

## Capitolo 31

La turbina Pelton è costituita (figura A) da una girante ad asse orizzontale alla cui periferia sono fissate delle pale, a forma di doppio cucchiaino, che vengono investite da un getto di acqua effluente da uno o più distributori fissi di forma appropriata.

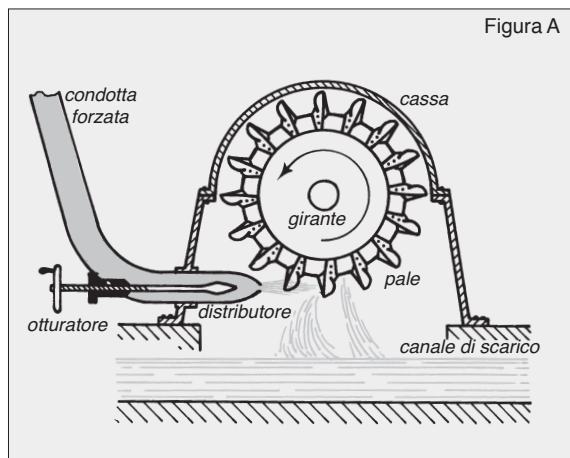
**L'acqua, proveniente dal bacino di carico, giunge al distributore che è proporzionato in modo da trasformare tutta l'energia potenziale da essa posseduta in energia cinetica** (turbina ad azione).

L'acqua effluisce dal distributore con la massima velocità consentita dall'entità del salto netto disponibile:  $c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ . Il distributore è costituito da un tronchetto convergente provvisto di una bocca di efflusso (**ugello** o **bocchello**) in modo tale che il fluido possa acquistare velocità a scapito dell'energia potenziale primitiva. I primi distributori del tipo a *mascelle mobili* non consentivano velocità di efflusso prossime a quelle teoriche. Si è passati poi a distributori con ugello a sezione circolare, raccordato con un ampio tratto curvilineo (figura B) in modo che i filetti fluidi possano convergere gradualmente verso l'uscita senza subire brusche deviazioni delle loro traiettorie. Il distributore porta nel suo interno una spina conica (detta **otturatore**) che assolve ai seguenti compiti:

- uniformare la velocità dei vari filetti fluidi;
- consentire un'efficace regolazione della motrice, senza che risulti alterata la forma del getto liquido, in quanto lo spostamento assiale della spina riduce parzialmente la sezione di efflusso.

Tale distributore viene adottato nelle turbine Pelton ed è noto come **distributore Doble**. Rapportando l'energia cinetica del liquido uscente dall'ugello e quella dell'energia potenziale inizialmente disponibile  $H$  si ottiene il **rendimento del distributore**:

$$\eta_d = \varphi^2$$



Le pale sulla girante hanno la forma di un doppio cucchiaino con in mezzo uno spigolo separatore che ha la funzione di ridurre al minimo l'urto del liquido all'ingresso della turbina per soddisfare la condizione di massimo rendimento imposta dal primo aforisma idraulico. Tale condizione, in una turbina ideale del tipo Pelton, si ottiene quando la velocità di trascinamento (coincidente con quella periferica della girante) deve equivalere alla metà della velocità di efflusso del liquido dal distributore:

$$u = \frac{\varphi}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (31.4)$$

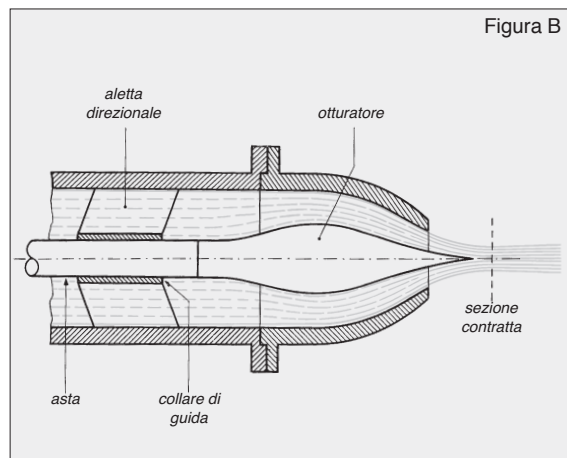
e tenendo conto delle perdite per attrito subite dal fluido nel percorrere la mezza pala, si ha:

$$u = (0,46 \div 0,48) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (31.5)$$

Per procedere a un dimensionamento di massima di una turbina, i dati di progetto sono:

- il salto geodetico  $H_g$  o il salto netto  $H$ ;
- il numero di giri al minuto  $n$  che la turbina dovrà compiere;
- la potenza utile  $P$  che la turbina dovrà erogare.

Calcolato il numero di giri caratteristico  $n_c$  dalla (30.17), si stabilisce il tipo di turbina da adottare (tabella 30.1). Ricavato il valore della portata dalla formula (29.16) della potenza e da un valore plausibile per  $\eta$ , si procede poi al calcolo della velocità periferica  $u$  di massimo rendimento, con la relazione (31.5) e da questa, si risale al diametro medio  $D$  della girante con la nota formula del moto rotatorio:  $D = (60 \cdot u) / (\pi \cdot n)$ . Per diametro medio della girante si intende il diametro del cerchio che è tangente all'asse geometrico del getto liquido. Le dimensioni delle pale dipendono dal diametro del getto liquido, funzione, a sua volta, della portata  $q_v$  del-



la turbina, mentre il diametro  $D$  della ruota dipende dal salto netto utilizzabile; **può accadere che la turbina risulti sproporzionata (una gigante di piccolo diametro munita di pale molto grandi o una gigante di grande diametro con molte pale piccolissime)**. Si pone un limite inferiore al rapporto  $m = D/d$ , imponendo la condizione che sia in ogni caso  $m > 8$ . Non si pone un limite superiore al suddetto rapporto, lasciando la possibilità di costruire grandi ruote con piccole pale. Una ruota Pelton è ben proporzionata quando  $12 < m < 18$ . La distanza intercorrente fra le singole pale (detta **passo** della palettatura) dovrà consentire al getto liquido di esplicare integralmente la propria azione di spinta senza essere tagliato dalla pala entrante prima di aver completato la propria azione su quella precedente e dovrà evitare un funzionamento intermittente.

Gli organi principali di una turbina Pelton, sono:

- **carcassa** (o incastellatura): ha la semplice funzione protettiva per impedire che il liquido si disperda intorno alla macchina in seguito all'urto contro le palette; essa perciò è fusa in ghisa o costruita in lamiera di acciaio saldato o bullonato e porta gli alloggiamenti per l'albero con relativi organi di tenuta;
- ruota a palette: nelle turbine di piccole dimensioni, **la ruota viene** ottenuta di fusione completa di palettatura, mentre per le grandi motrici è preferibile la costruzione separata collegando poi le pale alla ruota mediante attacchi a bulloni; **le pale** sono soggette a forte usura da parte del getto che le investe in corrispondenza del tagliente centrale; si richiede perciò l'impiego di materiali ad alta resistenza (acciaio cementato e indurito, acciaio inossidabile);
- **distributore**: la superficie interna è soggetta a forte usura da parte del liquido che vi scorre ad altissima velocità; la parte terminale del distributore viene costruita perciò in acciaio inossidabile o in bronzo molto duro e riportata con flange e bulloni in modo da essere facilmente sostituibile;

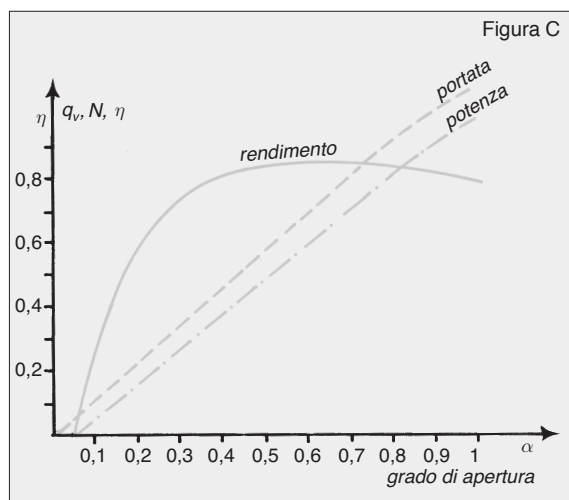
- altri organi meccanici secondari: supporti, tenute, regolatore con i relativi meccanismi di trasmissione, valvole e apparecchiature per l'arresto della macchina.

Le caratteristiche funzionali di una turbina Pelton sono messe in evidenza dalla figura C in cui sono riportati la portata  $q_v$ , la potenza  $P$  e il rendimento  $\eta$  in funzione del grado di apertura dell'ugello espresso come frazione della piena apertura (valore 1 sulle ascisse) cui corrisponde il massimo della portata.

**La curva della portata** parte dall'origine degli assi (ugello chiuso  $\Rightarrow$  portata = 0), poi resta proporzionale al grado di apertura (andamento rettilineo) per un buon tratto iniziale, ma poi, al crescere delle perdite di carico, tende a flettersi verso il basso. **La curva della potenza** ha un andamento analogo a quella della portata (sono due grandezze proporzionali fra loro) ma non parte dall'origine perché si otterrà un minimo valore della potenza non appena la portata avrà raggiunto un valore tale da produrre un momento motore pari al momento resistente dovuto agli attriti meccanici. **La curva del rendimento** sale rapidamente nel tratto iniziale, mentre nel tratto centrale si presenta molto appiattita (raggiunge il 70% del valore massimo già a 1/4 dell'apertura del ugello). Il rendimento volumetrico può ritenersi quasi uguale all'unità non manifestandosi perdite di liquido fra distributore e pala, mentre il rendimento meccanico può oscillare fra i seguenti valori limiti:  $0,96 \div 0,98$ . La perdita maggiore è di carattere idraulico dovuta all'urto del getto liquido contro la pala; il rendimento totale della motrice si aggira intorno a:  $0,8 \div 0,9$ .

La turbina idraulica è destinata a funzionare a regime costante; **ciò comporta in ogni istante l'eguaglianza fra il momento motore  $M_m$  da essa prodotto e il momento resistente  $M_r$ , connesso alle esigenze dell'utilizzazione**. Riferendoci al caso delle centrali idroelettriche, una variazione del carico sulla linea, produce una variazione del momento resistente e si stabilisce perciò una differenza:  $M_m - M_r \neq 0$  in seguito alla quale la macchina tenderà ad aumentare (o a diminuire) il suo regime di rotazione, incompatibilmente con le finalità dell'impianto. In questo caso è necessario ridurre (o aumentare) l'entità del momento motore, fino a ripristinare la condizione di equilibrio caratteristica del moto uniforme, regolando la portata di acqua  $q_v$  (**non essendo possibile modificare il valore del salto  $H$** ).

Il distributore è munito internamente di uno speciale otturatore a spina il cui spostamento assiale, riduce la sezione della bocca di efflusso fino a chiuderla totalmente. Nelle piccole turbine questa manovra è manuale mentre nelle grandi turbine si fa ricorso alla **regolazione indiretta** mediante un sistema di servomeccanismi oleodinamici che provocano lo spostamento della spina agendo internamente a uno stantuffo connesso all'asta dell'otturatore. Il comando dei servomeccanismi è affidato a un rego-



latore centrifugo collegato, con trasmissioni a cinghie o a ingranaggi, all'asse della turbina.

L'arresto di una turbina Pelton non comporta alcuna difficoltà quando questo avviene lentamente spostando gradualmente la spina dell'otturatore fino a chiudere completamente la bocca di efflusso. Quando invece viene richiesto l'arresto immediato della motrice bisogna considerare che:

- la chiusura della bocca di efflusso non può essere istantanea perché lo spostamento dell'otturatore richiede un certo tempo;
- potrebbe produrre danni irreparabili in tutto l'impianto a causa della brusca decelerazione cui viene sottoposta la massa di liquido contenuta nella condotta (**colpo d'ariete**). La forza d'inerzia, cui un corpo è soggetto quando il suo moto è accelerato (o ritardato), dipende dall'entità dell'accelerazione (o della decelerazione) e dalla massa del corpo. Nel

caso di un'improvvisa chiusura della bocca di efflusso, **la grande massa di liquido contenuta produrrebbe forze d'inerzia enormi.**

La manovra di arresto viene eseguita interrompendo l'azione del getto sulla palettatura, tramite una piastra mobile di acciaio (**tegolo deviatore**) che ruotando viene a inserirsi fra l'ugello e la palettatura deviando il getto stesso verso il basso, e lasciando effluire il liquido dall'ugello. Dopo aver interrotto istantaneamente l'azione del liquido, si provvede alla chiusura del bocchello con un'operazione condotta con sufficiente lentezza in modo da non provocare forti decelerazioni. La turbina prosegue per inerzia nel suo moto di rotazione e per ottenere un arresto più sollecito, l'impianto è provvisto di un sistema di frenatura a controgetto mediante una deviazione della condotta principale in modo che parte del liquido colpisca le pale sul dorso esercitando una azione frenante.