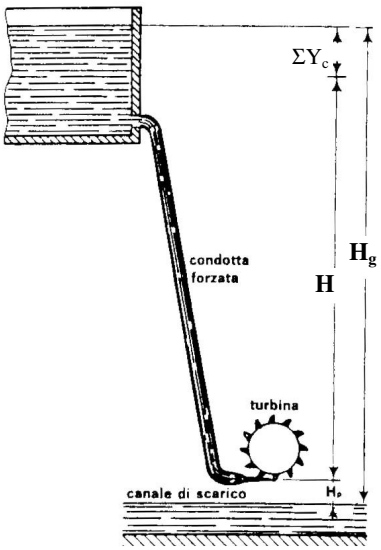
TURBINA PELTON

DESCRIZIONE E PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

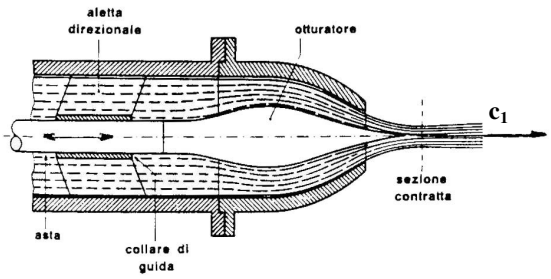


Le turbine **PELTON** sfruttano salti elevati e portate d'acqua anche piccole; orientativamente

$$H_g = 200 \div 2000 \text{ m} \qquad\qquad Q < 10 \div 15 \text{ m}^3/\text{s}$$

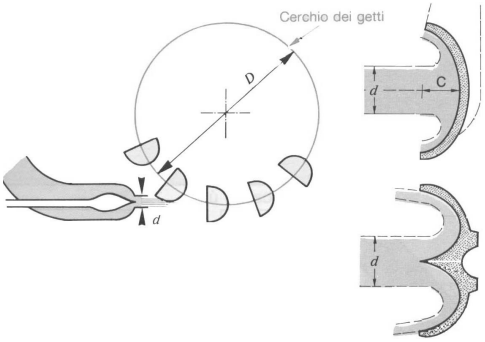
Una tipica disposizione d'impianto è rappresentata in figura. La parte di salto geodetico non sfruttabile H_p è sempre percentualmente piccola rispetto ad H_g, pertanto nei calcoli tecnici si trascura.
ΣY_c rappresenta la perdita di energia per unità di peso (quindi un'altezza) che subisce il fluido nella condotta forzata.

L'acqua proveniente da un invaso arriva, attraverso una condotta forzata, al distributore **DOBLE** che trasforma tutta l'energia disponibile all'uscita della condotta forzata **H** (**salto netto** = energia per unità di peso disponibile) in energia cinetica. Pertanto la velocità di uscita del getto dal distributore assume il VALORE TEORICO $c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$



In realtà, quando l'acqua attraversa il distributore, subisce delle piccole perdite di energia: Di queste perdite se ne tiene conto introducendo il coefficiente di efflusso $\varphi = 0{,}96 \div 0{,}98$, per cui , in definitiva, la **VELOCITÀ REALE** d'uscita del getto dal distributore vale

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$



Il getto, di sezione circolare con diametro **d** , colpisce, ad alta velocità, ognuna delle pale disposte lungo la periferia della girante, in modo da ridurre al minimo gli urti in ingresso (<u>*rispetto della prima condizione di max rendimento*</u>). Questo si realizza sagomando le pale a doppio cucchiaio con un coltello centrale; così facendo la velocità relativa d'ingresso del fluido nella girante $\vec{v}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$ risulta tangente al coltello e gli urti sono minimi.
Il cerchio ideale lungo cui avviene il contatto fluido pala si chiama CERCHIO DEI GETTI e il suo diametro lo indicheremo con la lettera **D**.

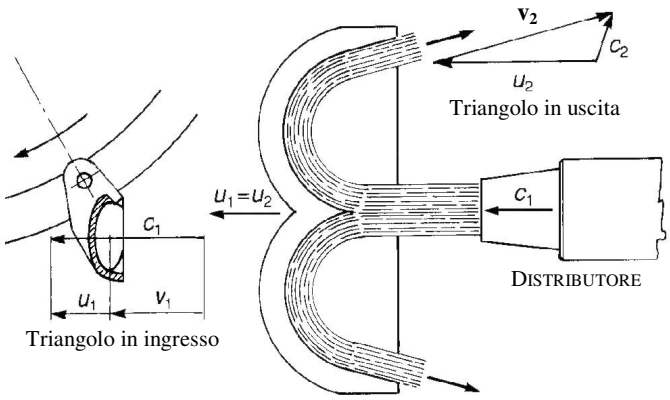
Non appena il getto colpisce il coltello si divide in due falde simmetriche che percorrono i due cucchiai e successivamente l'acqua viene scaricata all'esterno della pala, in modo che la velocità assoluta d'uscita $\vec{c}_2$ sia la più piccola possibile ingresso (<u>*rispetto della seconda condizione di max rendimento*</u>). Questo si realizza sagomando le estremità della pala in modo che i vettori velocità $\vec{c}_2$ e $\vec{u}_2$ risultino fra loro perpendicolari.

Il trasferimento dell'energia dal fluido alla pala avviene mentre la vena fluida percorre la pala, infatti perché il fluido possa deviale la sua direzione del moto, la pala deve necessariamente esercitare una forza sul fluido; per il 3° principio della dinamica (principio di azione e reazione) il fluido eserciterà sulla pala una forza uguale e contraria. Tale forza è la SPINTA.

Da considerazioni sui triangoli di velocità in ingresso e in uscita si determina la **VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO**, cioè quella velocità di trascinamento

$$u_1 = \omega \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \left(\frac{m}{s}\right) \quad \text{con } n \text{ in } \frac{giri}{min}$$

per cui si ha la massima trasformazione dell'energia idraulica contenuta nel fluido in energia meccanica di rotazione della girante.



Si dimostra che nel **CASO IDEALE** (assenze di perdite nella pala: $v_2 = v_1$) e nel rispetto delle due condizioni ideali di massimo rendimento (ingresso senza urti, $\vec{c}_2 = 0$),

la **VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO** vale $\quad u_1 = \frac{c_1}{2}$

ricordando che $\quad c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \Rightarrow \quad u_1 = \frac{\varphi}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$

Nel **CASO REALE**, considerando le piccole perdite nella pala (<u>$v_2 < v_1$ anche se di poco</u>) e il fatto che la velocità assoluta d'uscita $\vec{c}_2$ <u>non può essere nulla</u> altrimenti il fluido non uscirebbe dalla pala, si calcola

$$u_1 = (0{,}46 \div 0{,}48) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO DA USARE NEI CALCOLI TECNICI

Poiché la velocità di trascinamento (ricorda che rappresenta la velocità periferica della girante) è legata sia al diametro della girante **D**, sia alla sua frequenza rotatoria **n**, dalla seguente relazione:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

fissato il valore di **n** è possibile calcolare il valore del diametro D.
Solitamente il valore del numero di giri è vincolato dal fatto che la turbina (sempre negli impianti idroelettrici) è accoppiata in modo diretto con un alternatore, per la produzione di energia elettrica alla frequenza **f** di 50 Hz.
Per un alternatore vale la seguente relazione

$$n = \frac{60 \cdot f}{p}$$ essendo **p** il numero di coppie polari dell'alternatore.

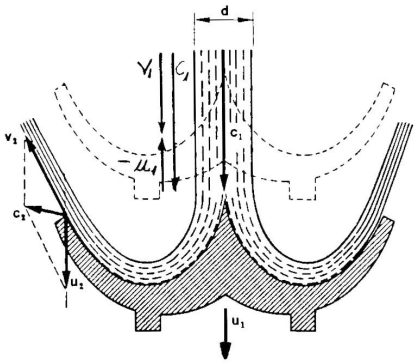
In definitiva calcolato il valore della velocità $\mathbf{u_1}$ e noto il valore di **n** si calcola

$$D = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n} \quad (m)$$ **DIAMETRO DELLA GIRANTE** in corrispondenza del cerchio dei getti

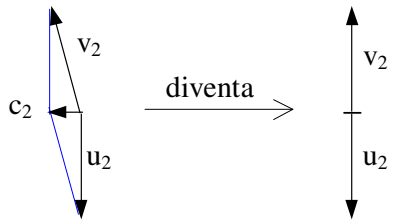
Dimostriamo che per avere il massimo rendimento si deve verificare: $\quad u_1 = \frac{c_1}{2}$

Per la 1ª condizione di massimo rendimento il liquido non deve subire urti all'ingresso nella pala. Tale condizione si realizza quando la velocità relativa d'ingresso

$\vec{v}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$ **RISULTA TANGENTE AL PROFILO DELLA PALA** (coltello)



Per la 2ª condizione di massimo rendimento il liquido all'uscita della pala deve avere velocità assoluta più piccola possibile, al limite teorico $\vec{c}_2 = 0$. Pertanto il triangolo delle velocità in uscita



Quindi $\vec{v}_2 = -\vec{u}_2$ e considerando i moduli

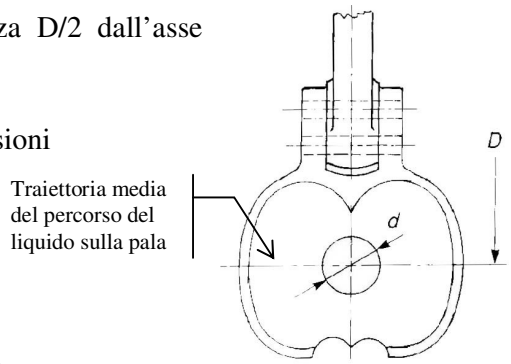
$$v_2 = u_2$$

Inoltre considerando nulle le perdite nella pala si ha $\vec{v}_1 = -\vec{v}_2$ e considerando i moduli $v_1 = v_2$

Poiché il fluido percorre la pala sempre alla stessa distanza D/2 dall'asse di rotazione della girante, si ha
$\vec{u}_2 = \vec{u}_1$ e considerando i moduli $u_2 = u_1$
Dalle deduzioni fatte si possono trarre le seguenti conclusioni

$$\begin{cases} v_2 = u_2 \\ u_2 = u_1 \end{cases} \Rightarrow v_2 = u_1$$

$$\begin{cases} v_2 = u_1 \\ v_1 = v_2 \end{cases} \Rightarrow v_1 = u_1$$

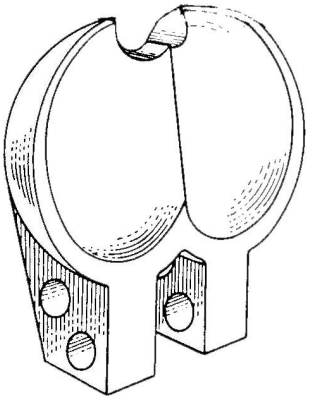


Per il triangolo delle velocità in ingresso vale la relazione
$\vec{c}_1 = \vec{v}_1 + \vec{u}_1$ ed essendo tutti i vettori con la stessa linea d'azione si può scrivere

$$c_1 = v_1 + u_1 \qquad \text{ma} \qquad v_1 = u_1 \qquad \Rightarrow \qquad c_1 = u_1 + u_1 = 2 \cdot u_1 \qquad \text{da cui si calcola} \qquad u_1 = \frac{c_1}{2}$$

come si voleva dimostrare.

Le dimensioni delle pale vengono determinate in funzione del diametro **d** del getto di acqua dal distributore, attraverso l'uso di relazioni pratiche dettate dall'esperienza. Le vedremo successivamente nel dimensionamento di massima.



Per determinare il valore del diametro del getto si ricorre all'equazione di continuità

$$Q = A_{getto} \cdot c_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot c_1 \qquad \text{da cui si calcola}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_1}} \quad (m) \qquad \text{nel caso di } \mathbf{1} \text{ DISTRIBUTORE e quindi di } \mathbf{1} \text{ GETTO}$$

Nel caso di "**i**" getti la portata viene suddivisa in parti uguali per ogni distributore, pertanto la portata che esce da ognuno di essi sarà

$$\frac{Q}{i} \quad \text{e quindi} \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_1 \cdot i}} \qquad \text{nel caso di } \textbf{"i" GETTI}$$

Ovviamente la velocità $\mathbf{c_1}$ *rimarrà invariata, poiché dipende solo dal salto netto* ***H****.*

SCELTA DELLA TURBINA (NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO)

Per la scelta del tipo di turbina (ad azione o a reazione) che meglio soddisfa la pratica attuazione di un determinato impianto, si fa riferimento ad un parametro adimensionale chiamato numero di giri caratteristico n_C calcolabile con la seguente relazione

$$n_C = n \cdot \frac{\sqrt{P_{m\,(kW)}}}{H^{1,25}} \quad \text{con} \quad \begin{cases} n \text{ numero di giri al minuto della turbina} \\ H \text{ salto utile in metri} \end{cases}$$

In esso sono contenute le grandezze tipiche per definire i criteri di scelta, infatti

- Il salto netto H è imposto dalla dislocazione della turbina nell'impianto
- La potenza P_m è imposta dalla convenienza economica che scaturisce da un bilancio tra costo d'impianto + costo di esercizio e utile ricavabile
- Il numero di giri n che deve essere uguale a quello dell'alternatore calettato sullo stesso albero della turbina. Il numero di giri dell'alternatore è dato dalla relazione

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad \text{con } f = \text{frequenza di rete (50 Hz in Europa) e } p = \text{coppie polari dell'alternatore}$$

Per dare un significato concreto al numero di giri caratteristico, si ponga nella relazione

$$H = 1 \text{ m}, \; P_m = 1 \text{ kW} \quad \Rightarrow \quad n_C = n$$

Quindi n_C *rappresenta il numero di giri di una particolare turbina* (TURBINA MODELLO) *che sotto il salto netto di 1 m eroga, con rendimento ottimale, una potenza di 1 kW.*

Se di ogni tipo di turbina si costruisce un modello con tali caratteristiche, allora utilizzando le LEGGI DI SIMILITUDINE della "*teoria dei modelli*" è possibile costruire una serie di turbine con forme proporzionali a quella del modello e quindi con potenze diverse.

Le leggi di similitudine da cui scaturisce la relazione di n_C sono le seguenti:

- ✓ **Similitudine geometrica**: ogni macchina della serie ha le dimensioni lineari proporzionali con legge lineare. Le sezioni proporzionali con leggi quadratiche.
- ✓ **Similitudine idraulica**: per ogni macchina della serie, in punti corrispondenti dei condotti fissi e mobili, le velocità sono proporzionali e gli angoli caratteristici che esse formano sono uguali.
- ✓ **Similitudine meccanica**: tutte le macchine della stessa serie hanno uguale rendimento.

Calcolato il numero di giri caratteristico n_C si sceglie il tipo di turbina più adatta per quelle caratteristiche dell'impianto, secondo quanto riportato in tabella

VALORI di n_C	TIPO DI TURBINA	Salto H (m)
10 ÷ 30	PELTON a 1 getto	2000 ÷ 200
17 ÷ 42	PELTON a 2 getti	
24 ÷ 70	PELTON a 4 getti	
70 ÷ 100	FRANCIS LENTA	400 ÷ 240
100 ÷ 200	FRANCIS NORMALE	240 ÷ 90
200 ÷ 450	FRANCIS VELOCE	90 ÷ 30
400 ÷ 1000	A ELICA - KAPLAN	30 ÷ 5

DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DI UNA PELTON

Per dimensionare una turbina devono essere noti:

- il luogo dove si dovrà installare e quindi il salto geodetico $\mathbf{H_g}$;
- il tipo di alternatore con cui deve essere accoppiato e quindi il numero di giri **n** di funzionamento a regime della turbina;
- la potenza meccanica utile $\mathbf{P_m}$ che dovrà erogare per soddisfare le esigenze dell'impianto.

Noti questi parametri è possibile calcolare il numero di giri caratteristico $\mathbf{n_c}$ della turbina

$$n_c = n\frac{\sqrt{P_m}}{H^{1,25}}$$

dove per la determinazione di $H = H_g - \sum Y_c$ si ipotizzano le perdite di energia nella condotta $\sum Y_c$ sulla base di casi analoghi

Noto $\mathbf{n_c}$ è possibile stabilire il numero di distributori e quindi di getti con cui si deve realizzare la turbina per sfruttare al meglio le caratteristiche dell'impianto.

Dall'espressione della potenza, ipotizzando un valore possibile del rendimento della turbina $\boldsymbol{\eta_T}$ sulla base di precedenti costruzioni dello stesso tipo, si calcola la portata che deve affluire dalla condotta forzata

$$P_m = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_T}{1000} \qquad \rightarrow \qquad Q = \frac{1000 \cdot P_m}{\rho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T}$$

Noto il salto netto H si calcola la velocità di efflusso dal distributore, che coincide con la velocità assoluta d'ingresso dell'acqua nella pala

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \left(\frac{m}{s}\right) \qquad \text{con} \quad \varphi = 0{,}96 \div 0{,}98$$

e la velocità periferica o di trascinamento di massimo rendimento u della girante

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

Noto il valore della velocità **u** si calcola il diametro medio della girante, cioè il diametro in corrispondenza del cerchio dei getti

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} \quad (m)$$

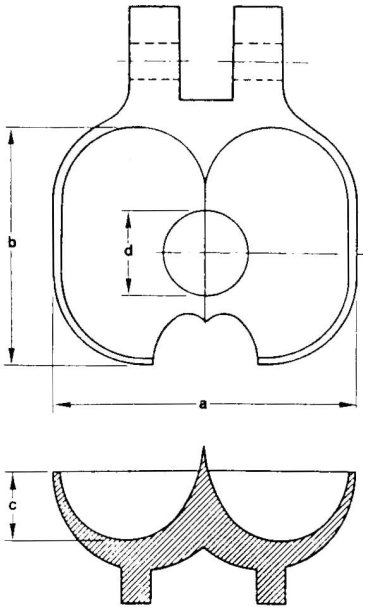
Per dimensionare la pala di determina, dall'equazione di continuità, il valore del diametro del getto, infatti dalla

$$Q = A_{getto} \cdot c_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot c_1 \qquad \text{si calcola} \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_1}} \quad (m) \qquad \text{nel caso di } \mathbf{1} \text{ GETTO}$$

oppure

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_1 \cdot i}} \qquad \text{nel caso di } \text{“i” GETTI}$$

Noto **d** si dimensiona la pala, con riferimento alla figura, utilizzando le seguenti relazioni



$$a = (3 \div 4) \cdot d$$
$$b = (2{,}5 \div 3) \cdot d$$
$$c = (1 \div 1{,}2) \cdot d$$

Inoltre, si determina il numero di pale N_p della girante utilizzando la seguente relazione dettata dall'esperienza

$$N_p = 15 + \frac{D}{2 \cdot d}$$ che si approssima ad un numero intero

Per evitare ruote sproporzionate s'impone che il rapporto **m** tra il diametro della girante e quello del getto sia maggiore o uguale a 8

$$m = \frac{D}{d} \geq 8$$

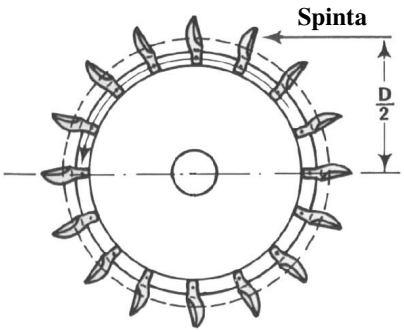
Una Pelton si ritiene ben proporzionata se $12 < \mathbf{m} < 18$

ESERCIZIO: **dimensionamento di massima di una turbina Pelton**

ESERCIZIO: **spinta sulle pale di una turbina Pelton**

Con i dati dell'esercizio precedente, calcolare la spinta **S** del fluido sulle pale e il momento torcente sull'albero.

Essendo nota la potenza meccanica erogata dalla turbina, è possibile determinare la potenza alle pale, infatti questa risulta un poco maggiore della potenza meccanica, in quanto non sono ancora da considerare le perdite di potenza dovute agli attriti dell'albero della turbina sui relativi cuscinetti.



Ricordando che tale perdite viene quantificata attraverso il rendimento meccanico della turbina, si può scrivere

$$P_{pale} = \frac{P_m}{\eta_m}$$ ipotizzando un $\eta_m = 0{,}97$

si calcola $$P_{pale} = \frac{P_m}{\eta_m} = \frac{1306}{0{,}97} = 1346 \text{ kW}$$

ma la potenza (**potenza = forza × velocità**) alle pale si può calcolare anche con l'espressione

$$P_{pale} = \frac{S \cdot u}{1000} \quad (\text{kW})$$

da cui si calcola la spinta

$$S = \frac{1000 \cdot P_{pale}}{u} = \frac{1000 \times 1346}{50} = 26920 \text{ N}$$

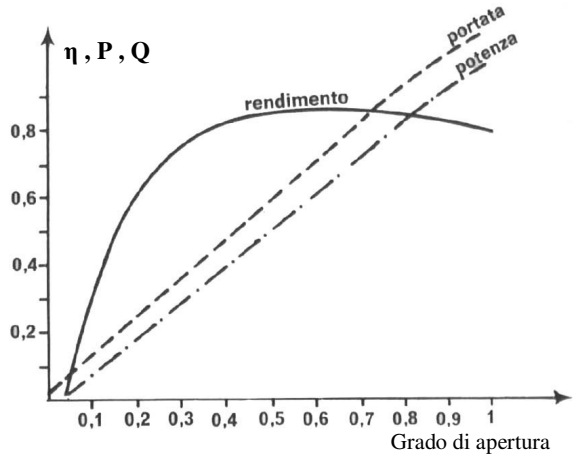
Questa spinta genera un momento torcente sull'albero della turbina di valore

$$M_t = S \cdot \frac{D}{2} = 26920 \times \frac{1}{2} = 13460 \text{ N} \cdot \text{m}$$

CURVE CARATTERISTICHE, REGOLAZIONE, ARRESTO DELLA TURBINA PELTON

☞ *Curve caratteristiche*

Le curve caratteristiche, ricavate sperimentalmente, rappresentano, in un piano cartesiano, le variazioni della potenza Pm, della portata Q e del rendimento η_T, in funzione del grado di apertura dell'ugello del distributore.



Osservando tali curve si nota che:

- la portata aumenta proporzionalmente al grado di apertura dell'ugello, perché aumenta la sezione d'uscita del getto; pertanto tale curva è una retta passante per l'origine;
- la potenza aumenta all'aumentare della portata e del rendimento, infatti $P_m = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_T}{1000}$; la pendenza è uguale a quella della portata, ma non parte dall'origine degli assi, in quanto prima di cominciare a sviluppare potenza deve vincere gli attriti interni;
- il rendimento aumenta rapidamente nel tratto iniziale e poi si mantiene all'incirca costante per una variazione del grado di apertura dell'ugello compreso tra il 50% e l'80%. La costanza del rendimento è dovuta al fatto che al variare della portata, si mantengono uguali o variano di poco i triangoli delle velocità in ingresso e in uscita.

Valori orientativi dei rendimenti parziali della turbina sono:

$\eta_v \cong 1$ $\eta_m = 0{,}96 \div 0{,}98$ $\eta_v = 0{,}85 \div 0{,}92$ e quindi $\boldsymbol{\eta_T = 0{,}8 \div 0{,}9}$

Questo comportamento della Pelton ci fa capire che al variare della portata, in un intervallo abbastanza ampio, si può variare la potenza erogata dalla turbina, mantenendo all'incirca costante o comunque a valori accettabili il suo rendimento. Pertanto la Pel ton ha un funzionamento elastico e ciò la rende particolarmente adatta per essere utilizzata in impianti dove si hanno frequenti variazioni di carico.

☞ *Regolazione*

La necessità di variare la portata e quindi la potenza, nasce dall'esigenza dell'utilizzatore, che nel caso delle turbine idrauliche è quasi sempre un alternatore. Così se aumenta la richiesta di energia elettrica, la potenza erogata della turbina deve aumentare e viceversa nel caso opposto.

SI CHIAMA REGOLAZIONE L'OPERAZIONE DI ADATTAMENTO DELLA POTENZA EROGATA DALLA TURBINA CON QUELLA RICHIESTA DALL'ALTERNATORE.

Dalla considerazione che le turbine sono macchine che funzionano a regime di rotazione **n** costante e ricordando l'espressione del momento motore

$$M_m = 9549 \frac{P_m}{n}$$

una variazione della potenza comporta necessariamente una variazione del momento motore, in quanto il numero di giri deve rimanere costante per il corretto funzionamento dell'alternatore.

Per avere una condizione di moto rotatorio uniforme (**n = costante**), istante per istante, il momento motore M_m deve essere uguale e opposto al momento resistente M_r offerto dal carico dell'alternatore (ricordare che la turbina trascina l'alternatore).

Quindi considerando l'insieme turbina – alternatore, per mantenere il regime di rotazione n costante, si deve verificare in ogni momento

$M_m - M_r = 0 \quad \Rightarrow \quad M_m = M_r$ **CONDIZIONE DI MOTO ROTATORIO UNIFORME**

se $M_m > M_r \rightarrow$ la turbina accelera, quindi **AUMENTA n**
se $M_m < M_r \rightarrow$ la turbina decelera, quindi **DIMUNUISCE n**

Volendo mantenere

$M_m = M_r$ **SEMPRE, MA SENZA VARIARE IL NUMERO DI GIRI**

Essendo

$$M_m = 9549 \frac{P_m}{n}$$

si deve intervenire variando la potenza, e poiché

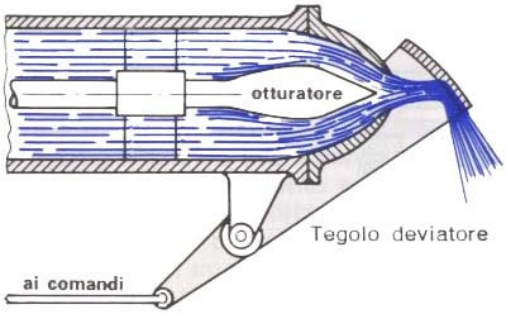
$$P_m = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_T}{1000}$$

l'unica possibilità per la regolazione del momento motore è quella di variare la portata spostando assialmente l'otturatore a spina posto all'interno del distributore, con conseguente variazione della sezione della bocca di efflusso.

☞ *Arresto*

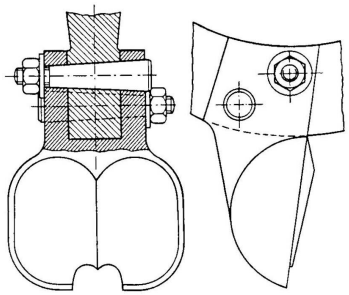
Se per una qualsiasi necessità si deve fermare la turbina, si procede in modo graduale deviando, in una prima fase, il getto con un TEGOLO DEVIATORE, in modo che non colpisca più le pale; in una seconda fase si sposta lentamente l'otturatore a spina fino a chiudere la bocca d'efflusso.

Una chiusura veloce della bocca d'efflusso provocherebbe un arresto improvviso della vena fluida all'interno della condotta forzata, con conseguente improvviso aumento della pressione. Tale pressione propagandosi, ad alta velocità, lungo la condotta (COLPO D'ARIETE) potrebbe provocare anche la rottura della condotta.



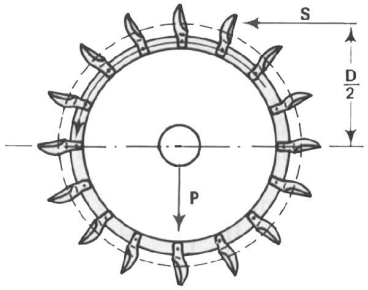
PARTICOLARI COSTRUTTIVI DELLA TURBINA PELTON

Gli organi principali sono costituiti dalla ruota palettata, dall'albero, dal distributore, dalla carcassa e dai dispositivi per la regolazione e l'arresto della macchina.



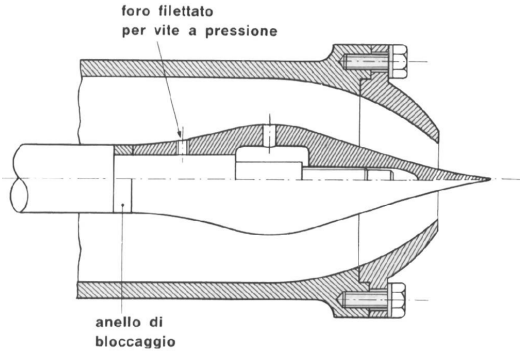
La **RUOTA**, in acciaio, può essere costruita per fusione, già completa di pale (caso delle piccole turbine), oppure disco e pale vengono costruite separatamente e poi collegati con attacchi a bulloni.

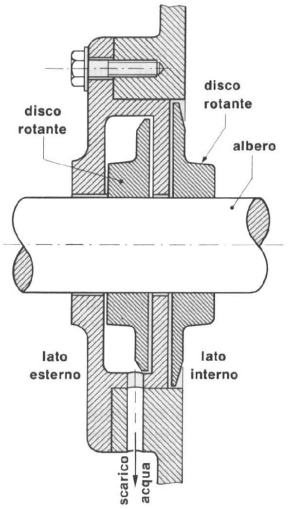
Le **PALE** sono soggette a forte usura da parte del getto, pertanto si richiede l'impiego di materiali al alta resistenza che vanno dall'acciaio cementato e indurito, all'acciaio inossidabile, con lavorazioni di finitura superficiale molto spinte nella parte interna dei cucchiai; talvolta si ricorre ad una soluzione più complessa costruendo le pale in acciaio comune e riportando, nei punti più colpiti, dei tasselli di lega speciale ad alta resistenza.



L'**ALBERO** è costruito in acciaio di buone caratteristiche meccaniche, in quanto deve sopportare sollecitazioni di flessotorsione: infatti deve trasmettere un momento torcente generato dalla spinta del liquido che agisce con braccio D/2 rispetto al centro dell'asse ed inoltre è sollecitato a flessione sia dal peso della girante P , sia dalla spinta del fluido S.

Il **DISTRIBUTORE** è soggetto, soprattutto in prossimità della bocca di efflusso, a forte usura da parte del liquido che vi scorre ad alta velocità. Pertanto la parte terminale del distributore viene costruita in acciaio inossidabile o in bronzo duro; inoltre è riportata con flange e bulloni in modo da essere sostituibile.
Gli stessi materiali sono utilizzati per l'otturatore e per l'asta su cui è fissato. Asta e otturatore possono essere costruiti, nel caso di grandi macchine, separatamente e poi collegati con viti trasversali di bloccaggio.





La **CARCASSA** ha la sola funzione protettiva per impedire che il liquido si disperda intorno alla macchina in seguito all'urto con le pale. Pertanto è fusa in ghisa o costruita in lamiera d'acciaio saldato o bullonato. Sulla carcassa sono ricavati gli alloggiamenti gli alloggiamenti per l'albero della turbina con relativi organi di tenuta.