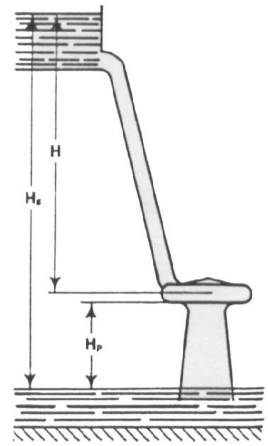
TURBINA FRANCIS

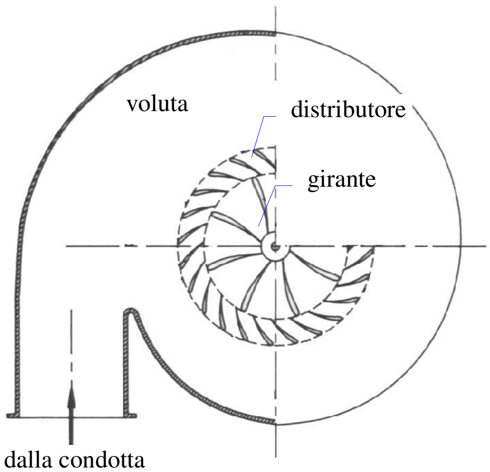
DESCRIZIONE E PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO



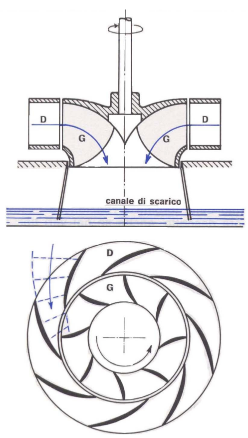
Le turbine Francis sfruttano salti non molto grandi e portate d'acqua anche notevoli; orientativamente

$H_g = 10 \div 400$ m $\qquad$ $Q < 40\ m^3/s$

Una tipica disposizione d'impianto è rappresentata in figura.
La parte di salto geodetico apparentemente non sfruttabile H_p assume valori intorno a $4 \div 6$ m, ma attraverso il tubo diffusore si recupera buona parte dell'energia che il fluido ha allo scarico della turbina.



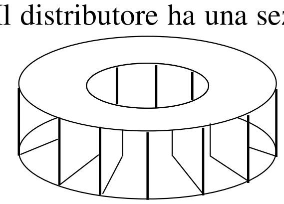
La turbina Francis è costituita da un distributore fisso disposto attorno alla girante e suddiviso da una serie di pale in tanti condotti a sezione gradualmente decrescente.
L'acqua proveniente dalla condotta forzata riempie tutta la camera a spirale (VOLUTA).
La voluta è a sezione decrescente in modo da compensare la portata che man mano entra nei condotti del distributore; in tal modo tutto il distributore è avvolto dall'acqua (AMMISSIONE TOTALE).



L'acqua nella voluta possiede l'energia per unità di peso derivante dal salto netto H.

Quando l'acqua entra nel distributore, nel percorrere i condotti convergenti, una parte dell'energia H viene trasformata in energia cinetica, cioè il liquido aumenta la sua velocità.

Il distributore ha una sezione d'ingresso pari alla superficie cilindrica esterna



(meno la superficie occupata dallo spessore delle pale) A_e e una sezione d'uscita pari alla superficie cilindrica interna A_i; chiaramente

$$A_e > A_i$$

La velocità con cui l'acqua esce dai condotti del distributore, coincide con la velocità assoluta d'ingresso del fluido nella girante, quindi la chiameremo $\vec{c}_1$

In funzione di come è costruito il distributore, esso riesce a trasformare aliquote diverse del carico H in energia cinetica del tipo $\dfrac{c_1^2}{2 \cdot g}$

Questa caratteristica viene quantificata attraverso un parametro adimensionale chiamato GRADO DI REAZIONE G e serve a qualificare le turbine a reazione.

Il GRADO DI REAZIONE G, è definito come rapporto tra l'energia effettiva idraulica che non si è trasformata in cinetica nel distributore

$$\left(H_u - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}\right)$$ che rappresenta l'**ENERGIA DISPONIBILE PER REAZIONE**

e l'energia effettiva idraulica o SALTO UTILE

$(H_u = \eta_i \cdot H)$ che rappresenta l'**ENERGIA DISPONIBILE ALL'INGRESSO DELLA GIRANTE**

È stato introdotto il RENDIMENTO IDRAULICO DELLA TURBINA η_i per tenere conto delle perdite che si hanno nei condotti fissi e mobili della turbina (CASO REALE).

Pertanto $$G = \frac{H_u - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}}{H_u}$$ per casi reali G = 0,3 ÷ 0,8

Il valore di G varia teoricamente da 0 a 1 , ma in pratica assume valori compresi tra 0,3 e 0,8.

Se per esempio una turbina ha G = 0,6 vuol dire che

- 0,6 = 60% del carico disponibile viene trasformato in energia cinetica nella girante (LAVORO PER REAZIONE);
- 0,4 = 40% del carico disponibile viene trasformato in energia cinetica nel distributore.

Così una turbina Pelton ha grado di reazione G = 0, infatti tutto il carico disponibile (100%) viene trasformato in energia cinetica nel distributore; non a caso è una turbina ad azione!!

Ricordando che $H_u = \eta_i \cdot H$ si può scrivere

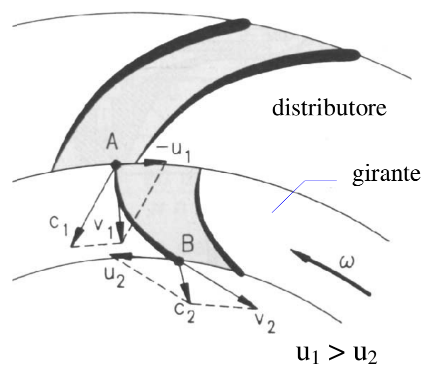
$$G = \frac{\eta_i \cdot H - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}}{\eta_i \cdot H}$$ da cui si calcola $$\eta_i \cdot H \cdot (1 - G) = \frac{c_1^2}{2 \cdot g}$$

Quando G è GRANDE $\Rightarrow$ c_1 PICCOLA
Quando G è PICCOLA $\Rightarrow$ c_1 GRANDE

Fissato, in fase di progetto, il valore del grado di reazione della turbina, e noti i valori di H ed η_i si può determinare la velocità di efflusso del fluido dal distributore

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i \cdot H \cdot (1 - G)}$$

che coincide con la velocità assoluta d'ingresso nella girante.



L'acqua che esce dal distributore possiede ancora energia residua sottoforma di pressione pari a

$$\eta_i \cdot H - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}$$

Imbocca i condotti mobili convergenti e curvati della girante, per cui incrementerà la sua velocità relativa: $\mathbf{v_2 > v_1}$, convertendo l'energia di pressione residua, in energia cinetica, il cui valore è

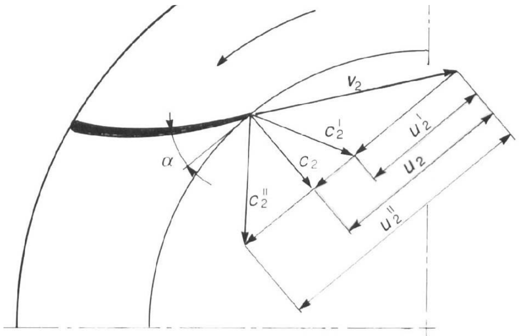
pari a $$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$$ **LAVORO PER REAZIONE**

Mentre il fluido percorre i condotti della girante gli cede energia e la mette in rotazione.

Per ottenere il massimo rendimento si devono rispettare le due solite condizioni:

1) ingresso senza urti: $\vec{v}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$ **TANGENTE AL PROFILO DELLA PALA**

2) c_2 la più piccola possibile: tale condizione, a parità di $\vec{v}_2$, si realizza quando $\vec{c}_2$ *e* $\vec{u}_2$ sono perpendicolari, ovvero quando $\vec{c}_2$ passa per l'asse di rotazione della girante.



Se $\vec{c}_2$ *e* $\vec{u}_2$ non sono perpendicolari, una qualsiasi variazione di u_2

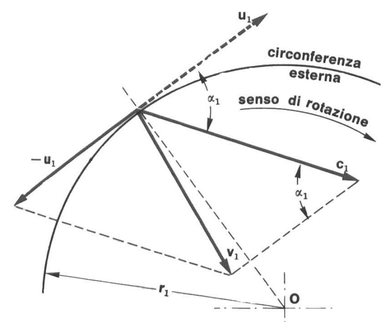
sia in aumento u_2'' , nella figura

sia in diminuzione u_2' , nella figura

Comporta un aumento di c_2 e quindi ci si allontana dalla seconda condizione di massimo rendimento.

Da considerazioni sui triangoli di velocità in ingresso e in uscita, si dimostra che la

VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO u_1 vale $u_1 = \dfrac{g \cdot \eta_i \cdot H}{c_1 \cdot \cos\alpha_1}$

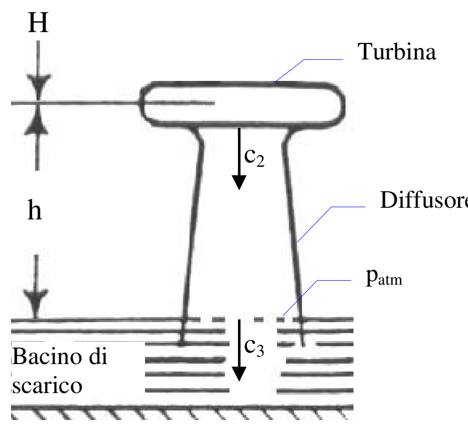


dove α_1 è l'angolo formato dalla velocità c_1 con la tangente alla circonferenza esterna della girante, che naturalmente coincide con la direzione della velocità periferica u_1 ;

nei casi pratici $\alpha_1 = 20° \div 35°$

Si ha anche, come per la Pelton, $u_1 = \dfrac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad \left(\dfrac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

Uscendo dalla girante l'acqua cade nel canale di scarico attraverso un tubo di aspirazione di forma divergente (DIFFUSORE). Poiché l'acqua possiede la velocità c_2 , ha ancora un'energia pari a $\dfrac{c_2^2}{2 \cdot g}$.



Il diffusore permette di recuperare una parte di energia persa allo scarico aspirando l'acqua dalla girante mediante la depressione creata nella sua sezione minima, posta all'uscita della girante.
Infatti nel divergente la velocità diminuisce

$c_3 < c_2$

per BERNOULLI si ha un aumento della pressione, e poiché al livello dello scarico si ha la pressione atmosferica, ciò implica che all'uscita della girante la pressione relativa è negativa (DEPRESSIONE). Pertanto se il diffusore non è molto lungo (< 6 ÷ 7 m) risulta tutto pieno d'acqua.

Questa depressione all'uscita della girante risucchia (ASPIRA) l'acqua dal distributore alla girante ed ha come effetto quello di recuperare il dislivello **h** tra turbina e bacino di scarico. Infatti l'acqua oltre ad essere spinta nel distributore per la pressione dovuta al salto H , viene aspirata per effetto della depressione creata allo scarico.
La depressione non può assumere valori vicini a $-p_{atm}$ (altezza teorica del diffusore di 10,33 m) per evitare il fenomeno della CAVITAZIONE e di fatto la sua altezza mai supera il valore di 7 m.

Le turbine Francis vengono classificate in lente , normali e veloci, in funzione del numero di giri caratteristico, come da seguente tabella.

Turbina Francis	n_c	Salto H (m)	Grado di reazione G
Lenta	60 ÷ 100	370 ÷ 100	0,3 ÷ 0,4
Normale	100 ÷ 150	350 ÷ 35	0,4 ÷ 0,5
Veloce	150 ÷ 250	100 ÷ 10	0,5 ÷ 0,6
Ultraveloce	250 ÷ 400	35 ÷ 10	0,6 ÷ 0,7

Il valore di n_c influenza anche la forma e le dimensioni delle pale della girante.

DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DI UNA FRANCIS

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 scegliere il tipo di turbina e il suo grado di reazione consultando la relativa tabella.

Si può notare che man mano che diminuisce il salto utile **H** aumenta il numero di giri caratteristico e la turbina assume denominazioni diverse (LENTA → ULTRAVELOCE).

Andando dalle turbine lente a quelle ultraveloci la GIRANTE VARIA DI FORMA E DI DIMENSIONI e, in particolare, **diminuisce il diametro** e **aumenta l'altezza della palettatura**. Le motivazioni le vedremo in un secondo momento.

Fissato il grado di reazione G e un valore plausibile del rendimento idraulico $\eta_i = 0{,}85 \div 0{,}95$, andando dalle lente alle veloci, si calcola la velocità di efflusso dal distributore c_1

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i \cdot H \cdot (1-G)}$$ tale velocità coincide con quella d'ingresso nella turbina

Quindi assunto un valore di $\alpha_1 = 20° \div 35°$ si calcola la **VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO**

$$u_1 = \frac{g \cdot \eta_i \cdot H}{c_1 \cdot \cos\alpha_1}$$ per la velocità u_1 è bene che: $u_1 < 50 \div 70$ m/s

Ricordando che $u_1 = \dfrac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad \left(\dfrac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$ si calcola il valore del

DIAMETRO NOMINALE della **girante**: $D_1 = \dfrac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n} \quad (m)$

Noto il diametro nominale, da tabelle riportate nei manuali tecnici, si determinano il numero di pale del distributore z_0 e della girante z.

Si riporta la seguente tabella

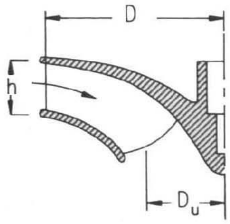
D_1 (mm)	Francis lente/normali		Francis veloci/ultraveloci	
	z_0	z	z_0	z
< 300	10	12	14	12
300 ÷ 500	12	14	16	14
500 ÷ 700	14	16	18	16
700 ÷ 900	16	18	20	18
900 ÷ 1200	18	20	22	20
> 1200	20	24	24	22

FORME DELLA GIRANTE AL VARIARE DEL NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO

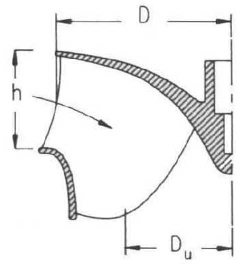
Al variare del numero di giri caratteristico la girante assume forme diverse; in particolare andando dalle turbine LENTE (cioè basso valore di n_c e salti elevati) a quelle ULTRAVELOCI (elevato valore di n_c e salti piccoli)

- Diminuisce il diametro esterno **D** perché diminuisce la velocità di massimo rendimento u_1
- Aumenta l'altezza della palettatura **h** perché per mantenere valori accettabili di potenza, la turbina deve elaborare portate elevate e ciò è possibile solo se la sezione d'ingresso della turbina è grande.
- Aumenta il grado di reazione.

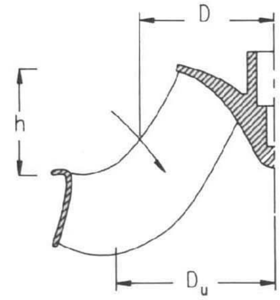
All'aumentare del numero di giri caratteristico →
All'aumentare del grado di reazione



Francis LENTA/NORMALE
$n_c = 50 \div 150$
$H = 300 \div 200$ m



Francis VELOCE
$n_c = 150 \div 250$
$H = 200 \div 60$ m



Francis ULTRAVELOCE
$n_c = 250 \div 400$
$H = 60 \div 20$ m

Vediamo perché deve essere così.

☞ Sappiamo che $u_1 = \dfrac{g \cdot \eta_i \cdot H}{c_1 \cdot \cos\alpha_1}$

e $\quad c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i \cdot H \cdot (1 - G)}$ $\quad$ e quindi $\quad c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i (1 - G)} \cdot \sqrt{H} = m \cdot \sqrt{H}$

Sostituendo nell'espressione di u_1 si ottiene

$$u_1 = \frac{g \cdot \eta_i}{m \cdot \cos\alpha_1} \cdot \frac{H}{\sqrt{H}} = m' \cdot \frac{H}{\sqrt{H}} = m' \cdot \frac{H}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H}} = m' \cdot \frac{H \cdot \sqrt{H}}{H}$$

In definitiva $u_1 = m' \cdot \sqrt{H}$ cioè la VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO È PROPORZIONALE a $\sqrt{H}$

Ciò implica che DIMINUENDO H DIMINUISCE u_1

Poiché $\qquad u_1 = \dfrac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$

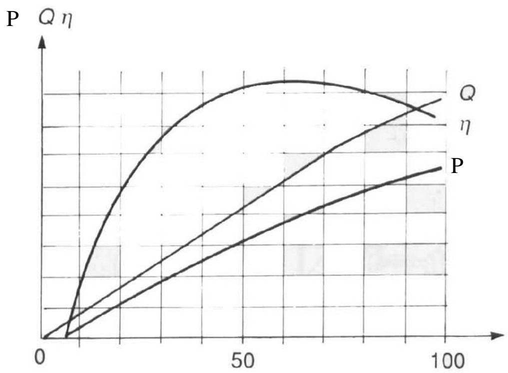
se AL DIMINUIRE DI u_1 si vogliono mantenere stessi valori del numero di giri (fra l'altro vincolato dall'alternatore accoppiato alla turbina), si deve necessariamente DIMINUIRE D.

☞ Sappiamo che $P_m = \dfrac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} \cdot \eta_T$ quindi DIMINUENDO H e volendo mantenere la stessa potenza, si deve necessariamente AUMENTARE LA PORTATA Q. Ciò si realizza facendo le pale più alte, in modo da aumentare la sezione d'ingresso del liquido

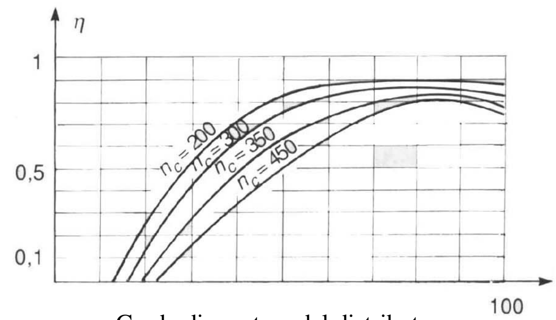
CURVE CARATTERISTICHE E REGOLAZIONE DELLA TURBINA FRANCIS

☞ *Curve caratteristiche*

Sono diagrammi tracciati sperimentalmente che mettono in evidenza le variazioni della potenza, della portata e del rendimento in funzione del grado di apertura del distributore.
Le curve di rendimento che sono le più significative per la regolazione della turbina, variano anche in funzione del numero di giri caratteristico, così come rappresentato qualitativamente in figura.



Grado di apertura del distributore
(***variazione di portata***)



Grado di apertura del distributore
(***variazione di portata***)

Come si vede, il rendimento si mantiene ad alti valori entro un ristretto campo di variabilità del grado di apertura del distributore (valori massimi del rendimento intorno al 70 ÷ 80% di grado di apertura del distributore); questo campo di variabilità diventa più ristretto all'aumentare di n_c.
Questo comporta una piccola possibilità di regolazione, infatti allontanandosi in eccesso, o in difetto da tali valori, si hanno subito elevate cadute di rendimento.
Come già sappiamo il rendimento della turbina è dato dal prodotto dei rendimenti parziali

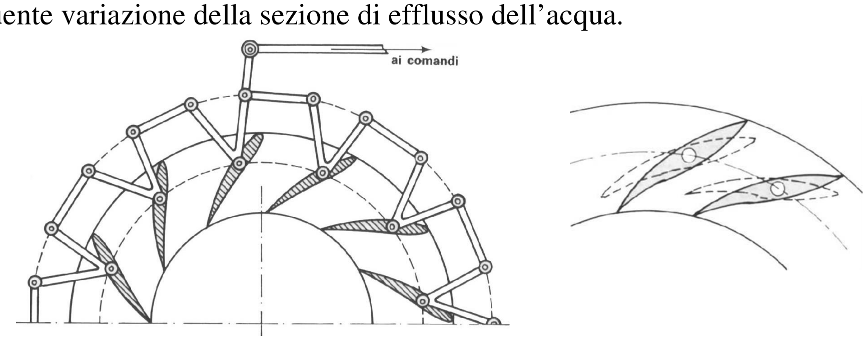
$$\eta_T = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Nel caso delle turbine FRANCIS i loro valori oscillano, andando dalle turbine lente a quelle veloci, fra i seguenti

RENDIMENTO	LENTE → VELOCI
Idraulico η_i	**0,95 ÷ 0,85**
Volumetrico η_v	**0,99 ÷ 0,97**
Meccanico η_m	**0,98 ÷ 0,96**

☞ *Regolazione*

Come per le Pelton, la regolazione, cioè **l'adattamento della potenza erogata dalla turbina P_m, con quella richiesta dall'utilizzatore** (alternatore), viene fatta facendo variare la portata Q.
Ciò si realizza facendo ruotare contemporaneamente, attraverso un sistema di leve, le pale del distributore, con conseguente variazione della sezione di efflusso dell'acqua.



La rotazione delle pale del distributore provoca una variazione nei triangoli di velocità e una conseguente riduzione del rendimento, in quanto ci si allontana dalle condizioni di massimo rendimento.