener presente è che i comandi di tutti gli scarichi devono essere semplici, robusti, di sicuro funzionamento. Quindi accanto ai comandi elettrici, o comunque automatici, deve sempre essere previsto il comando a mano. Tutti i comandi devono essere sistemati in locali ben protetti e facilmente accessibili anche nelle peggiori condizioni atmosferiche. Gli organi di chiusura degli scarichi devono essere generalmente doppi e di sicuro funzionamento: non bisogna dimenticare che il loro mancato funzionamento può essere fonte di gravissimi danni.



7.1.3.4. Controllo delle dighe

Durante i periodi di esercizio delle dighe la legislazione prescrive la presenza di personale per i controlli e le manovre. Il comando di manovra degli organi idraulici di intercettazione (paratoie e valvole), oltre che manuale sul posto, è asservito e rinviato a distanza per assicurare affidabilità e tempestività. Il controllo delle dighe viene effettuato in automatico, tramite sensori che inviano i dati a un processore che confronta le misure con i valori limite ammessi.

I parametri più significativi di controllo sono:

- condizioni meteorologiche,
- perdite laterali e sul fondo,
- temperatura dell'acqua del bacino,
- temperatura del calcestruzzo della diga,
- funzionalità degli organi di scarico,
- controllo della verticalità e degli spostamenti della diga.

7.2. Opere di presa

Le opere di presa sono destinate a captare e a convogliare le acque nel condotto derivatore.

Esse devono essere costruite in modo da non venire inghiaiate o intasate da materiali portati dalle acque, non permettere l'ingresso di materiali solidi nei canali⁷, non provocare elevate perdite di carico.

Si distinguono sostanzialmente in opere di presa a superficie libera e opere di presa in pressione.

- Le *opere di presa superficiali* sono normalmente adottate negli impianti ad acqua fluente e sono seguite da canali a pelo libero. Esse constano di una serie di soglie fisse disposte lateralmente allo sbarramento, con il ciglio parallelo al senso della corrente del corso d'acqua.

La quota del ciglio è tenuta ad un valore alquanto superiore a quella del fondo del corso d'acqua in modo che il materiale più grossolano, trasportato per trascinamento sul fondo, non possa entrare nel canale derivatore. Per l'eliminazione di questo materiale è di solito prevista nello sbarramento principale del fiume una paratoia che si apre periodicamente creando davanti alle bocche di presa una forte corrente che asporta i materiali di deposito.

Le bocche di presa devono essere di ampiezza tale da consentire l'entrata dell'acqua nel canale a valle con modesta velocità, dell'ordine di 0,5÷1 m/s.

Esse devono essere protette da griglie, costruite con piattine di ferro distanziate tra loro di 5÷15 cm, che hanno lo scopo di impedire il passaggio dei materiali trasportati per galleggiamento. Se il corso d'acqua trasporta frequentemente fogliame od altri materiali che possono intasare le griglie, si prevedono rastrelli automatici per la loro pulizia (sgrigliatori).

Le bocche di presa sono inoltre dotate di paratoie generalmente piane, che devono consentire sia la loro parzializzazione, per regolare l'afflusso d'acqua ai canali, sia la chiusura totale.

L'eliminazione del materiale minuto convogliato in sospensione (dissabbiamento) può essere effettuato con un bacino di decantazione a spurgo intermittente o continuo.

Le dimensioni di un dissabbiatore dipendono dal minimo diametro d dei granelli da eliminare.

In linea di massima, per acqua da utilizzare in turbine a elica o Kaplan, d non deve superare 0,4÷3 mm; per turbine Francis d deve essere al massimo pari a 0,4÷1 mm, mentre per turbine Pelton è necessario spingere il dissabbiamento fino ad eliminare i granelli di diametro superiore a 0,2÷0,4 mm.

La velocità media dell'acqua nel bacino di decantazione o nel dissabbiatore non deve superare 0,1÷0,5 m/s, con valore tanto minore quanto più piccoli sono i granelli da eliminare.

La lunghezza minima l da assegnare al bacino di decantazione è espressa da:

$$l = \frac{h \cdot v}{\lambda - w}$$

dove h è l'altezza della corrente, v la velocità media orizzontale della corrente, λ la velocità di decantazione dei granelli in acqua calma (variabile da 0,02 a 0,15 m/s in funzione del diametro dei granelli), w la componente verticale della velocità di agitazione in seno al liquido uguale a:

$$w = \frac{v}{5,7 + 2,3 \cdot h}$$

⁷ Il materiale trasportato da un corso d'acqua può essere galleggiante (fogliame, legname, ecc.), in sospensione (sabbia e limo) o trasportato sul fondo per trascinamento (ghiaia).

Se Q è la portata derivata, il volume V del dissabbiatore risulta:

$$V = S \cdot l = \frac{Q}{v} \cdot \frac{h \cdot v}{\lambda - w} = \frac{Q \cdot h}{\lambda - w}$$

- Le *opere di presa in pressione* sono quelle normalmente adottate per prelevare direttamente l'acqua dai serbatoi.

Esse costituiscono la parte iniziale della galleria in pressione, che esce in generale dalle sponde del serbatoio e talvolta attraverso la diga. Sono disposte ad una quota inferiore al livello di massimo svasso di almeno $(2 \div 3) \frac{v^2}{2g}$, essendo v la velocità dell'acqua in galleria.

L'imbocco ha una sezione 4 o 5 volte maggiore della sezione normale della galleria ed è naturalmente protetto con griglie in piatto di ferro. In tal caso l'acqua è priva di trasporti solidi poiché il materiale in sospensione si deposita sul fondo del serbatoio, dove l'acqua è in stato di quiete, e il materiale galleggiante resta nel serbatoio o viene eliminato dagli sfioratori di superficie.

Normalmente prima della galleria in pressione si costruisce un tratto di condotta metallica lungo la quale sono inserite due paratoie di chiusura in serie, i cui comandi sono riportati in alto mediante un pozzo che dal livello di presa sale a quello della superficie del serbatoio.

Per evitare la costruzione del pozzo, gli organi di chiusura della presa sono talvolta collocati alquanto più a valle del punto di presa vero e proprio, in modo da essere più facilmente accessibili, per la manovra a mano e per la manutenzione, dalla sponda della valle lungo la quale corre l'inizio della galleria in pressione.

Gli organi di chiusura delle prese in pressione non sono previsti per la parzializzazione perché questa è ottenuta agendo sul distributore delle macchine; devono però essere muniti di valvole di bypass per consentire il riempimento della galleria in pressione quando il serbatoio è pieno.

7.3. Opere di derivazione

Quando in un impianto idroelettrico si sono definite le posizioni della presa, della restituzione e quindi della centrale elettrica, l'adduzione della portata derivata deve avvenire lungo un percorso prefissato fino ad una località sovrastante la centrale, dove si concentra la massima parte del salto ed ha inizio la condotta forzata. L'adduzione lungo questo percorso potrà essere realizzata per mezzo di un canale a pelo libero o di una galleria in pressione.

7.3.1. Canali a pelo libero

Il *canale a pelo libero* presenta, a pari sezione liquida, un contorno bagnato minore e quindi minori perdite di carico. Inoltre, date le modeste pressioni in gioco, il costo unitario dell'opera risulta più contenuto. Il canale deve però avere una pendenza costante e ciò implica talora l'adozione di costosi provvedimenti in corrispondenza di depressioni del terreno (ponti-canali, sifoni); oltre a ciò, come già ricordato, i canali a pelo libero non possono seguire con sufficiente prontezza le variazioni di portata conseguenti alle variazioni di carico della centrale.

Nota la portata massima Q da trasportare, la determinazione della sezione si effettua utilizzando la formula di Chèzy:

$$v = \chi \sqrt{R \cdot i}$$

ovvero:

$$Q = \chi \cdot S \sqrt{R \cdot i}$$

dove v è la velocità dell'acqua nel canale, R il raggio medio della sezione (pari al rapporto S/B fra la sezione liquida e il contorno bagnato), i la pendenza del fondo (uguale alla pendenza piezometrica), χ il coefficiente di attrito⁸.

La scelta della pendenza motrice i del canale è un problema di carattere economico; a pari portata trasportabile Q si potrà aumentare la pendenza diminuendo la sezione, ottenendo così un canale di minor costo ma riducendo il salto utile per l'utilizzazione, e viceversa.

Potrebbe essere impostato un problema di massimo tornaconto economico, rendendo minima la somma degli oneri annui che tengono conto degli interessi ed ammortamenti sul costo del canale e dell'energia perduta in conseguenza delle perdite di carico. In pratica nei canali in calcestruzzo con l'adozione delle velocità medie comprese tra 1,5 e 3 m/s, cui corrisponde una pendenza compresa tra 0,20 e 1 metro per km di lunghezza, ci si discosta poco dalla soluzione che rappresenta l'ottimo economico.

Per i canali derivatori all'aperto, sia in scavo che in rilevato, si adotta di regola la forma trapezia. L'inclinazione delle sponde è in relazione con la natura del terreno attraversato e con il materiale impiegato nella costruzione: in roccia il canale potrebbe avere le pareti verticali, mentre in terreni compatti la pendenza delle sponde si tiene intorno ai 45°. Il rivestimento delle pareti e del fondo si esegue in genere in calcestruzzo o in muratura con intonaco liscio e comporta una vantaggiosa riduzione della scabrezza con aumento della velocità ammissibile, a pari perdite di carico, assicurando nel contempo una migliore tenuta e conservazione delle sponde.

⁸ Secondo la formula di Gaukler- Strickler il coefficiente d'attrito vale $\chi = k \cdot R^{\frac{1}{6}}$, con $k = 60 \div 80$ per muratura o calcestruzzo.

Ove il rivestimento non abbia funzione di sostegno delle sponde, bastano generalmente spessori di calcestruzzo di 10÷25 cm, crescenti dalle sommità al piede, mentre quando il rivestimento ha anche funzione di sostegno dovrà essere eseguito un calcolo di dimensionamento mettendo in conto la spinta della terra.

Per canali fuori terra, pensili o appoggiati al terreno, sono preferibili le strutture in cemento armato a sezione rettangolare o circolare.

Quando il tracciato di un canale derivatore all'aperto in zona montagnosa richiede numerose curve e opere d'arte, o attraversa terreni poco consistenti, può risultare conveniente costruire un canale in galleria, il cui costo in condizioni normali è assai più elevato.

In rocce resistenti, la forma della sezione è con fondo piano o ad arco rovescio, pareti poco inclinate (5÷10%) sulla verticale e calotta a sesto pieno o ribassato; l'eventuale rivestimento si esegue sulla sola sezione bagnata a semplice scopo di tenuta e riduzione della scabrezza.

In rocce degradate o spingenti si adotta una sezione circolare o policentrica molto prossima alla circolare, con rivestimento resistente completo. In ogni caso la sezione minima per consentire un agevole scavo è di circa 4 m².

7.3.2. Vasca di carico

La *vasca di carico* è situata al termine del canale derivatore: serve a ripartire la portata fra le condotte forzate e ad attenuare le oscillazioni di livello conseguenti alle variazioni della portata richiesta dalle turbine; se ha capacità adeguata, consente anche la regolazione giornaliera. Si ottiene prevedendo maggiore larghezza e profondità al canale o sbarrando una depressione naturale.

Gli imbocchi delle condotte forzate sono muniti di griglie ed eventualmente anche di organi di chiusura (paratoie); vanno disposti a profondità sufficiente per evitare entrate d'aria in condotta, anche in caso di brusco distacco di carico delle turbine.

La vasca di carico deve essere munita di uno scarico di fondo, per lo svuotamento e la pulizia, e di uno scarico di superficie (sfioratore, sifoni autolivellatori o paratoie automatiche) per lo smaltimento della portata esuberante in caso di diminuzione o arresto dell'erogazione di acqua alle condotte forzate; le dimensioni dello scarico superficiale sono da stabilirsi in relazione con la portata massima del canale, con il franco di esso, nonché con la massima altezza d'onda prevedibile in caso di brusco arresto delle turbine conseguente a distacco improvviso del carico.

7.3.3. Gallerie in pressione

Le *gallerie in pressione* presentano perdite di carico che si calcolano come per le condotte forzate. La portata e quindi la velocità dell'acqua in galleria sono del tutto indipendenti dalla pendenza, ma dipendono esclusivamente dal carico idraulico e dall'apertura della turbina. Alla galleria si assegna comunque una debole pendenza verso valle (qualche metro per chilometro).

Le gallerie in pressione rappresentano la migliore soluzione per la derivazione dai serbatoi perché, a differenza dei canali a pelo libero, permettono di non perdere il salto corrispondente al dislivello tra massimo e minimo invaso. Il carico idraulico agente è variabile con l'invaso del serbatoio e può variare da un valore minimo di una decina di metri ad oltre un centinaio.

La sezione della galleria è di norma circolare, salvo casi di grandi sezioni e pressioni molto basse, per le quali si adotta la sezione policentrica. Il rivestimento è di regola necessario e può essere omesso eccezionalmente, per carichi inferiori a 10÷15 m, in roccia sana, resistente e impermeabile.

Il tipo e lo spessore del rivestimento vanno stabiliti caso per caso in relazione alla pressione dell'acqua, alla natura della roccia, ed eventualmente alla necessità di difenderla dall'azione

dell'acqua; utili elementi possono essere forniti da prove preliminari di pressione e di tenuta su tronchi della galleria scavata.

In rocce permeabili e non molto resistenti è di norma necessario uno spessore di calcestruzzo non inferiore a 20÷45 cm con sovrapposto un intonaco a mano o in gunite di 2÷5 cm. Nel caso di pressioni molto elevate si ricorre a un doppio rivestimento, costituito da un anello esterno di calcestruzzo semplice e da uno interno in cemento armato commisurato alla massima pressione interna.

Il tipo del rivestimento esterno va adattato, tronco per tronco, alla roccia attraversata e al carico e può essere opportunamente integrato con iniezioni radiali di cemento in pressione.

7.3.4. Vasca di oscillazione o pozzo piezometrico

La *vasca di oscillazione o pozzo piezometrico* è inserita tra la galleria in pressione e le condotte forzate: ha la doppia funzione di ridurre a limiti inavvertibili le sovrappressioni per colpo d'ariete in galleria e di consentire rapide variazioni di portata nelle condotte, in occasione di repentine variazioni di carico, sfruttando la massa d'acqua accumulata.

Ogni rapida variazione della portata di una condotta è accompagnata da una successione di brusche sovrappressioni e depressioni che si propagano con grande velocità (800÷1200 m/s) lungo la condotta stessa: è il cosiddetto colpo d'ariete. Tale fenomeno favorisce la surregolazione e le oscillazioni di velocità a danno della stabilità della regolazione e sottopone la condotta a sollecitazioni maggiori di quelle statiche.

Considerando una manovra di chiusura brusca del distributore di turbina, si ha che l'energia cinetica del liquido in moto si trasforma in energia di pressione ed in lavoro di deformazione delle pareti della condotta.

L'onda di pressione si propaga a monte lungo la condotta con la velocità:

$$a = \frac{w}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \cdot \frac{D}{s}}}$$

- w velocità di propagazione del suono nell'acqua (1420 m/s alla temperatura di 15°C)
- ε modulo di elasticità di volume o comprimibilità cubica dell'acqua ($2 \cdot 10^8$ kg/m²)
- E modulo di elasticità del materiale della condotta
- D diametro interno della tubazione
- s spessore della tubazione

Raggiunta la superficie libera della vasca di carico, l'onda si riflette cambiando segno e raggiunge di nuovo l'otturatore dopo un tempo pari a $T_c = \frac{2L}{a}$, essendo L la lunghezza della tubazione.

La sovrappressione è pari a $\Delta H = \frac{a \cdot v}{g}$, essendo v la velocità dell'acqua in condotta prima della perturbazione.

Se la chiusura è brusca ($T_c < \frac{2L}{a}$), la sovrappressione raggiunge il valore massimo. Questa sovrappressione si manifesta in corrispondenza della sezione di chiusura e per un tratto di condotta a monte di lunghezza $L = T_c \frac{a}{2}$, dopo di che decresce linearmente fino a zero in corrispondenza dell'imbocco della condotta.

Se la chiusura è lenta ($T_c > \frac{2L}{a}$) il sopraggiungere dell'onda di ritorno non permette di avere il massimo della pressione nemmeno in corrispondenza dell'organo di chiusura. In tale punto la sovrappressione è calcolabile con la formula di Allievi-Michaud:

$$\Delta H = \frac{2 \cdot L \cdot v}{g \cdot T_c}$$

mentre si può ammettere che in condotta la sovrappressione vari linearmente da tale valore fino a zero in corrispondenza dell'imbocco. L'impiego di scarichi sincroni ed il conseguente aumento di T_c permettono di contenere tale sovrappressione nei limiti del 15÷25% del salto.

Il pozzo piezometrico permette di ridurre la lunghezza da considerare ai fini del colpo d'ariete al solo valore relativo alla condotta forzata, riducendo il valore della sovrappressione.

Le dimensioni della vasca di oscillazione devono essere assunte in modo che, nell'eventualità più sfavorevole, l'escursione massima del livello risulti contenuta in limiti prefissati e quindi anche la variazione della pressione nell'interno della galleria si mantenga compresa fra i limiti corrispondenti.

Di norma si fa riferimento a due condizioni limite:

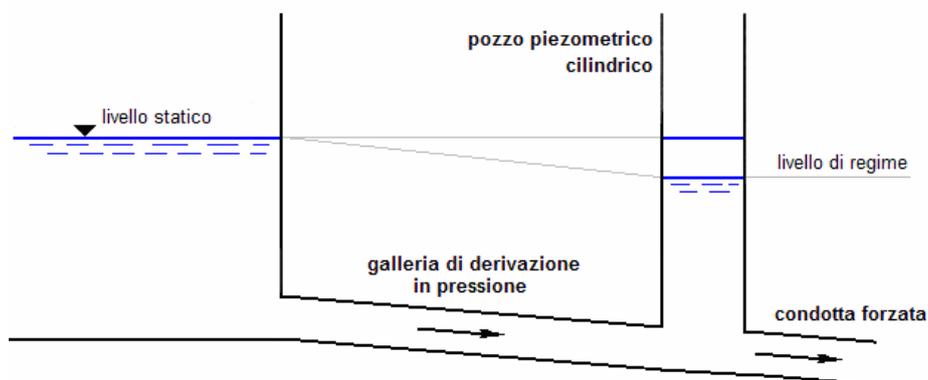
- distacco repentino dal massimo carico della centrale con il massimo livello nel serbatoio;
- presa repentina di carico (metà o pieno carico) con serbatoio al minimo livello.

Trascurando le perdite per attrito, il livello della superficie libera della vasca dopo una perturbazione si troverebbe a variare sinusoidalmente nel tempo con un periodo che dipende solo dalle caratteristiche geometriche del sistema vasca-galleria; il periodo aumenta, a pari caratteristiche della galleria, con l'aumentare della sezione orizzontale della vasca.

L'escursione massima del livello è proporzionale alla velocità in galleria e diminuisce all'aumentare della sezione orizzontale della vasca. L'aumento della sezione della vasca rallenta perciò le oscillazioni e ne riduce l'ampiezza. Le inevitabili perdite esercitano un'azione di smorzamento sulle oscillazioni.

Le forme costruttive tipiche sono:

- il *pozzo cilindrico*, adatto per gallerie di breve lunghezza, con modeste portate e con limitate escursioni di livello nel serbatoio.

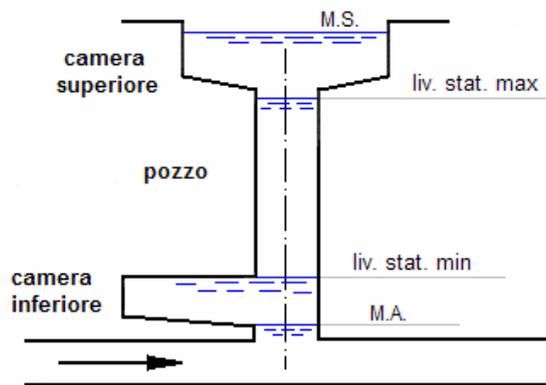


Per il pozzo cilindrico, essendo v_G la velocità in galleria, L e σ_G rispettivamente la lunghezza e la sezione della galleria, Σ la sezione del pozzo piezometrico, l'espressione della massima

sopraelevazione di livello per distacco totale istantaneo di carico è $h_{\max} = v_G \sqrt{\frac{L \cdot \sigma_G}{g \cdot \Sigma}}$ mentre

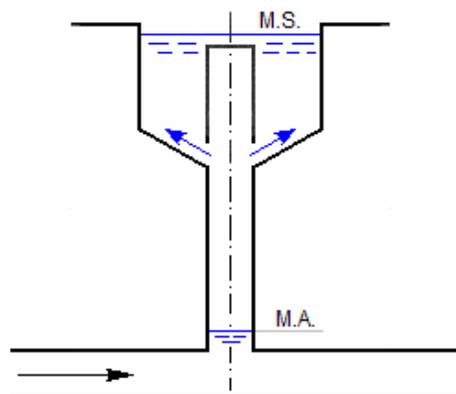
l'espressione del periodo delle oscillazioni è $T = 2\pi \sqrt{\frac{L \cdot \Sigma}{g \cdot \sigma_G}}$.

- il *pozzo a camere*, costituito da una camera superiore ed una inferiore collegate da un pozzo verticale: tale tipo è di impiego ormai generale per impianti con serbatoio ed è conveniente soprattutto in impianti che abbiano forti escursioni di livello alla presa.



Il fondo della camera superiore è più alto rispetto al massimo livello statico; il fondo di quella inferiore si trova di regola almeno un metro al di sopra della galleria di arrivo, con la condizione che la camera resti completamente al di sotto del minimo livello statico;

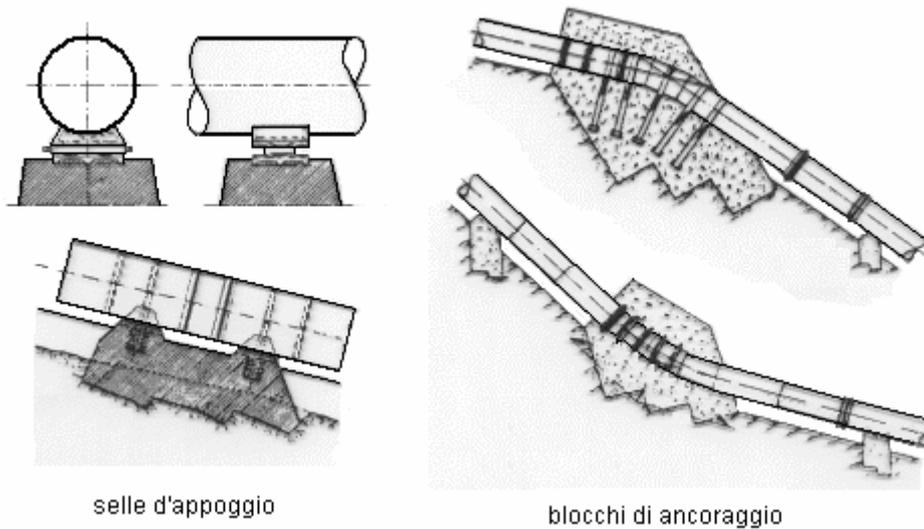
- la *vasca differenziale*, costituita da un pozzo verticale che ad un livello di poco superiore a quello di massimo invaso del serbatoio sfiora in una vasca di raccolta, dalla quale l'acqua ritorna nel pozzo durante il moto discendente attraverso apposite luci.



La vasca differenziale richiede, rispetto al tipo a camere, minor volume della camera superiore e, a parità di condizioni, riduce sensibilmente la durata e l'ampiezza delle oscillazioni; essa è particolarmente indicata per impianti a bassa e media caduta con forti portate e lunghe gallerie.

7.3.5. Condotte forzate

Le *condotte forzate* sono, nella grande maggioranza dei casi, metalliche; quelle in cemento armato possono essere adottate per pressioni massime di $5\div 7 \text{ kg/cm}^2$. Le tubazioni possono essere installate all'aperto, in galleria o incorporate nella roccia. La scelta dell'ubicazione delle condotte dipende dalla natura del terreno; il tracciato planimetrico è di norma rettilineo, per avere il minore sviluppo. Se la condotta è all'aperto, il profilo altimetrico segue l'andamento naturale del terreno: i tratti a pendenza costante (livelletle) sono sostenuti da appoggi e raccordati nei punti di cambiamento di direzione da vertici fissati al terreno con blocchi di ancoraggio in calcestruzzo.



Se la condotta è in galleria, il profilo può essere a pendenza costante e la tubazione ha allora la minima lunghezza, il che può compensare il maggior costo specifico dell'opera. In ogni caso la generatrice superiore della condotta deve trovarsi sempre al di sotto della linea dei carichi piezometrici onde evitare depressioni.

Le perdite di carico nelle condotte possono essere ricavate dalla formula di Gaukler-Strickler, analoga a quella vista per i canali a pelo libero:

$$v = k \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot I^{\frac{1}{2}} = k \cdot \left(\frac{D}{4}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot I^{\frac{1}{2}}$$

- v velocità in condotta
- k coefficiente di scabrezza
- R raggio medio della sezione, pari a $D/4$
- I perdita di carico unitaria

La velocità dell'acqua nella tubazione in corrispondenza della portata massima è in genere compresa fra 4 e 6 m/s. Tale velocità è circa doppia di quella ammessa per le gallerie di derivazione ($2\div 3 \text{ m/s}$); la sezione della condotta sarà perciò, a pari portata, circa la metà di quella della galleria. Ciò risponde a un criterio di massima economia: infatti le gallerie di derivazione possono essere di lunghezza rilevante ed è opportuno ridurre la perdita di carico specifica aumentando il diametro; d'altra parte le modeste pressioni che si hanno in galleria non richiedono sezioni resistenti

eccessive. Al contrario la condotta forzata è di breve lunghezza ma è sottoposta a pressioni rilevanti, per cui è conveniente diminuire il diametro della tubazione ammettendo perdite di carico unitarie di valore più elevato.

Lo spessore da assegnare alla tubazione è dato in prima approssimazione dalla formula di Mariotte:

$$s = \frac{p \cdot D}{2\sigma}$$

dove p è la pressione media interna nel punto considerato della condotta, maggiorato convenientemente per tenere conto dell'effetto del colpo d'ariete, D il diametro della condotta in quel punto, σ il carico di sicurezza a trazione del materiale (pari a circa $\frac{1}{4}$ del carico di rottura).

Lo spessore della tubazione risulta quindi crescente dall'imbocco fino alla centrale: si costruiscono tronchi di spessore costante, tenendo una differenza di spessore minima di 1 mm fra due tronchi successivi.

La scelta del numero e del diametro delle tubazioni è un problema di carattere tecnico-economico.

A parità di portata e di perdita di carico una tubazione sola costa notevolmente meno di più tubazioni, per cui oggi si tende all'installazione del minor numero di tubazioni compatibile con le esigenze dell'impianto.

La scelta del diametro può essere operata facendo ricorso ad un criterio di massimo tornaconto economico, confrontando gli oneri annui sostenuti per la costruzione della condotta (costo per quota di interesse ed ammortamento) con gli oneri dovuti alle perdite annue di energia conseguenti alle perdite di carico in condotta.

Questi ultimi sono esprimibili da:

$$O_1 = 9,81 \cdot e \cdot \gamma \cdot \int_T q(t) \cdot J(t) \cdot dt$$

e	costo unitario dell'energia elettrica in centrale
γ	peso specifico dell'acqua
$q(t)$	portata utilizzata nell'anno (variabile nel tempo)
$J(t)$	perdite di carico (variabili con la portata e quindi con il tempo)

Gli oneri per la costruzione della condotta sono esprimibili da:

$$O_2 = (i + a) \cdot C$$

$i+a$	quota di interessi ed ammortamento in valore relativo
C	costo totale dell'opera

Sommando gli oneri O_1 e O_2 e derivando l'espressione rispetto alla variabile D (diametro condotta), si ottiene la condizione di minimi oneri e massimo tornaconto se la derivata seconda è positiva in corrispondenza del valore di D che annulla la derivata prima.

Il problema non è facilmente risolvibile per via analitica, se non adottando schematizzazioni e semplificazioni.

Si cercherà perciò la soluzione nelle seguenti ipotesi:

- il diagramma di carico della centrale comporta l'utilizzazione di una portata costante Q per N ore all'anno;
- la condotta viene costruita a diametro costante, con spessore variabile con legge continua secondo la formula di Mariotte;
- il costo della condotta è esprimibile in funzione del peso della tubazione, adottando un coefficiente di maggiorazione α per tener conto degli accessori.

Esprimendo allora le perdite di carico con la formula di Gaukler, si ottiene:

$$J = \frac{102}{\pi^2 k^2} \cdot L \cdot Q^2 \cdot D^{\frac{16}{3}}$$

e quindi l'espressione di O_1 diviene:

$$O_1 = 9,81 \cdot \frac{102}{\pi^2 k^2} \cdot e \cdot \gamma \cdot L \cdot N \cdot Q^3 \cdot D^{\frac{16}{3}}$$

Il costo della condotta è dato da:

$$C = \alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot \int_0^L \pi \cdot D \cdot s \cdot dl$$

Essendo $s = \frac{p \cdot D}{2\sigma}$ e supposto p variabile linearmente da un valore massimo p_{\max} all'estremità inferiore (punto L) e un valore minimo p_{\min} all'imbocco (punto 0), si ha:

$$C = \alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{2\sigma} \cdot \int_0^L p \cdot dl = \alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{2\sigma} \cdot \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2} \cdot L$$

- γ_{fe} peso specifico dell'acciaio costituente la condotta
- α coefficiente di maggiorazione che tiene conto degli accessori [$\alpha \cong 1,3$]
- c costo unitario della condotta [€/kg]
- σ carico di sicurezza del materiale
- p_m pressione media in condotta [$p_m = \frac{1}{2}(p_{\max} + p_{\min})$]
- L lunghezza della condotta

L'onere annuo O_2 risulta:

$$O_2 = (i + a) \cdot \alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot \frac{\pi \cdot L \cdot p_m}{2\sigma} \cdot D^2$$

Sommando ed eguagliando a zero la derivata rispetto a D si ottiene:

$$\frac{d}{dD}(O_1 + O_2) = -\frac{16}{3} \cdot \frac{10^3}{\pi^2 k^2} \cdot e \cdot L \cdot N \cdot Q^3 \cdot D^{\frac{19}{3}} + 2 \cdot (i + a) \cdot \alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot \frac{\pi \cdot L \cdot p_m}{2\sigma} \cdot D = 0$$

$$D^{\frac{22}{3}} = \frac{16}{3} \cdot \frac{10^3}{\pi^2 k^2} \cdot e \cdot L \cdot N \cdot Q^3 \cdot \sigma \cdot \frac{1}{(i + a) \cdot \alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot \pi \cdot L \cdot p_m}$$

$$D = \left(0,172 \cdot 10^3 \cdot \frac{e \cdot N \cdot Q^3 \cdot \sigma}{\alpha \cdot c \cdot \gamma_{fe} \cdot k^2 \cdot p_m} \right)^{\frac{3}{22}}$$

dove Q è espresso in m^3/s , N in ore, e in €/kWh, p_m e σ in kg/mm^2 , c in €/kg, γ_{fe} in kg/m^3 , D in metri.

Il diametro di massimo tornaconto risultante è dunque indipendente dalla lunghezza della condotta e cresce al crescere del costo dell'energia, dell'utilizzazione dell'impianto e ovviamente della portata, mentre diminuisce al crescere della pressione e del costo unitario del materiale della condotta.

Il diametro della tubazione può essere tenuto costante ovvero decrescente all'aumentare del carico idraulico: la seconda soluzione è preferibile negli impianti con notevole salto in quanto meno costosa. La riduzione del diametro D nei punti dove p è maggiore permette, a pari perdite di carico, di contenere il valore dello spessore e quindi di ottenere una tubazione più economica. Lo spessore minimo da assegnare alla tubazione metallica per esigenze di fabbricazione e trasporto è di 5÷6 mm per tubi chiodati e di 6÷7 mm per tubi saldati. Lo spessore massimo è dell'ordine di 70 mm per i tubi saldati. Se fosse necessario uno spessore superiore si può ricorrere ai cosiddetti tubi blindati, costituiti da una normale tubazione sulla quale vengono applicati degli anelli di acciaio ad alta resistenza. Questi anelli, se di diametro leggermente inferiore alla tubazione, vengono scaldati e applicati a caldo; poi, durante il loro raffreddamento, inducono una precompressione sul tubo. Se invece sono di diametro superiore alla tubazione, dopo averli inseriti sul tubo si applica una sovrappressione interna alla tubazione tale da provocare una deformazione permanente del tubo contro gli anelli.

All'inizio della condotta, in corrispondenza di ogni eventuale derivazione e all'ingresso delle turbine sono disposti gli *organi di chiusura*; a valle di questi ultimi sono previsti dispositivi rompivuoto, che proteggono la condotta contro le depressioni conseguenti ad uno svuotamento o al colpo d'ariete.

Altri accessori molto importanti sono i *giunti di dilatazione*, di norma a valle di ogni ancoraggio, che permettono la libera dilatazione della condotta in seguito a variazioni di temperatura, ed i *passi d'uomo*, che servono per poter accedere all'interno della condotta per ispezione e manutenzione.

La conservazione delle superfici interne ed esterne è affidata ad apposite vernici (di tipo bituminoso ed applicate a caldo per l'interno; di tipo bituminoso, antiruggine o sintetico per l'esterno).

Il collegamento delle tubazioni forzate alle singole turbine della centrale si esegue mediante un sistema collettore-distributore. Nel caso di impianti con salto piccolo o medio, grandi portate e unità di grande potenza, conviene alimentare ogni macchina con una propria tubazione. La disposizione del sistema collettore-distributore deve essere studiata caso per caso, in rapporto alle specifiche condizioni locali. Le diramazioni alle turbine devono essere deviate di circa 60° rispetto all'asse della condotta, con sviluppo sufficiente perché le deformazioni del sistema siano poco risentite dagli organi di collegamento con le macchine.

7.3.6. Organi di chiusura e di regolazione

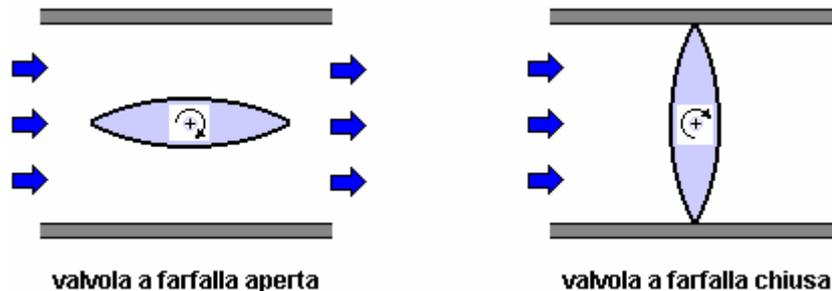
Sono *organi di semplice chiusura* quelli atti al funzionamento on-off, ossia in posizione di completa apertura o completa chiusura.

Sono *organi di regolazione* quelli atti a funzionare anche solo parzialmente aperti.

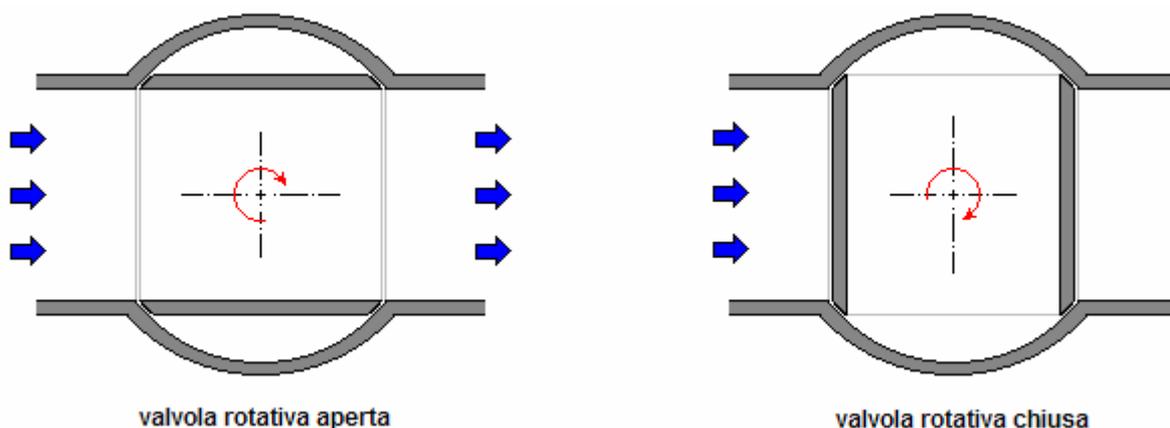
Per prese, canali a pelo libero e scarichi superficiali si impiegano paratoie di diversi tipi sia per la chiusura semplice sia per la regolazione.

Per la chiusura delle tubazioni in pressione si impiegano:

- valvole a saracinesca, che sono indicate per chiusura di condotte in pressione, con carichi sino a 1000 m e oltre. Esse non sono adatte ad essere manovrate con squilibrio di pressione tra monte e valle e sono perciò dotate di bypass, sono costose e di notevole ingombro e pertanto sono adatte per condotte di piccolo diametro.
- valvole a farfalla, che sono indicate in impianti con salti fino a 150 m e tubazioni di diametro fino a 7 m. Sono costituite da una lente circolare, munita di guarnizioni di tenuta, che può essere ruotata, tramite servomotore, attorno ad un perno girevole ad asse perpendicolare alla tubazione in cui la valvola è inserita.

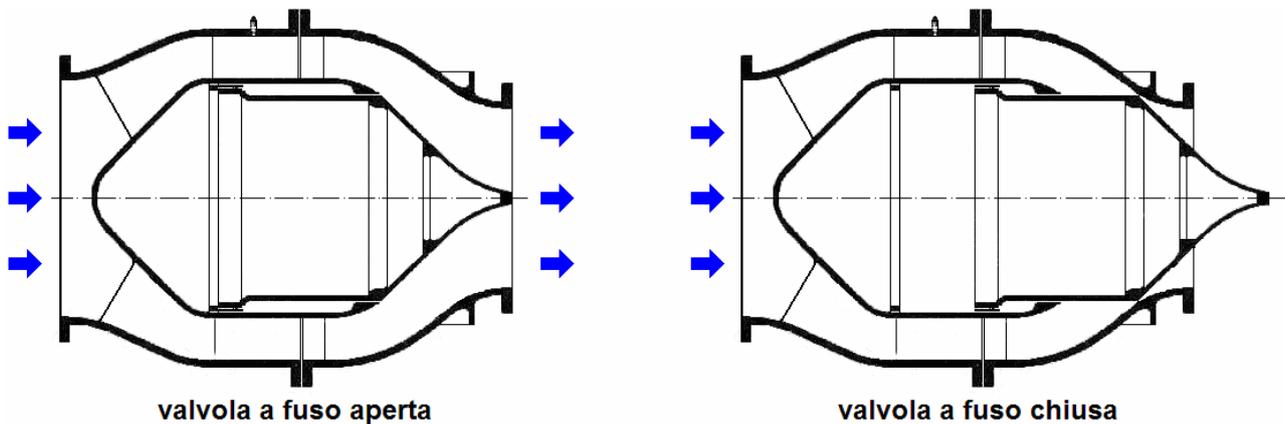


- valvole cilindro-sferiche o rotative, che sono indicate solo per condotte in pressione con salti fino a 1500. Raggiungono diametri fino a 4 m e sono costituite da un corpo sferico all'interno del quale si muove un otturatore rotante tramite servomotore. L'otturatore è un tronco di tubo montato su due perni, che in posizione di apertura elimina ogni ostacolo e stabilisce una perfetta continuità nel condotto, mentre in chiusura è ruotato di 90° e presenta alla sede, contro cui viene spinto, un piatto di tenuta.



- valvole a fuso, costituite da un corpo-valvola che ha la forma di un fuso, immerso nel fluido e dotato di un otturatore a stantuffo comandato idraulicamente in pressione. In chiusura il fuso viene spinto contro la sede, attuando la tenuta della valvola.

Le valvole a fuso sono ottime sia per la chiusura che per la regolazione di condotte di presa o di scarico da serbatoi e di condotte in pressione sotto alti carichi, sino a 1200 m.



I sistemi di manovra più comunemente usati per gli organi di chiusura sono:

- a) a mano, mediante manovelle o rotismi: la manovra è lenta e pertanto è indicata solo per piccoli sforzi, o come riserva;
- b) a motore elettrico: il comando può essere diretto, a distanza, o anche automatico. Questo sistema è indicato specialmente per paratoie e saracinesche;
- c) idrodinamico: può essere realizzato mediante servomotore idrodinamico azionato da olio in pressione o dall'acqua in pressione della condotta, oppure mediante azione diretta dell'acqua sull'otturatore.

Il primo metodo è particolarmente indicato per paratoie piane, saracinesche, valvole a farfalla, valvole cilindro-sferiche.

Il secondo metodo è normalmente impiegato per valvole a fuso.

Il comando può essere diretto, a distanza o automatico, ed agisce su apposite valvole che permettono la messa in pressione dei circuiti di comando.

E' buona norma prevedere, per ogni organo di chiusura o di regolazione, almeno due sistemi di manovra indipendenti fra loro con più dispositivi di comando.

7.4. Opere di restituzione

Le opere di restituzione hanno la funzione di restituire nell'alveo naturale la portata derivata dall'impianto ed utilizzata per la produzione di energia.

In generale sono costituite da un canale a pelo libero, dimensionato in modo da permettere lo scarico delle acque nel corso d'acqua anche quando quest'ultimo è in piena.

La sezione deve essere abbondantemente dimensionata in modo da non superare la velocità di $1 \div 1,5$ m/s.

Il manufatto di sbocco nel corso d'acqua dovrà essere costituito in modo da raccordarsi gradualmente all'alveo naturale al fine di evitare erosioni.

Per lunghi canali di restituzione in galleria, quali si hanno talora nelle centrali in caverna, e nei casi in cui si adotta per l'opera di scarico una tubazione in pressione, è necessario prevedere a valle degli scarichi delle turbine una vasca di espansione, atta ad attenuare le oscillazioni di livello conseguenti a brusche variazioni di portata.

Nel caso di impianti con portata rapidamente variabile, per evitare perturbazioni e danni nel corso d'acqua naturale, viene inserito allo scarico un piccolo lago artificiale, detto bacino di compenso, che con la sua capacità è in grado di regolare la portata a valle.

8. Centrali idroelettriche

8.1. Scelta dell'ubicazione della centrale

Per le centrali idroelettriche il problema si pone in forma molto limitata, una volta effettuata la scelta delle modalità di utilizzazione del corso d'acqua e dello schema dell'impianto idroelettrico. La posizione resta praticamente fissata nel caso di impianti direttamente connessi a dighe di ritenuta e di impianti fluviali senza canale derivatore. Invece nel caso di impianti con condotte forzate, una volta stabilite le quote di presa e di restituzione, l'ubicazione dell'edificio contenente il macchinario idraulico ed elettrico deve essere tale da rendere minima la lunghezza complessiva delle opere di adduzione e di restituzione: occorre in questo caso tenere presente che aumentare la lunghezza delle opere di scarico a pelo libero riducendo galleria e condotta forzata, se da un lato riduce il costo globale dell'impianto, dall'altro sottrae costantemente al salto le perdite di carico del canale di scarico anche a carichi ridotti, poiché la pendenza motrice del canale deve essere dimensionata per la portata massima.

8.1.1. Centrali all'esterno

Nelle centrali all'esterno il macchinario idraulico ed elettrico, le apparecchiature e i servizi sono ubicati in un apposito fabbricato in cemento armato e muratura situato all'aperto.

Questa soluzione è d'obbligo per gli impianti fluviali, mentre negli impianti ad alta caduta, ubicati in zone montane, si pone sovente al progettista la scelta fra il tipo all'esterno e quello in caverna.

Allo scopo di ridurre il costo del fabbricato è stata talora adottata la soluzione con centrale all'aperto, costituita dalle opere di fondazione, da una copertura amovibile per i gruppi generatori e da una gru a portale per il montaggio e lo smontaggio delle macchine.

Negli impianti di tipo fluviale il costo della centrale vera e propria rappresenta il 40÷60% del costo totale; di conseguenza ogni provvedimento inteso a ridurre tale costo ha una notevole influenza sul costo totale dell'impianto. Sono stati a tale scopo introdotti i cosiddetti gruppi-bulbo, nei quali l'alternatore, racchiuso in un opportuno involucro stagno a profilo idrodinamico, è immerso nell'acqua all'interno della tubazione ed è direttamente accoppiato alla girante della turbina, del tipo a elica o Kaplan; ne deriva un minore ingombro del macchinario e quindi una riduzione delle dimensioni della centrale con conseguente sensibile diminuzione del costo.

Sul macchinario dei gruppi-bulbo si registra un'economia del 7÷15%, mentre nelle opere civili si può arrivare a riduzioni del 25÷35%. Sul complesso dell'impianto si arriva a riduzioni dell'ordine del 15÷20%. Per contro questi gruppi presentano una scarsa attitudine alla produzione di energia reattiva, per le piccole dimensioni del rotore e per le limitazioni nella corrente di eccitazione; inoltre la loro ridotta inerzia comporta problemi per quanto riguarda la regolazione di velocità.

8.1.2. Centrali in caverna

Per esse è necessaria la realizzazione, nell'interno dello scavo in roccia, di un fabbricato di caratteristiche funzionali simili a quelle delle centrali all'aperto. Dato il rilevante costo degli scavi, devono evidentemente essere adottati tutti gli accorgimenti atti a ridurre il volume di fabbricato necessario.

L'ubicazione della centrale deve tenere conto delle condizioni della roccia, della necessità di assicurare un efficiente drenaggio delle infiltrazioni d'acqua e dell'opportunità di ridurre la

lunghezza della galleria di accesso, che deve avere una sezione tale da consentire l'ingresso del macchinario.

Si dovrà inoltre tenere presente che il costo unitario dello scavo della galleria, nella quale dovrà essere ubicata la galleria forzata, è minimo per una pendenza di $45\div 60^\circ$ sulla orizzontale e che il montaggio della condotta sarà difficoltoso per pendenze assai elevate. Non mancano comunque alcuni esempi di impianti con condotta forzata verticale (in pozzo).

Costruttivamente la sezione della centrale sarà a pareti piane rivestite con volta in calcestruzzo ribassato (1/20 della luce) se la roccia è consistente; se la roccia è spingente sarà di tipo policentrico abbastanza vicino alla sezione circolare, al fine di realizzare la massima resistenza della struttura in calcestruzzo.

Nel vano così ricavato viene installato il macchinario idraulico ed elettrico con tutte le apparecchiature accessorie e viene predisposto il locale per il quadro di comando. I trasformatori elevatori possono essere installati all'esterno oppure in caverna: in quest'ultimo caso occorre scegliere se installarli nello stesso vano dei generatori o in una caverna separata ricavata sui fianchi della galleria di accesso. La seconda soluzione è preferita quando la roccia è abbastanza consistente da non rendere troppo costoso lo scavo e la sistemazione delle caverne. La scelta fra l'ubicazione dei trasformatori all'interno o all'esterno è anche in funzione della potenza dei generatori e quindi della necessità di trasportare per un certo tratto tale potenza alla tensione di generazione, con fortissime correnti in gioco e quindi perdite considerevoli. La capitalizzazione di tali perdite può compensare il maggior costo iniziale della soluzione in caverna.

Un problema importante nelle centrali in caverna è quello del condizionamento dell'ambiente: infatti il funzionamento dei gruppi produce calore che tende ad elevare la temperatura ambientale; inoltre deve essere evitato un eccesso di umidità, che potrebbe derivare dalle infiltrazioni d'acqua attraverso le murature di rivestimento. In pratica il problema è stato risolto con la costruzione di un vero e proprio edificio della centrale distanziato dalle pareti della caverna tramite un'intercapedine di $0,5\div 0,6$ m. La ventilazione è ottenuta facendo entrare l'aria fresca in sala macchine attraverso la galleria di accesso e scaricando l'aria calda nell'intercapedine, da cui esce all'esterno per mezzo di un opportuno cunicolo. La circolazione dell'aria è attivata per mezzo di ventilatori. Solo in casi particolari si ricorre ad un vero e proprio impianto di condizionamento, limitato alla sala quadri nella quale il personale addetto permane più a lungo.

Il confronto economico fra la soluzione in caverna e la soluzione all'esterno deve essere impostato considerando i seguenti elementi favorevoli alla soluzione in caverna:

- a) riduzione della lunghezza della condotta forzata con conseguente diminuzione del costo di installazione e delle perdite di carico e miglioramento della stabilità del sistema idraulico;
- b) maggiore durata della tubazione che, essendo in galleria, è protetta contro gli agenti atmosferici;
- c) minor costo delle fondazioni del macchinario, che si appoggiano alla roccia nella quale la caverna è scavata;
- d) minime alterazioni dell'ambiente dal punto di vista paesaggistico.

Per contro i seguenti elementi influiscono a sfavore della soluzione in caverna:

- a) maggior lunghezza del canale di scarico, con conseguente perdita di carico;
- b) maggior costo della centrale dovuto allo scavo e al rivestimento della caverna, solo in parte compensato dalla maggior semplicità dell'edificio vero e proprio;
- c) necessità di prevedere la galleria di accesso ed i cunicoli per i cavi di trasporto dell'energia;
- d) maggior costo dell'impianto di aerazione e di illuminazione;
- e) maggior consumo di energia per la ventilazione e l'illuminazione diurna.

Il confronto dovrebbe essere eseguito valutando economicamente tutti questi elementi caso per caso.

8.2. Macchinario idraulico

8.2.1. Tipi di turbine

Le turbine idrauliche sono essenzialmente costituite da un organo fisso, il distributore, e da uno mobile, la girante.

Il distributore ha tre compiti essenziali:

- 1) indirizza i filetti fluidi sulla girante con una direzione tale da ottenere i minimi urti;
- 2) variando la sezione delle luci di passaggio, e per le turbine a reazione anche la velocità di uscita dell'acqua, regola la portata utilizzata: è pertanto sul distributore che agiscono gli organi di regolazione;
- 3) provoca una trasformazione dell'energia di pressione, posseduta dalla corrente liquida, in energia cinetica.

Se la trasformazione è completa, la corrente liquida si trova a pressione atmosferica nel suo percorso nella girante e la turbina si dice ad azione.

Se la trasformazione dell'energia di pressione in energia cinetica non è completa, la pressione all'ingresso della girante conserva un certo valore superiore alla pressione atmosferica e la turbina si dice a reazione.

Non essendo il distributore un organo in moto, la corrente liquida lo percorre senza scambi di lavoro con l'esterno e di conseguenza ne esce con la stessa energia totale con cui era entrata, a parte le modeste perdite per attrito. Non essendovi inoltre una sensibile variazione dell'energia di posizione, si potrà scrivere (indicando con l'indice 1 i termini relativi al punto di uscita del distributore ed essendo H il salto utile netto al livello del distributore):

$$H = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}$$

Nelle turbine ad azione la pressione p_1 è la pressione atmosferica, assunta come pressione di riferimento.

Perciò risulta:

$$H = \frac{v_1^2}{2g}$$

$$v_1 = \sqrt{2gH}$$

Nelle turbine a reazione la pressione p_1 è maggiore della pressione atmosferica ed il valore del termine $\frac{p_1}{\gamma}$ rispetto al carico totale H prende il nome di grado di reazione ε :

$$\varepsilon = \frac{\frac{p_1}{\gamma}}{H} = \frac{H - \frac{v_1^2}{2g}}{H}$$

Nota il grado di reazione di una turbina, la velocità assoluta in uscita dal distributore è pertanto:

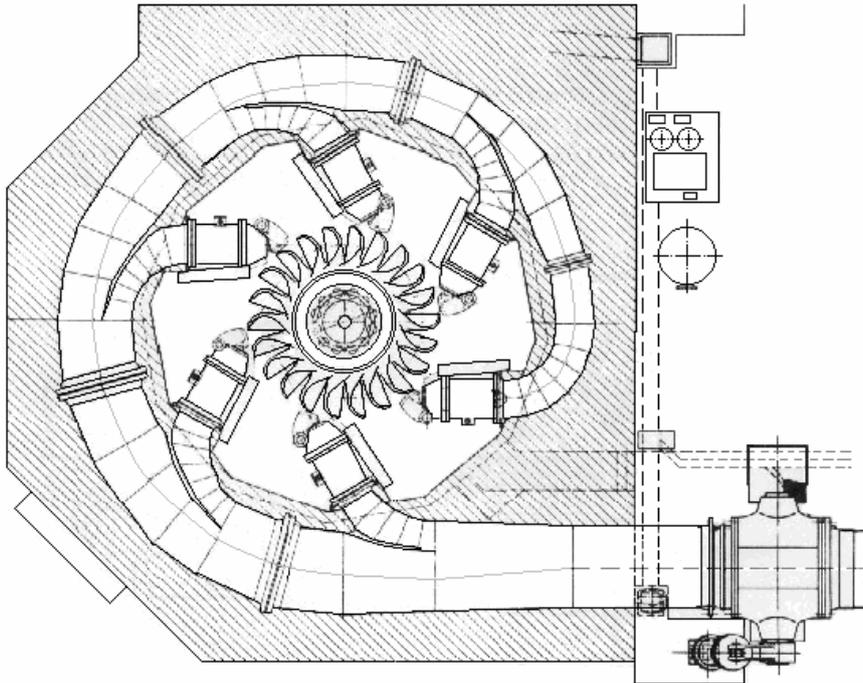
$$v_1 = \sqrt{2g(1 - \varepsilon)H}$$

8.2.1.1. Turbine ad azione

Nelle turbine ad azione si utilizza l'energia della vena fluida sotto forma di energia cinetica.

La girante è solo parzialmente riempita d'acqua, cosicché l'aria vi circola liberamente e la pressione sulla vena fluida è quella atmosferica: le turbine ad azione debbono pertanto essere poste al di sopra del livello di scarico.

La più importante turbina idraulica ad azione è la *turbina Pelton*, introdotta per la prima volta in California e brevettata nel 1880 dall'ingegnere Lester Allen Pelton.



Turbina Pelton a 6 getti

Il distributore consta di un tubo introduttore, che reca all'estremità un ugello nel quale la corrente viene accelerata fino a raggiungere la velocità $v_1 = \sqrt{2gH}$.

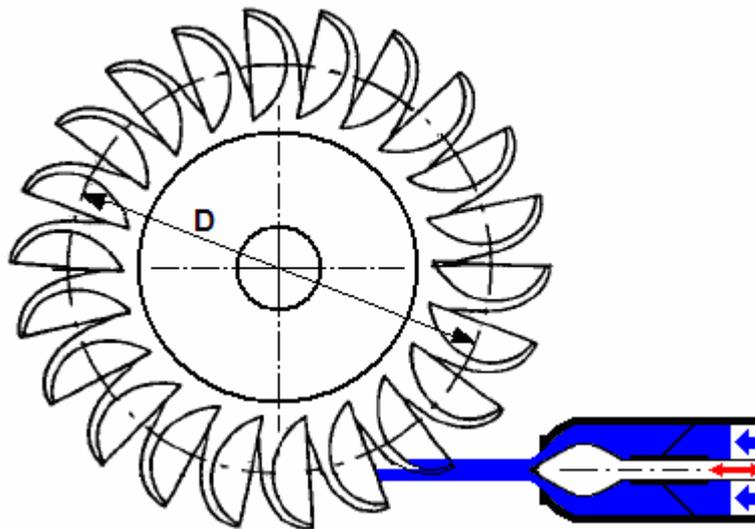
In pratica, a causa delle perdite per attrito, la velocità è leggermente inferiore ($v_1 \cong 0,98\sqrt{2gH}$).

Nell'interno del tubo introduttore si trova la spina (ago Doble), che spostandosi assialmente varia la sezione di uscita e quindi la portata, essendo la velocità v_1 praticamente costante.

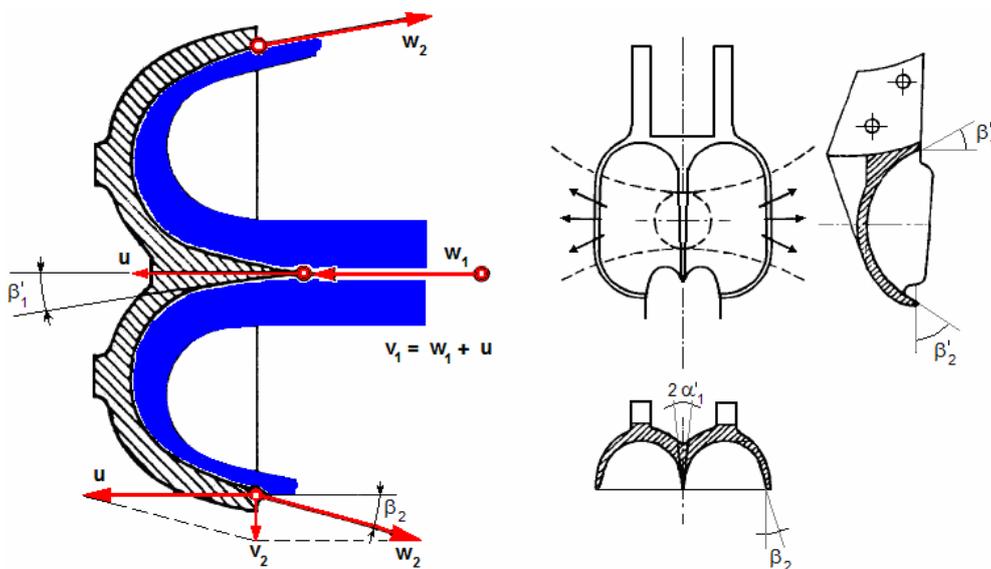
Il getto liquido esce dal bocchello con sezione a corona circolare che si trasforma subito in circolare piena, dando origine ad un getto stabile e compatto in quanto la presenza della spina centrale rallenta i filetti fluidi interni e li guida in modo opportuno.

La sezione subisce una contrazione rispetto a quella corrispondente al diametro del bocchello: all'incirca il diametro del bocchello, tenendo conto dell'ingombro dovuto alla spina, è pari a 1/0,8 il diametro minimo del getto.

Il getto investe tangenzialmente la girante, che è costituita da una ruota che porta alla periferia un certo numero di pale (20÷24) aventi la caratteristica forma a doppio cucchiaino. Le pale sono munite di uno spigolo centrale assai affilato, che taglia in due il getto ed è disposto all'incirca secondo i raggi della ruota.



Le due metà del getto percorrono i due cucchiai, abbandonando quindi la ruota sui lati della pala in direzione opposta a quella di entrata.



Detta u la velocità periferica della ruota in corrispondenza dell'asse del getto ed essendo n la velocità di rotazione (in giri/min), vale la relazione:

$$u = \omega \frac{D}{2} = 2\pi \frac{n}{60} \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi n D}{60}$$

La velocità relativa di entrata dell'acqua nella pala è $\vec{w}_1 = \vec{v}_1 - \vec{u}$.

Gli attriti nella girante riducono questa velocità al valore $w_2 \cong 0,97 \cdot w_1$ che si ha all'uscita delle pale.

La velocità assoluta all'uscita è $\vec{v}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$.

Il rendimento della turbina, trascurando in prima approssimazione le perdite meccaniche e per attrito dell'acqua nel bocchello e nelle pale, risulta:

$$\eta = \frac{\frac{1}{2g}(v_1^2 - v_2^2)}{\frac{1}{2g}v_1^2} = 1 - \frac{v_2^2}{v_1^2} = 1 - \frac{(v_1 - 2u)^2}{v_1^2} = 4 \left(\frac{u}{v_1} - \frac{u^2}{v_1^2} \right)$$

e ponendo $k_p = u/v$ (coefficiente di velocità periferica) si ha

$$\eta = 4k_p - 4k_p^2$$

Il rendimento presenta un massimo per $k_p=1/2$ (cioè per $v_2=0$), mentre è zero per $k_p=0$ (ruota bloccata) e $k_p=1$ (ruota in velocità di fuga).

Infatti l'energia cinetica del getto è interamente assorbita dalla ruota quando la velocità periferica è metà di quella dell'acqua all'uscita dell'ugello, cioè quando la velocità assoluta di uscita è nulla.

La velocità periferica di massimo rendimento, se si considerano le perdite per attrito, risulta:

$$u = w_2 = 0,97 \cdot w_1 = 0,97 \cdot (v_1 - u) = 0,97 \cdot (0,98\sqrt{2gH} - u)$$

$$u = 0,47 \cdot \sqrt{2gH}$$

In pratica lo spigolo d'uscita dalle pale presenta un piccolo angolo (circa 10°) che imprime all'acqua una modesta componente secondo l'asse della ruota, utile per un rapido allontanamento dell'acqua stessa.

Il diametro teorico di tangenza D si ricava, nota la velocità periferica u e la velocità di rotazione della turbina n :

$$D = \frac{60 u}{\pi n}$$

Il diametro del getto d si ricava dal valore della portata massima $Q = v_1 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$

$$d = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi v_1}}$$

Affinché la ruota Pelton realizzi buoni valori di rendimento, il rapporto D/d deve variare da circa 8 (per i salti minori) a circa 15÷20 (per i salti maggiori). La larghezza delle pale è pari a 3÷4 volte il diametro del getto. Il rendimento globale delle turbine Pelton, per gruppi di grande potenza, raggiunge e supera il 90%. La parzializzazione viene ottenuta avvicinando la spina al bocchello in modo da ridurre la sezione di uscita a pari velocità. I triangoli delle velocità pertanto non si modificano; le perdite per attrito idraulico variano, mentre le perdite meccaniche rimangono pressoché costanti essendo costante la velocità di rotazione.

La potenza idraulica assorbita dalla turbina $P_a = \gamma Q H$ è crescente linearmente con la portata, se si ammette H costante.

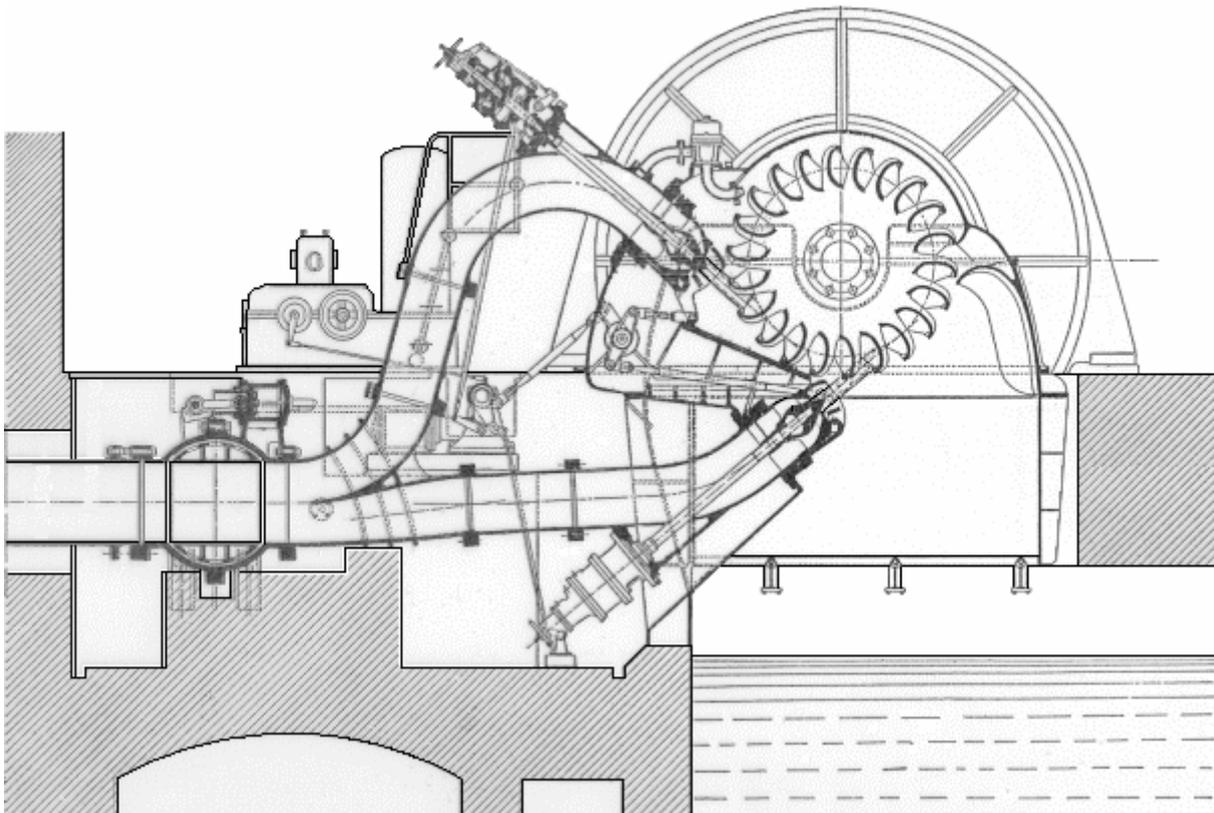
La curva del rendimento avrà pertanto le seguenti caratteristiche:

- rendimento pressoché costante ed elevato per portate comprese fra 3/10 e 10/10 di Q_{\max} ;
- caduta repentina del rendimento per bassi valori di portata (in conseguenza dell'aumento percentuale delle perdite meccaniche rispetto alla potenza resa);
- rendimento nullo per una portata prossima a zero (in conseguenza della necessità di vincere gli attriti meccanici e di ventilazione, anche a macchina scarica, per mantenerla ai giri).

Costruttivamente la turbina Pelton può essere realizzata con più getti agenti su una sola ruota, distanziati in modo tale da evitare ogni interazione reciproca fra loro.

L'installazione normale è ad asse orizzontale. I gruppi di notevole potenza sono realizzati con due ruote a sbalzo alle estremità dell'albero dell'alternatore.

Nel caso di gruppi con 4 getti (eccezionalmente 5 o 6) per ruota, la disposizione adottata è ad asse verticale; in tal caso è più facile lo smontaggio del rotore dell'alternatore, ma lo scarico della ruota non è simmetrico e l'ispezione e lo smontaggio della turbina sono più difficoltosi.

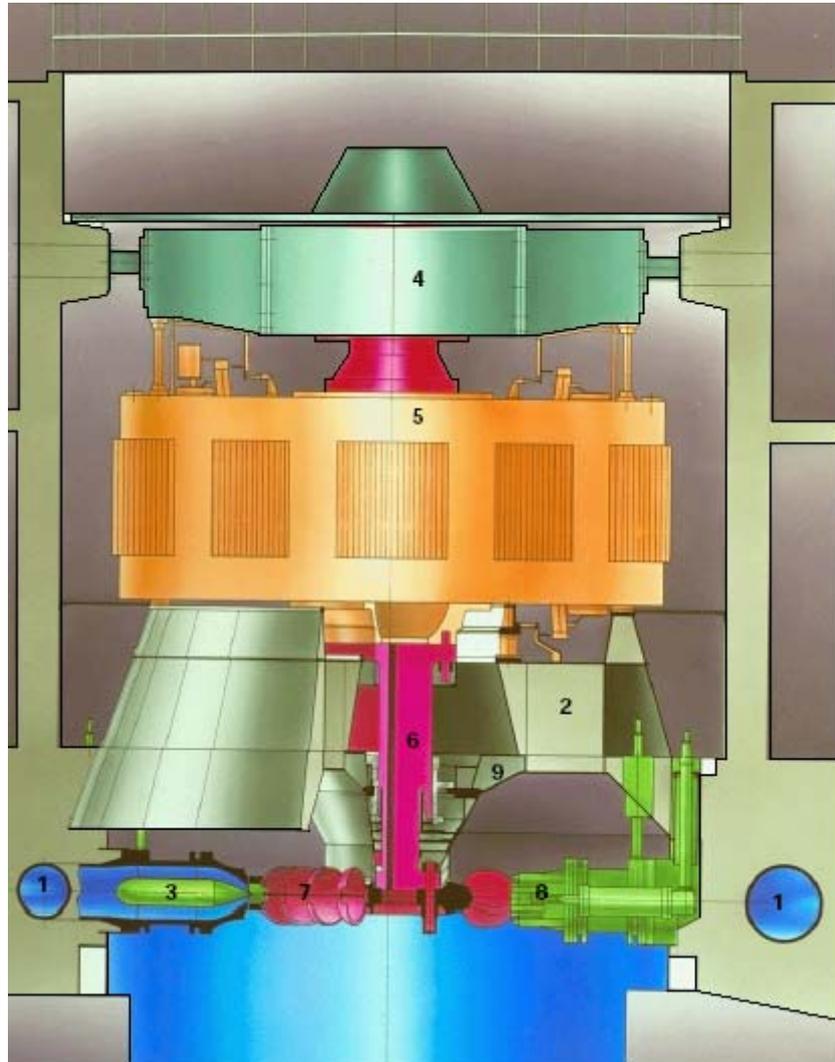


Turbina Pelton ad asse orizzontale con due getti

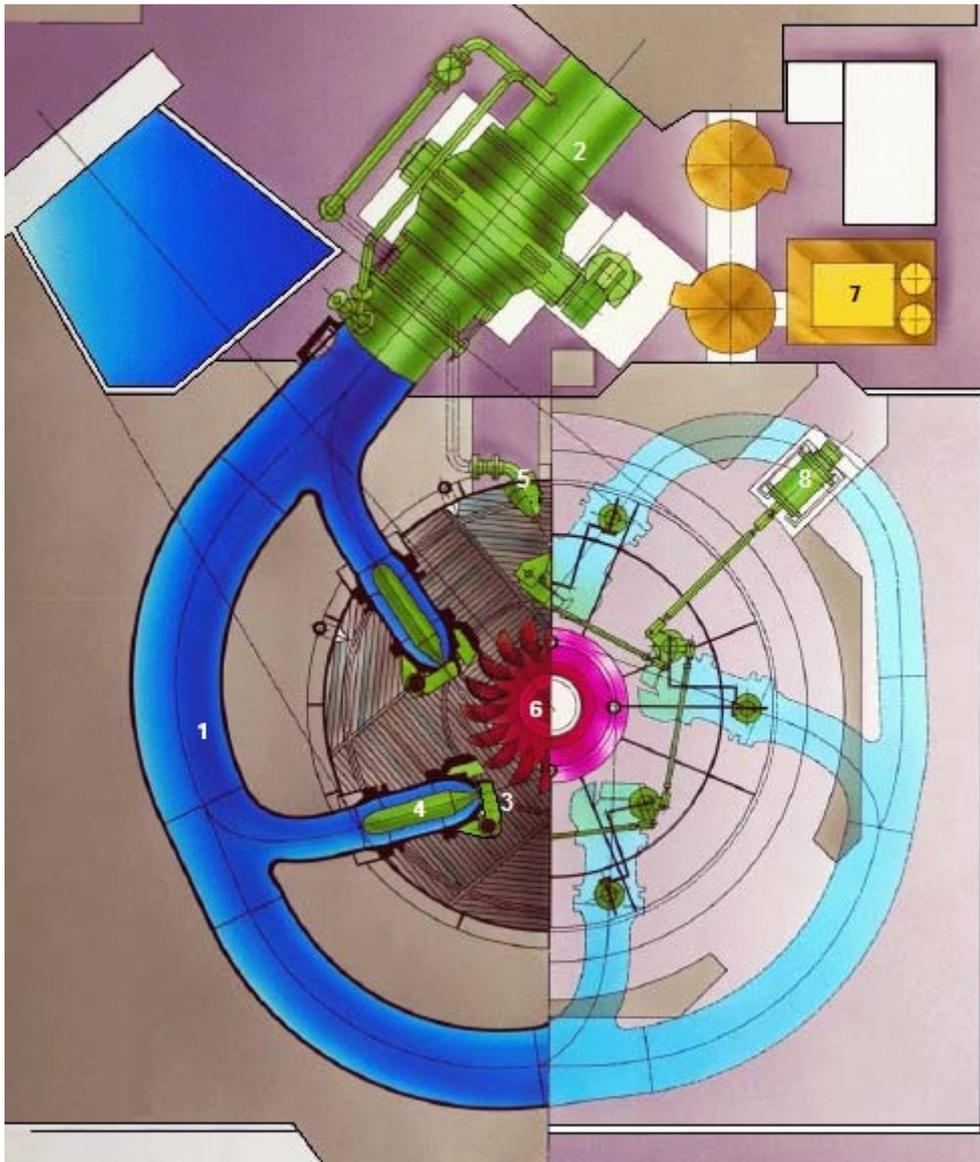
In entrambi i casi la ruota con la parte terminale degli introduttori è racchiusa in una cassa in fusione di ghisa o in lamiera d'acciaio saldata.

Ruota, spina e bocchello sono realizzati in acciaio inossidabile per aumentarne la durata agli effetti delle corrosioni.

La ruota deve essere installata in modo da avere una certa distanza (1,5÷3 m) fra la sua generatrice inferiore e il pelo libero dell'acqua nella fossa di raccolta sottostante: questo per evitare in modo assoluto che la ruota possa immergersi nell'acqua ed anche che venga colpita da spruzzi che ne ridurrebbero il rendimento. Questa altezza è completamente perduta agli effetti del salto, ma essendo la Pelton impiegata per salti notevoli (>300 m) l'influenza è percentualmente assai ridotta.

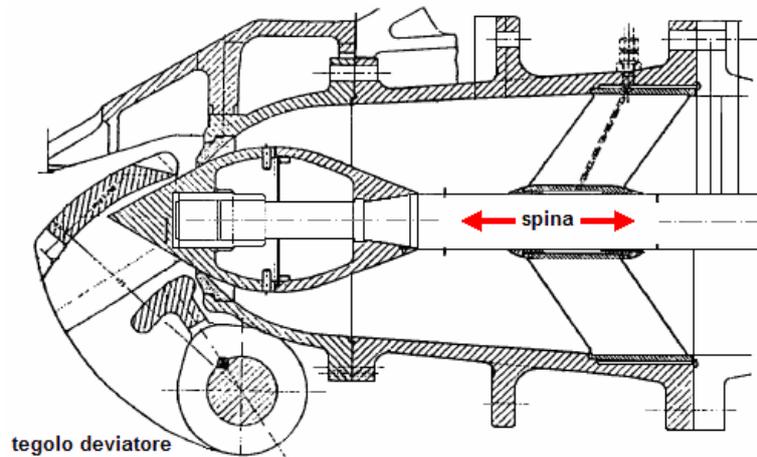


1. *Collettore-spirale*
2. *Supporto*
3. *Iniettore*
4. *Cuscinetto portante-reggispinta*
5. *Alternatore*
6. *Albero turbina*
7. *Girante Pelton*
8. *Deflettore*
9. *Cuscinetto turbina*

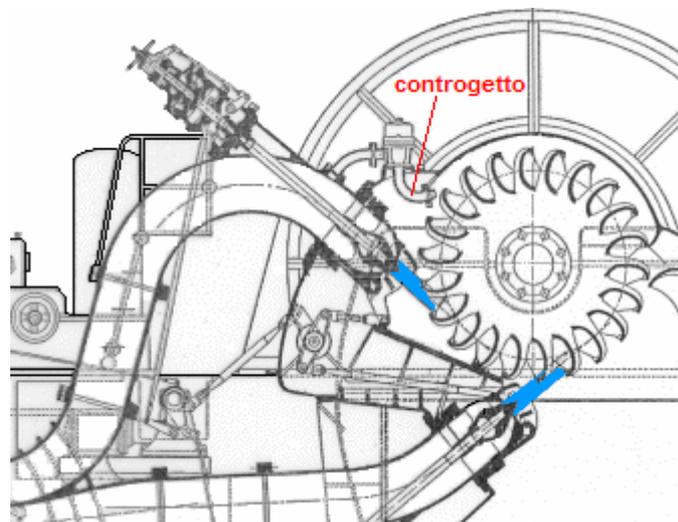


1. *Collettore-spirale*
2. *Valvola di intercettazione*
3. *Deflettore*
4. *Iniettore*
5. *Controgetto*
6. *Girante Pelton*
7. *Centralina di comando*
8. *Servomotore per il controllo dei tegoli deviatori*

Un importante accessorio della turbina Pelton è il tegolo deviatore, che permette di deviare rapidamente (in $0,5 \div 1$ s) il getto della ruota quando necessiti una chiusura brusca, mentre la chiusura della spina segue in 20÷60 secondi in modo da attenuare il colpo d'ariete in condotta.



Un altro accessorio previsto nelle grandi macchine è il controgetto. Esso consta di un bocchello costruito per una piccola portata, che agendo sul rovescio delle pale serve a frenare il gruppo in rallentamento a vuoto per inerzia: così si riesce ad arrestare il gruppo in pochi minuti anziché in un'ora e più.

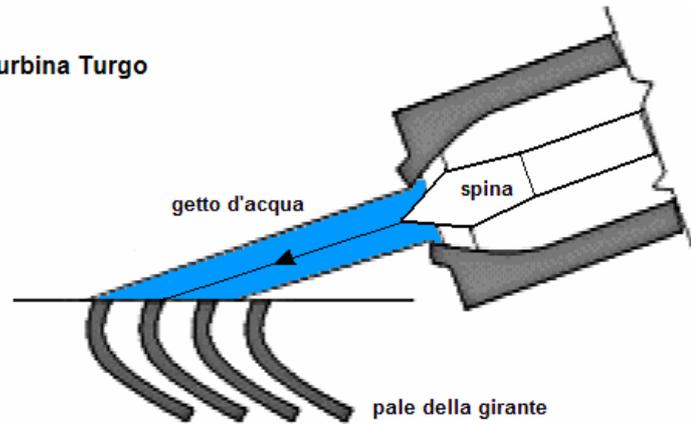


Altri tipi di turbine ad azione, meno diffuse delle turbine Pelton, sono le turbine Turgo e le turbine Crossflow.

La *turbina Turgo*, rispetto alla Pelton, presenta delle pale con forma e disposizioni diverse; inoltre il getto colpisce simultaneamente più pale.



Turbina Turgo

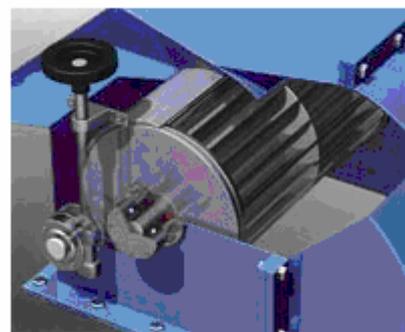
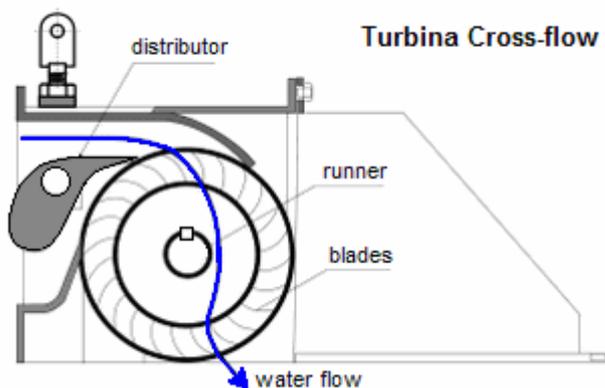


Il volume d'acqua che una Pelton può elaborare è limitato dal fatto che il flusso di ogni ugello possa interferire con quelli adiacenti, mentre la Turgo non presenta questo inconveniente. E' dunque possibile ridurre il diametro della girante: ne deriva, a pari velocità periferica, una maggior velocità angolare.

La *turbina Crossflow* è una macchina molto semplice e poco costosa; non necessita di particolare manutenzione ed è adatta ad impieghi per piccole potenze.

E' una turbina a flusso incrociato, la cui teoria fu sviluppata per la prima volta da Poncelet nel XIX secolo applicando la teoria euleriana delle turbine ad una ruota idraulica modificata.

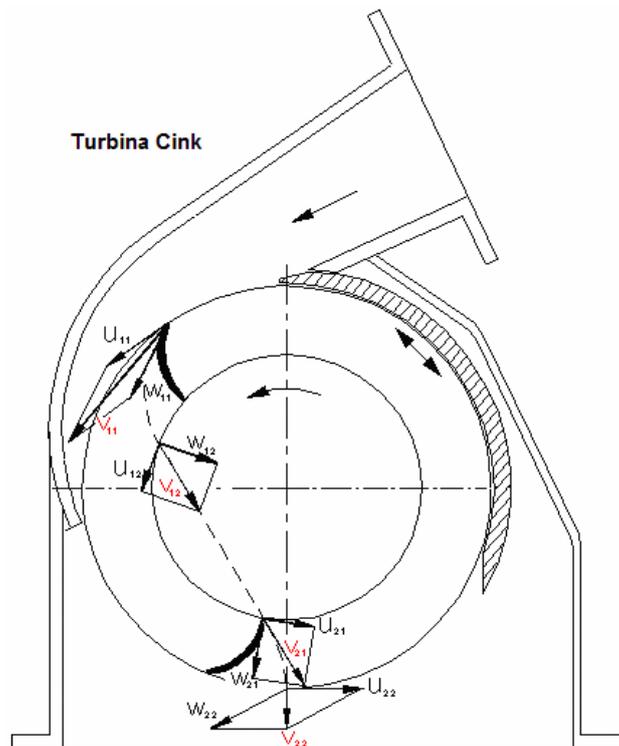
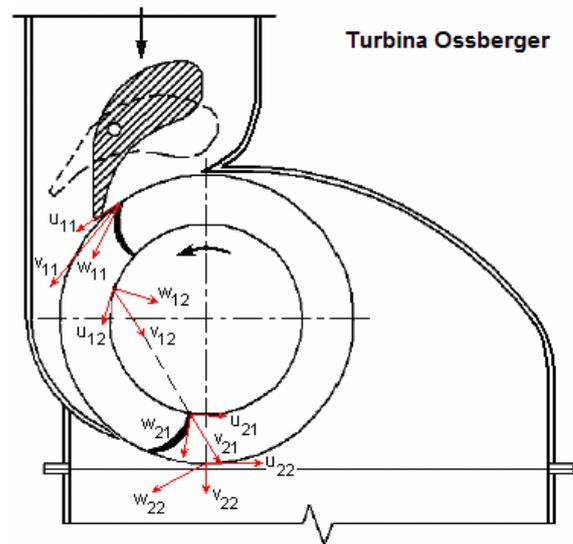
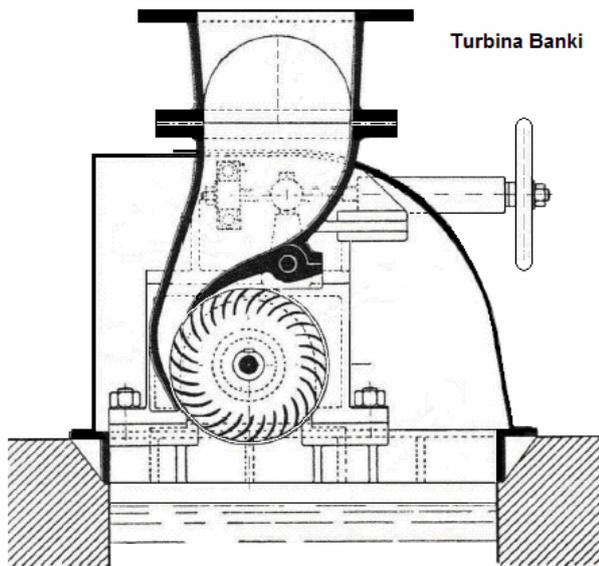
L'acqua giunge una prima volta a contatto con le pale della girante, attraversa il corpo della stessa e passa di nuovo tra le pale per poi allontanarsi definitivamente.



La prima realizzazione pratica di questo tipo di turbina si deve all'ingegnere australiano A. S. Michell che brevettò la sua macchina nel 1903. Ulteriori sviluppi al modello di Michell furono fatti dall'ingegnere ungherese D. Banki. Da allora la turbina è conosciuta come Banki-Michell.

La cooperazione fra Michell e un uomo d'affari bavarese, F. Ossberger, portò nel 1922 al brevetto di una turbina definita "free stream turbine".

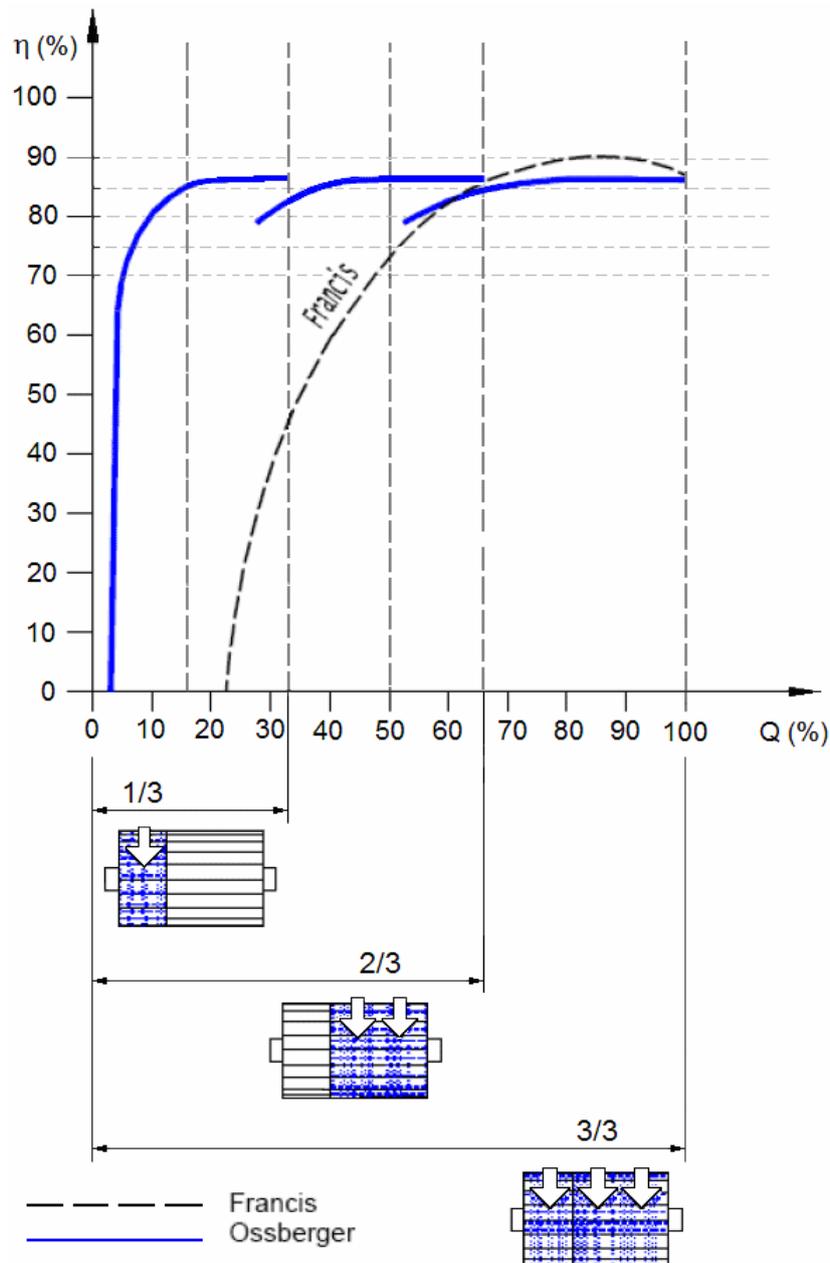
Ulteriori sviluppi e modifiche portarono a un nuovo brevetto nel 1933 per una turbina definita "crossflow turbine". Questa turbina è detta anche Michell-Ossberger ed è quella di maggior successo e prodotta su scala industriale. Molte sono poi le varianti successive: fra di esse la turbina Cink, sviluppata dall'ingegnere ceco omonimo.



La curva che esprime il rendimento della turbina Ossberger presenta un valore massimo pari a circa l'87% alla portata nominale. Si ha poi una rapida diminuzione di efficienza a fronte di decrementi della portata rispetto a quella nominale.

Per fronteggiare questa caduta di rendimento la turbina è stata modificata introducendo due distinte sezioni di ingresso in rapporto di 2:1, con due diversi flap e un setto di divisione della girante: questo consente di turbinare un range ampio di portate con efficienza pressoché costante.

Si veda a tal proposito il grafico seguente, che presenta anche un confronto fra il rendimento della turbina Ossberger e quello di una Francis.

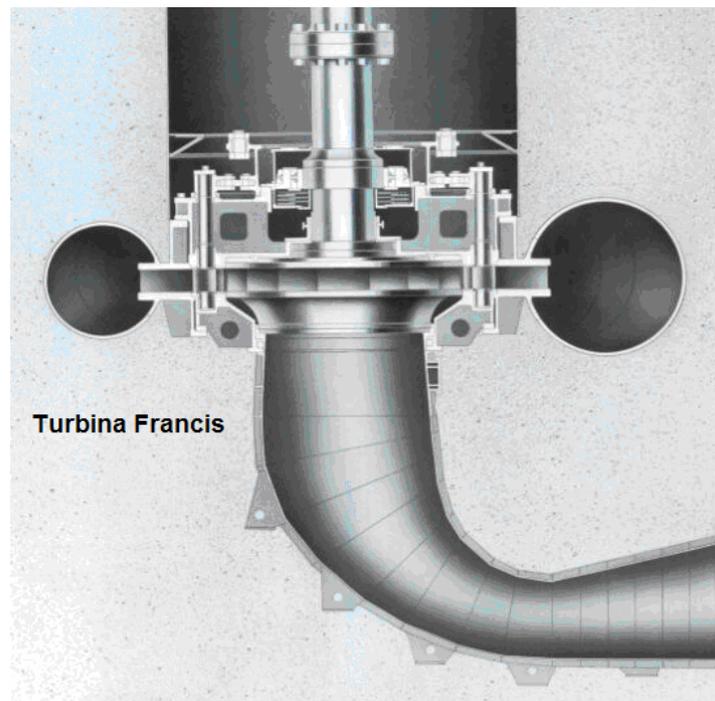


8.2.1.2. Turbine a reazione

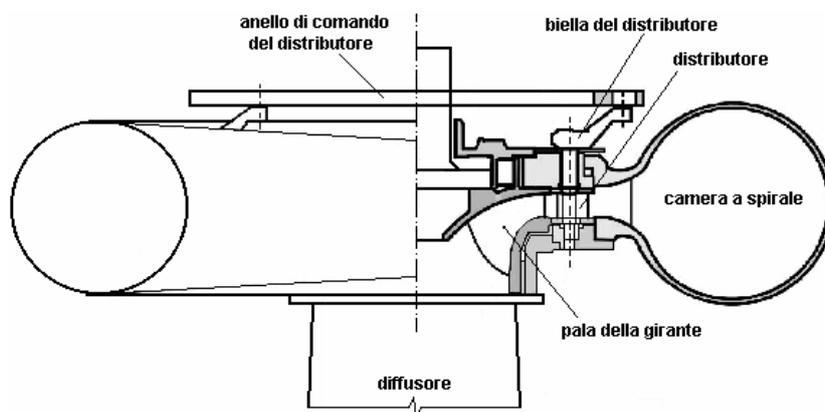
Nelle turbine a reazione i condotti della ruota sono centripeti e convergenti e sono totalmente occupati dall'acqua.

Il distributore di queste turbine trasforma in energia cinetica solamente una parte dell'energia disponibile nella ruota: l'energia di pressione viene gradualmente convertita in energia di velocità, con il restringersi delle sezioni verso l'uscita.

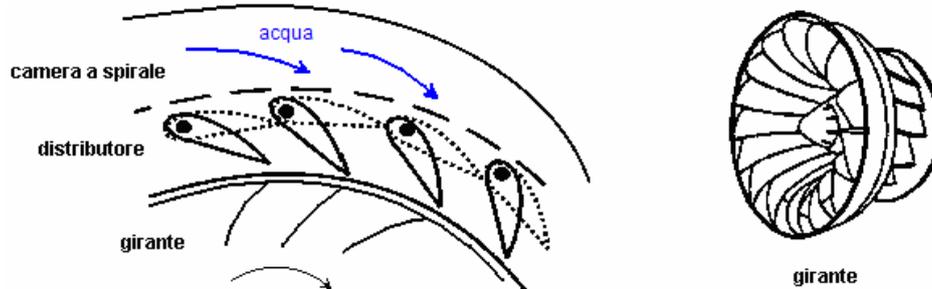
La turbina a reazione universalmente diffusa è la *turbina Francis*, inventata, nella configurazione centripeta radiale-assiale, dall'ingegnere americano James Bickens Francis (1815-1892).



Il distributore è posto intorno alla ruota ed è costituito da due corone circolari fra le quali sono installate le pale, che possono ruotare intorno ad un perno parallelo all'asse della turbina.



L'ammissione è totale; il raccordo fra la tubazione adduttrice ed il distributore avviene per mezzo di un tubo, detto camera a spirale, che si avvolge a chiocciola a sezione decrescente per mantenere costanti la pressione e la velocità dell'acqua su tutta la periferia.

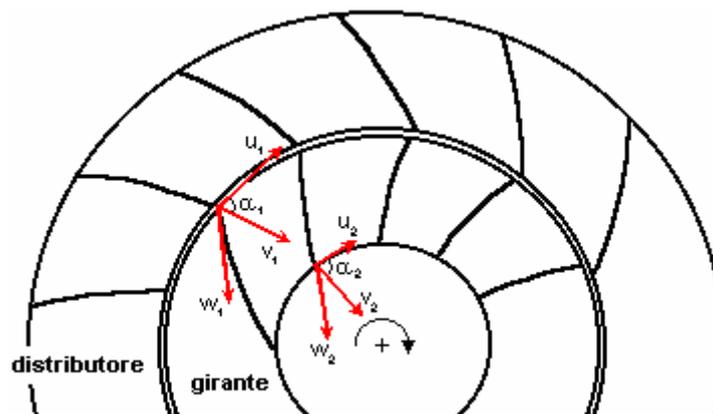


Dal distributore con moto radiale centripeto l'acqua passa alla girante, costituita da un mozzo centrale e da una corona, fra i quali trova posto un certo numero di pale sagomate secondo una superficie complessa; le pale guidano i filetti fluidi fino a portarli ad un moto assiale in corrispondenza dello scarico.

Consideriamo un filetto liquido che percorre la girante, dotata di velocità angolare costante ω . Siano:

- v_1 e v_2 le velocità assolute della particella liquida all'entrata e all'uscita della girante,
- w_1 e w_2 le velocità relative rispetto alla ruota,
- u_1 e u_2 le velocità di trascinamento della particella supposta solidale con la ruota,
- α_1 e α_2 gli angoli tra u_1 e v_1 e tra u_2 e v_2 .

Per definizione la velocità assoluta v è la somma vettoriale di w e u ; i tre vettori v , w , u formano un triangolo detto triangolo delle velocità, rispettivamente di entrata e di uscita.



Se H_0 è il salto utile netto, il rendimento della macchina può essere espresso dalla nota relazione di Eulero:

$$\eta = \frac{1}{g H_0} (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2)$$

Il rendimento è tanto maggiore quanto più piccola è l'energia perduta allo scarico. Poiché sia u_2 che v_2 non possono essere ridotti oltre un certo limite, conviene fare $\cos\alpha_2 = 0$, cioè sagomare le pale in uscita in modo che sia $\alpha_2 = 90^\circ$.

Tale espressione del rendimento vale nell'ipotesi che l'energia cinetica allo scarico sia integralmente recuperata. Lo scarico avviene infatti generalmente in un condotto divergente chiamato diffusore, il quale è collegato al canale di scarico e ha la doppia funzione di recuperare la differenza di quota fra la macchina e il canale di scarico e di recuperare l'energia cinetica posseduta dall'acqua all'uscita dalla girante.

Il recupero della componente assiale della velocità allo scarico avviene attraverso il processo di graduale rallentamento subito dalla corrente in conseguenza dell'aumento della sezione.

Il recupero del salto è ottenuto abbassando all'uscita della turbina la pressione al di sotto di quella atmosferica.

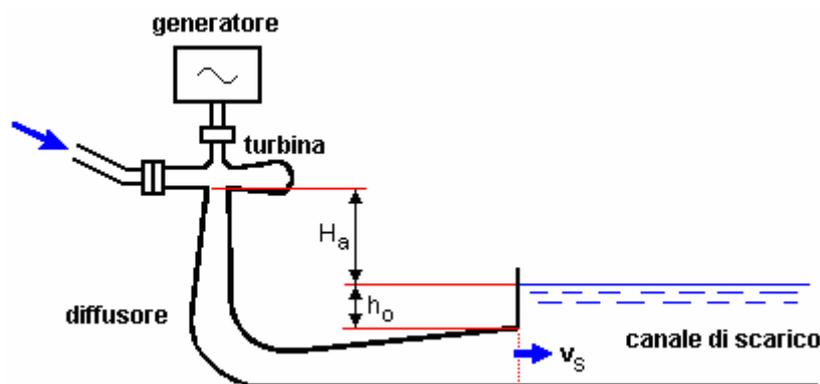
Il rendimento del diffusore, per quanto riguarda il recupero dell'energia cinetica, è dato da:

$$\eta_d = \frac{\frac{v_2^2}{2g} - \Delta - \frac{v_s^2}{2g}}{\frac{v_2^2}{2g}}$$

avendo indicato con v_2 la velocità all'uscita della girante (e quindi all'ingresso del diffusore), v_s la velocità allo scarico nel canale, Δ le perdite per attrito nel diffusore.

Il rendimento può raggiungere l'80% per diffusori razionalmente disegnati.

Si definisce altezza di aspirazione H_a il dislivello fra la sezione di entrata del diffusore e il livello dell'acqua allo scarico.



L'energia totale all'entrata del diffusore, riferita al piano di quota zero corrispondente al livello nel canale di scarico, è uguale a:

$$H_a + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Nella sezione di sbocco, che si trova a quota h_0 sotto il livello del canale, la velocità è v_s e la pressione è p_s .

L'energia risulta quindi pari a:

$$-h_0 + \frac{p_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} = -h_0 + h_{at} + h_0 + \frac{v_s^2}{2g} = h_{at} + \frac{v_s^2}{2g}$$

essendo h_{at} il valore della pressione atmosferica assoluta espresso in metri di colonna d'acqua.

Le due energie all'entrata e all'uscita del diffusore devono essere uguali, a parte le perdite Δ nel diffusore:

$$H_a + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = h_{at} + \frac{v_s^2}{2g} + \Delta$$

Si ricava quindi:

$$H_a = h_{at} - \frac{v_2^2 - v_s^2}{2g} - \frac{p_2}{\gamma} + \Delta$$

L'altezza di aspirazione è limitata dalla necessità assoluta di evitare formazione di bolle gassose nella sezione in depressione (cavitazione).

A tale scopo è necessario che la pressione assoluta p_2 all'entrata nel diffusore non sia inferiore alla tensione di vapore dell'acqua alla temperatura ambiente.

Occorre però considerare che si possono avere nella ruota punti nei quali la velocità relativa è più elevata di quella di scarico, per cui la pressione sarebbe minore che allo scarico.

Perciò si deve tenere un margine maggiore nel calcolo di H_a .

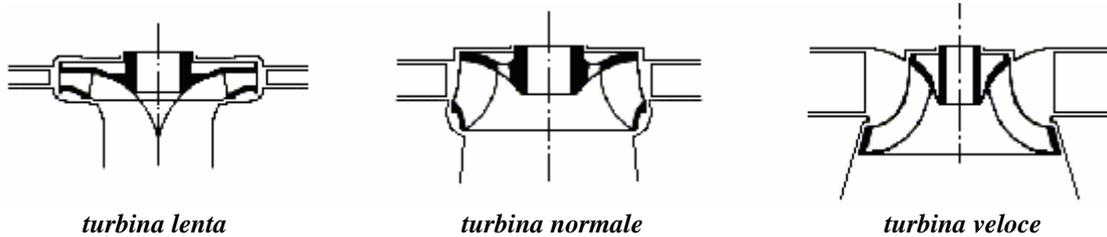
Si introduce in pratica il coefficiente di cavitazione σ e, detta p_v la tensione di vapore e H il salto motore, si può scrivere:

$$H_a = h_{at} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma H$$

Il valore di σ in funzione del numero di giri caratteristico n_s è dato dalle curve sperimentali di Rogers e Moody.

La forma del diffusore può essere di tipo tronco-conico, quando l'altezza di aspirazione è notevole; negli altri casi, se l'altezza è limitata, non è possibile dare in senso verticale lo sviluppo imposto dal processo di graduale trasformazione dell'energia cinetica: si ricorre allora ai diffusori a gomito che presentano parimenti un rendimento elevato.

Le turbine Francis (la cui gamma, assai ampia, copre un campo di salti motori fra 20 e 500 metri), vengono classificate, in base al numero di giri caratteristico, in lente, normali e veloci.



Le *turbine lente* hanno un basso grado di reazione ($\varepsilon = 0,3 \div 0,4$).

L'altezza b_0 del distributore è dell'ordine del 5÷15% del diametro all'entrata della girante D_1 .

Il bordo di ingresso delle pale è vicinissimo al distributore e il diametro all'uscita della girante D_2 è assai minore di D_1 : il rapporto D_2/D_1 vale $0,56 \div 0,75$.

L'angolo α_1 è circa 20° .

Il numero delle pale è più elevato (15÷20).

Le *turbine normali* hanno un grado di reazione compreso fra 0,4 e 0,5.

L'altezza b_0 è il 15÷25% di D_1 e il diametro di uscita D_2 è tale che $D_2/D_1 = 0,83 \div 1$.

Il bordo delle pale è un po' allontanato dal distributore e il moto dei filetti fluidi non è più solo centripeto ma tende presto ad un percorso assiale.

L'angolo α_1 è circa 30° .

Le *turbine veloci* hanno un grado di reazione pari a $0,5 \div 0,6$.

L'altezza b_0 del distributore è il 25÷38% di D_1 .

Il rapporto D_2/D_1 è uguale a circa 1,15.

Il percorso dell'acqua nella girante, che è assai discosta dal distributore, è prevalentemente assiale.

L'angolo α_1 raggiunge il valore di circa 40° .

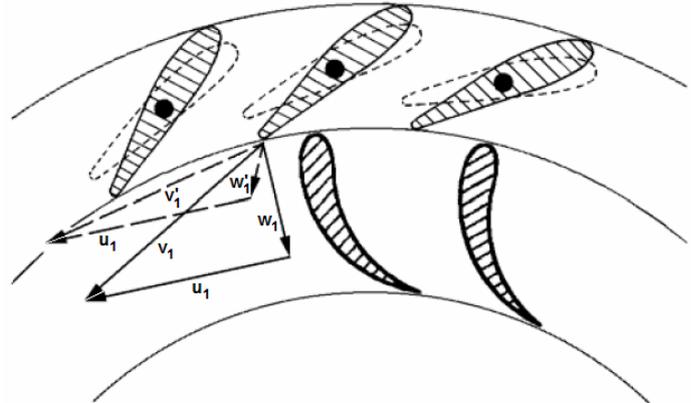
Il numero delle pale tende a diminuire all'aumentare del grado di reazione.

	Grado di reazione ε	b_0/D_1	D_2/D_1	α_1
Turbine lente	$0,3 \div 0,4$	$5 \div 15\%$	$0,56 \div 0,75$	$\sim 20^\circ$
Turbine normali	$0,4 \div 0,5$	$15 \div 25\%$	$0,83 \div 1$	$\sim 30^\circ$
Turbine veloci	$0,5 \div 0,6$	$25 \div 38\%$	$\sim 1,15$	$\sim 40^\circ$

Il rendimento globale delle turbine Francis è assai elevato, anche superiore a quello delle turbine Pelton in corrispondenza della portata di dimensionamento.

La parzializzazione è ottenuta facendo ruotare le pale del distributore: in tal modo varia la sezione di passaggio dell'acqua e la velocità v_1 all'ingresso della girante; la velocità relativa w_1 varia proporzionalmente alla portata Q , mentre la velocità tangenziale u_1 rimane costante.

Ne consegue una deformazione del triangolo delle velocità in entrata, con perdite all'imbocco delle pale a causa delle brusche variazioni di direzione.



All'uscita, w_2 è variato proporzionalmente a Q e si ha pertanto una deformazione del triangolo di uscita con $\alpha_2 \neq 90^\circ$ e conseguente perdita di rendimento.

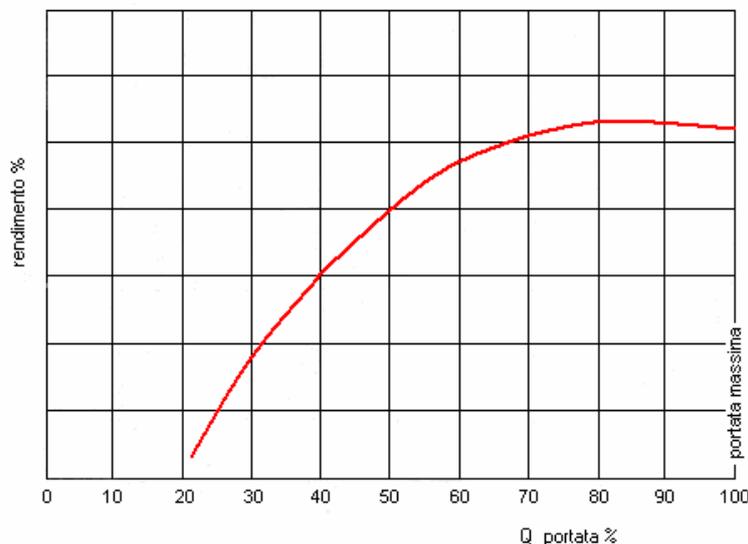
Le perdite per attrito nei canali della girante e nel diffusore aumentano con il quadrato della portata, mentre le altre perdite aumentano con il variare della portata rispetto al valore di dimensionamento. Tali ad esempio sono le perdite nel distributore dovute al restringersi dei canali, quelle per deviazioni all'ingresso delle pale della girante, quelle per velocità non assiale all'uscita della ruota. Le perdite meccaniche sono invece all'incirca costanti.

La curva delle perdite è sensibilmente concava verso l'alto, con un minimo in corrispondenza della portata di dimensionamento.

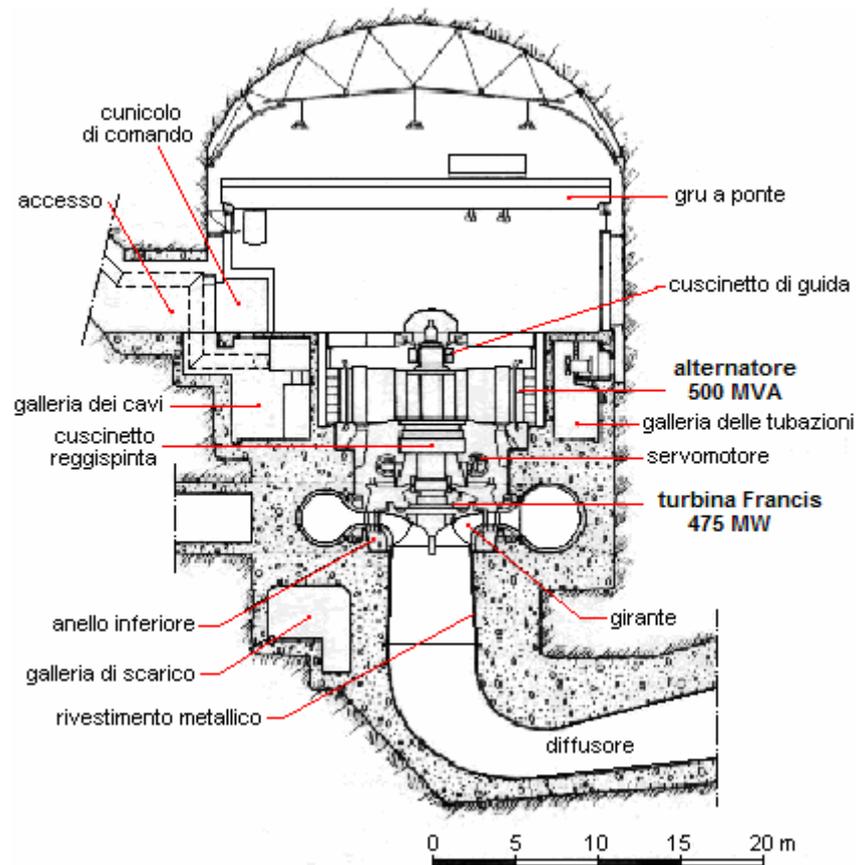
La curva di rendimento che ne risulta è quella rappresentata nella figura seguente.

Essa presenta le seguenti caratteristiche:

- rendimento poco costante, ma assai elevato, per un modesto intorno della portata di dimensionamento (circa $0,8 \cdot Q_{\max}$);
- rendimento abbastanza buono sopra il 50% della Q_{\max} ;
- caduta del rendimento per valori inferiori a $0,5 \cdot Q_{\max}$;
- rendimento che si annulla per valori intorno a $0,2 \cdot Q_{\max}$.



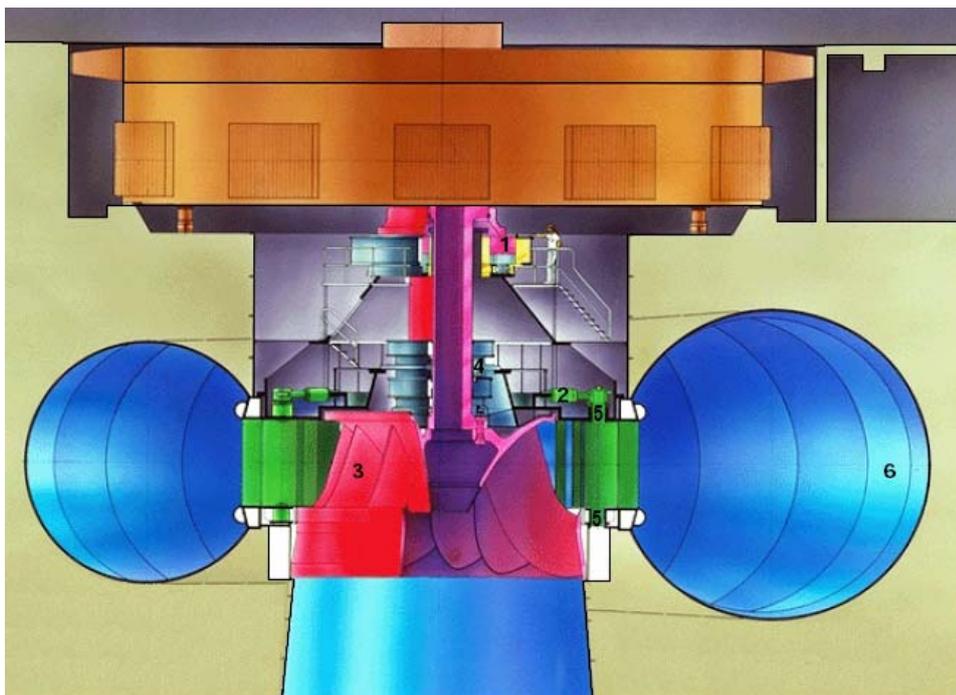
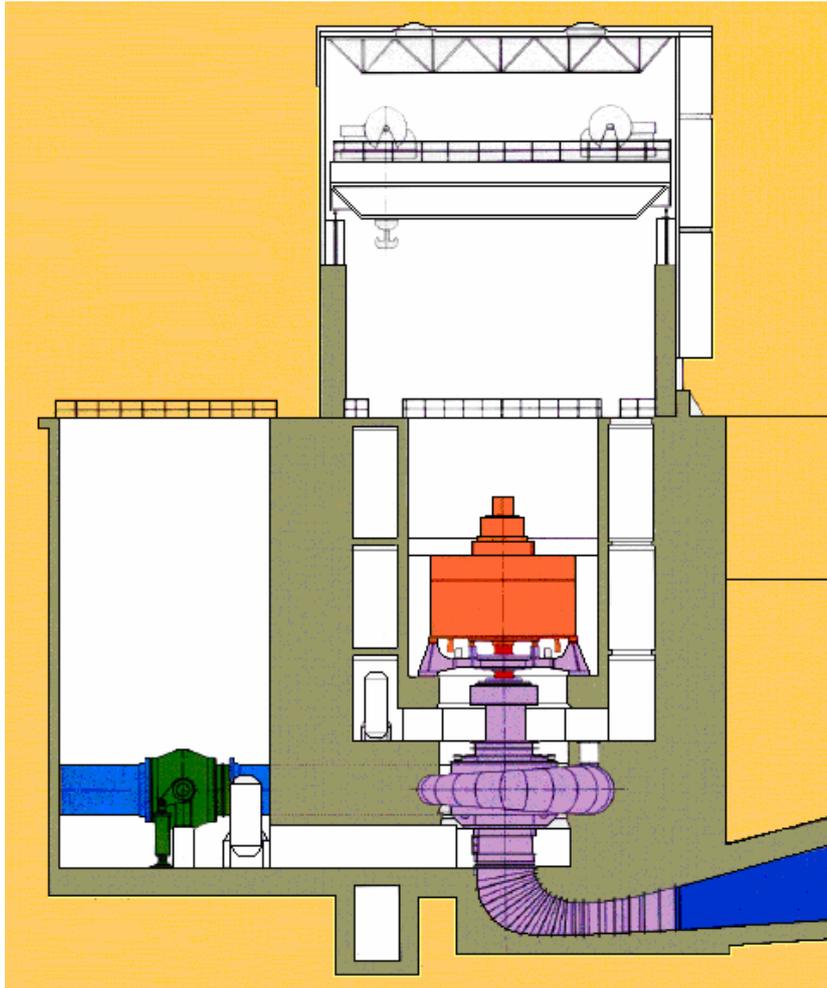
L'installazione normale per le Francis di notevole potenza è quella ad asse verticale.



Turbina Francis di grande potenza

Per i gruppi di modesta potenza è ancora preferita la disposizione orizzontale per la sua semplicità: in tal caso il diffusore presenta un gomito all'uscita della turbina che non permette di raggiungere un elevato rendimento.

Un accessorio talora previsto nelle turbine Francis è lo scarico sincrono, costituito da una valvola collegata alla camera a spirale che si apre in occasione di manovre di brusca chiusura del distributore, in modo da mantenere quasi costante la portata erogata, evitando colpi d'ariete alla condotta. La richiusura dello scarico sincrono avviene poi lentamente, in tempi dell'ordine di 20÷30 secondi.



1. Thrust bearing
2. Individual servomotor
3. Welded runner
4. Bearing with shoes
5. Self lubricating bearings
6. Spiral casing elements

Al limite delle turbine a reazione veloci si trovano le *turbine ad elica*: le pale sono in numero assai ridotto (4÷8) sagomate in modo simile alle eliche marine, calettate su un grosso mozzo centrale e prive di corona esterna.

Il distributore è assai lontano dalla ruota, nella quale il moto è puramente assiale.

Il grado di reazione è circa 0,7 ed il rapporto b_0/D_1 è superiore a 0,4.

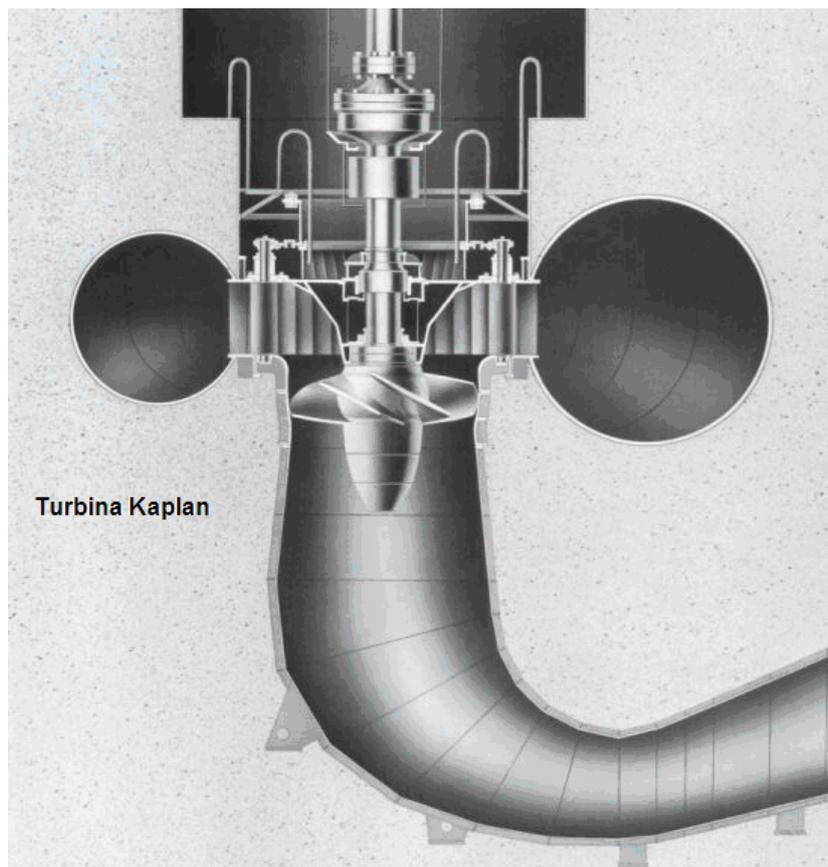
I triangoli di velocità sono assai variabili lungo lo spigolo della pala.

Il rendimento raggiunge valori elevati, ma si abbassa con estrema rapidità variando in entrambi i sensi la portata rispetto a quella di dimensionamento; in particolare, aumentando la portata, la potenza resa non aumenta oltre un certo limite e la curva del rendimento in funzione della potenza resa si ripiega su se stessa.

Tali turbine sono perciò adatte a funzionare con la portata costante.

La *turbina Kaplan*, ideata da Victor Kaplan ingegnere austriaco (1876-1934), professore al Politecnico di Brünn, differisce dalla elica perché ha le pale orientabili in guisa che, per ogni posizione del distributore e quindi per ogni valore della portata, la ruota si deforma allo scopo di presentare la più adatta inclinazione delle pale per avere un imbocco regolare nella girante ed una velocità assoluta di uscita praticamente assiale.

Ne consegue che la curva del rendimento è l'involuppo di quelle delle turbine ad elica nelle quali può considerarsi scomposta.



La curva di rendimento ha pertanto le seguenti caratteristiche:

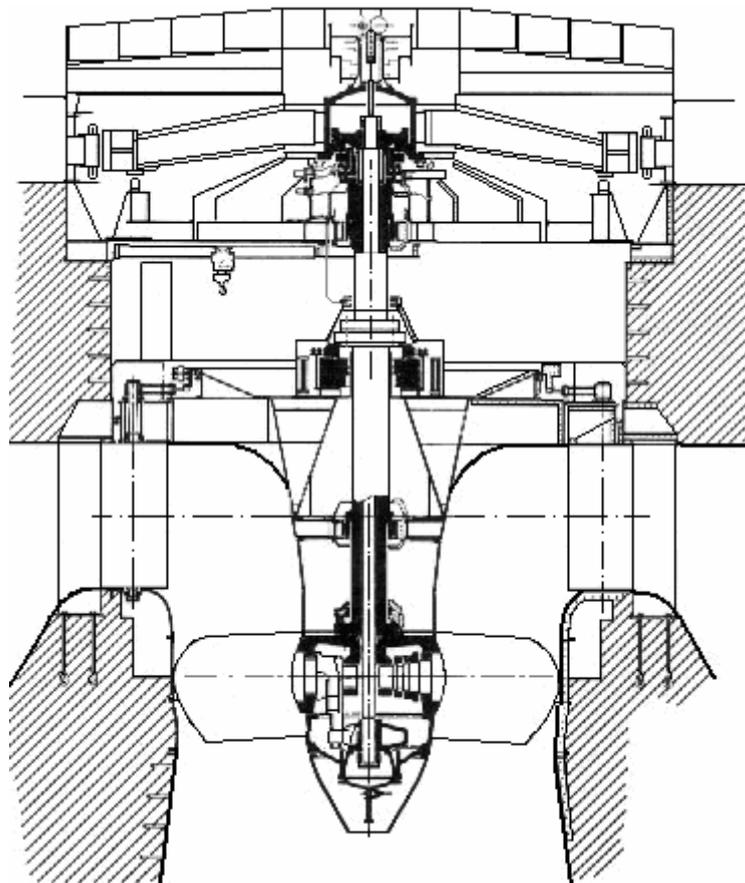
- andamento molto piatto fra il 50 ed il 100% della portata massima;
- caduta di rendimento abbastanza ritardata alle piccole portate;
- annullamento del rendimento per valori dell'ordine del 15% della portata massima, a causa degli attriti della ruota in rotazione nell'acqua.

L'orientabilità delle pale ha un effetto favorevole anche nel funzionamento a caduta variabile e ciò è di grande importanza per quelle turbine che sono destinate a funzionare negli impianti fluviali con forti oscillazioni di salto.

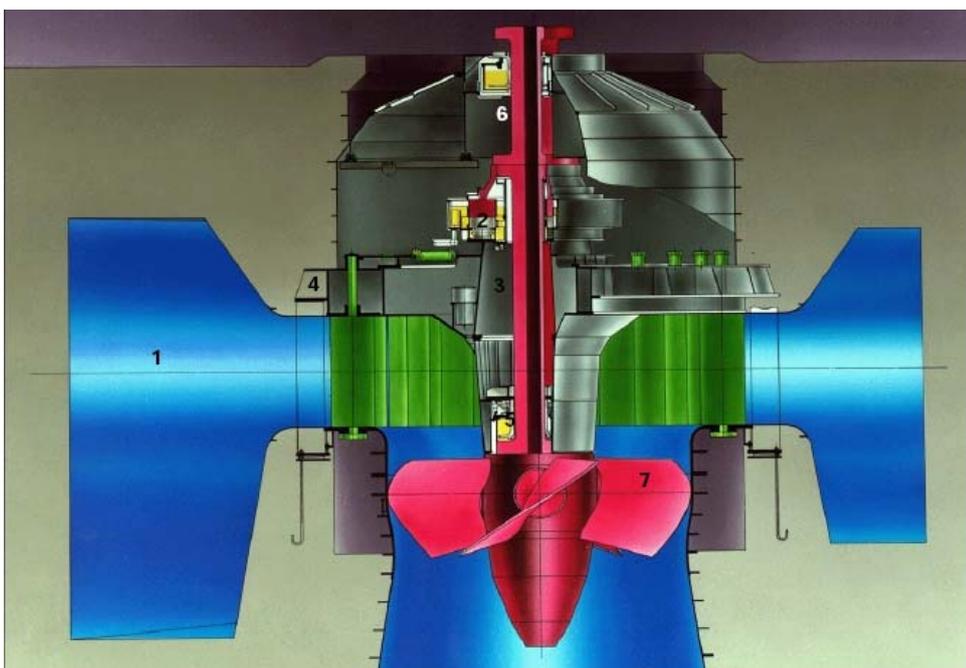
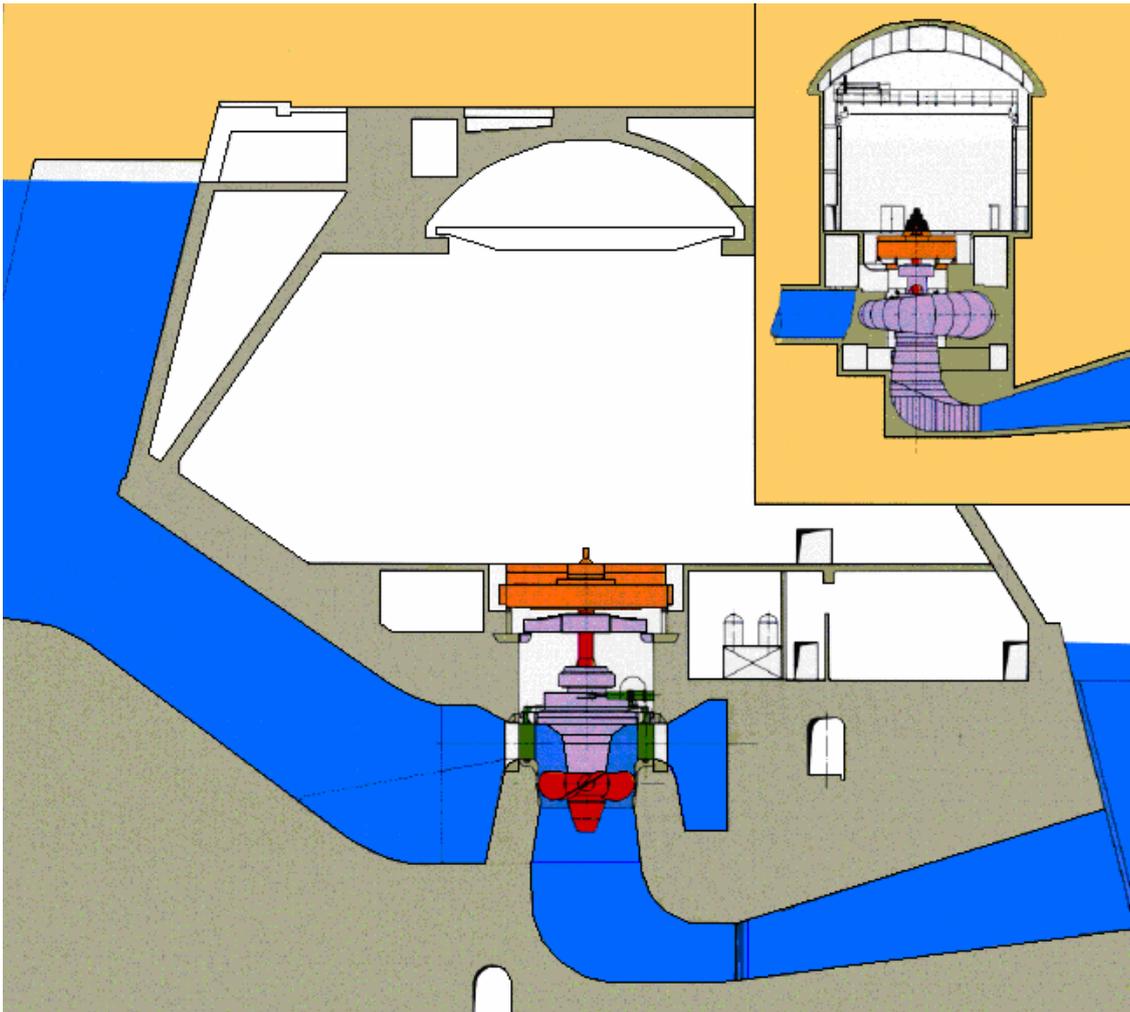
Il meccanismo di comando delle pale è contenuto nel mozzo della ruota, che è di notevole diametro, ed è perfettamente stagno e pieno di lubrificante. Il comando della doppia regolazione (distributore e ruota) è automatico e realizzato per mezzo di un'opportuna camma.

L'installazione più comune per le turbine Kaplan è ad asse verticale; il diffusore assume per tale tipo di turbina un'importanza fondamentale, dato l'elevato valore del termine cinetico allo scarico della ruota.

Le turbine Kaplan sono assai più costose degli altri tipi (circa il doppio dell'elica corrispondente), ma i vantaggi che presentano ne spingono l'adozione anche per salti di oltre 60 metri.

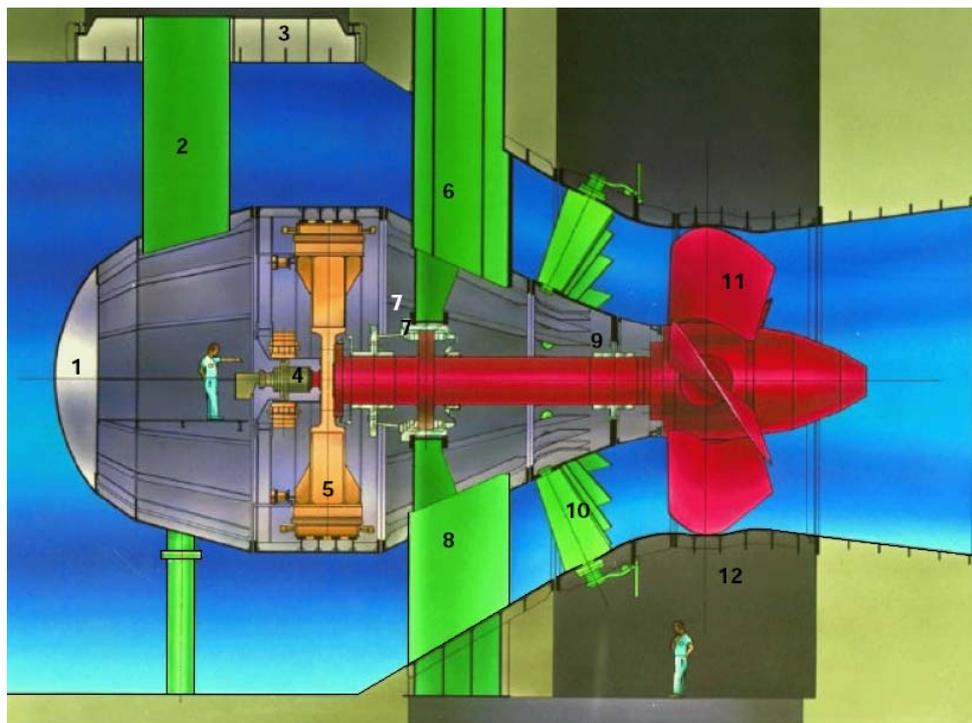
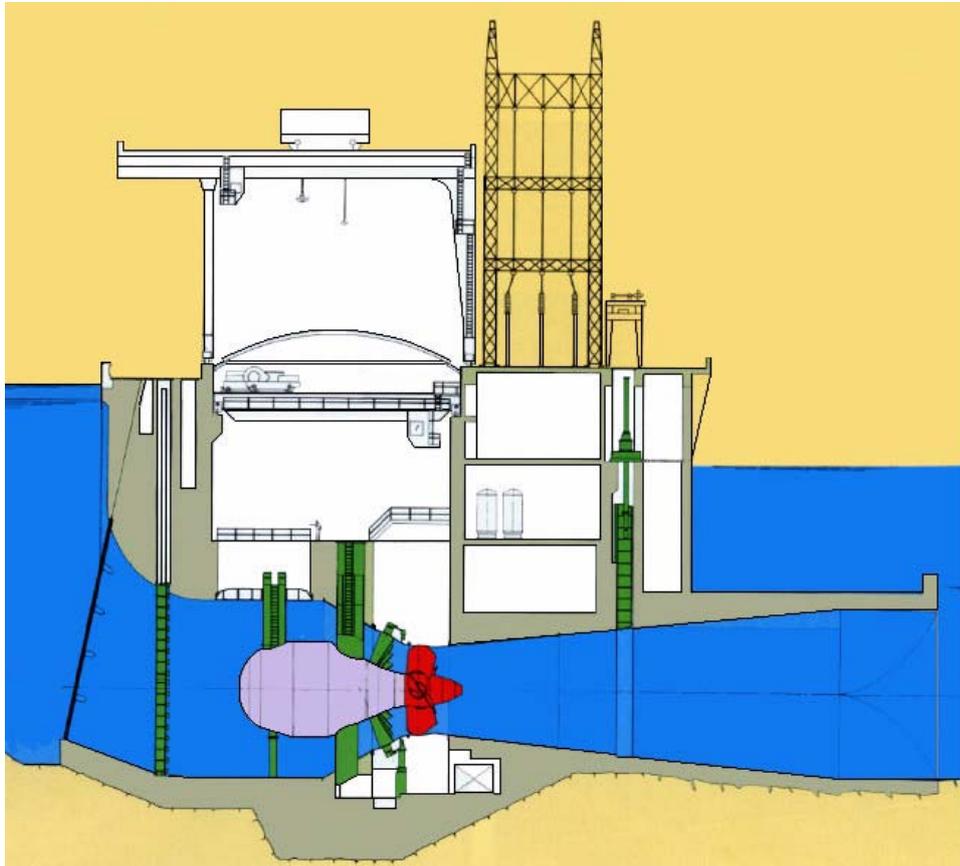


Turbina Kaplan



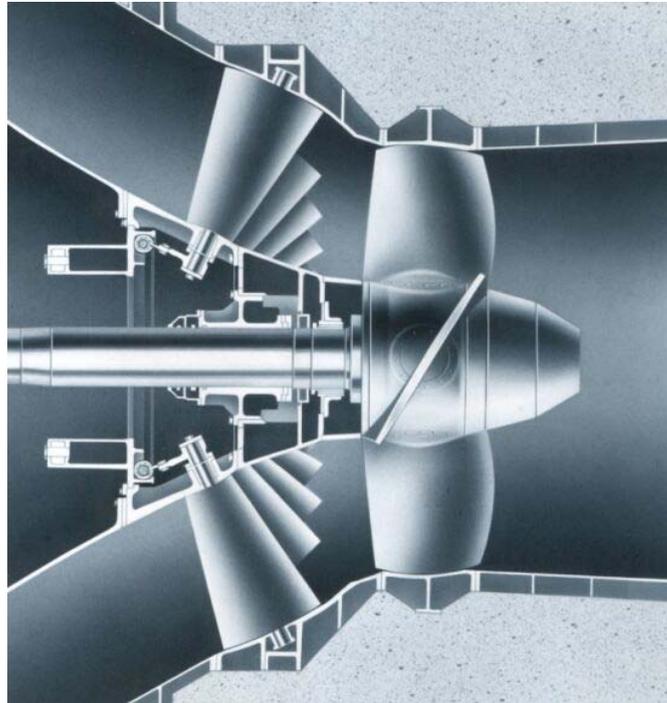
1. Concrete front spiral casing
2. Membrane thrust bearing
3. Thrust bearing support head cover
4. Embedded head cover
5. Rotating vat bearing
6. Bearing guide
7. Blade

Sono stati realizzati gruppi ad elica o Kaplan, con turbina ad asse orizzontale e a flusso assiale e con il generatore racchiuso in un involucro stagno a profilo idrodinamico immerso nella tubazione dell'acqua. Tali gruppi prendono il nome di *gruppi bulbo*.



1. Bulb nose
2. Access arm to the upstream compartment
3. Removable cover for generator dismantling
4. Oil distributor head
5. Generator
6. Upper stay vane for access to downstream compartment
7. Upstream thrust and counter thrust bearing
8. Lower stay vane
9. Downstream bearing
10. Adjustable distributor
11. Blade
12. Turbine pit

Sotto l'aspetto idraulico il flusso assiale porta ad un minor disturbo della vena liquida e quindi ad un miglior rendimento. L'eliminazione della camera a spirale permette di ridurre anche l'interasse tra due gruppi contigui; ciò, unito alla sensibile riduzione della sezione trasversale, comporta una diminuzione del costo delle opere di ingegneria civile di circa un terzo.



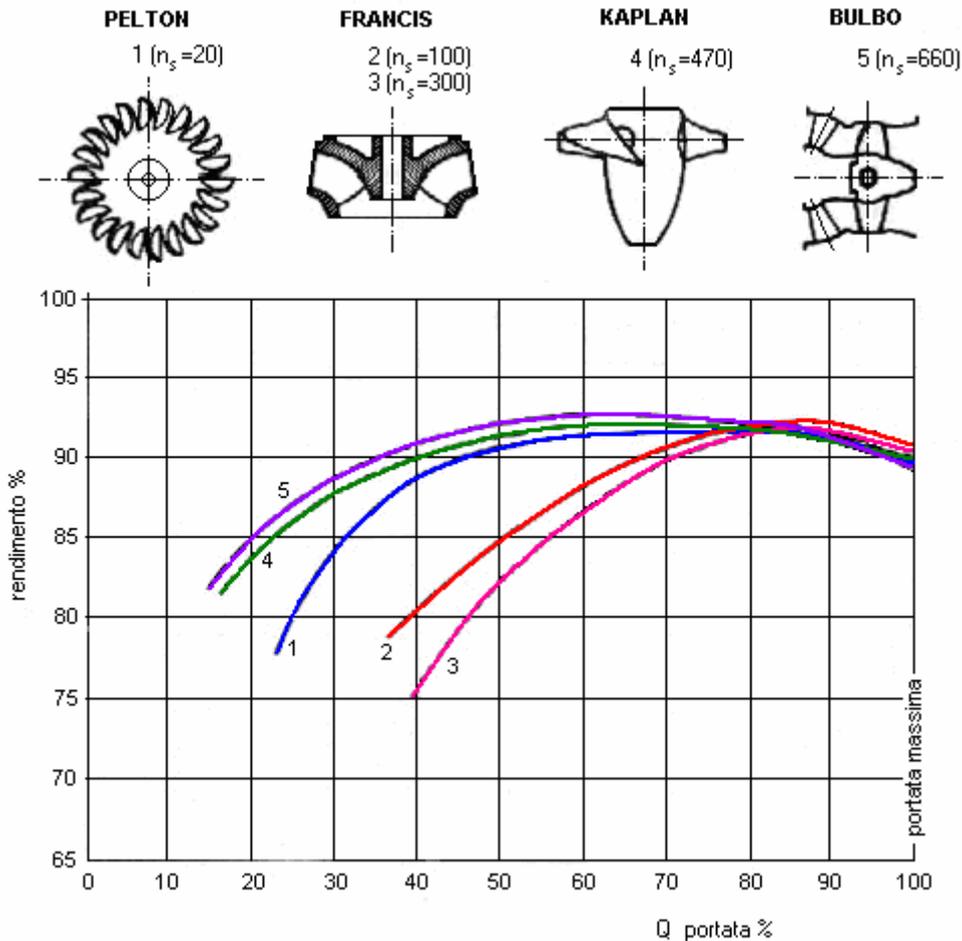
Di fronte a questi vantaggi i gruppi bulbo presentano alcuni inconvenienti. Infatti il progetto dell'alternatore è soggetto alla condizione che il diametro esterno dello statore sia minore o tutt'al più uguale al diametro della ruota della turbina, per avere un migliore percorso della vena fluida. Ciò comporta che l'alternatore sia di diametro relativamente piccolo e debba svilupparsi in lunghezza, ponendo anche maggiori problemi per quanto riguarda il raffreddamento. Tutto questo limita la corrente di eccitazione e quindi la produzione di potenza reattiva. Il piccolo momento d'inerzia e l'elevato valore della reattanza, dovuto allo sfruttamento dei materiali attivi, influiscono negativamente sull'attitudine alla stabilità dinamica del funzionamento in parallelo.

Il tempo di avviamento è assai ridotto (circa 2 secondi, anziché 5÷10 dei gruppi tradizionali) ed influisce negativamente sulla regolazione di velocità.

Le potenze possono raggiungere i 30÷40 MVA per ogni gruppo, con velocità di rotazione piuttosto bassa (100÷150 giri/min).

Nel campo dei gruppi bulbo sono stati costruiti anche impianti di piccola potenza, semplificati al massimo, con turbine a pale fisse e generatori asincroni, comandati dal livello dell'acqua a monte e con servizio solo a piena potenza.

Per confrontare i rendimenti dei vari tipi di turbine idrauliche è interessante osservare la figura seguente, in cui sono riportate le curve a caduta costante ($H=\text{cost}$) in funzione del grado di apertura del distributore. Tali curve fanno riferimento a macchine di dimensioni medie.



La caduta di rendimento delle macchine idrauliche ai bassi carichi non deve far pensare che in pratica sia assolutamente necessario far funzionare i gruppi sempre al carico di maggior rendimento.

E' inevitabile, per ragioni di servizio, che qualche gruppo lavori molto parzializzato: si pensi, ad esempio, ai gruppi in regolazione o in riserva pronta (in parallelo, ai giri, con carico nullo).

Il basso rendimento si applica in questi casi a potenze ridotte e di conseguenza a quantità di energia relativamente piccole; tenendo conto dei benefici che si possono ritrarre, esso non compromette quindi l'economicità del sistema produttivo.

8.2.2. Scelta ed installazione del macchinario idraulico

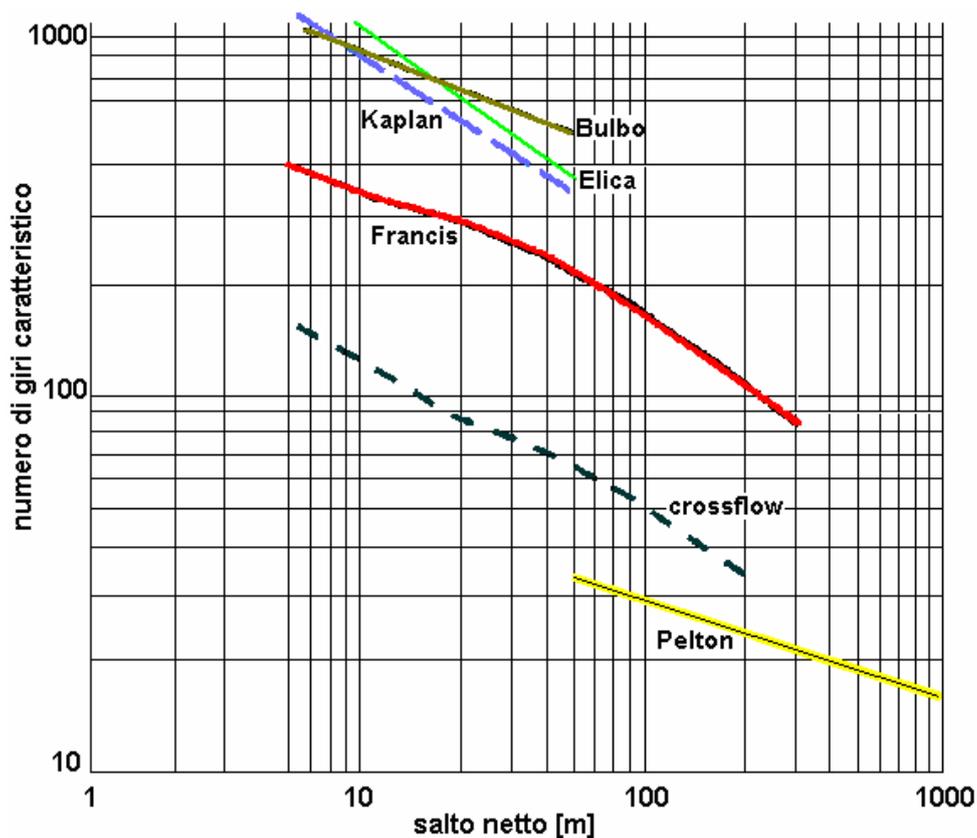
Data la potenza globale ricavabile da una utilizzazione idroelettrica, deve essere effettuata la scelta della ripartizione di questa potenza in uno o più gruppi generatori e devono essere fissate le caratteristiche dei singoli gruppi.

Le caratteristiche delle turbine idrauliche possono essere sinteticamente espresse dal *numero di giri caratteristico* (o specifico) n_s :

$$n_s = n \frac{\sqrt{P_{CV}}}{H \sqrt[4]{H}}$$

dove n è la velocità di rotazione della turbina (in giri/min), H è il salto motore netto (in metri) e P_{CV} è la potenza erogata dalla turbina (in CV).

Il numero di giri caratteristico definisce una serie di turbine simili e si può considerare come il numero di giri/min che avrebbe una turbina ideale che con un salto motore di un metro sviluppasse la potenza di 1 CV.



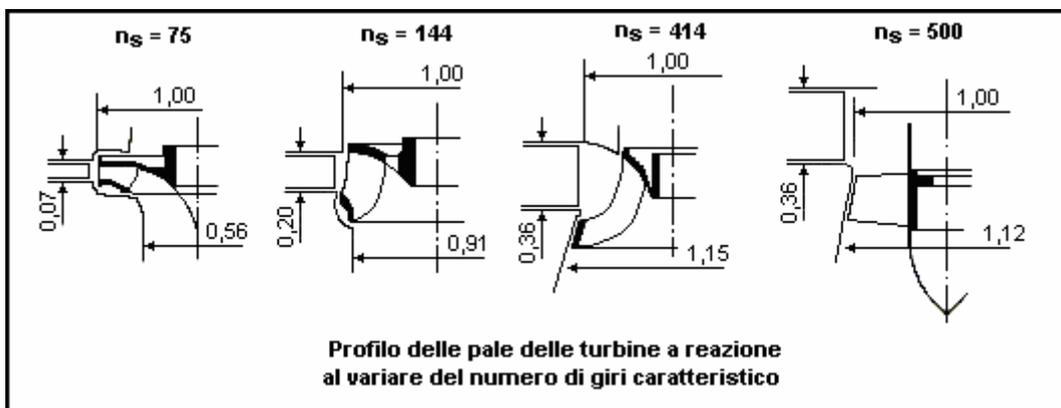
Il numero di giri caratteristico è funzione di alcuni parametri specifici delle turbine (già visti in precedenza):

- per le turbine Pelton

$$n_s = 235 \frac{d}{D}$$

- per le turbine a reazione

$$n_s = 430 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\cos \alpha_1}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{1-\varepsilon}} \cdot \sqrt{\frac{b_0}{D_1}}$$



Assumendo come riferimento l'elemento motore (1 getto per le turbine Pelton e 1 ruota per le turbine a reazione) si può affermare che i valori di n_s variano in un certo intorno per ogni tipo di turbina, come si deduce dall'analisi di molte costruzioni eseguite.

	Salto [metri]	n_s
Pelton	1000÷400	5÷25
Francis lente	300÷100	60÷120
Francis normali	100÷50	120÷250
Francis veloci	50÷20	250÷500
Eliche o Kaplan	50÷5	500÷1000

Dal punto di vista economico la soluzione con un solo gruppo generatore presenta i minori costi di installazione e le minori spese di esercizio. Tale soluzione può trovarsi condizionata da due fattori: la potenza limite per le turbine e le limitazioni imposte dalla potenza della rete.

Per quanto riguarda il primo fattore, sono state costruite turbine ad alta e media caduta della potenza di oltre 200 MW e turbine a bassa caduta di portata superiore a 350 m³/s.

Per quanto riguarda il secondo fattore, si deve ricordare che la presenza di gruppi di potenza elevata in rapporto a quella globale della rete porta alla necessità di prevedere un congruo margine fra la potenza efficiente dei gruppi in parallelo e la potenza richiesta dai carichi, per sopperire ad eventuali disservizi.

A diverse conclusioni si può giungere se si esamina il problema dal punto di vista dell'utilizzazione della portata disponibile con il massimo rendimento.

Per le centrali a serbatoio la portata potrebbe essere concentrata in modo da far funzionare i gruppi con il migliore rendimento, salvo le esigenze del diagramma di carico: infatti i gruppi in regolazione di frequenza devono anche funzionare praticamente a vuoto in certi periodi di tempo.

Nelle centrali ad acqua fluente la portata di magra può essere assai inferiore a quella massima derivabile. In ogni caso, se si considera l'impianto funzionante con salto praticamente costante, si dovrà cercare di rendere minima l'espressione delle perdite di energia ΔW del gruppo:

$$\Delta W = \int_0^T \Delta P \cdot dt = 9,81 \cdot \gamma \cdot H \cdot \int_0^T (1 - \eta) \cdot Q \cdot dt$$

In tale espressione Q è variabile nel tempo e il rendimento è variabile con Q .

In prima approssimazione si potrà, esaminando la curva delle durate delle portate, definire una portata Q_{\min} che abbia una certa durata nell'anno e considerare solo la variabilità del rendimento della turbina. Quest'ultimo conserva un valore elevato fra αQ_{\max} e Q_{\max} , dove α varia da 0,4 per le Pelton e le Kaplan a 0,6÷0,7 per le Francis. Per ridurre le perdite di energia, in corrispondenza del funzionamento ai bassi valori di portata, dovrà essere:

$$Q_{\min} > \alpha \frac{Q_{\max}}{N}$$

dove N è il numero dei gruppi di uguali caratteristiche nei quali si divide la potenza dell'impianto. Dovrà quindi essere:

$$N > \alpha \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = \frac{\alpha}{\frac{Q_{\min}}{Q_{\max}}}$$

In generale quindi sarà conveniente installare il minimo numero di gruppi generatori compatibili con le potenze limite delle turbine e degli alternatori, salvo suddividere ulteriormente detta potenza per tenere conto delle esigenze di esercizio, del maggior rendimento dell'utilizzazione o di altre cause particolari, quali ad esempio la necessità di contenere le dimensioni del macchinario entro certi limiti per non creare difficoltà di trasporto ed installazione in centrale.

La scelta delle caratteristiche del gruppo si effettua partendo dalla potenza unitaria $P = \frac{P_{tot}}{N}$.

In base al salto e alla portata di dimensionamento si effettua, con l'ausilio della formula del numero dei giri caratteristico, una prima scelta del tipo di turbina e, noti i limiti entro i quali varia n_s , si

ricava il regime di rotazione del gruppo $n = n_s \frac{H \sqrt[4]{H}}{\sqrt{P_{CV}}}$.

Nel campo di valori trovato si sceglierà uno dei valori di velocità sincrona risultanti dalla formula

$n = \frac{60f}{p}$, essendo f la frequenza di rete (50 Hz) e p il numero delle coppie polari dell'alternatore.

A questo proposito è bene osservare che nel campo di velocità fra 300 e 750 giri/min si hanno i minori costi degli alternatori e che pertanto potrà essere conveniente suddividere la potenza in più gruppi o in più ruote accoppiate allo stesso alternatore, se la velocità di rotazione risultasse troppo

bassa. Bisognerà inoltre tenere presente che a pari potenza la turbina meno costosa è la Francis, la quale consente, rispetto alla Pelton, di aumentare il regime di rotazione riducendo perciò ulteriormente il costo globale del macchinario. Nel campo delle basse cadute la turbina Kaplan, pur essendo più costosa della Francis, consente di aumentare la velocità di rotazione del gruppo e di funzionare con ottimi rendimenti anche a portate e salti fortemente variabili.

Il costo di un gruppo turbina-alternatore, per costruzioni normali ($n=750$ giri/min) si può in prima approssimazione considerare proporzionale al peso.

Mettendo in conto anche le apparecchiature di manovra, protezione, regolazione e misura, il cui costo è proporzionale al numero dei gruppi generatori, emerge la convenienza di non suddividere la potenza, salvo che per centrali di potenza eccezionale, in più di 2 o 3 gruppi generatori.

Le turbine idrauliche possono essere installate ad asse orizzontale oppure verticale. Come si è visto, la soluzione ad asse verticale è preferita per le turbine Francis e Kaplan di grande potenza e per le Pelton a 4 o più getti. Per queste ultime la convenienza di installazione si può presentare specie nelle centrali in caverna, per il minor volume richiesto al fabbricato. Nei gruppi ad asse verticale si cerca infatti di ridurre al minimo l'altezza fra il piano della sala macchine e la soletta di copertura, incorporando l'alternatore nelle fondazioni e lasciando sporgere solo la calotta superiore con il supporto di spinta e l'eventuale eccitatrice rotante. Naturalmente questa altezza deve tener conto della necessità che la gru possa sollevare l'albero con il rotore dell'alternatore e la ruota della turbina fuori dallo statore dell'alternatore. Se l'albero è smontabile in due tronchi, l'altezza necessaria può essere ridotta.

Gli alberi delle turbine sono sorretti e guidati da cuscinetti portanti e reggispinga, rispettivamente atti a sopportare sforzi normali e assiali. Nelle turbine ad asse orizzontale i cuscinetti portanti sopportano il peso della parte rotante, gli eventuali squilibri dinamici e, per le turbine Pelton, la componente della spinta idraulica normale all'asse; il cuscinetto reggispinga reagisce alla spinta idraulica assiale che si ha solo nelle turbine a reazione, non nelle Pelton se il getto è perfettamente centrato sulla pala.

Nelle turbine ad asse verticale i cuscinetti portanti esplicano solo funzione di guida, reagendo ad eventuali squilibri dinamici. Il peso delle parti rotanti e la componente assiale della spinta idraulica sono sopportati dal cuscinetto reggispinga, il quale è normalmente installato al di sopra dello statore dell'alternatore, che lo sorregge per mezzo di robuste costole diametrali. Per macchine a numero di poli molto elevato, aventi perciò un grande diametro del rotore, il cuscinetto reggispinga viene spesso installato al di sotto della ruota polare che assume così un forma conica: la disposizione è detta "ad ombrello".

Nei gruppi Pelton ad asse orizzontale di notevole potenza conviene accoppiare all'alternatore due turbine uguali di metà potenza, calettando le due ruote a sbalzo sull'albero del rotore che è sostenuto da due soli supporti.

Le valvole della condotta (rotative e saracinesche) vengono sovente installate nella sala macchine per poter eseguire con la stessa gru le manovre di smontaggio, manutenzione e rimontaggio.

Oltre al macchinario idraulico ed elettrico principali, nella sala macchine trovano anche posto i quadri di manovra manuale e di emergenza ed eventualmente i piccoli gruppi generatori per l'alimentazione dei servizi ausiliari. E' inoltre previsto un certo spazio libero per il montaggio e lo smontaggio dei gruppi.

Un apposito vano è occupato dalla sala quadri, che in genere è installata in posizione da poter dominare la sala macchine. In alcune centrali in caverna la sala quadri è ricavata all'esterno, con telecomando per tutte le manovre.

Nell'edificio della centrale sono inoltre previsti altri locali destinati ad uffici, officine, magazzini e a contenere macchine ed apparecchiature per i servizi ausiliari.

8.2.3. Collaudo del macchinario idraulico

Il collaudo delle turbine idrauliche consiste essenzialmente nella rilevazione del rendimento per diversi valori della potenza resa.

Tale rilevazione è normalmente condotta per via diretta misurando la potenza resa P_r e quella assorbita P_a :

$$\eta_t = \frac{P_r}{P_a} = \frac{P_r}{9,81 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_m} = \frac{P_{er}}{\eta_a} \cdot \frac{1}{9,81 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_m}$$

Si effettua la misura della potenza ai morsetti dell'alternatore P_{er} e si risale alla potenza P_r all'albero della turbina attraverso il rendimento η_a dell'alternatore, noto dal collaudo dello stesso.

Per ottenere la potenza idraulica assorbita, si devono misurare portata Q e salto motore H_m .

La prima misura si effettua per mezzo di uno stramazzo disposto nel canale di scarico o per mezzo di mulinelli, tubi Pitot o venturimetri disposti nella condotta; la misura del salto motore si esegue per mezzo di manometri di precisione.

Per la misura del rendimento esiste anche il metodo indiretto, che si basa sulla rilevazione delle perdite per attrito dell'acqua in turbina attraverso la misura dell'incremento di temperatura $\theta_2 - \theta_1$ subito dall'acqua nel passaggio della turbina stessa.

$$\eta_t = 1 - \frac{\Delta P}{P_a} = 1 - \frac{\gamma Q c \cdot (\theta_2 - \theta_1) \left[\frac{kcal}{s} \right]}{\gamma Q H \left[\frac{kgm}{s} \right]} \cdot 427 \left[\frac{kgm}{kcal} \right] = 1 - \frac{427 \cdot (\theta_2 - \theta_1)}{H}$$

- γ peso specifico acqua (kg/m^3)
- c calore specifico acqua ($kcal/kg \text{ } ^\circ C$)
- Q portata acqua (m^3/s)
- θ_1 temperatura acqua a monte turbina ($^\circ C$)
- θ_2 temperatura acqua a valle turbina ($^\circ C$)
- H salto utile (m)

Si può notare che non è necessaria la misura della portata. La misura della differenza di temperatura è peraltro assai delicata perché si tratta di decimi o anche centesimi di grado.

Con entrambi i metodi si effettua la misura del rendimento per diversi valori della potenza resa, in modo da ottenere curve di rendimento che verranno poi confrontate con quelle garantite dal costruttore.

8.3. Macchinario elettrico

8.3.1. Generatori

I generatori a corrente alternata installati nelle centrali idroelettriche sono generalmente alternatori trifase. La scelta dei dati di targa degli alternatori verrà eseguita partendo dalla potenza attiva erogata, pari a quella prodotta dalla motrice idraulica a meno delle perdite.

La potenza nominale (in kVA o MVA) verrà scelta in base al fattore di potenza ($\cos\phi$) nominale, il cui valore è in genere pari a $0,85 \div 0,95$. Infatti, diminuendo il fattore di potenza, aumenta il costo della macchina poiché aumenta la corrente nello statore e la potenza di eccitazione necessaria. Attuando il rifasamento del carico si ottiene il duplice vantaggio di ridurre il costo del macchinario e le perdite di potenza sulle reti di trasporto.

La tensione nominale (tensione concatenata) verrà scelta fra i valori normalizzati (3-6-10-15-20 kV) in base a considerazioni di carattere economico inerenti alla costruzione dell'alternatore e al dimensionamento delle sbarre e apparecchiature di collegamento al trasformatore. Sono costruiti anche alternatori ad alta tensione, fino a 150-220 kV, che possono essere così collegati direttamente alla rete senza l'interposizione di un trasformatore elevatore.

L'isolamento dei conduttori di statore è eseguito con nastri di micaseta impregnati, il cui minimo spessore ammesso (3 strati) è adatto per la tensione nominale di 6 kV; con tensione superiore occorre aumentare lo spessore isolante e quindi il costo dell'isolamento. D'altra parte, a pari potenza, aumentando la tensione si riduce la corrente di macchina e quindi la sezione del conduttore e la necessità delle trasposizioni, mentre la dispersione del calore diventa più difficile.

Il valore più economico della tensione cresce con il crescere della potenza della macchina.

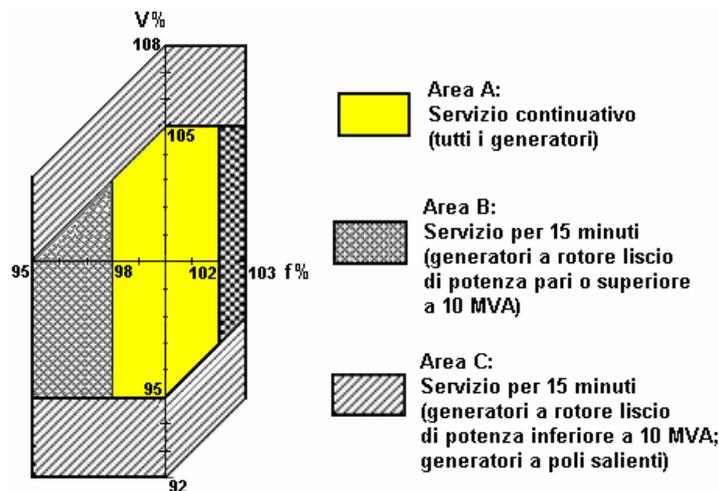
La velocità di rotazione degli alternatori è legata alla frequenza f di rete dalla nota relazione:

$$n = 60 \frac{f}{p}$$

avendo indicato con n il numero di giri al minuto e con p il numero delle coppie polari dell'alternatore.

La frequenza in Europa⁹ è unificata al valore di 50 Hz; in America e in Giappone la frequenza è invece di 60 Hz.

⁹ In Italia per i generatori è ammesso il seguente campo di funzionamento frequenza-tensione:



Pertanto la velocità di rotazione è massima per 2 poli ($p=1$) e in Europa è pari a 3000 giri/min. La velocità decresce con il numero dei poli:

poli	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	30	40	50	60
giri/min	3000	1500	1000	750	600	500	428	375	333	300	200	150	120	100

Le macchine ad elevata velocità di rotazione (1500 e 3000 giri/min) sono in genere riservate per l'accoppiamento con turbine a vapore (turboalternatori). Le sollecitazioni centrifughe impongono per il rotore un piccolo diametro e la costruzione cilindrica (rotore liscio): la macchina ha quindi uno sviluppo prevalentemente assiale.

Per le macchine accoppiate con turbine idrauliche, che hanno velocità minori, il rotore ha i poli salienti. La costruzione è effettuata per mezzo di dischi forgiati per le macchine a media velocità, mentre per quelle a bassa velocità viene talora adottata la costruzione con corona e razze.

La velocità periferica massima ammissibile è di $130 \div 160$ m/s secondo i tipi costruttivi (corona in uno o più pezzi). Ciò limita il diametro massimo ammissibile per il rotore in funzione della velocità di rotazione massima, o velocità di fuga, al valore:

$$D_{\max} [\text{metri}] = \frac{60 \cdot (130 \div 160)}{\pi k n} = \frac{2500 \div 3000}{k n}$$

dove k è il rapporto tra la velocità di fuga e la velocità nominale.

Il coefficiente k vale:

- circa 1,8 per macchine accoppiate a turbine Pelton,
- $2 \div 2,2$ per macchine accoppiate a turbine Francis,
- $2,5 \div 3,5$ per macchine accoppiate a turbine Kaplan.

Per un dimensionamento di massima dell'alternatore si farà riferimento all'espressione

$$P = 0,116 D^2 L n f_a B \Delta$$

dove:

- P potenza ai morsetti,
- D diametro del rotore,
- L lunghezza del pacco lamellare,
- n velocità di rotazione,
- f_a fattore di avvolgimento,
- B induzione massima al centro del polo,
- Δ densità lineare di corrente.

Raggruppando in una costante, detta costante di macchina, i termini relativi all'utilizzazione dei materiali si ha:

$$P = C_m D^2 L n$$

Il fattore di avvolgimento, per avvolgimenti a due strati a passo raccorciato, assume il valore di 0,92.

Il valore dell'induzione massima nel traferro si tiene generalmente compreso tra 0,7 e 0,8 Wb/m².

Il valore della densità lineare di corrente è praticamente compreso tra 20 e 50 kA/m.

La costante di macchina risulta quindi:

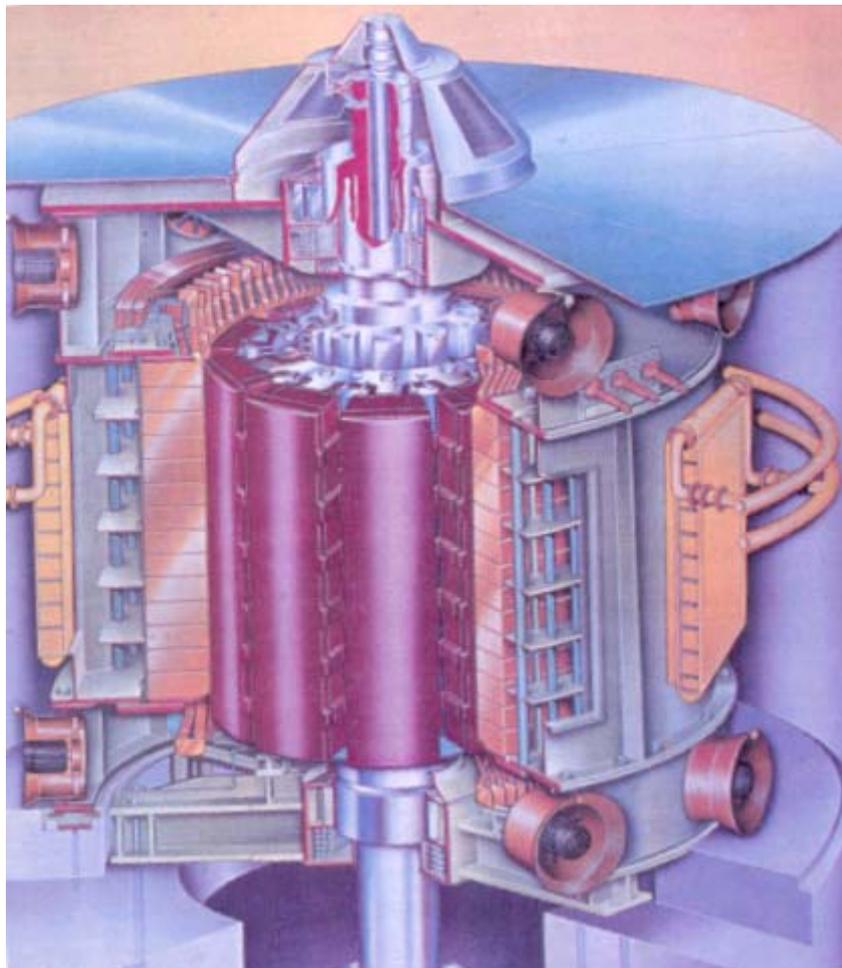
$$C_m = 0,116 \cdot 0,92 \cdot (0,7 \div 0,9) \cdot (20 \div 50) \cdot 10^3 = (1,5 \div 5) \cdot 10^3$$

Introducendo per D il valore massimo ammissibile in relazione agli sforzi centrifughi e per L il valore massimo (4 metri) nel caso di raffreddamento ad aria si ha:

$$P_{\max} = \frac{(2500 \div 3000)^2 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 4}{k^2 n} = \frac{(125 \div 180) \cdot 10^9}{k^2 n}$$

L'andamento della potenza massima in funzione della velocità di rotazione è rappresentato da due iperboli per ogni valore di k, una valida per le costruzioni in un sol pezzo, l'altra per corona polare in più pezzi.

Un limite superiore di potenza è dato dalla possibilità pratica di realizzare costruzioni in un sol pezzo (diametro massimo di circa 5 metri, n = 333 giri/min, 18 poli, 200 MVA circa) e in più pezzi (diametro massimo di circa 13 metri).



Sezione di un alternatore ad asse verticale a 10 poli

Il peso totale G dell'alternatore può essere calcolato in prima approssimazione con la formula:

$$G \cong 11000 \cdot \left(\frac{P}{n} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Il peso del rotore è il 30÷45% del peso totale.

Il raffreddamento interno degli alternatori, necessario per asportare il calore prodotto nei circuiti elettrici e magnetici della macchina, è in genere realizzato ad aria.

L'aria di ventilazione viene aspirata dall'ambiente esterno, per mezzo di ventilatori calettati sull'albero della macchina stessa, ed espulsa dalla parte opposta dell'aspirazione dopo aver attraversato l'interno. Ovviamente un tale sistema di raffreddamento non può che essere adottato per macchine di potenza ridotta perché l'aria prelevata dall'esterno contiene pulviscolo e umidità, dannosi per l'isolamento. Per potenze superiori questo circuito è realizzato in forma chiusa, con circolazione forzata dell'aria all'interno dell'alternatore e successivo raffreddamento dell'aria in scambiatori a circolazione d'acqua.

Nelle macchine di ancor più elevata potenza si passa al raffreddamento con idrogeno. Nell'interno dell'alternatore l'idrogeno in pressione è fatto circolare tramite un ventilatore calettato sull'albero ed è raffreddato mediante refrigeranti a tubi alettati percorsi dall'acqua servizi.

I vantaggi che l'idrogeno presenta rispetto all'aria consistono in una migliore conducibilità termica e in una minore densità, che si traducono in migliore capacità di asportazione del calore dall'interno della macchina e in minore potenza assorbita per ventilazione.

Per contro l'idrogeno presenta il pericolo di formare con l'aria delle miscele esplosive, per cui devono essere presi accorgimenti impiantistici adeguati, che si traducono in oneri maggiori.

Il rendimento degli alternatori è assai elevato e nelle grandi macchine raggiunge il 98÷99%.

La reattanza sincrona ha normalmente valori di 0,8÷1,2 p.u.

Per centrali di modesta potenza (fino a 6000 kW) allacciate a grandi reti si impiega talora il generatore asincrono, che presenta i seguenti vantaggi:

- è più semplice e meno costoso di quello sincrono;
- rende più semplice l'esercizio della centrale, poiché rende superflua la regolazione della velocità del motore primo;
- può essere inserito sulla rete senza richiedere una vera e propria sincronizzazione.

Per tali motivi il generatore asincrono si presta assai bene per essere installato in centrali destinate al funzionamento automatico.

Per contro esso presenta lo svantaggio di non poter funzionare separato dalla rete, in quanto deve prelevare da questa la potenza reattiva necessaria alla creazione del flusso magnetico nello statore; produce quindi solamente potenza attiva, ruotando ad una velocità superiore a quella del sincronismo di rete.

8.3.2. Sistemi di eccitazione

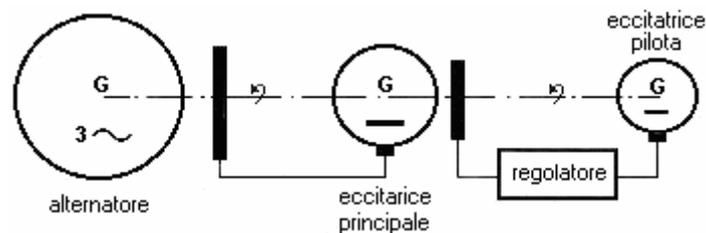
Il rotore dell'alternatore, per creare il campo magnetico, deve essere alimentato da una fonte di corrente continua. Il sistema di eccitazione ha il compito di fornire questa alimentazione.

L'eccitazione degli alternatori può essere realizzata mediante due sistemi diversi:

- eccitazione rotante,
- eccitazione statica.

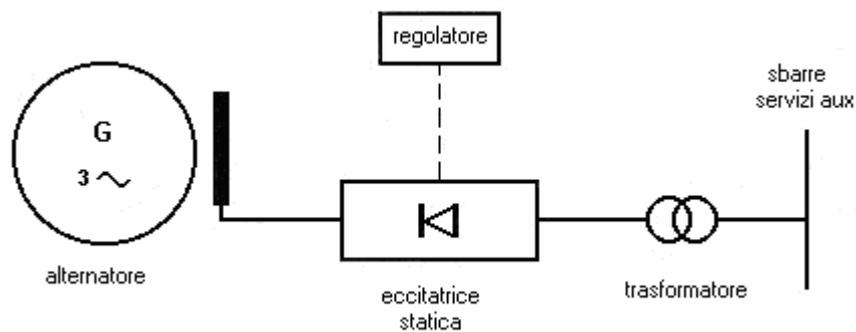
Il primo sistema prevede l'impiego di una dinamo principale, coassiale al rotore dell'alternatore, eccitata a sua volta da un'altra dinamo, detta ausiliaria o pilota, o da un sistema statico.

Solo nel caso di alternatori a velocità di rotazione troppo bassa o troppo elevata le dinamo eccitatrici sono separate ed azionate da un apposito motore elettrico.



Il secondo sistema, l'eccitazione statica, prevede l'impiego di una batteria di raddrizzatori controllati direttamente dal sistema di regolazione della tensione.

L'alimentazione dell'eccitatrice statica può essere derivata, tramite un trasformatore apposito, direttamente dalle sbarre dell'alternatore oppure dalle sbarre dei servizi ausiliari di centrale.



I vantaggi dell'eccitazione statica consistono principalmente in una minore richiesta di manutenzione dovuta all'assenza di organi in movimento e, dal punto di vista del funzionamento, in una più elevata prontezza del sistema a far fronte alle variazioni di tensione.

La potenza richiesta per l'eccitazione è dell'ordine dello 0,3÷1% della potenza nominale dell'alternatore.

La tensione di eccitazione è generalmente compresa tra 200 e 500 V.

Il sistema di eccitazione ha inoltre il compito di effettuare la regolazione della tensione ai morsetti dell'alternatore.

Lo svolgimento di questo compito presuppone la rispondenza delle apparecchiature, che compongono il sistema, a determinati requisiti: di importanza fondamentale sono quelli che riguardano la sicurezza di funzionamento e la rapidità di intervento.

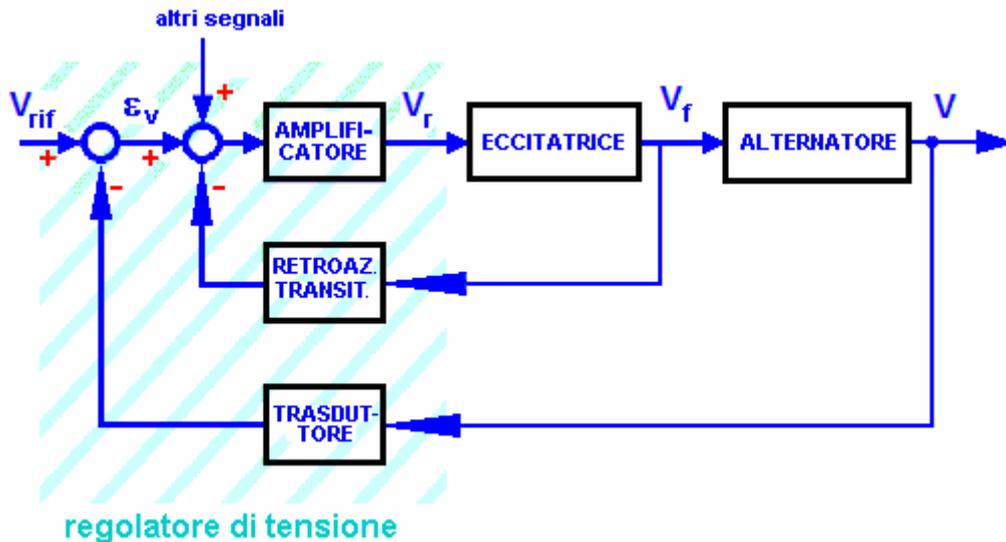
I requisiti funzionali richiesti dal Gestore del Sistema Elettrico italiano per i regolatori di tensione dei gruppi che partecipano alla regolazione di frequenza sono i seguenti:

- funzionamento automatico in regolazione di tensione ai morsetti di macchina in tutto il campo di funzionamento ammesso dalla curva di capability, con errore compreso nel campo $\pm 0,5\%$ per i generatori idroelettrici ($\pm 0,2\%$ per i generatori termoelettrici) del valore impostato;
- riferimento di tensione impostabile nel campo $(0,80 \div 1,10) \cdot V_n$;
- ceiling positivo non inferiore al 200% della tensione di eccitazione alle condizioni nominali di funzionamento del generatore nel caso di eccitatrici statiche e al 160% della stessa negli altri casi;
- limitazione del funzionamento in regime di sovraeccitazione o sottoeccitazione, per il rispetto delle curve di prestazione della macchina. Il limite di sovraeccitazione deve comunque essere temporaneamente superabile per permettere il forzamento richiesto in caso di guasto e deve variare con la tensione del generatore per adattarsi, di volta in volta, alla curva di capability;
- per generatori di potenza superiore a 50 MW, correzione del riferimento di tensione con una funzione di compound per la potenza reattiva, in modo da compensare il 70÷80% della caduta di tensione sul trasformatore elevatore, calcolata in condizioni nominali di funzionamento;
- per generatori di potenza superiore a 100 MW, il sistema di eccitazione deve consentire il mantenimento della tensione di ceiling, in caso di cortocircuito ai morsetti AT del trasformatore elevatore, almeno per le seguenti durate, a seconda della tensione nominale della rete cui il generatore è collegato:
 - 2 secondi per la rete 150-132 kV,
 - 2,6 secondi per la rete 220 kV,
 - 4 secondi per la rete 380 kV.

Il sistema di eccitazione deve inoltre consentire sovraccarichi con corrente di campo fino al 150% per una durata non inferiore a 10 secondi;

- il sistema di eccitazione, per le eccitatrici statiche ad alimentazione diretta, deve funzionare regolarmente anche con tensione di alimentazione pari al 20% della propria tensione nominale;
- per generatori di potenza superiore a 100 MW devono essere previsti segnali stabilizzanti per lo smorzamento delle pendolazioni di potenza (“power swing”) in presenza di disturbi sulla rete nazionale.

Le parti fondamentali di un sistema di controllo dell'eccitazione sono illustrate nello schema a blocchi seguente, in cui vengono distinti il regolatore di tensione vero e proprio e l'eccitatrice.



La tensione V ai morsetti di macchina è inviata in retroazione all'ingresso del regolatore mediante un trasduttore, costituito da TV, raddrizzatori, filtri, ecc.; qui è confrontata con il valore di riferimento V_{rif} (che, come V , è espresso in p.u. rispetto alla tensione nominale V_n dell'alternatore). Il segnale differenza ε_v , che rappresenta l'errore di tensione, viene amplificato e va a pilotare l'eccitatrice generando la tensione di eccitazione V_f (espressa anch'essa in p.u. rispetto alla tensione di eccitazione a vuoto V_{f0}).

Nello schema si nota la retroazione transitoria, presente in alcune realizzazioni al fine di migliorare il comportamento dinamico del sistema.

Nello stesso schema si nota la possibilità di introdurre altri segnali, che possono essere segnali stabilizzanti per le oscillazioni elettromeccaniche, segnali provenienti dai limitatori in sovra e sottoeccitazione e un segnale proporzionale alla componente reattiva della corrente erogata dall'alternatore (il cosiddetto compound).

8.3.3. Trasformatori

Gli alternatori sono sempre muniti di trasformatori, in genere elevatori di tensione. Se gli alternatori sono direttamente accoppiati ai rispettivi trasformatori, la potenza nominale delle due macchine è la stessa, potendosi trascurare le perdite e l'influenza dell'assorbimento di potenza reattiva induttiva del trasformatore. La tensione nominale primaria è quella dell'alternatore, mentre la tensione nominale secondaria è quella della rete di trasporto. Il rapporto a vuoto può essere semplicemente il rapporto fra queste due tensioni, ovvero può maggiorare di un 5÷10% la tensione secondaria allo scopo di compensare le cadute di tensione interne al trasformatore e in parte quelle delle linee di trasporto. Il collegamento preferito è quello a triangolo sul primario e a stella con neutro sul secondario, allo scopo di permettere la chiusura sul primario delle componenti armoniche ed omopolari e di consentire l'eventuale messa a terra del neutro sul secondario ad alta tensione.

La tensione di corto circuito è pari al 9÷10%; la corrente a vuoto è l'1÷2% della corrente nominale; il rendimento supera il 99% per le grandi unità.

La preferenza va alle unità trifasi, che presentano minor costo, minor ingombro e maggior rendimento rispetto al banco di tre unità monofasi. Quest'ultima soluzione può essere preferita se l'ingombro dell'unità trifase non ne consente il trasporto a destinazione; inoltre, se si vuole disporre di una riserva in centrale, basta in tal caso una unità monofase.

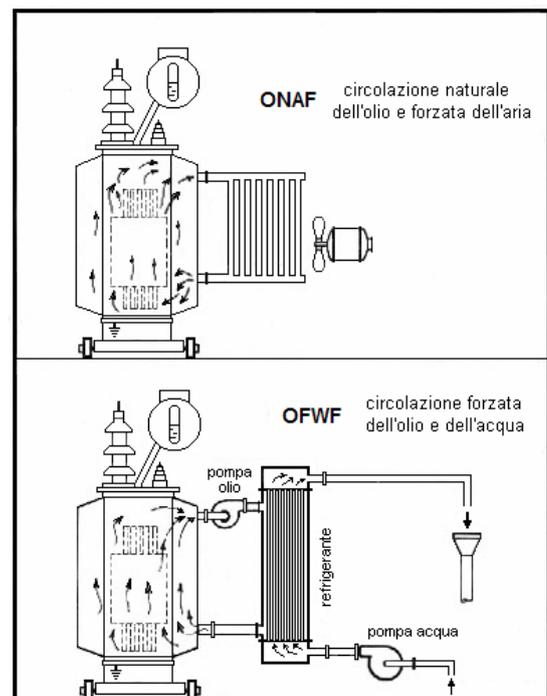
Costruttivamente un trasformatore è costituito da un circuito magnetico in lamierini accostati ed isolati tra loro. La funzione del circuito magnetico (nucleo) è quella di convogliare il flusso generato dall'avvolgimento primario e nello stesso tempo di costituire il supporto degli avvolgimenti stessi. Gli avvolgimenti sono realizzati con spire di forma circolare, formate da barrette di rame isolate tra loro da nastriature in lino o cotone; l'insieme delle spire costituenti una matassa dell'avvolgimento viene successivamente nastrato e laccato per aumentarne la consistenza e l'isolamento. I cilindri, costituiti dalle varie matasse, vengono inseriti nelle colonne del nucleo ed isolate da queste e dalle altre matasse con l'interposizione di tubi di cartone, bachelite o mica. Tra le varie matasse vengono poi inseriti dei distanziatori (blocchetti di legno o altro materiale isolante) che hanno lo scopo di ancorare saldamente gli avvolgimenti, soggetti durante il funzionamento a forze elettrodinamiche di notevole entità.

Gli avvolgimenti a bassa tensione sono a contatto con il nucleo; quelli ad alta tensione sono disposti all'esterno. I circuiti elettrici e magnetici sono immersi in olio isolante.

Il raffreddamento del trasformatore può essere realizzato con aria o con acqua.

Nel primo caso l'olio circola, naturalmente o per mezzo di pompe, in radiatori raffreddati dall'aria, eventualmente attivata da elettroventilatori. Questo sistema, che presenta una notevole sicurezza di esercizio, è adatto per unità installate all'aperto.

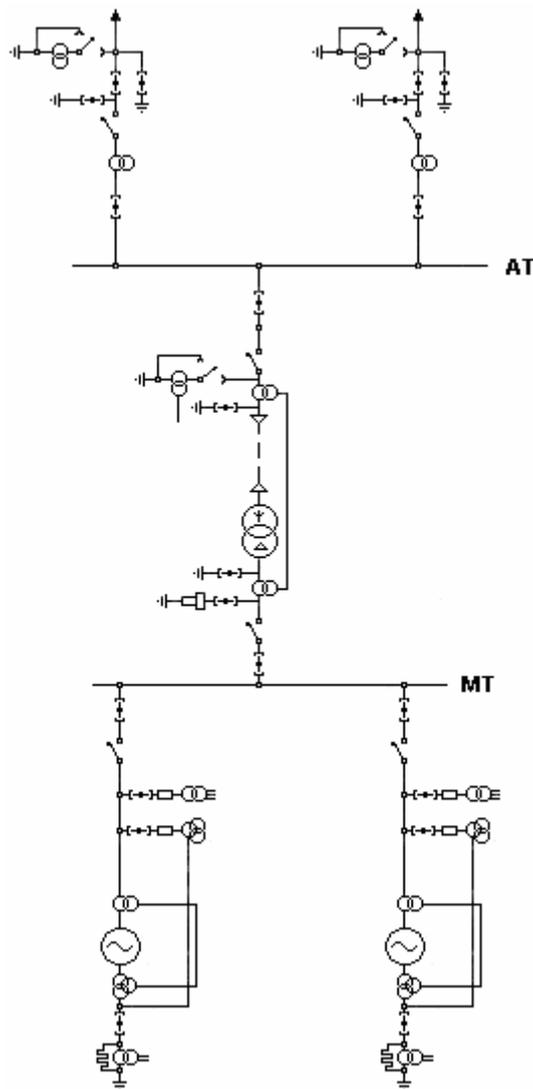
Nel secondo caso l'olio viene fatto circolare in pressione in una batteria di refrigeranti ad acqua. Questo sistema presenta un'economia nei costi di impianto ed è l'unico possibile per le centrali in caverna; per contro il guasto di una pompa porta alla necessità di mettere fuori servizio il trasformatore.



8.3.4. Schemi elettrici tipici

Per le centrali con più di un gruppo generatore si distinguono i due seguenti schemi:

- a) Gruppi in parallelo alla tensione degli alternatori: è lo schema normalmente adottato per gruppi di non grande potenza, per limitare le correnti nominali e di corto circuito in gioco sulle sbarre a media tensione. In tal caso può essere scelto un solo trasformatore elevatore o un numero qualsiasi di trasformatori in parallelo anche sul lato alta tensione. In alcuni casi sono installati più trasformatori, ognuno dei quali alimenta separatamente una linea di trasporto.

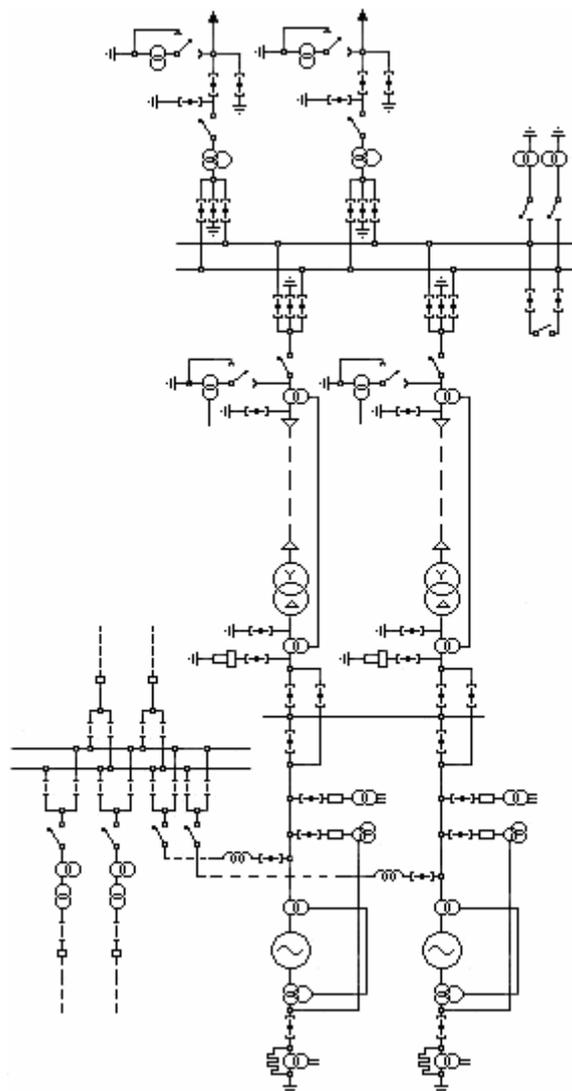


Schema elettrico di una centrale idroelettrica con due gruppi in parallelo alla tensione degli alternatori

- b) Gruppi in parallelo alla tensione di trasporto: è lo schema più frequente nelle grandi centrali e prevede quindi l'accoppiamento diretto fra alternatore e trasformatore, che sono perciò vincolati ad avere la stessa potenza.

Il collegamento si considera rigido anche se fra alternatore e trasformatore è prevista la possibilità di sezionamento. Lo schema rigido è il più conveniente perché permette di risparmiare il costoso interruttore di media tensione. In alcuni casi si aggiunge, sui montanti a media tensione degli alternatori, una sbarra di smistamento munita di semplici sezionatori, in modo da permettere in caso di disservizio il passaggio di un alternatore sul trasformatore di un altro gruppo. Da questa sbarra possono anche essere derivati i servizi ausiliari.

Per il collegamento alle sbarre della stazione di smistamento ogni gruppo alternatore-trasformatore è munito di un interruttore di alta tensione con sezionatore a monte e uno a valle.



Schema elettrico di una centrale idroelettrica con due gruppi in parallelo sull'alta tensione con doppio sistema di sbarre

Il valore elevato delle correnti che percorrono le sbarre tra l'alternatore e il trasformatore, nonché l'entità degli sforzi elettrodinamici tra le fasi, in caso di corto circuito, inducono ad ubicare i trasformatori il più vicino possibile alle macchine generatrici.

Nelle centrali in caverna, talvolta anche quando la galleria di accesso ha una lunghezza limitata, conviene ospitare in caverna i trasformatori. In questo caso l'energia viene convogliata dai trasformatori all'esterno mediante cavi ad alta tensione in olio fluido. L'olio, percorrendo uno o più canali liberi ricavati nel cavo, impregna tutta la carta isolante senza lasciare spazi vuoti. Il volume maggiore dell'olio, in caso di aumento termico, fluisce in appositi serbatoi e rientra quando la temperatura si abbassa. E' sufficiente che, nelle condizioni peggiori, la pressione dell'olio sia in ogni punto maggiore di quella atmosferica. Talvolta, per ragioni altimetriche, la guaina è rinforzata così da sopportare più atmosfere in conseguenza dei dislivelli tra la galleria trasformatori e la stazione elettrica all'aperto. Il terminale del cavo per esterno deve assicurare la tenuta ermetica dell'isolante rispetto all'atmosfera e permettere il libero passaggio dell'olio dai serbatoi di estremità verso il cavo e viceversa.

Il terminale di ingresso nel trasformatore è dello stesso tipo di quelli in aria, ma è più piccolo perché immerso in olio. Esso non viene introdotto nella cassa del trasformatore, ma in una camera intermedia applicata al cassone e comunicante con esso. E' così possibile rimuovere il trasformatore senza smontare il terminale del cavo.

8.3.5. Stazione elettrica AT annessa alla centrale

E' rappresentata da quel complesso di conduttori ed apparecchiature che riceve l'energia ad alta tensione (AT) dai gruppi generatori e la smista alle linee di trasporto.

Lo schema della stazione di smistamento può essere a semplice sistema di sbarre o a doppio sistema di sbarre. Il secondo schema permette di alimentare due reti in servizio separato e di impiegare una sbarra in caso di fuori servizio dell'altra; comprende un interruttore (con sezionatori a monte e a valle) che consente di mettere in parallelo fra loro le sbarre.

Schemi più complessi, a triplice sbarra o ad anello, sono di uso poco frequente.

In base al tipo di isolamento le stazioni elettriche AT possono essere classificate in stazioni con isolamento in aria e stazioni blindate con isolamento in esafluoruro di zolfo (SF_6). Nelle prime le sbarre sono isolate tra loro e verso il terreno tramite aria; nelle seconde le sbarre e le apparecchiature di interruzione sono contenute in involucri elettricamente collegati a terra, riempiti con gas in pressione che funge da isolante.

Le stazioni blindate sono più compatte ma più costose e sono normalmente adottate se esistono particolari vincoli ambientali e di spazio.

Ogni linea di partenza è munita di interruttore di protezione e di sezionatori per il collegamento alle sbarre; a valle dell'interruttore è previsto un sezionatore che permette di sezionare il collegamento alla linea e un sezionatore per la messa in corto circuito e a terra della linea in occasione di lavori.

Gli interruttori sono del tipo in olio ridotto, ad aria compressa, ad esafluoruro di zolfo.



Interruttore ad aria compressa



Interruttore ad esafluoruro di zolfo

Ad essi vengono richiesti alcuni requisiti essenziali:

- notevole rapidità di movimento dei contatti in chiusura e soprattutto durante la fase di apertura;
- ottima rigidità dielettrica nello spazio esistente tra i contatti;
- rapida estinzione dell'arco mediante accorgimenti atti a provocarne l'allungamento e il frazionamento e a ristabilire prontamente il dielettrico nella zona dell'arco.

I sezionatori possono essere del tipo a rotazione o a pantografo: devono garantire la continuità del circuito, quando esso è chiuso, e l'isolamento in sicurezza fra le due parti del circuito, quando esso non è sotto carico ed è aperto.

La protezione contro le sovratensioni si realizza installando scaricatori ad alta tensione ai morsetti dei trasformatori e alla partenza delle linee.

Per inviare ai relè di protezione o al regolatore di tensione le grandezze agenti è necessario disporre di trasformatori di misura per le tensioni (TV) e per le correnti (TA).

I TV e i TA per alte tensioni sono di solito monofasi: una terna di entrambi viene installata su ciascuna sbarra, sui montanti di macchina e su quelli di linea.

8.3.6. Quadro di comando e di controllo

E' il complesso di tutte le apparecchiature di comando, controllo e misura che vengono normalmente riunite in un unico locale detto "Sala Quadri" o "Sala Manovra".

La disposizione comprende, al centro della sala, un banco di comando a leggio, composto da un certo numero di pannelli recanti gli schemi dei circuiti controllati, con gli strumenti di misura delle grandezze principali ed il complesso dei comandi con i relativi indicatori di posizione.

Su uno o più lati della sala è disposto il quadro verticale suddiviso anch'esso in pannelli, che contengono tutti gli apparecchi di protezione e di regolazione e tutti gli strumenti di misura indicatori o registratori delle grandezze elettriche, idrauliche, termiche, ecc.

Il semplice comando a distanza della centrale (telecomando) è attuato per mezzo di cavi multipli per brevi distanze; per distanze superiori si ricorre a collegamenti di tipo telefonico, ad onde convogliate sulle linee AT o a collegamenti radio. Naturalmente in tal caso tutte le misure e le segnalazioni necessarie all'esercizio vengono trasmesse al posto di comando con appositi circuiti di telemisure e telesegnalazioni.

La conduzione a distanza di una centrale viene facilitata dall'automazione della sequenza delle manovre, riducendo così il numero dei comandi da trasmettere e dei segnali da ricevere.

Nelle centrali interamente automatiche si dà solo il comando di avviamento e di fermata e si cura la regolazione della potenza attiva e reattiva. Tutte le sequenze delle manovre si svolgono automaticamente.

8.3.7. Servizi ausiliari

Sono tutte quelle installazioni che forniscono determinati servizi, necessari al funzionamento e alla sicurezza del macchinario principale. Particolare importanza hanno i servizi ausiliari elettrici che assicurano l'alimentazione a tutti gli altri. Ad essi è richiesta l'assoluta garanzia di continuità di alimentazione in ogni evenienza, anche a centrale ferma.

I servizi che necessitano di assoluta sicurezza e che sono normalmente alimentati in corrente continua sono i seguenti:

- circuiti di regolazione,
- circuiti di comando,
- circuiti di protezione,
- circuiti di segnalazione,
- luci di sicurezza,
- utenze di emergenza in corrente continua.

Servizi essenziali che necessitano di continuità ma che vengono alimentati normalmente in corrente alternata (con eventuale riserva in corrente continua) sono i seguenti:

- pompa olio del regolatore di turbina,
- compressore del polmone d'aria asservito al regolatore di turbina,
- pompe olio cuscinetti di turbina e alternatore,
- pompe olio trasformatori,
- arotermi o pompe acqua raffreddamento trasformatori,
- servizi antincendio,
- dispositivi di manovra di griglie, paratoie, valvole.

Altri importanti servizi in corrente alternata, che possono peraltro tollerare brevi interruzioni, sono:

- illuminazione normale,
- apparecchi di sollevamento e trasporto,
- forza motrice per macchinario di officina,
- pompe di aggrottamento,
- apparecchiatura per il trattamento dell'olio,
- servizi generali (ascensori, condizionamento aria, ecc.),
- carica batteria ausiliari.

L'alimentazione dei servizi ausiliari in corrente continua è effettuata tramite una batteria stazionaria (in genere alla tensione di 110 V) caricata in tampone da un raddrizzatore statico.

Nelle grandi centrali è prevista anche una batteria a 24 V che alimenta le apparecchiature di segnalazione dei quadri, lampade, relè, indicatori.

L'alimentazione dei servizi in corrente alternata è di norma effettuata alla tensione di 380/220 V ed è derivata dal montante di macchina; è prevista anche l'alimentazione da una linea esterna, necessaria in caso di fuori servizio di tutti i gruppi della centrale.

I principali servizi ausiliari non elettrici sono i circuiti dell'olio di lubrificazione, dell'acqua di raffreddamento, dei servizi antincendio.

8.3.8. Impianto di terra

E' un insieme di corpi metallici e di conduttori di collegamento posti in intimo contatto elettrico con il terreno e utilizzati per disperdere correnti elettriche.

Il collegamento a terra (o, come si suol dire, la messa a terra) può essere:

- di protezione, quando ha lo scopo di limitare le eventuali tensioni verso terra di quelle parti che, normalmente non in tensione, potrebbero esserlo a causa di guasti. Sono realizzati a tale scopo, ad esempio, i collegamenti a terra delle carcasse del macchinario, dei cassoni dei trasformatori, delle incastellature dei sezionatori e degli interruttori, dei pali di sostegno delle linee elettriche.
- di funzionamento, quando ha lo scopo di permettere il funzionamento degli apparecchi o un più regolare e sicuro esercizio degli impianti, collegando a terra un determinato punto del circuito elettrico. Sono messe a terra di funzionamento quella del neutro delle reti ad alta e bassa tensione, quella degli scaricatori di sovratensione, quella di un polo dei TV monofasi e quella dei circuiti secondari dei TA e TV.
- di lavoro, quando è realizzata su impianti temporaneamente fuori tensione e ha lo scopo di rendere possibile senza pericolo l'esecuzione dei lavori al personale addetto. Le norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro vietano di eseguire interventi di controllo e manutenzione

su macchine, apparecchi o linee elettriche o nelle loro immediate vicinanze se non si è provveduto a togliere tensione, sezionare visibilmente il circuito in tutti i punti di possibile alimentazione e mettere in corto circuito e a terra tutte le fasi dell'impianto sul quale si eseguono i lavori. La messa a terra può essere eseguita per mezzo di appositi sezionatori previsti nell'impianto o con adatti collegamenti di tipo volante.

In pratica l'impianto di terra di una centrale elettrica deve poter assolvere tutte le funzioni sopra descritte: si realizza infatti un unico impianto al quale verranno collegate tutte le carcasse metalliche di macchine e apparecchi elettrici, i neutri degli avvolgimenti di alta tensione dei trasformatori principali, il morsetto di terra degli scaricatori, il neutro della rete di bassa tensione dei servizi ausiliari, i circuiti secondari dei TA e TV.

L'impianto è costruito interrando, a profondità variabile fra 1 e 2 metri, dei conduttori di rame di sezione adeguata in modo da realizzare un rettangolo internamente magliato che racchiuda tutta l'area della centrale e della stazione elettrica annessa; la distanza fra i conduttori paralleli che costituiscono la maglia è bene che non superi i 20 metri.

Alla periferia dell'impianto possono essere aggiunti dei dispersori a fittone da collegare ai conduttori. Tutte le masse metalliche di grandi dimensioni devono essere collegate all'impianto di terra: è il caso delle tubazioni di acqua, dei binari, delle funi di guardia delle linee, delle condotte forzate.

Il valore della resistenza complessiva dell'impianto di terra è ottenibile in prima approssimazione dalla formula:

$$R = \frac{2\rho}{p}$$

dove ρ è la resistività del terreno (misurata in $\Omega \cdot m$) e p è il perimetro dell'impianto di terra.

La resistività del terreno varia normalmente fra 100 e 300 $\Omega \cdot m$, passando dal terreno argilloso al terreno ghiaioso e sabbioso. Per le rocce si raggiungono valori di 2000÷5000 $\Omega \cdot m$.

La rete di terra deve essere ampliata fino a quando non si raggiunge il valore di resistenza voluto, che per le centrali connesse alla rete AT deve essere dell'ordine dei decimi di ohm.

La tensione totale di terra è data infatti dal prodotto $R \cdot I_t$, dove I_t è la massima corrente di guasto che può circolare nell'impianto di terra. E' comunque importante, più che limitare tale tensione, mantenere basse le tensioni che si possono avere fra due punti simultaneamente accessibili dalle persone (tensione di passo e tensione di contatto).

8.4. Problemi di regolazione nelle centrali idroelettriche

8.4.1. Generalità

Le utenze allacciate alle reti richiedono, com'è noto, che frequenza e tensione vengano mantenute a determinati valori e siano consentiti scostamenti solo di modesta entità.

Le variazioni di carico attivo e reattivo, che le stesse utenze impongono alla rete, hanno l'effetto di allontanare rispettivamente frequenza e tensione dai valori nominali: tali variazioni costituiscono quindi una fonte di disturbo per il servizio fornito.

Poiché le turbine idrauliche si prestano per propria natura ad effettuare rapide variazioni di carico, la tecnica della regolazione nelle centrali idroelettriche assume un'importanza particolare.

Il problema interessa, oltre che le apparecchiature di regolazione, anche le caratteristiche del macchinario e le opere idrauliche dell'impianto.

In un gruppo idroelettrico l'equilibrio dinamico è rispettato sino a quando la potenza fornita dalla portata d'acqua derivata è uguale alla potenza assorbita dal carico alimentato dall'alternatore, tenendo conto naturalmente delle inevitabili perdite. In questa condizione la coppia motrice è uguale a quella resistente e la velocità del gruppo si mantiene costante e corrispondente alla frequenza prestabilita nella rete alimentata.

La coppia resistente subisce però delle continue variazioni in funzione delle mutevoli esigenze dell'utenza; occorre pertanto adeguare in ogni momento la coppia motrice, agendo sul distributore della turbina, il quale varia la portata derivata perseguendo l'eguaglianza delle coppie.

L'organo che agisce sul distributore è chiamato regolatore di velocità.

Il suo intervento è determinato dalla variazione di velocità del gruppo, il quale sopperisce in un primo tempo alla differenza di carico, improvvisamente manifestatasi nella rete, mediante una variazione dell'energia cinetica delle proprie masse rotanti.

8.4.2. Regolazione di velocità di una turbina idraulica

La variazione del carico può essere diretta, per variazione della richiesta della rete, oppure indiretta, per variazione del salto utilizzato dalla turbina.

In entrambi i casi nasce uno squilibrio fra momento motore e momento resistente e il gruppo tende ad accelerare o a rallentare: ciò contrasta con la necessità di mantenere costante il numero di giri dei generatori elettrici, dalla cui velocità dipende la frequenza della rete.

Le variazioni di carico richieste all'alternatore sono normalmente brusche e frequenti, per cui si rende necessario un regolatore a funzionamento automatico e rapido che ristabilisca l'equilibrio dei momenti.

Le variazioni idrauliche di salto sono invece più graduali e lente; esse potrebbero anche essere compensate con la regolazione manuale; naturalmente il regolatore automatico provvede ottimamente anche in questo caso e può allora diventare regolatore di livello, nel senso di proporzionare la portata assorbita dalla turbina a quella disponibile, mantenendo costante il livello nella vasca di carico.

Il regolatore agisce chiudendo o aprendo il distributore della turbina in modo da adeguare la portata e quindi la potenza motrice della turbina alla potenza richiesta dalla rete.

Una buona regolazione deve dunque soddisfare alle seguenti esigenze:

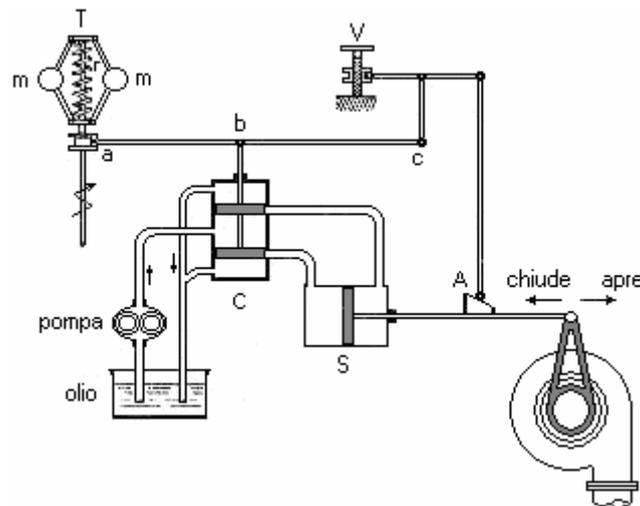
- mantenere costante la velocità in regime stabile,
- mantenere gli scarti transitori di velocità in termini tollerabili,

- riportare aperiodicamente o con oscillazioni rapidamente smorzate il gruppo alla velocità nominale.

Un regolatore di velocità è essenzialmente costituito da tre elementi:

- un elemento sensibile alla velocità di rotazione della macchina;
- un servomotore che, agendo per comando del primo, apre o chiude il distributore della turbina;
- un dispositivo di asservimento, collegato alla posizione di apertura della turbina, che, quando questa ha raggiunto la nuova posizione di equilibrio, riporta il servomotore alla posizione di riposo.

Uno schema elementare di un semplice tipo di regolatore di velocità è rappresentato in figura.



L'organo sensibile alla velocità di rotazione della macchina è costituito dal pendolo tachimetrico T . Quando la velocità aumenta (diminuisce) le masse rotanti m tendono ad allontanarsi (avvicinarsi) per effetto della forza centrifuga, cui fa contrasto l'azione della molla r , e a spostare quindi verso l'alto (il basso) il collare a che comanda l'asta principale ac del regolatore. Ne consegue uno spostamento del punto b e quindi del pistoncino doppio del cassetto di distribuzione C che comanda il movimento del servomotore S .

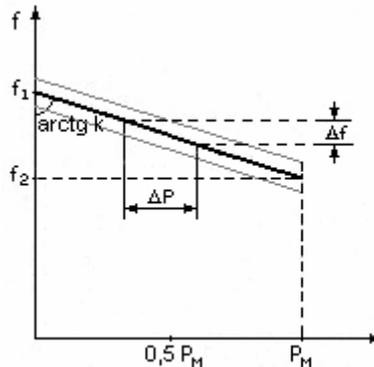
Quest'ultimo, che conferisce al sistema di regolazione un'azione integrale¹⁰, provoca la chiusura (apertura) del distributore della turbina: ad ogni posizione dell'asta del servomotore corrisponde un determinato grado di apertura della turbina e quindi un determinato valore della potenza fornita dalla macchina.

Il dispositivo di asservimento A (che introduce nella regolazione l'azione proporzionale¹¹) serve ad assicurare la stabilità della regolazione; la sua azione ha inizio solo quando l'asta del servomotore comincia il movimento di chiusura (apertura) del distributore e si esercita sul cassetto di distribuzione in senso opposto all'ordine che esso ha ricevuto dal tachimetro. Esso quindi abbassa (solleva) l'estremità c e quindi il punto b quando il collare a si è sollevato (abbassato).

¹⁰ Nell'azione integrale la velocità di variazione dell'organo regolante è proporzionale alla grandezza regolata. L'azione integrale si annulla al ritorno della grandezza regolata al valore di riferimento (set-point). Il regolatore integrale è astatico.

¹¹ Nell'azione proporzionale la posizione dell'organo regolante è proporzionale allo scostamento della grandezza regolata dal valore di set-point. Il regolatore proporzionale è statico, ma a fine variazione permane uno scostamento tra grandezza regolata e set-point.

Al fine di conseguire maggiore prontezza nella regolazione, si introduce nel sistema un elemento derivativo¹² costituito da un dispositivo sensibile all'accelerazione, ossia alla derivata della velocità. Tale apparecchio, detto accelerometro, è affiancato al tachimetro e sviluppa un'azione stabilizzante che è concorde durante la fase di regolazione e contraria nella fase di surregolazione. La caratteristica di regolazione, che si ottiene da un regolatore del tipo descritto, è indicata nella figura: ad ogni apertura della turbina (e quindi ad ogni valore della potenza) corrisponde una determinata posizione del collare a e quindi una determinata velocità del gruppo. A vuoto corrisponde la frequenza f_1 ; a pieno carico P_M corrisponde la frequenza f_2 minore di f_1 .



Si definisce statismo s del regolatore il rapporto tra la differenza delle frequenze estreme ($f_1 - f_2$) e la frequenza media $f_m = \frac{f_1 + f_2}{2}$:

$$s = \frac{f_1 - f_2}{f_m}$$

Agendo sul variagiri V del regolatore, la caratteristica di regolazione può venire spostata parallelamente a se stessa; si possono cioè modificare i valori f_1 e f_2 della frequenza a vuoto e a pieno carico o, il che è lo stesso, il valore della potenza prodotta per un certo valore della frequenza.

La regolazione di frequenza o di potenza ottenuta attraverso gli organi sensibili alle variazioni di velocità della macchina e secondo la caratteristica dello statismo si chiama *regolazione primaria*¹³, mentre si chiama *regolazione secondaria*¹⁴ quella ottenuta agendo sul variagiri.

¹² Nell'azione derivativa la posizione dell'organo regolante è proporzionale alla velocità di variazione della grandezza regolata. Tale azione anticipa l'intervento dell'organo regolante immediatamente all'inizio della variazione.

¹³ La regolazione primaria viene eseguita automaticamente ed in maniera autonoma dai regolatori di velocità dei singoli gruppi di produzione. Se, ad esempio, la frequenza di rete diminuisce, ciascun regolatore reagisce aumentando gradualmente la potenza generata dal rispettivo motore primo. La potenza complessiva immessa in rete dai gruppi rimasti in servizio viene quindi aumentata, compensando man mano quella perduta. L'azione autonoma dei regolatori cessa quando l'equilibrio di potenza in rete si è ristabilito e la diminuzione di frequenza si è conseguentemente arrestata. La rete si trova ora in una nuova situazione di regime, in cui la frequenza ha un valore inferiore a quello di programma e la riserva complessiva di regolazione primaria è stata parzialmente consumata.

¹⁴ La regolazione secondaria ha lo scopo di riportare la frequenza di rete al valore nominale. Anche la regolazione secondaria, come quella primaria, viene effettuata dai regolatori di velocità dei gruppi, ma sotto il controllo di un dispositivo automatico (regolatore secondario). Tale regolatore, sensibile all'errore Δf di frequenza e all'errore ΔP_s sulla potenza importata dall'estero, modifica i set-point dei singoli regolatori di velocità e, se la frequenza è inferiore a 50 Hz, aumenta ulteriormente la potenza erogata dai gruppi fino ad annullare Δf e ΔP_s (regolazione frequenza-potenza).

Dalla caratteristica di regolazione deriva che ad una variazione di frequenza Δf segue, per azione del regolatore, una variazione ΔP della potenza fornita dalla macchina:

$$\Delta P = -k \cdot \Delta f$$

Il coefficiente k (esprimibile in MW/Hz) si chiama energia regolante della macchina e rappresenta la variazione della potenza fornita dal gruppo per una variazione di frequenza di 1 Hz.

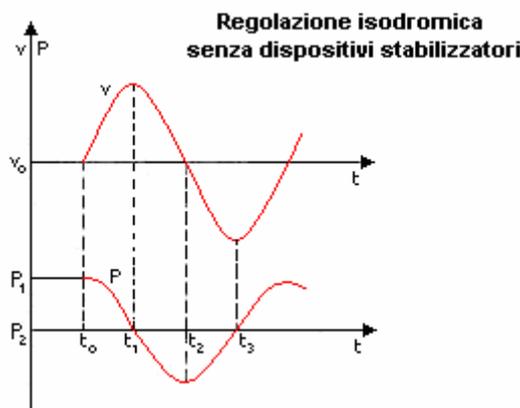
Se si indica con P_M la potenza massima a pieno carico, risulta immediatamente

$$k = \frac{P_M}{f_1 - f_2} = \frac{P_M}{s f_m}$$

L'energia regolante, per una data macchina, è inversamente proporzionale allo statismo del suo regolatore.

Un regolatore di questo tipo, con statismo diverso da zero, si chiama statico e la regolazione di frequenza che si ottiene si chiama pure statica. Essa è una regolazione stabile perché il dispositivo di asservimento, esercitando sul servomotore un'azione antagonista a quella della variazione di velocità, tende a riportare il cassetto di distribuzione alla sua posizione di riposo e a far assumere al distributore la nuova posizione di equilibrio senza oscillazioni.

Il regolatore statico regola a frequenza decrescente da vuoto a pieno carico. La stabilità cresce con lo statismo, ma la variazione di frequenza da vuoto a pieno carico, che si accompagna ad un elevato statismo, non è tollerabile. Oggi si richiede che le variazioni di frequenza siano contenute entro limiti ristrettissimi. Per soddisfare a questa esigenza la regolazione deve essere a frequenza pressoché costante o isodromica. Una tale regolazione si potrebbe ottenere con un regolatore astatico (a statismo nullo) che può essere realizzato in modo semplice rendendo fisso il punto c , ossia sopprimendo il dispositivo di asservimento A : in tal caso il cassetto di distribuzione C può stare in equilibrio solo se il collare a , dopo il periodo transitorio, va a rioccupare sempre la stessa posizione, alla quale corrisponde un'unica velocità. Tale regolazione, che si può chiamare astatica, è a velocità costante e la sua caratteristica è una retta parallela all'asse delle ascisse. Questa regolazione non è però stabile, perché nel regolatore non nasce nessuna azione antagonista a quella dovuta alla variazione di velocità.



Essa dà luogo a permanenti oscillazioni di velocità e di apertura e chiusura del distributore della turbina attorno ai valori corrispondenti alle nuove condizioni di regime. Se, infatti, in un certo istante t_0 la potenza erogata dall'alternatore si riduce improvvisamente e resta quindi disponibile

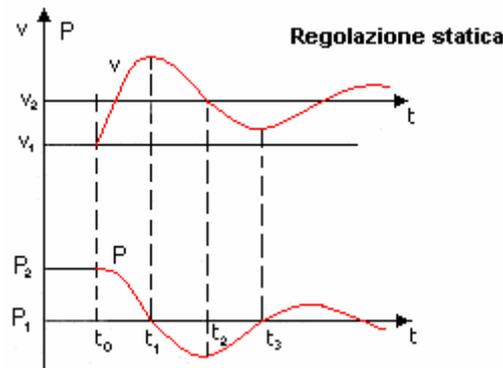
sull'asse della turbina un eccesso di potenza $\Delta P = P_1 - P_2$ (e un corrispondente eccesso di coppia motrice), la velocità aumenta e il regolatore interviene a chiudere la turbina.

Quando nell'istante t_1 l'eccesso di potenza ΔP si è ridotto a zero, la velocità ha raggiunto il massimo e il cassetto di distribuzione continua a comandare la chiusura della turbina; ciò dà luogo ad un'ulteriore diminuzione della potenza erogata (ΔP diviene negativo), cui corrisponde una decelerazione e una diminuzione di velocità del gruppo. Ma quando nell'istante t_2 la velocità riassume il suo valore normale e quindi si ripristina l'equilibrio del cassetto di distribuzione, il valore negativo di ΔP ha raggiunto un massimo (uguale al massimo ΔP positivo) e la velocità continua a diminuire. Il cassetto di distribuzione interviene allora a comandare l'apertura della turbina; si riduce il ΔP negativo fino a diventare zero nell'istante t_3 (equilibrio delle potenze), ma la velocità raggiunge un minimo, e il cassetto di distribuzione continua a comandare l'apertura della turbina; si riforma così un ΔP positivo e il fenomeno continua indefinitamente con oscillazioni persistenti di tutti gli organi interessati, che rivelano l'incapacità del regolatore a raggiungere in modo stabile la nuova posizione di regime.

In pratica poi, per l'inerzia delle masse in moto che determina ritardi nei movimenti dei diversi organi del regolatore, i fenomeni di surregolazione si esaltano, per cui le oscillazioni si amplificano e la stabilità ne risulta ulteriormente peggiorata.

Se invece la regolazione è statica, con statismo positivo, le oscillazioni della velocità e del cassetto di distribuzione vanno gradualmente smorzandosi, con smorzamento tanto più forte quanto più elevato è lo statismo.

Infatti il dispositivo di asservimento, intervenendo appena si inizia la manovra di apertura o di chiusura della turbina, sposta il punto c in senso contrario allo spostamento del collare a , contrastando il comando precedentemente impartito al cassetto di distribuzione e facilitando il suo ritorno allo stato di equilibrio.



Da un punto di vista energetico si può osservare che, nella regolazione statica, la variazione di energia cinetica delle masse rotanti, nel passare da una situazione di regime ad una nuova, ha l'effetto di ridurre lo squilibrio di potenza durante il regime transitorio: tende cioè a compensare la causa perturbatrice ed esercita quindi un'azione stabilizzante.

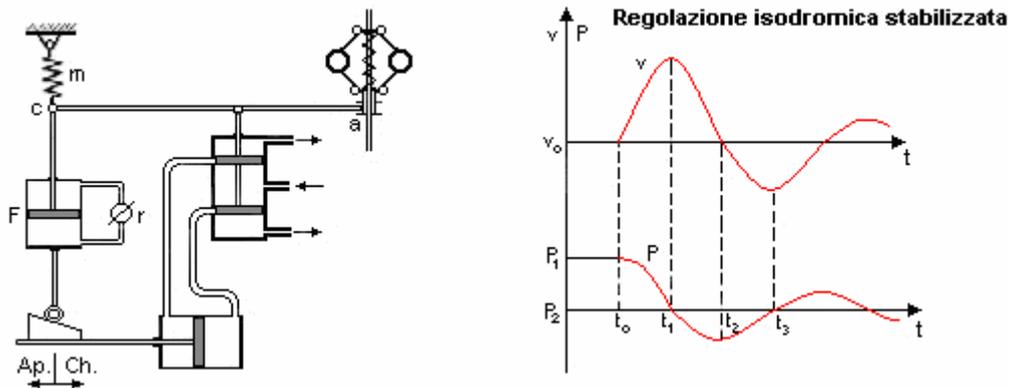
Per conciliare le esigenze della stabilità con quelle della regolazione a frequenza costante si agisce in pratica sostanzialmente in due modi diversi: rendendo elastico (mediante un freno ad olio F contrastato da una molla m) il collegamento fra dispositivo di asservimento A e punto c in un regolatore con elevato grado di staticità (statismo transitorio), oppure ricorrendo alla correzione dell'azione tachimetrica con dispositivi accelerometrici.

Con il primo sistema si ha inizialmente una regolazione statica con statismo sufficientemente alto per ottenere un rapido smorzamento delle oscillazioni; in una fase successiva lo statismo iniziale viene gradualmente ridotto.

Con il secondo sistema, in un regolatore astatico, si aggiunge al tachimetro un accelerometro: questo può essere separato dal tachimetro e agire direttamente sul punto *c* oppure può essere conglobato con il tachimetro a formare un unico apparecchio che agisce sul collare *a*.

Le azioni del tachimetro e dell'accelerometro sono concordi durante la prima fase del moto vario in cui la velocità e l'accelerazione hanno lo stesso segno (periodo t_0-t_1); ma subito dopo (periodo t_1-t_2), quando inizia la fase di surregolazione, esse hanno segno opposto e l'accelerometro esercita un'azione antagonista al tachimetro e perciò stabilizzatrice.

La regolazione realizzata in tal modo si chiama regolazione isodromica stabilizzata.



I regolatori di turbina testé descritti sono stati progressivamente sostituiti da regolatori di velocità elettrici; i segnali delle varie grandezze sono tutti convertiti in segnali elettrici, che vengono opportunamente amplificati ed elaborati e vanno a comandare attuatori oleodinamici.

Il principio di funzionamento rimane lo stesso, ma i regolatori elettrici presentano innegabili pregi rispetto ai regolatori meccanici:

- hanno grande sensibilità, anche a piccolissimi scarti di frequenza;
- presentano maggior prontezza d'intervento per l'assenza di inerzie meccaniche;
- non hanno alcuna limitazione per la scelta e il numero delle grandezze da far intervenire nella regolazione.

In essi si può, ad esempio, rendere sensibile il regolatore all'accelerazione del gruppo, alla posizione e alla velocità di spostamento del servomotore, a segnali esterni (telecomandi, comandi manuali) di cui si dosa l'effetto nel modo desiderato.

Inoltre i regolatori elettrici offrono la possibilità di variare in servizio la partecipazione del gruppo alla regolazione, per metterlo nelle migliori condizioni di stabilità in ogni condizione di esercizio; infine permettono una facile soluzione dei problemi relativi al comando centralizzato di più gruppi, anche molto lontani tra loro.

8.4.3. Regolazione della frequenza in una rete alimentata da più gruppi

In una rete alimentata da più macchine il problema della regolazione della frequenza è associato a quello della ripartizione del carico fra le macchine stesse.

Se tutte sono munite di regolatori aventi statismo non nullo, la ripartizione del carico tra le stesse risulta ovviamente determinata: ad ogni valore della frequenza corrisponde un ben definito valore della potenza generata da ciascuna macchina.

Ad ogni scarto di frequenza Δf corrisponde in ciascuna macchina una variazione di potenza generata $\Delta P_i = -k_i \cdot \Delta f$ e quindi una variazione complessiva:

$$\Delta P = \sum \Delta P_i = -\sum k_i \cdot \Delta f = -k \cdot \Delta f$$

essendo $k = \sum k_i$.

L'energia regolante k di una rete è quindi la somma delle energie regolanti k_i delle singole macchine. Ciascuna macchina partecipa alla regolazione, ossia fa fronte ad una quota-parte della totale variazione di carico ΔP , in misura proporzionale alla propria energia regolante.

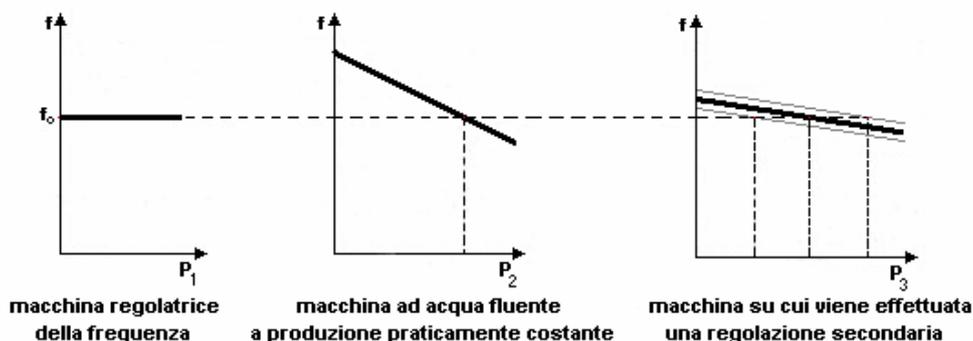
Risulta infatti:

$$\Delta P_i = -k_i \cdot \Delta f = -\frac{k_i}{k} \cdot \Delta P$$

Si supponga ora che una macchina sia munita di regolatore isodromico di velocità, mentre tutte le altre abbiano regolatori statici. La frequenza risulta allora fissata, sempre prescindendo dai periodi transitori, al valore costante f_0 imposto dalla prima macchina che viene quindi chiamata "pilota".

Le altre forniscono, qualunque sia l'entità del carico complessivo assorbito dalla rete, la potenza che sulla loro caratteristica corrisponde alla frequenza f_0 ; la differenza, fino a coprire l'intera richiesta del carico, viene fornita dalla macchina pilota. Questa inoltre deve far fronte da sola ad ogni variazione del carico assorbito dalla rete; le altre interverrebbero solo se la frequenza variasse. Naturalmente in una rete non si può avere che una sola macchina munita di regolatore con statismo permanente nullo; se se ne avesse più di una, la ripartizione del carico tra le stesse rimarrebbe ovviamente indeterminata.

Caratteristiche dei regolatori di velocità di macchine allacciate ad una medesima rete



In pratica lo statismo da assegnare alle diverse macchine o centrali di una rete deve essere scelto in modo da assicurare la più economica e razionale ripartizione del carico tra le varie centrali. Così le macchine installate in centrali ad acqua fluente, prive cioè di serbatoi, devono utilizzare al massimo l'acqua disponibile ad evitare che sfiori e che vada quindi perduta dell'energia; esse devono perciò

funzionare, finché possibile, alla piena potenza disponibile con regolatore praticamente bloccato (eventualmente asservito al livello di acqua a monte della presa) o comunque con statismo molto elevato. Il maggior compito di regolazione (macchine con regolatore a statismo permanente nullo o comunque piccolo, e quindi con energie regolanti relativamente elevate) va viceversa affidato alle centrali dotate di serbatoi, in particolare ad alta caduta, nelle quali l'acqua può venire accumulata per essere poi utilizzata nel momento più opportuno.

Volendo cambiare la distribuzione del carico tra le diverse macchine di una rete, basta poi agire sui variatori dei diversi regolatori (regolazione secondaria): la caratteristica si sposta parallelamente a se stessa e di conseguenza cambia il valore della potenza generata in corrispondenza di una certa frequenza. Una manovra del genere è spesso necessaria quando si adotti il sistema di regolazione con macchina pilota (o centrale pilota, quando tutte le macchine di una centrale sono comandate dallo stesso regolatore) perché quest'ultima, assorbendo tutte le variazioni del carico, facilmente potrebbe arrivare al pieno carico o alla marcia a vuoto, esaurendo così il suo campo di regolazione: si deve allora correggere la produzione delle macchine delle altre centrali agendo sui rispettivi variatori ed eventualmente, a seconda dei casi, arrestarne alcune o metterne in marcia delle altre.

Il diagramma giornaliero del carico è caratterizzato da ampie ma lente variazioni tra le ore diurne e le notturne, a cui si sovrappongono frequenti oscillazioni accidentali dovute ai bruschi attacchi e stacchi di carichi; queste ultime oscillazioni vengono assorbite automaticamente dalla macchina o dalle macchine particolarmente destinate alla regolazione della frequenza, mentre alle variazioni più lente si fa fronte agendo sui variatori delle altre macchine ed eventualmente arrestandone alcune nelle ore notturne, quando il carico diminuisce, e rimettendole in marcia al mattino, quando il carico va aumentando.

Se poi la rete è molto estesa ed una sola macchina o una sola centrale pilota non è sufficiente per assolvere il compito della regolazione isodromica della frequenza, si può provvedere a comandare più centrali parallelamente con un unico regolatore in guisa da formare virtualmente un unico complesso pilota di maggior potenza. Si può anche affidare la regolazione della frequenza a più centrali con statismo molto piccolo ma non nullo e diverso dall'una all'altra; con un'opportuna scelta degli statismi si può ottenere una buona ripartizione del carico e le variazioni di frequenza possono essere contenute in limiti molto ristretti.

Quando si tratta di reti molto estese, fra loro interconnesse, si deve ricorrere invece alla *regolazione frequenza-potenza*. Con tale regolazione si vuole ottenere che, nel caso di una variazione di carico in una delle reti interconnesse, siano i generatori di quella rete a sopperire, a regime permanente raggiunto, alla detta variazione di carico, mentre le altre reti intervengono collaborando a ristabilire la frequenza solo nel periodo transitorio che segue la variazione stessa, durante il quale la frequenza si discosta inevitabilmente dal valore normale. Ciò si ottiene imponendo, grazie all'impiego di opportuni regolatori, che la potenza scambiata da ciascuna rete, considerata positiva se esportata, possa aumentare o diminuire rispetto al valore di programma solo quando la frequenza sia rispettivamente inferiore o superiore al valore normale f_0 .

Il regolatore frequenza-potenza è un regolatore elettrico sensibile contemporaneamente alle variazioni di frequenza della rete e alle variazioni della potenza di scambio sulla linea di interconnessione controllata dal regolatore. Esso agisce sui variatori dei regolatori di velocità delle macchine destinate alla regolazione, i quali sono sottratti all'azione dei tachimetri.

L'equazione del regolatore è:

$$\Delta P_s + k \cdot \Delta f = 0$$

dove $\Delta P_s = (P_s - P_0)$ è la variazione della potenza di scambio rispetto a quella di programma P_0 e $\Delta f = (f - f_0)$ è la variazione della frequenza della rete rispetto alla frequenza normale f_0 .

8.5. Esercizio delle centrali idroelettriche

8.5.1. Avviamento e marcia dei gruppi

La sequenza delle manovre di avviamento di un gruppo idroelettrico è la seguente:

- avviare le pompe olio di lubrificazione cuscinetti e di regolazione turbina;
- aprire il bypass della valvola a monte del gruppo e quindi la valvola stessa, mantenendo il distributore di turbina chiuso;
- aprire il distributore della turbina per avviare il gruppo e successivamente regolare l'apertura per tenerlo in marcia a vuoto ai giri nominali, passando sotto il controllo del regolatore di velocità quando questa supera l'80% circa della velocità nominale;
- eccitare l'alternatore, regolando la tensione al valore corrispondente a quello della rete;
- fare il parallelo del gruppo con la rete chiudendo l'interruttore di macchina a sincronizzazione effettuata, ossia quando la forza elettromotrice generata dall'alternatore è uguale e in fase con la tensione di sbarra e quando la frequenza di macchina e di sbarra sono uguali.

L'alternatore è ora in parallelo con la rete, ma non eroga né assorbe potenza; per generare potenza attiva occorre aprire ulteriormente il distributore della turbina.

Agendo sul regolatore di tensione e variando la corrente di eccitazione, si farà erogare all'alternatore anche potenza reattiva: sarà potenza reattiva induttiva, se si aumenterà la corrente di eccitazione; viceversa, diseccitando, si erogherà potenza reattiva capacitiva.

Durante la marcia del gruppo si hanno continue variazioni della potenza richiesta all'alternatore e quindi della coppia resistente. Ogniqualevolta ciò si verifica, nasce uno squilibrio fra la coppia motrice e la coppia resistente: questo determina l'intervento del regolatore di velocità e quindi variazioni dell'apertura del distributore di turbina, con conseguenti fenomeni di moto vario di tutto il complesso idraulico e meccanico.

Le variazioni di potenza possono essere graduali o brusche. Nel primo caso la lentezza della variazione permette al regolatore la tempestiva manovra degli organi del distributore e le variazioni di velocità sono contenute nei limiti della staticità e dell'insensibilità del regolatore; nel secondo caso si avrà una rilevante variazione transitoria della velocità, il cui valore normale si ristabilirà dopo un certo tempo, che dipende dal momento d'inerzia delle masse rotanti e dalle caratteristiche funzionali dei regolatori. Il caso limite è quello del brusco distacco di carico dalla potenza massima P_0 , che conduce alla massima variazione di velocità. Poiché non si potrà annullare istantaneamente la coppia motrice, ma occorrerà un tempo T_0 , ammettendo che la chiusura del distributore (e quindi la diminuzione di potenza) avvenga con legge lineare, si avrà una certa energia disponibile

$\Delta W = \frac{P_0 \cdot T_0}{2}$ che avrà come effetto quello di accelerare il gruppo.

Se ω_0 è la velocità di rotazione a regime, ω_1 la velocità massima raggiunta e J il momento d'inerzia assiale delle masse in rotazione, si avrà che

$$\frac{1}{2} J \cdot (\omega_1^2 - \omega_0^2) = \frac{P_0 \cdot T_0}{2}$$

$$\omega_1^2 - \omega_0^2 = \frac{P_0 \cdot T_0}{J}$$

Le grandezze caratteristiche del gruppo generatore possono essere raggruppate nel tempo caratteristico del gruppo $T_\omega = \frac{J \cdot \omega_0^2}{P_0}$, detto anche tempo di avviamento¹⁵ del gruppo, che ha un valore normalmente compreso fra 5 e 10 secondi.

Allora sarà:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_0^2}{\omega_0^2} = \frac{P_0 \cdot T_0}{J \cdot \omega_0^2} = \frac{T_0}{T_\omega}$$

$$\left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 - 1 = \frac{T_0}{T_\omega}$$

$$\left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 = 1 + \frac{T_0}{T_\omega}$$

Il tempo di chiusura T_0 dovrebbe essere assai breve per contenere le variazioni di velocità in limiti tollerabili, ma ciò provocherebbe eccessive variazioni di pressione nella condotta.

In alcuni casi è pertanto necessario ricorrere al tegolo deviatore o allo scarico sincrono per poter ridurre lentamente la portata, pur togliendo rapidamente la potenza motrice alla ruota. In tal caso il tempo che entra nel calcolo non è il tempo di chiusura del distributore (15÷30 s) ma quello assai minore (1÷4 s) dei dispositivi sopra citati.

Se si stabilisce la massima variazione di velocità consentita (praticamente dell'ordine del 10÷20%), si può ricavare il momento d'inerzia necessario per il gruppo generatore in relazione al tempo di chiusura del distributore della turbina; questo risulta tanto più elevato quanto minore è lo scarto di velocità ammesso, quanto minore è la velocità di rotazione a regime ω_0 e quanto maggiore è il tempo di chiusura del distributore.

I costruttori del macchinario specificano molto spesso il momento dinamico PD^2 della macchina, dove $P=Mg$ è il peso delle parti in rotazione e D è il diametro d'inerzia ($D=2R$).

Vale la relazione:

$$J = \int_M r^2 \cdot dm = \int_V \rho r^2 \cdot dv = M R^2 = \frac{P D^2}{4 g}$$

dove r è la distanza della massa infinitesima dm (di densità ρ e volume dv) dall'asse di rotazione.

¹⁵ Infatti, se si partisse da gruppo fermo aprendo il distributore fino al massimo con legge lineare, la P crescerebbe con la stessa legge, finché dopo il tempo T si raggiungerebbe la velocità nominale ω_0 .

8.5.2. Continuità del servizio

Per assicurare la continuità del servizio si devono prevenire i guasti sugli impianti o minimizzarne gli effetti.

Fra i guasti agli impianti che possono compromettere la continuità del servizio ricordiamo quelli alle opere idrauliche: fessurazioni dei paramenti delle dighe, danni alle sponde dei canali o all'intonaco delle gallerie in pressione.

Il macchinario idraulico può subire i dannosi effetti della cavitazione o rotture ad opera di corpi estranei trascinati dalla corrente.

Nel macchinario elettrico si possono avere cedimenti dell'isolamento o danni provocati dal riscaldamento eccessivo.

Altre perturbazioni possono essere causate da eventi esterni all'impianto in esame, quali scariche atmosferiche, alluvioni, caduta di alberi sui conduttori di una linea, nonché cortocircuiti e sovraccarichi negli impianti utilizzatori che si ripercuotono sulla rete di alimentazione.

Per prevenire i guasti, oltre ad una corretta progettazione e costruzione degli impianti, è assai importante effettuare una tempestiva e accurata manutenzione. La manutenzione può essere preventiva (a cadenza temporale) o predittiva (decisa in base a misure e controlli) e dovrà essere accuratamente programmata al fine di ridurre la indisponibilità dei gruppi generatori.

Per ridurre al minimo le conseguenze dei guasti si deve disporre di un razionale sistema di protezioni. Queste ultime si possono suddividere in tre raggruppamenti:

- protezioni che danno solo un segnale di allarme per condizioni non regolari, consentendo però la prosecuzione del servizio: sono quelle che evidenziano anomalie o guasti che non compromettono il funzionamento della centrale, come la protezione di terra rotorica dell'alternatore o il primo contatto del relè Buchholz di un trasformatore.
- protezioni che aprono l'interruttore di macchina e diseccitano l'alternatore, lasciando però il gruppo a velocità nominale: sono protezioni per guasti esterni (sovraccarico o cortocircuito sulle sbarre). Le protezioni sulle linee in uscita dalla centrale non interferiscono normalmente con il funzionamento del gruppo, ma escludono il minimo tronco di linea guasto (protezioni selettive del tipo con relè distanziometrico), dopo aver tentato almeno una richiusura per eliminare i guasti transitori.
- protezioni con blocco totale del gruppo, che aprono l'interruttore di macchina, diseccitano l'alternatore, chiudono il distributore della turbina e le valvole rotative, arrestano le macchine: sono quelle che intervengono per gravi guasti interni al gruppo generatore (protezione differenziale, cortocircuito tra spire, terra statorica, bassissima pressione olio cuscinetti turbina, ecc.). Questi relè agiscono su un apposito relè di blocco, che comanda automaticamente la sequenza di manovre di fermata. Il relè di blocco può anche essere azionato manualmente per effettuare una fermata programmata.

9. Altri impianti idroelettrici

9.1. Impianti di pompaggio

Gli impianti di pompaggio hanno la funzione di accumulare in un serbatoio a quota elevata l'acqua prelevata da uno o più serbatoi a quota inferiore: l'acqua viene spinta verso il serbatoio superiore mediante una pompa trascinata dall'alternatore, che in questo caso funziona da motore sincrono. L'energia utilizzata nella fase di pompaggio è energia di supero di centrali ad acqua fluente e di centrali termiche o nucleari.

Invece nella fase di funzionamento come centrale generatrice, l'acqua aziona la turbina accoppiata all'alternatore per produrre energia elettrica nelle ore di maggior richiesta.

La centrale può quindi avere funzioni di regolazione e di servizio di punta.

Negli impianti idroelettrici di produzione con pompaggio le pompe e le turbine sono sempre collegate con lo stesso serbatoio superiore. A seconda di come esse sono collegate al serbatoio o ai serbatoi inferiori si distinguono due tipi di impianti di pompaggio:

- *impianti con stazioni di pompaggio di gronda*, nei quali le pompe sono collegate a un serbatoio inferiore fisicamente distinto da quello in cui scaricano le turbine. In questo caso non si possono avere cicli di pompaggio e le pompe, che possono essere installate nello stesso edificio della centrale di produzione o in altro diverso, hanno il solo scopo di sollevare nel serbatoio superiore gli apporti captati dal serbatoio che le alimenta. Il pompaggio effettuato con questi impianti è definito “pompaggio di gronda”.
- impianti nei quali le pompe e le turbine sono collegate allo stesso serbatoio inferiore. In questo caso il ciclo di pompaggio può essere ripetuto, a volontà, un gran numero di volte. Questi impianti sono designati con il termine di *impianti di pompaggio puro* o *impianti di pompaggio misto* quando, rispettivamente, gli apporti naturali che alimentano il serbatoio superiore siano in media inferiori o superiori al 5% del volume d'acqua mediamente turbinato in un anno. Il pompaggio effettuato con questi impianti è definito “pompaggio volontario”.

Nella tabella seguente sono elencate le caratteristiche dei più importanti impianti di pompaggio italiani:

Impianto	Anno entrata in servizio 1° gruppo	Potenza effettiva totale in generazione [MW]	Potenza effettiva totale in pompaggio [MW]	Capacità utile serbatoi		Ore equival. accum. in max. potenza di generaz.	Lungh. derivaz. (L _d) [m]	Salto massimo (H _m) [m]	L _d /H _m
				superiore [10 ⁶ m ³]	inferiore [10 ⁶ m ³]				
Lago Delio	1971	1000	768	9,8	(*)	17	2000	753	2,7
S. Fiorano	1973	568	228	36,8	0,6	8	7000	1439	4,9
Suviana	1975	330	310	4,4	21,5	8	5750	377	15,3
Taloro	1978	240	240	50,9	15,2	52	5140	312,5	16,4
Alto Gesso (Rovina)	1980	125	125	1,2	9,0	16	7600	598	12,7
Alto Gesso (Chiotas)	1982	1065	1240	27,3	9,0	16	9100	1048	8,7
Edolo	1983	978	975	17,0	1,3	5	11450	1266	9,0
Anapo	1989	500	500	5,6	7,3	8	1350	310	4,4
Presezano	1990	1000	1000	6,0	6,0	7	3450	495	7,0

(*) coincide con quella del Lago Maggiore

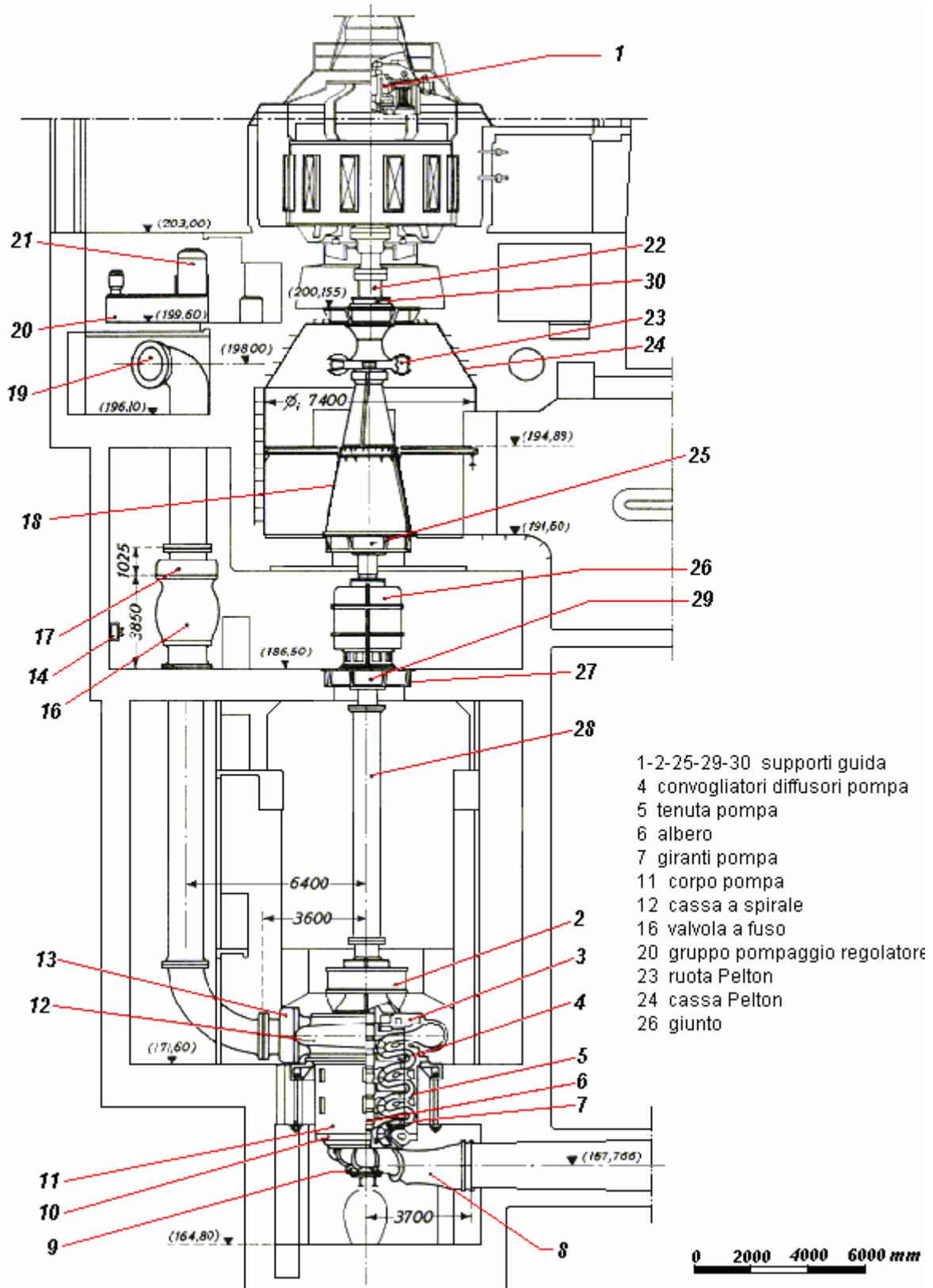
Questi impianti nelle ore notturne e in quelle di basso carico ritirano energia dalla rete per spostare con la pompa grandi volumi d'acqua al bacino superiore, mentre nelle ore diurne dei giorni feriali, in corrispondenza della massima richiesta di potenza sulla rete, fanno defluire l'acqua dal bacino superiore a quello inferiore producendo energia elettrica.

In definitiva sono in grado di trasferire dalle ore a basso consumo a quelle ad alto consumo l'energia producibile dalle centrali termiche, che in tal modo nelle ore di minor richiesta continuano ugualmente a funzionare con buoni rendimenti e senza incorrere nei costi di fermata-avviamento.

Questa doppia trasformazione di energia, da elettrica a meccanica ed idraulica nella fase di pompaggio e da idraulica a meccanica ed elettrica nella successiva fase di generazione, ha naturalmente un costo dovuto alle perdite durante la sua doppia conversione. Tale costo è nettamente compensato dalla maggior redditività dell'energia elettrica delle ore di punta.



Centrale di pompaggio del Lago Delio



*Gruppo ternario (alternatore-turbina-pompa)
 Impianto del Lago Delio*

Il rendimento globale medio di un impianto di pompaggio è dato dal rapporto tra l'energia elettrica W_r resa in fase di produzione da un certo volume d'acqua V e l'energia elettrica W_a assorbita in fase di pompaggio per sollevare lo stesso volume d'acqua V .

Avendo indicato con W_i l'energia idraulica posseduta dal volume V di acqua accumulata nel serbatoio, il rendimento globale sarà dato dal prodotto del rendimento nella fase di generazione η_g e di quello nella fase di pompaggio η_p :

$$\eta = \frac{W_r}{W_a} = \frac{W_r}{W_i} \cdot \frac{W_i}{W_a} = \eta_g \cdot \eta_p$$

$$\eta = \eta_g \eta_p = (\eta_{c'} \eta_{tur} \eta_a \eta_{tr}) \cdot (\eta_{tr} \eta_m \eta_{po} \eta_{c'})$$

Essendo:

- η_{tr} rendimento del trasformatore (~99,5%),
- η_m rendimento dell'alternatore funzionante come motore (~98%),
- η_{po} rendimento della pompa (~90%),
- $\eta_{c'}$ rendimento della condotta forzata in fase di pompaggio (~99%),
- $\eta_{c''}$ rendimento della condotta forzata in fase di generazione (~98%),
- η_{tur} rendimento della turbina (~92%),
- η_a rendimento dell'alternatore (~99%),

il rendimento globale risulterà pari a circa il 75%: perciò per ogni kWh speso per il pompaggio si potranno ricavare circa 0,75 kWh nella fase di generazione.

Il vantaggio dell'operazione risiede nel fatto che durante il pompaggio viene utilizzata energia meno pregiata, prodotta dalle centrali termoelettriche e nucleari nelle ore di basso carico notturne e festive, mentre nella fase di generazione viene prodotta energia elettrica durante le ore di massima richiesta della rete e quindi di maggior valore.

Il costo del kWh prodotto da un impianto di pompaggio è dato dalla somma degli oneri di capitale (interessi ed ammortamento del capitale necessario per la costruzione dell'impianto) e delle spese di esercizio, fra le quali è preponderante il costo dell'energia utilizzata in fase di pompaggio:

$$C = (i + a) \cdot \frac{C_1}{N} + \frac{C_{kWh}}{\eta}$$

- (i+a) quota di interesse ed ammortamento
- C_1 costo d'impianto per kW installato
- N ore di utilizzazione
- C_{kWh} costo dell'energia elettrica utilizzata per il pompaggio
- η rendimento globale

Le pompe utilizzate per questi impianti sono pompe centrifughe di costruzione analoga alle turbine a reazione; il moto del liquido è però invertito. L'azione centrifuga, alla quale viene sottoposta l'acqua per la rotazione della girante, determina all'uscita della ruota uno stato di pressione e imprime ai filetti fluidi una velocità che viene convertita in pressione nel diffusore e nel collettore a spirale. I triangoli delle velocità all'entrata e all'uscita della girante sono perciò ribaltati rispetto a quelli delle turbine: la velocità assoluta v_1 all'entrata è praticamente assiale, mentre la velocità assoluta v_2 all'uscita, alla portata di progetto, ha direzione tale da essere tangente al bordo di entrata delle pale del diffusore.

Il condotto di aspirazione delle pompe è analogo al diffusore delle turbine, salvo che durante il funzionamento il termine dovuto alle perdite aumenta nel senso della corrente; quindi, a pari altezza di aspirazione, il pericolo di cavitazione sarà maggiore per la pompa che non per la turbina corrispondente.

La prevalenza manometrica è la pressione generata dalla pompa, funzionante alla portata di dimensionamento, misurata come differenza fra le indicazioni di due manometri installati a monte e a valle e riportati allo stesso piano orizzontale.

La potenza idraulica prodotta è data da:

$$P_u = \gamma Q H$$

Il diffusore delle pompe centrifughe è realizzato in generale con palettatura fissa per ragioni di semplicità costruttiva.

Il funzionamento delle pompe a portate diverse da quelle di dimensionamento, a pari prevalenza geodetica da superare e a pari numero di giri, può essere ottenuto introducendo resistenze passive in serie alla pompa tramite valvole. La caratteristica discendente delle pompe riduce la portata se si aumenta la prevalenza. Lo strozzamento introdotto dalle valvole provoca riduzione del rendimento e funzionamento in regime turbolento con possibile cavitazione, rumore, vibrazioni.

L'impiego del diffusore regolabile non permetterebbe comunque di sfruttare la maggior prevalenza disponibile alla portata minore e darebbe luogo ad analoghi inconvenienti.

La scelta della pompa viene operata in base al numero di giri caratteristico. Analogamente a quanto visto per le turbine, questo numero ha il significato di numero di giri che una pompa simile a quella data deve compiere con potenza di 1 CV e prevalenza di 1 metro.

I valori, che il numero di giri caratteristico n_s assume per i vari tipi di pompe, è qui riportato:

	prevalenza (m)	numero giri caratteristico n_s
centrifughe lente	200÷120	60÷100
centrifughe normali	120÷40	100÷200
centrifughe veloci	40÷20	200÷350

Quando il salto da vincere supera i valori indicati nella tabella, è necessario prevedere più pompe in serie, ognuna delle quali produce una frazione della prevalenza complessiva. Si parla allora di pompe a più stadi e le caratteristiche della girante si determinano sulla base di n_s calcolato con riferimento alla prevalenza di un singolo elemento.

Per grandi portate, allo scopo di non aumentare oltre un certo limite il diametro di entrata o di non aumentare troppo la velocità assoluta di ingresso (con pericolo di cavitazione), si fraziona la portata in due pompe gemelle.

Nei *gruppi ternari* (alternatore, turbina, pompa) le macchine sono disposte sullo stesso asse, che può essere orizzontale o verticale.

Il gruppo ad asse orizzontale può essere installato ad una quota superiore o inferiore al pelo libero dell'acqua allo scarico: nel primo caso, per evitare la cavitazione della pompa e facilitarne l'adescamento, può essere necessaria una pompa ausiliaria di bassa prevalenza che alimenti la pompa principale; nel secondo caso entrambe le macchine funzionano in contropressione. In generale la turbina e la pompa sono installate alle due estremità dell'alternatore.

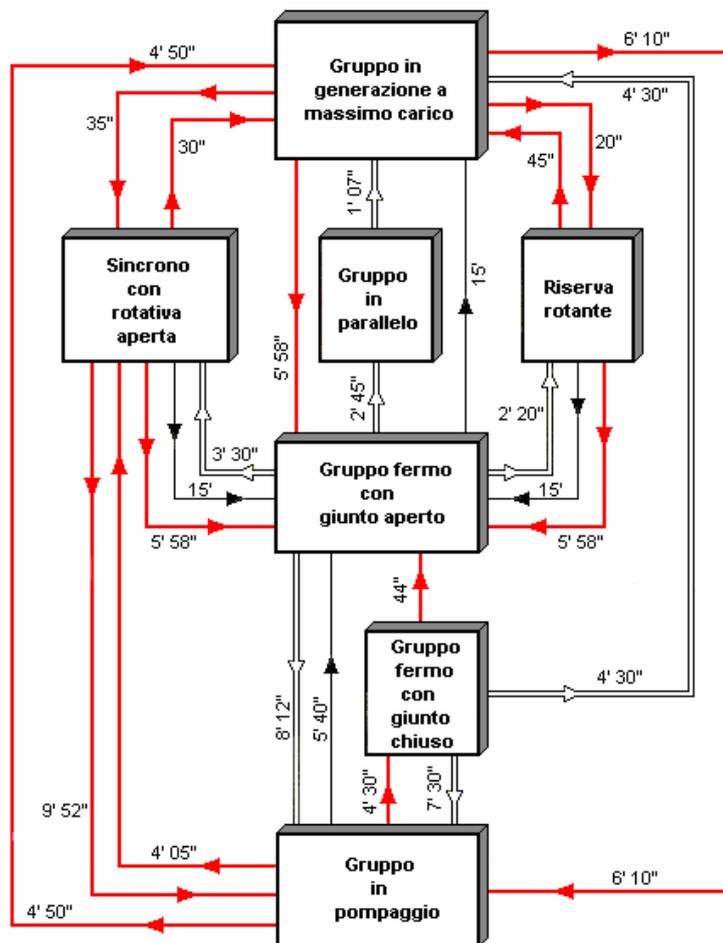
L'installazione ad asse verticale permette di installare l'alternatore e la turbina al di sopra del livello dell'acqua allo scarico, mentre la pompa si trova al di sotto di tale livello: tale soluzione è spesso preferita anche per la riduzione delle dimensioni della centrale.

Durante il funzionamento della pompa, la turbina viene svuotata dell'acqua e rimane in rotazione assorbendo le sole perdite per ventilazione ed attriti meccanici. Durante il funzionamento della turbina è invece opportuno staccare la pompa perché in essa le perdite sono più elevate. Si introduce allora, sul lato della pompa, un giunto disinnestabile che permette di staccare la pompa in fase di turbinaggio. Il giunto può essere di tipo meccanico, accoppiabile o disinseribile a macchina ferma, o di tipo idraulico, che permette le manovre con gruppo in movimento.

E' necessario che i gruppi ternari ad asse orizzontale abbiano almeno due supporti per la pompa e due per il gruppo turbina-alternatore; nei gruppi ad asse verticale è necessaria la presenza di due supporti portanti, uno per la pompa e uno per il gruppo turbina-alternatore.

La sequenza delle manovre da effettuare per avviare un gruppo ternario in servizio di pompaggio sono le seguenti:

- accoppiamento del giunto;
- riempimento d'acqua della pompa (con valvola a fuso della condotta chiusa);
- avviamento del gruppo per mezzo della turbina;
- sincronizzazione e parallelo con la rete;
- chiusura della turbina e della relativa valvola;
- passaggio dell'alternatore al funzionamento come motore, a potenza circa metà della nominale;
- apertura della valvola della pompa ed inizio del pompaggio.



Tempi richiesti dalle manovre su un gruppo ternario

Durante la fase di pompaggio occorre impedire che, in caso di mancanza di tensione al motore, il moto dell'acqua in condotta si inverta trascinando la pompa in rotazione contraria. Si ricorre allora ad apposite valvole di ritenuta, o meglio alla chiusura della valvola sulla mandata quando la velocità di rotazione del gruppo scende al di sotto di un certo valore.

Per passare dal servizio di pompaggio a quello di turbinaggio, si devono eseguire le seguenti manovre:

- chiusura delle valvole a monte della pompa, con il motore sceso a circa metà carico;
- apertura dell'interruttore e fermata del gruppo;
(Volendo accelerare il passaggio, si può ricorrere ad una frenatura esterna, oltre a quella idraulica provocata dalla pompa.)
- distacco del giunto ed avviamento della turbina.

Poiché la pompa centrifuga si presenta costruttivamente simile a una turbina a reazione, si può utilizzare la turbina come pompa facendola ruotare in senso inverso tramite un motore e avendo debitamente innescato la girante. Si ha così la possibilità di costruire turbine reversibili, evitando l'installazione di due macchine idrauliche e ottenendo gruppi meno ingombranti.

In pratica la differenza fra il salto utile della turbina e la prevalenza della pompa a pari salto geodetico portano a compromessi nella progettazione, con conseguente riduzione del rendimento che è generalmente inferiore nel funzionamento come pompa.

La convenienza di installazione può essere determinata per confronto fra il minor costo di installazione e le maggiori perdite di energia che la soluzione con turbina reversibile presenta rispetto al gruppo turbina-pompa.

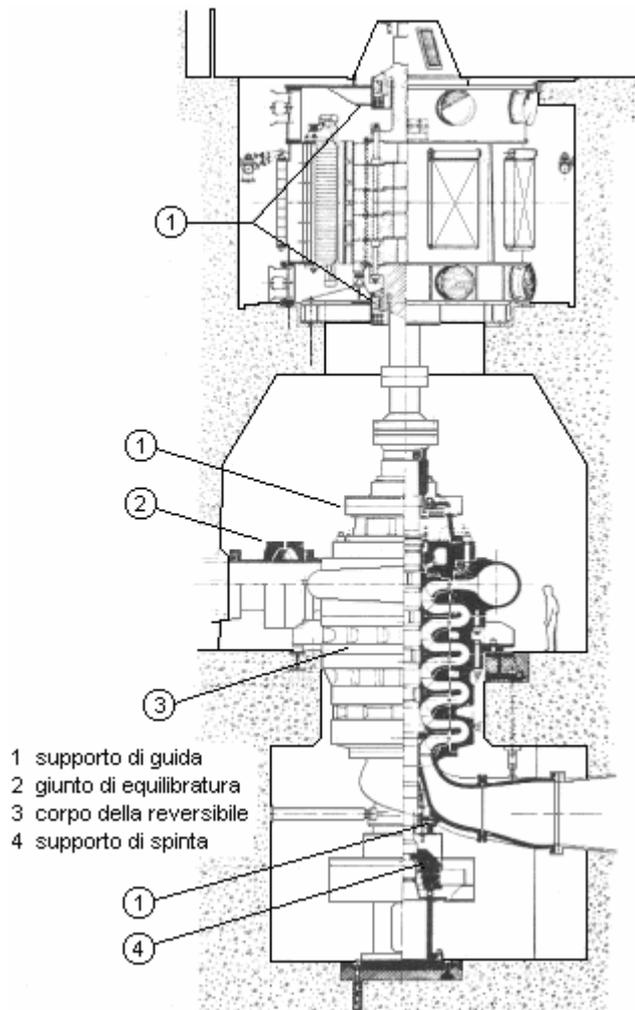
Nei *gruppi binari* (alternatore e turbina-pompa reversibile) il senso di rotazione si inverte passando da un tipo di funzionamento all'altro; pertanto è sempre necessario fermare il gruppo ed invertire, con un gioco di sezionatori, il senso ciclico delle fasi di alimentazione della macchina elettrica.

In fase di pompaggio non si può fare l'avviamento con la turbina, ma occorre portare il gruppo al sincronismo con uno dei seguenti sistemi:

- con l'alternatore avviato come motore asincrono (a piena tensione o a tensione ridotta per mezzo di una reattanza o di un autotrasformatore),
- con una turbina ausiliaria,
- con un motore asincrono ausiliario.

In questi ultimi casi, per limitare la potenza richiesta all'avviamento, è necessario svuotare la macchina idraulica. Infatti la potenza assorbita dalla pompa piena d'acqua e con la mandata chiusa è dell'ordine del 30÷50% della potenza massima; svuotandola, la potenza assorbita per attriti e perdite per ventilazione non supera il 5% e la potenza richiesta al motore primo si riduce a meno del 10% della massima.

Per le grandi macchine può essere impiegato un sistema che non provoca alcun disturbo in rete e che consiste nell'avviamento sincrono a frequenza crescente (*back to back*), realizzato utilizzando un altro gruppo come generatore. I due alternatori sono rigidamente collegati ed entrambi eccitati. Avviando un gruppo con la turbina, l'altro lo segue trascinando la pompa ed accelerando fino alla velocità di sincronismo; a questo punto si fa il parallelo con la rete e si ferma il gruppo che è servito per l'avviamento.

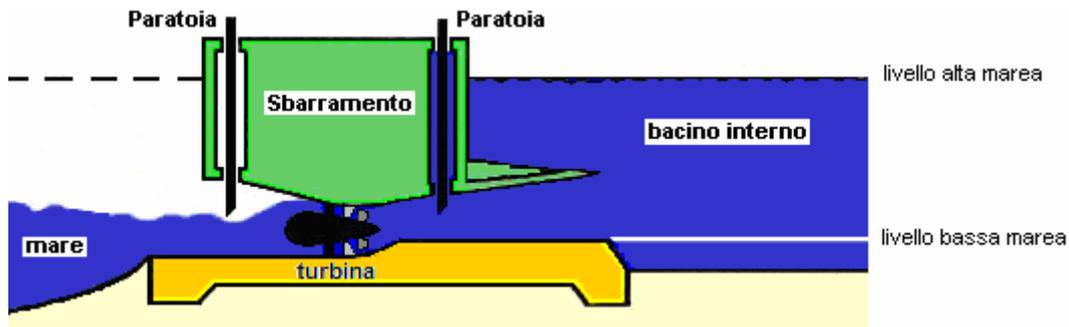


Impianto di Edolo
Sezione verticale gruppo turbina-pompa reversibile

		Generazione			Pompaggio		
Salto	m	1255,88	1224,12	1169,18	1289,62	1231,18	1211,07
Portata	mc/s	11,93	11,75	11,41	9,16	10,06	10,35
Potenza	kW	127,578	122,194	112,416	133,816	139,337	141,176
Giri/min		600	600	600	600	600	600

9.2. Centrali mareomotrici

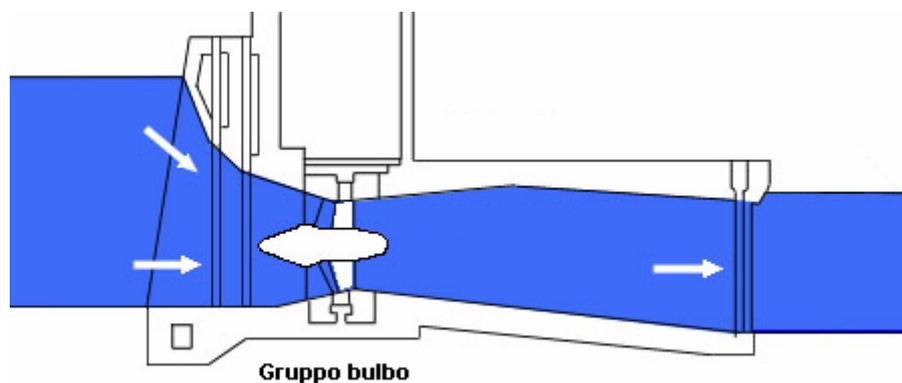
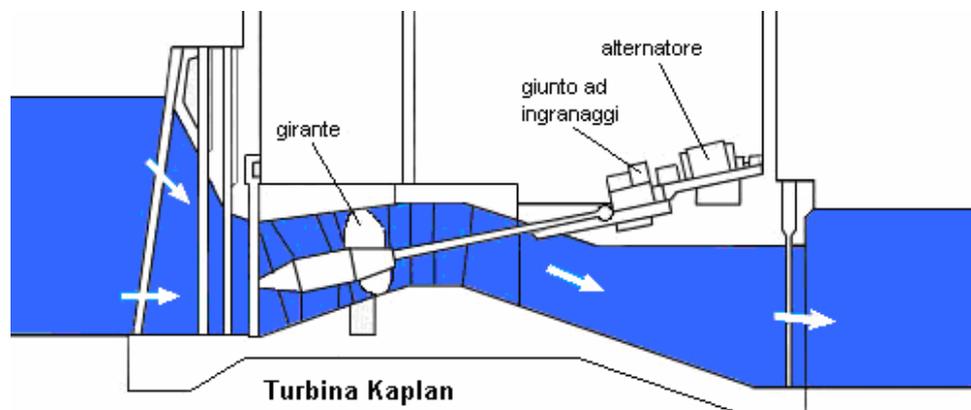
Il fenomeno delle maree, dovuto all'attrazione esercitata dalla luna e dal sole sulle masse d'acqua terrestri, si ripete ciclicamente ogni 12 ore con un massimo ogni 14 giorni. Le centrali mareomotrici utilizzano il dislivello tra alta e bassa marea.



Esse sono schematicamente costituite da un serbatoio ricavato in fregio al mare, che comunica con il mare sia attraverso paratoie sia attraverso le turbine, e dalla centrale vera e propria, che contiene le macchine e le apparecchiature.

Il complesso centrale-sbarramento è simile a quello di un impianto fluviale senza canale derivatore. E' naturale che le condizioni per la costruzione di una centrale di questo tipo si hanno solamente là dove il dislivello tra alta e bassa marea sia rilevante (maggiore di 10 metri) e la costa presenti una località adatta alla creazione del serbatoio.

Il salto motore è sempre modesto e le turbine sono perciò Kaplan o gruppi bulbo.



Il serbatoio si riempie durante l'alta marea. Chiuse le paratoie, durante la diminuzione di livello del mare si stabilisce un salto motore. Il funzionamento cesserà quando il salto utile diverrà troppo basso per l'inizio della nuova alta marea.

Questo sistema, che è il più semplice, è detto "a semplice effetto dello svuotamento".

Possono essere adottati cicli più complessi, come quello a doppio effetto. Dopo la fase di produzione, ottenuta svuotando il serbatoio, si aprono le paratoie per lo svuotamento completo; indi, chiuse le paratoie, si inizia di nuovo la produzione sfruttando il maggior livello del mare rispetto al serbatoio; infine si riapriranno le paratoie per completare il riempimento del serbatoio e si produrrà facendo defluire l'acqua dal serbatoio verso il mare.

Il più grande impianto mareomotore esistente al mondo è quello inaugurato nel 1966 sulla foce del fiume La Rance, nel nord-est della Bretagna, vicino a Saint-Malò.



L'estuario del fiume, racchiuso dall'attuale sbarramento, ha una superficie di 22 km² e un'ampiezza di marea di 8,4 m (13,5 m durante gli equinozi).

L'apparato di generazione è costituito da 24 turbine ad asse orizzontale da 10 MW ciascuna.

I costi iniziali furono molto alti: 617 milioni di franchi francesi a prezzi 1967, equivalenti a circa un miliardo di euro attuali. Questo costo è stato ben ammortizzato nel corso degli anni, dal momento che, nelle prime 160.000 ore di funzionamento, l'impianto ha prodotto energia elettrica per 16 TWh, con una regolarità di funzionamento del 90%.