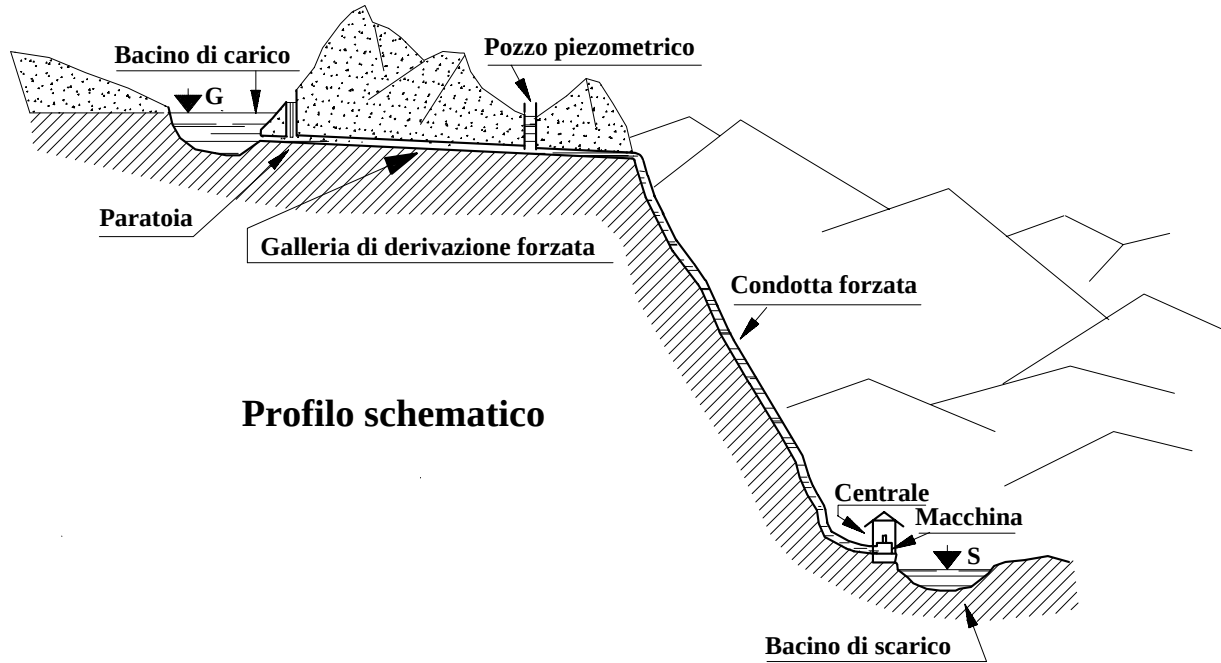


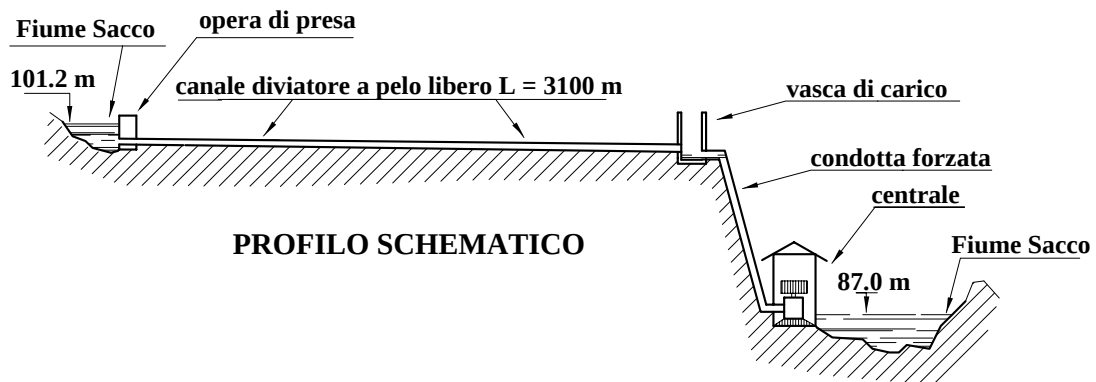
IMPIANTI CON TURBINA IDRAULICA



Profilo schematico

Visione schematica di un impianto per lo sfruttamento dell'energia idrica.

Fig 0.1



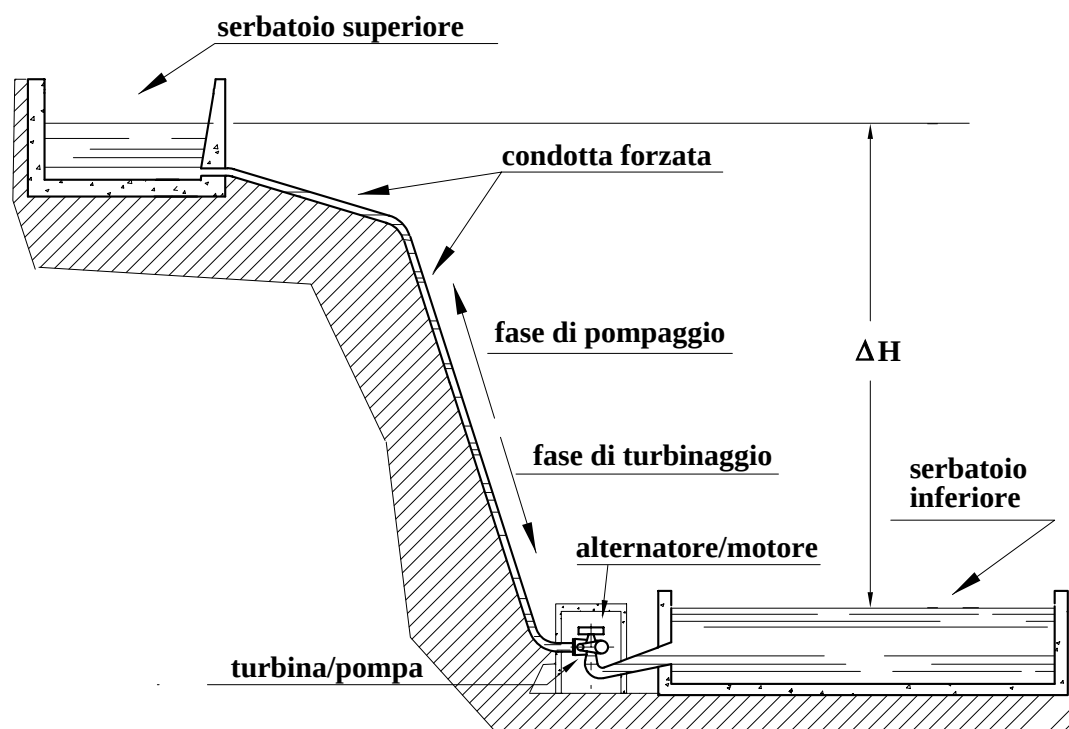
PROFILO SCHEMATICO

Impianto CASTRO DEI VOLSCI sul Fiume Sacco, in provincia di Frosinone.

$$Q_{\text{max,derivato}} = 12 \text{ m}^3/\text{s} ; H_u = 9.30 \text{ m} ; P_u = 876 \text{ kW}$$

Vista aerea e profilo schematico di un impianto ad acqua fluente.

Fig. 0.2



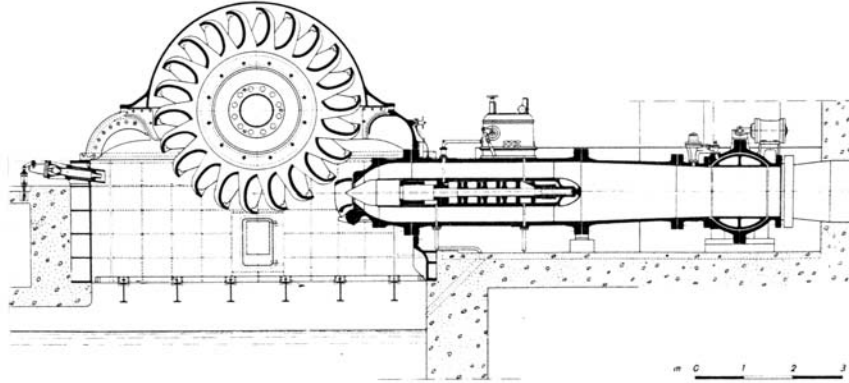
Schema di un impianto idraulico di accumulazione forzata o di pompaggio.

Fig. 0.3

1.1.c.1) - La turbina Pelton

La turbina **Pelton** è fondamentalmente costituita (fig. 1.3) da un ugello (a cui l'acqua giunge attraverso una apposita condotta) di tipo particolare, opportunamente sagomato e munito di una spina interna, e da una ruota, a sua volta costituita da un disco supportato da un albero e relativi cuscinetti, sulla cui periferia sono disposte delle pale di forma particolare.

In fig. 1.4 è riportata inoltre, per una più chiara ed immediata visione, la foto di alcune ruote **Pelton** di varie dimensioni.



Schema di turbina Pelton

Impianto di Premadio (AEM, Milano): $H_t = 680 \text{ m}$; $Q_v = 13.1 \text{ m}^3/\text{s}$; $n = 300 \text{ giri/min}$

Il gruppo è costituito da un alternatore centrale mosso da due turbine a sbalzo; ogni ugello elabora $6.55 \text{ m}^3/\text{s}$. La potenza dell'intero impianto (2 gruppi) è di **152000 kW**. [4].

Fig. 1.3

L'energia potenziale disponibile (corrispondente - per ogni kg di fluido - a $g \cdot H_t$, in **J/kg**) viene tutta trasformata (a parte le perdite) in energia cinetica del fluido nell'ugello fisso. Il getto che ne deriva - dotato di una velocità corrispondente, in assenza di perdite, a quella torricelliana - incide quindi tangenzialmente sulla palettatura; l'intera ruota è infine contenuta in una apposita cassa di ghisa o di acciaio, nella quale regna generalmente la pressione atmosferica.

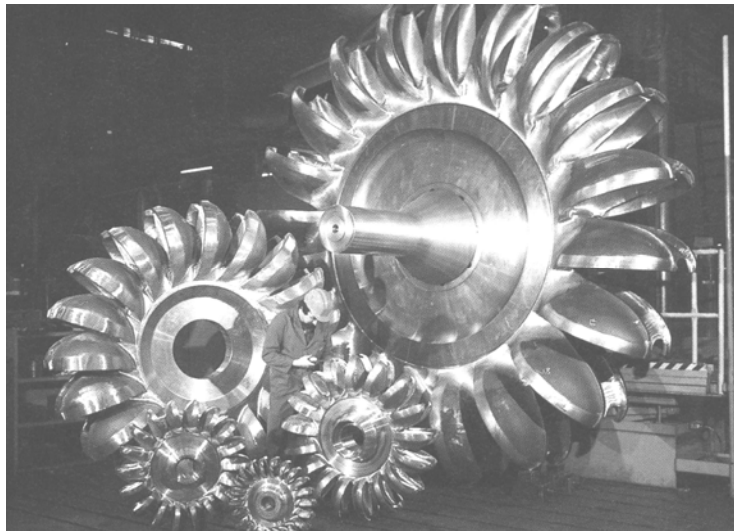
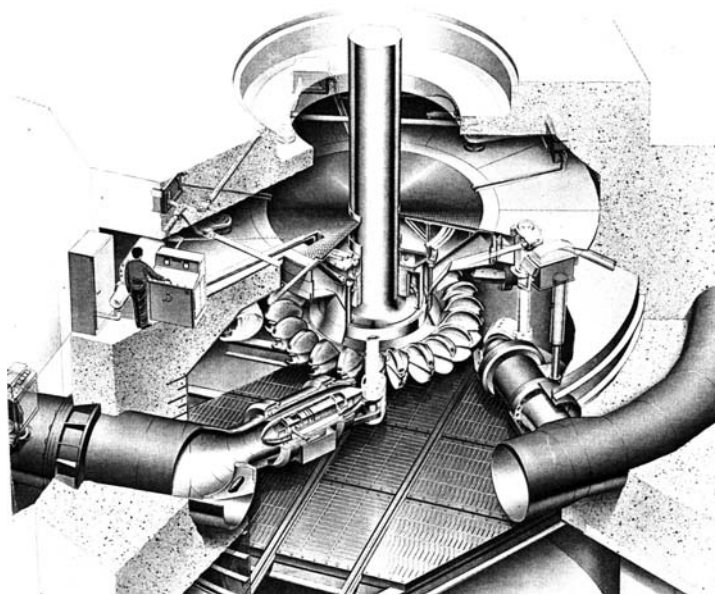


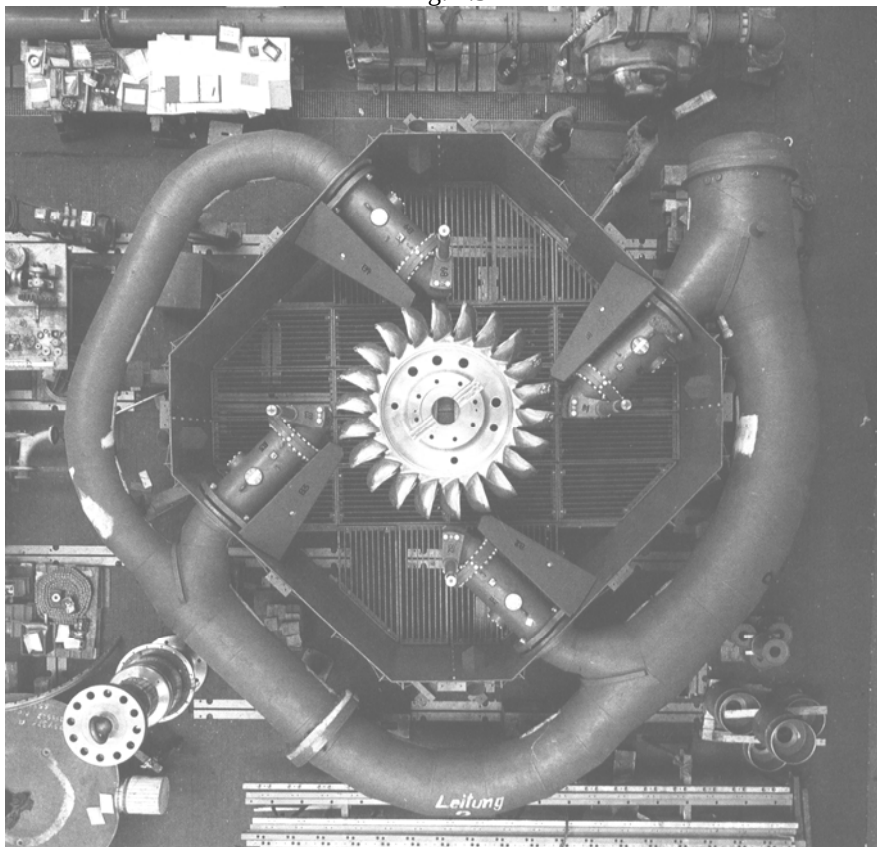
Foto di ruote Pelton di diverse dimensioni.

Fig. 1.4



Spaccato di una turbina Pelton ad asse verticale a più getti.

Fig. 1.5



Turbina Pelton a quattro getti (spirale di alimentazione, ugelli e girante) in officina. La girante è sistemata (non assemblata) nella posizione definitiva rispetto agli ugelli.

Fig. 1.6

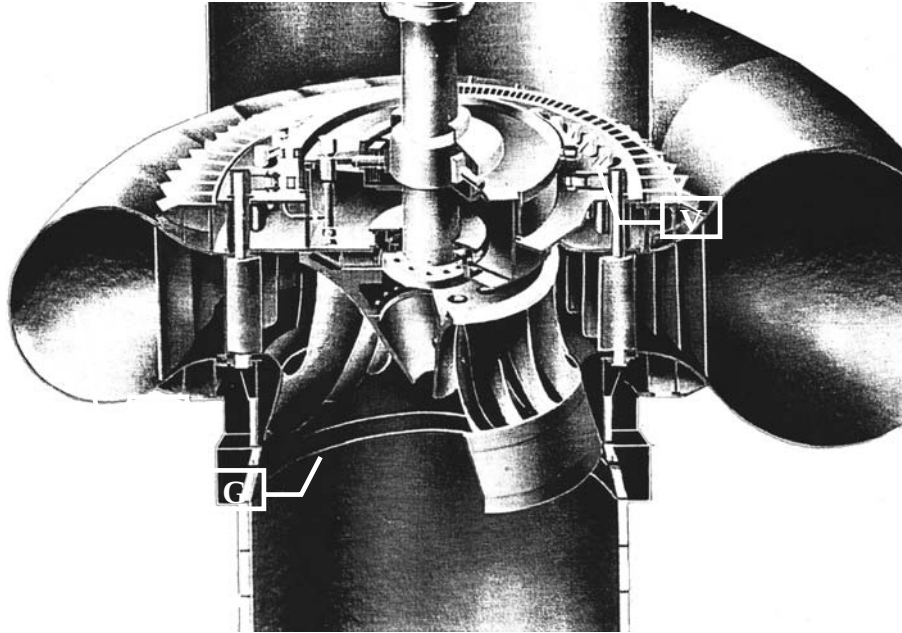
Nella parte inferiore della cassa sono ricavate le vie di scarico, attraverso le quali l'acqua, che ha ormai ceduto la sua energia alla girante (a parte le perdite e l'energia cinetica associata alla velocità di allontanamento dalla ruota), abbandona l'impianto.

Una turbina **Pelton** può essere ad asse orizzontale, come quella mostrata in fig.1.3, o ad asse verticale (fig. 1.5); può inoltre essere ad unico getto (fig. 1.3) o a più getti; nelle figg. 1.5 ed 1.6 sono riportati uno spaccato illustrativo ed una foto di una **Pelton** a 4 getti ad asse verticale.

1.1.c.2) - La Turbina Francis

1.1.c.2.A) - Generalità

La turbina Francis (vedi figg. 1.7 ed 1.8) è una macchina con struttura meno immediatamente comprensibile della Pelton, e pertanto ci si dilungherà in misura maggiore nella sua descrizione.



Spaccato di una turbina Francis.
Fig. 1.7

È essenzialmente formata da un predistributore (che può anche mancare) a pale fisse **PD**, a cui l'acqua giunge da una apposita spirale **V**, ad essa convogliata da una condotta forzata a monte; da un distributore a pale orientabili **D** e da una girante **G** di tipo radiale centripeto. Da porre speciale attenzione, nelle figg. 1.7 ed 1.8c alle pale della girante che in questa macchina assumono forma molto particolare.

1.1.c.2.B) - La spirale di alimentazione (fig. 1.8b; fig. 1.9b)

È alimentata dall'acqua che giunge dalla condotta forzata (non indicata in figura), ed alimenta a sua volta il predistributore o, in caso di mancanza di questo, direttamente il distributore.

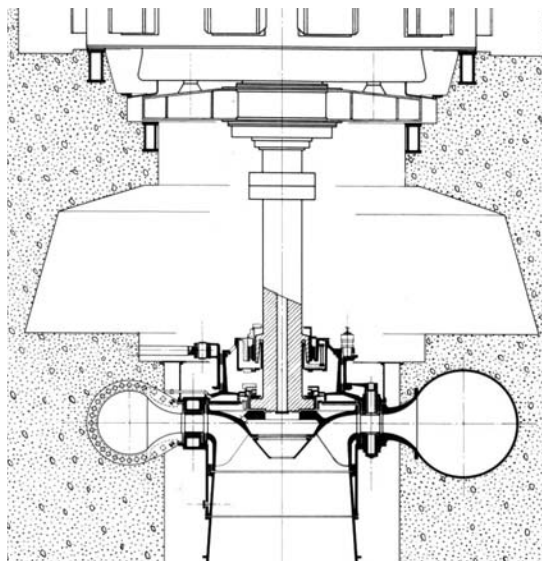


Fig. 1.8a – Sezione.

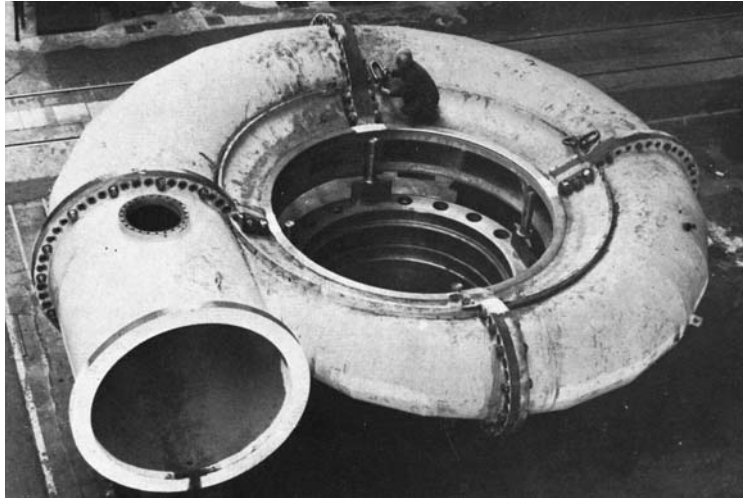


Fig. 1.8b - Foto spirale di alimentazione.



Fig. 1.8c - Foto girante.

E' una delle due macchine dell'impianto di Monte S. Angelo, (Umbria) dell'ENEL
 $H_u = 201.7 \text{ m}$; $Q_v = 47.3 \text{ m}^3/\text{s}$; $P_u = 84140 \text{ kW}$; $n = 333 \text{ giri/min}$ (da: [4])

Fig. 1.8

Ha una caratteristica forma a chiocciola dovuta al fatto che in essa si vuole una velocità tangenziale del fluido lungo l'asse della spirale pressoché costante a fronte di una portata che va a mano a mano decrescendo per il fluire dell'acqua - attraverso il distributore - verso la girante della turbina.

1.1.c.2.D) - La girante

Le giranti delle turbine Francis - che sono, a differenza delle giranti della Pelton, completamente immerse nell'acqua - sono ad ammissione elico-centripeta, e possono avere delle forme abbastanza dissimili fra loro in funzione delle condizioni di funzionamento (portata, dislivello utilizzabile, numero di giri, ecc.), per i motivi che verranno schematicamente illustrati nei capitoli successivi, ed in particolare al par. 4.2.



Foto di alcune giranti per turbine Francis dalle quali appaiono chiaramente le notevoli differenze che possono verificarsi in funzione delle caratteristiche (H_u , Q_v , n) sotto cui opera l'impianto

Fig. 1.11

1.1.c.3) - La turbina ad elica. La turbina Kaplan

La turbina Kaplan (figg. 1.15 e 1.16), di struttura più semplice della Francis, deriva direttamente dalla turbina ad elica. Comunque, poiché le differenze fra questa e la turbina Kaplan devono necessariamente essere messe in luce nella descrizione stessa della macchina, si illustrerà qui direttamente la turbina Kaplan, che è essenzialmente costituita come mostrato in fig. 1.15.

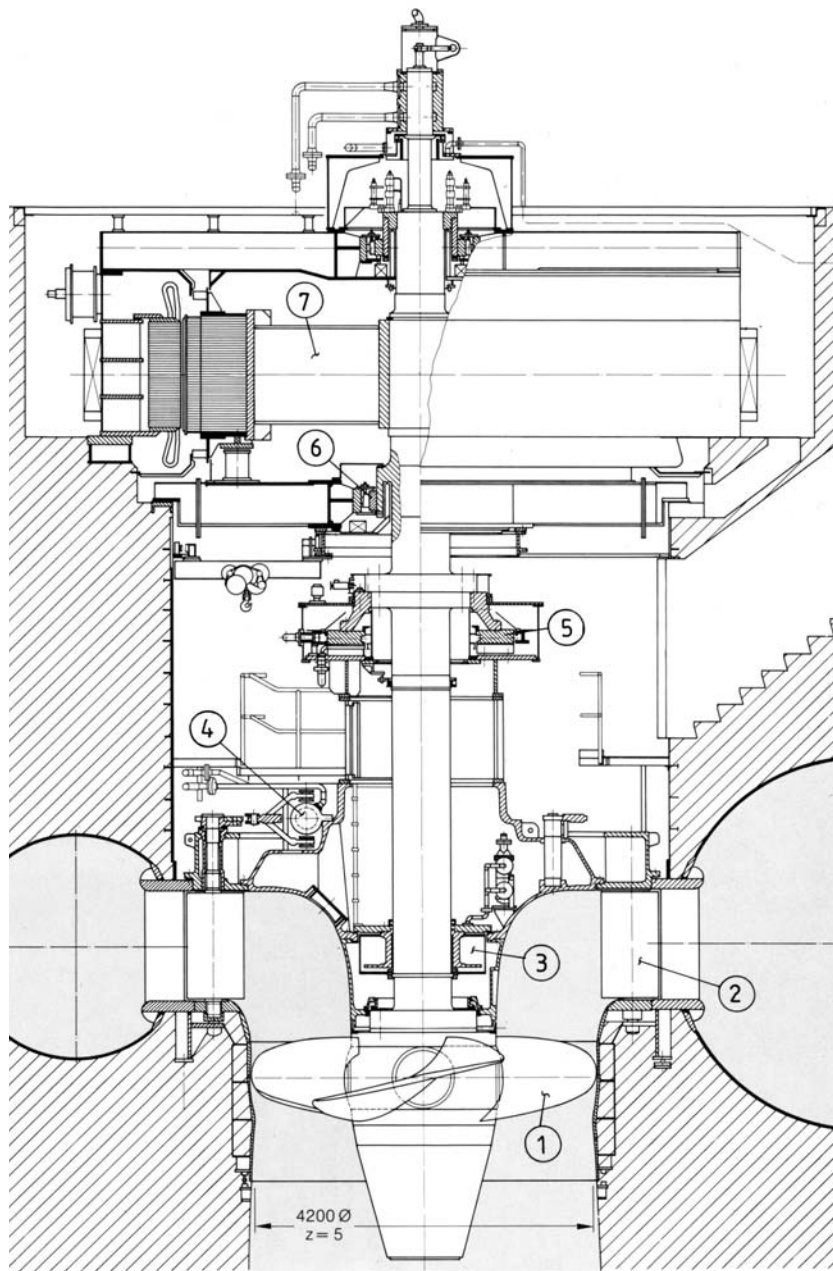
Un distributore (2 in fig. 1.15) - che può essere o meno preceduto da un predistributore - riceve l'acqua dalla voluta a spirale a sua volta collegata alla condotta forzata a monte. Le pale del distributore - come nel caso della Francis - possono orientarsi sul proprio asse (ma non ruotare rispetto all'asse della turbina) comandate da un apposito meccanismo (4) meglio illustrato al cap. 5, mentre quelle dell'eventuale predistributore sono completamente fisse.

Analogamente a quanto avviene nella Francis, nella turbina Kaplan, parte dell'energia potenziale disponibile viene trasformata in energia cinetica nel distributore, ottenendosi così una corrente fluida dotata di una velocità e una direzione (su un piano normale all'asse di rotazione della macchina) corrispondenti a quelle progettuali. La corrente fluida, che peraltro si trova ad una certa pressione intermedia fra quella a monte della macchina e quella di scarico, viene quindi convogliata, dalla forma stessa dei condotti formanti la macchina (vedi fig. 1.15), sulla girante (1) che, come quella della Francis, è completamente immersa nell'acqua. Alla sezione di ingresso di questa l'acqua giunge con una determinata velocità ed un dato angolo.

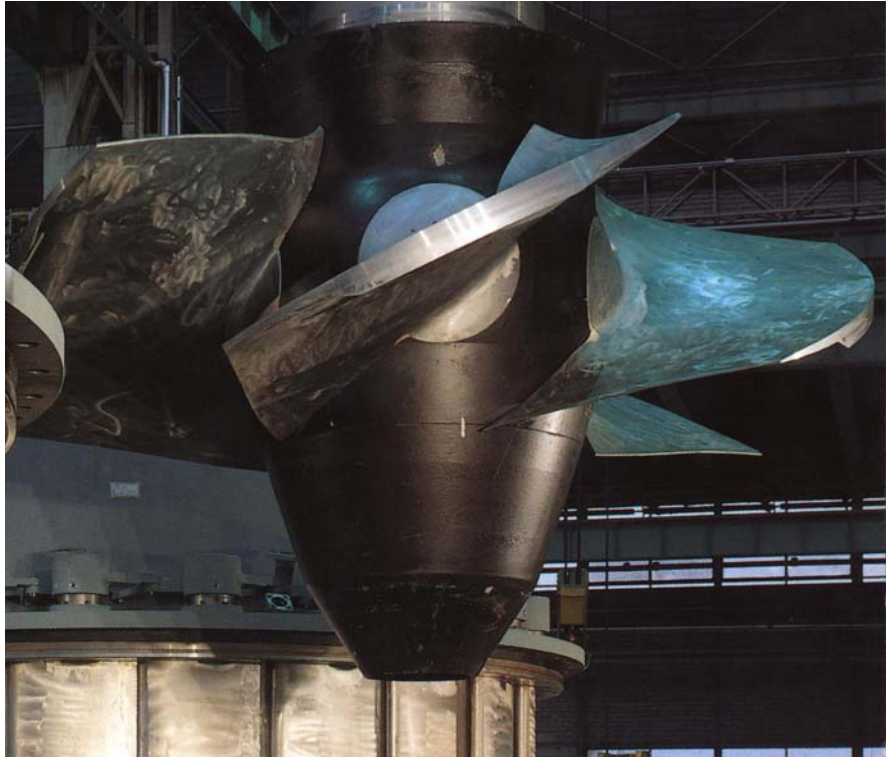
La girante è formata da un mozzo centrale e da un certo numero di pale - da 4 ad 8 - montate su di esso; l'albero infine collega la girante all'alternatore (7).

Se le pale collegate al mozzo non possono variare l'inclinazione, la girante della turbina in esame è un'elica a **passo fisso**, e l'intera macchina prende il nome di **turbina ad elica**. Quando invece le pale sono montate in modo da poter ruotare sul perno che le collega al mozzo e quindi variare l'angolo di calettamento (fig. 1.17), l'elica che costituisce la girante è un'elica a **passo variabile**. La turbina ad elica a passo variabile prende il nome di turbina **Kaplan**¹.

¹E' immediatamente da dire che nella turbina Kaplan, oltre alla possibilità di variare il passo dell'elica si ha anche quella della variazione dell'angolo di calettamento delle pale del distributore, in misura legata a quella delle pale della girante. Le effettive motivazioni di questa variazione saranno messe in evidenza al cap. 5.

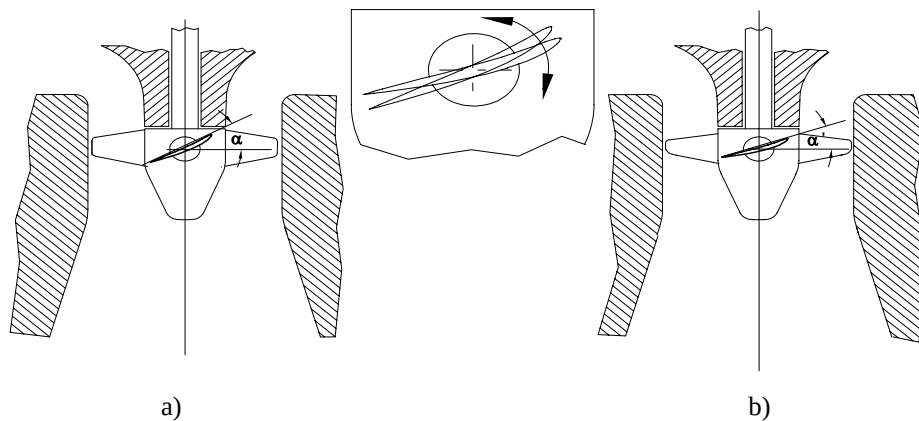


Spaccato di una turbina Kaplan.
Fig. 1.15



La turbina Kaplan. Foto di una girante fuori dalla sua sede.
Fig. 1.16

Oggi, le turbine Kaplan hanno praticamente sostituito le turbine ad elica; i motivi di questa preferenza saranno illustrati nel cap. 5.



Variabilità del passo delle pale della girante di una Kaplan.
Fra le figg. a e b il "passo" dell'elica è variato.
Fig. 1.17

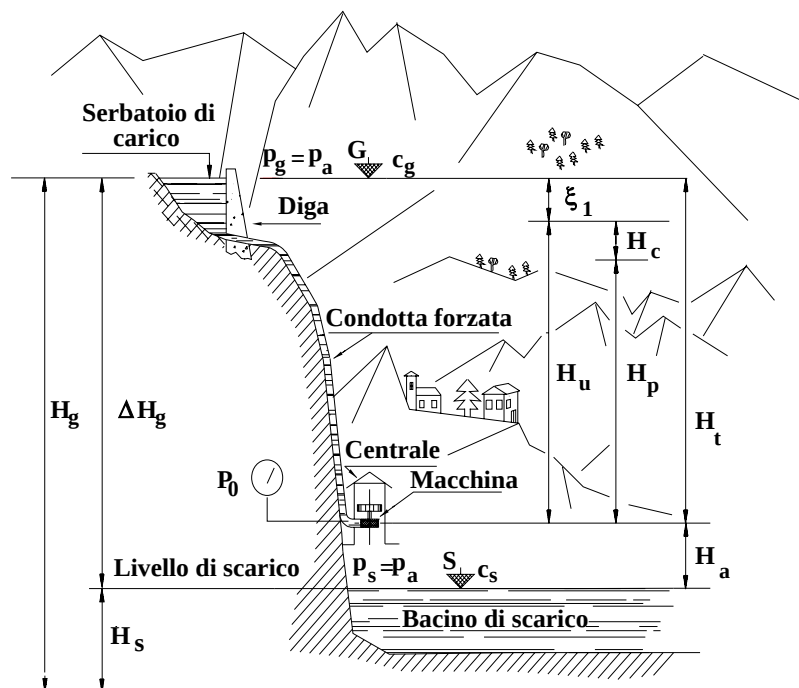
1.3) - GENERALITA' E DEFINIZIONI

1.3.a) - Generalità

Si riprende qui, dopo aver illustrato l'importanza di un impianto idroelettrico, l'analisi di uno di essi, facendo riferimento alla fig. 1.21 (uguale alla fig 0.4, qui riportata per comodità) dove l'impianto è rappresentato nel modo più schematico possibile, per poter dare alcune spiegazioni e chiarimenti circa le definizioni già date al cap. 0 relative a quelle grandezze che consentiranno, nei capitoli successivi, l'analisi delle macchine idrauliche.

Nell'impianto illustrato l'acqua proveniente - attraverso la condotta forzata - dal bacino di carico, giunge alla macchina, e più precisamente all'organo che provvederà a convogliarla alla girante; in questa parte della macchina (ugello nella Pelton, distributore o predistributore nelle turbine Francis e Kaplan o ad esse assimilabili), l'energia potenziale del fluido viene trasformata (tutta nel caso della Pelton, parte di essa negli altri casi) in energia cinetica; ne deriva che l'acqua investirà la ruota con una determinata velocità, facilmente ricavabile in funzione del salto a disposizione e del tipo di macchina in argomento.

La corrente fluida (nel caso della Pelton il getto d'acqua) così ottenuto incide sulla girante della turbina e, dopo aver trasferito ad essa la quasi totalità² della sua energia, ne fuoriesce e si scarica nel bacino sottostante.



Schema semplificato di un impianto idraulico
Fig. 1.21

Con riferimento alla fig. 1.21, si definiscono diverse "altezze" e "salti" (il cui *elenco* è stato riportato nel cap. 0), che hanno notevole importanza nell'analisi del funzionamento di questi impianti. Qui, nel richiamare le singole voci, se ne analizza brevemente il *significato*.

1.3.b) - Definizioni

1.3.b.1) - Le altezze o salti (tutte le grandezze sono espresse in metri)

Come già riportato, in forma sintetica, al cap. 0, si definiscono in particolare (fig 1.21) le seguenti grandezze:

Altezza geodetica (H_g) del bacino (o serbatoio) di carico:

è la quota, espressa in metri, del pelo libero dell'acqua nel bacino di carico rispetto alla quota di riferimento, generalmente rappresentata dal livello del mare;

Altezza geodetica (H_s) del bacino di scarico:

è la quota, espressa in metri, del pelo libero dell'acqua nel bacino di scarico sempre rispetto alla quota di riferimento.

Salto geodetico (ΔH_g):

è il dislivello fra il pelo libero dell'acqua nel bacino di carico e quello nel bacino di scarico; è ovviamente:

²La *quasi totalità* in quanto esistono certamente delle perdite. Comunque, anche a non voler considerare queste, è da ricordare che l'acqua, per poter abbandonare la macchina, deve necessariamente *possedere una velocità residua*: l'energia cinetica associata a questa velocità è certamente una perdita, riducibile *ma mai eliminabile del tutto*.

$$\Delta H_g = H_g - H_s$$

Altezza dello scarico (H_a)

è il dislivello, in metri, fra la quota della sezione di scarico della macchina ed il pelo libero dell'acqua del bacino di scarico. Nel caso di una Pelton (con getto orizzontale), anche il dislivello dell'asse del getto dal detto pelo libero dell'acqua nel bacino di scarico.

Salto motore totale (H_t)

è il dislivello in metri fra la quota del pelo libero dell'acqua nel bacino superiore e la quota della sezione di scarico della macchina (fig 1.21).

$$H_t = H_g - H_s - H_a = \Delta H_g - H_a$$

È - in sostanza - il salto di cui si deve tener conto, a parte le perdite che saranno illustrate, per la valutazione della potenza ottenibile dalla macchina.

Salto motore utile (H_u)

è evidente che, durante il funzionamento, si verificheranno nella condotta delle perdite di carico, qui indicate con ξ_1 , che riducono il salto motore; si definisce quindi "salto motore utile" il salto motore totale H_t diminuito delle perdite di carico in condotta. È quindi

$$H_u = H_t - \xi_1$$

Altezza cinetica (H_c) ed altezza piezometrica (H_p)

il salto motore utile H_u può a sua volta considerarsi diviso in due parti:

- a) - Il salto (o altezza) cinetica H_c rappresentato dall'altezza cinetica relativa alla velocità dell'acqua nella condotta forzata; indicando con c_r questo valore è ovviamente:

$$H_c = \frac{c_r^2}{2 \cdot g}$$

Esprimendo c_r in m/s , g in m/s^2 , H_c risulterà in metri.

- b) - L'altezza piezometrica H_p che è pari al valore della pressione immediatamente a monte dell'organo di distribuzione della macchina (ugello nella **Pelton**, predistributore o distributore nelle macchine a reazione), espressa in metri di colonna di fluido; è quindi, indicando con p_0 la pressione assoluta nell'ugello (leggibile con il manometro M, fig. 1.21), con p_a quella atmosferica, risulta ovviamente:

$$H_p = \frac{p_0 - p_a}{\rho g} \cdot 10^5$$

Esprimendo le **pressioni** in **bar**, g in m/s^2 e ρ in kg/m^3 , H_p risulterà in **metri**.

1.3.b.2)- La potenza ed i rendimenti

Nel cap. 0, come detto, si sono elencate le varie definizioni riguardanti la potenza ed i rendimenti di una macchina idraulica, corrispondenti alle definizioni ENEL riportate, ad esempio, in [8]. Si riprendono qui, e le si riportano in forma ragionata, le stesse definizioni riguardanti la macchina ed il suo funzionamento.

Si considererà dapprima l'impianto funzionante in assenza di perdite, quindi lo si analizzerà nel suo funzionamento reale, cioè con perdite.

1.3.b.2.A) - Funzionamento in assenza di perdite

La potenza teoricamente disponibile, già definita al cap. 0, ed indicata con P_g , è la potenza che si *potrebbe* ottenere, in assenza di qualsiasi perdita, *dalla portata Q_v di acqua utilizzando tutto il salto geodetico ΔH_g* . È una grandezza rappresentativa più che altro della importanza della fonte energetica a disposizione. È data da:

$$P_g = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot \Delta H_g}{1000} \quad [\text{kW}]$$

Nell'impianto reale però, ancorché funzionante in completa assenza di perdite, il salto veramente a disposizione non è ΔH_g , bensì H_t ; ne deriva che la potenza P_t *teoricamente ottenibile dall'impianto* di fig. 1.21, con riferimento alle grandezze lì riportate, dovrebbe essere, sempre in kW:

$$P_t = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_t}{1000} \quad [\text{kW}]$$

1.3.b.2.B) - Funzionamento con perdite

Nel funzionamento reale si verificano, come detto, una serie di perdite; in particolare, le perdite di carico nelle opere di adduzione del fluido alla macchina (opere di presa, eventuale galleria di derivazione, condotta forzata, ecc.), indicate, in metri di colonna di fluido, con ξ_1 , nonché quelle nella macchina vera e propria.

È utile separare i due tipi di perdite, e ricavare le espressioni delle potenze e dei relativi rendimenti a cui esse danno luogo. Ciò permette di individuare meglio la bontà dei singoli componenti l'impianto.

- La condotta

Si definisce *potenza disponibile* P_d (vedi anche cap. 0) quella messa a disposizione dalla portata Q_v di fluido sfruttante il salto H_u , cioè il salto teorico diminuito delle perdite ξ_1 in condotta.

È ovviamente:

$$P_d = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_u}{1000} \quad [\text{kW}]$$

La potenza P_d è quindi la massima potenza che l'impianto potrebbe fornire, in assenza di qualsiasi perdita *riguardante la macchina vera e propria*.

Questa definizione permette a sua volta di esprimere il rendimento di condotta, η_c , (che tiene conto di tutte le perdite *non direttamente attribuibili alla macchina*), nella forma:

$$\eta_c = \frac{H_t - \xi_1}{H_t} = \frac{H_u}{H_t}$$

Ne deriva che la potenza P_d effettivamente messa a disposizione della macchina (cioè al netto delle perdite in condotta), è data da:

$$P_d = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_u}{1000} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_t}{1000} \cdot \eta_c \quad [\text{kW}]$$

In definitiva risulta:

$$P_d = P_t \cdot \eta_c$$

Il rendimento di condotta η_c è generalmente molto alto; può facilmente raggiungere valori intorno a 0.97.

- La macchina

Nella macchina si verificano però ulteriori perdite, che danno luogo ad altre definizioni di potenza e rendimenti (già introdotti al cap. 0), che possono così riassumersi:

- a) - **Perdite di tipo volumetrico**, cioè perdite dovute al fatto che non tutto il fluido (in questo caso l'acqua) attraversa *utilmente* la macchina; una parte di esso cioè scavalca le pale - ad esempio attraverso gli inevitabili giochi fra le parti mobili e le parti fisse della macchina. Indicando con ΔQ_v questa portata non utilizzata, si può definire un **rendimento volumetrico**, indicato con η_v , come rapporto fra la portata utile (cioè la portata che attraversa *utilmente* la ruota) e quella complessiva; è cioè:

$$\eta_v = \frac{Q_v - \Delta Q_v}{Q_v} = \frac{Q'_v}{Q_v}$$

Se si indica con P'_Q la potenza ottenibile (in assenza di altre perdite che non siano quelle in condotta) dalla portata Q'_v (che attraversa *utilmente* la macchina) per il salto utile H_u , cioè:

$$P'_Q = \frac{\rho \cdot g \cdot Q'_v \cdot H_u}{1000} \quad [kW]$$

è possibile porre il rendimento volumetrico nella forma:

$$\eta_v = \frac{P'_Q}{P_d}$$

Il rendimento volumetrico raggiunge valori molto prossimi ad 1 (anche superiori a 0.99) e può, senza compromettere *numericamente* l'analisi, essere trascurato, cosa che spesso si fa.

- b) - **Perdite interne alla macchina**, che danno luogo al già definito (cap. 0) **rendimento interno** η_i . Nella macchina infatti, sia nella girante (dove avviene, come in qualsiasi macchina dinamica, lo scambio di energia fra fluido e macchina) sia nelle parti fisse - comunque *della macchina* - si verificano delle perdite (per attriti, per brusche deviazioni del flusso del fluido, per energia cinetica allo scarico, ecc.), per cui non tutta l'energia *trasferibile* viene in realtà trasferita dal fluido alla macchina. Indicando con ΔP_i queste perdite si vede che la potenza P_i effettivamente trasferita dal fluido alla macchina (al primo organo in moto di questa, nel caso specifico la girante), non è la P'_Q prima vista, bensì la potenza:

$$P_i = P'_Q - \Delta P_i$$

Si definisce rendimento interno, e lo si indica con η_i il rapporto fra la potenza *effettivamente trasferita* dal fluido alla girante e quella *trasferibile*; è quindi:

$$\eta_i = \frac{P'_Q - \Delta P_i}{P'_Q} = \frac{P_i}{P'_Q}$$

Il rendimento interno η_i , come sarà mostrato nei capitoli successivi sia nell'analisi di tipo generale (cap. 2) sia trattando delle singole macchine, è funzione delle caratteristiche costruttive e di funzionamento di ogni macchina. Il suo valore è quindi variabile, ma il campo di variazione è abbastanza ristretto. I valori *minimi* di η_i , nel caso di macchine ben progettate e costruite, funzionanti in condizioni ottimali, possono aggirarsi intorno a 0.88 - 0.90.

- c) - Un terzo ed ultimo gruppo di **perdite**, quelle **di tipo meccanico**, danno luogo ad un terzo rendimento, il **rendimento meccanico**, qui indicato con η_m .

Queste perdite sono di varia natura (attriti meccanici, attriti fra macchina e fluido in zone non preposte allo scambio di energia, ecc.); ne consegue che non tutta l'energia nell'unità di tempo (ovvero la potenza) trasferita dal fluido alla macchina si rende disponibile all'asse della stessa come potenza utile. Indicando infatti con ΔP_m le perdite meccaniche che si verificano nelle zone dette, con P_u la *potenza utile*, cioè la potenza che si rende disponibile all'asse, risulta:

$$P_u = P_i - \Delta P_m$$

Ne deriva l'espressione del rendimento meccanico:

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_i}$$

Le perdite meccaniche sono, come sarà mostrato nei capitoli successivi, di varia natura. Esistono delle espressioni, per lo più di tipo empirico o semi-empirico che permettono di valutarle in funzione dei parametri costruttivi e di funzionamento della macchina. Tali perdite rappresentano comunque una dissipazione (più correttamente, una *degradazione* - vedi nota 13 cap. 0) di energia meccanica *già trasmessa dal fluido alla macchina* e che quindi, per la loro stessa natura, non possono far parte di quel rendimento che tiene conto del fenomeno di trasmissione di energia fra fluido e macchina.

1.4) - IL RENDIMENTO GLOBALE

Da tutto quanto sin qui esposto, si vede che in una macchina motrice idraulica non tutta la potenza disponibile viene trasferita dal fluido alla macchina; una parte di essa, per effetto delle perdite che si verificano in condotta e nella macchina stessa, viene dissipata e resta in seno al fluido, all'uscita da questa, o sotto forma di energia cinetica (associata alla velocità di scarico del fluido) o sotto forma di energia termica (riscaldamento, sia pure in misura bassissima - qualche centesimo o, al massimo, decimo di grado centigrado -) del fluido.

Se si considera quindi la potenza resa effettivamente all'asse della macchina (P_u) e quella disponibile (P_t), si può definire un **rendimento globale dell'impianto** (η_g) nella forma di:

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_t}$$

In base alle definizioni sin qui date per i vari rendimenti (di condotta, volumetrico, interno, meccanico), è possibile scrivere la relazione:

$$\eta_g = \eta_c \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

e quindi in definitiva:

$$P_u = P_t \cdot \eta_g = P_t \cdot \eta_c \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

Appare comunque chiaro che fra le varie perdite sin qui elencate, e che hanno dato luogo ai vari rendimenti, quelle in condotta non sono strettamente attribuibili alla macchina vera e propria. Pertanto è opportuno (come sinteticamente messo in mostra al cap. 0) definire un ulteriore rendimento, che tenga globalmente conto delle varie perdite effettivamente attribuibili alla macchina, a prescindere da quelle che si verificano prima che il fluido la raggiunga, cioè quelle in condotta.

Indicando con η_t (*rendimento di turbina*) quest'ultimo valore si ha:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

e quindi:

$$P_u = P_t \cdot \eta_g = P_t \cdot \eta_c \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m = P_t \cdot \eta_c \cdot \eta_t$$

* * * * *

Infine, per i motivi che diverranno evidenti nei successivi capitoli, è opportuna una ulteriore scissione del rendimento di turbina η_t in due parti: una che tiene conto delle perdite nel sistema di alimentazione del fluido alla ruota (ugello nella Pelton, predistributore e/o distributore nelle macchine a reazione), ed una seconda che tiene conto delle perdite nella girante.

Le perdite nel sistema di alimentazione si traducono in definitiva in una diminuzione della velocità di efflusso dell'acqua da questo organo, rispetto alla velocità che si sarebbe potuta ottenere in assenza di perdite; di ciò si tiene conto con un fattore correttivo della velocità c_1 , ponendo:

$$c_1 = \varphi \cdot c_0$$

dove c_0 è il valore della velocità in assenza di dette perdite.

Ne deriva immediatamente che il rendimento dell'organo di distribuzione, che verrà qui indicato con η_f (a tener conto che si tratta di un organo *fisso*) sarà pari a:

$$\eta_f = \varphi^2$$

Poiché il rendimento interno prima definito si riferisce alla *macchina completa*, cioè alla macchina nel suo insieme di organi di distribuzione e della girante, ne consegue che il rendimento *della ruota come tale* deve necessariamente essere pari a:

$$\eta_r = \frac{\eta_i}{\eta_f} = \frac{\eta_i}{\varphi^2}$$

Da questa ulteriore suddivisione scaturisce una nuova espressione della potenza utile della macchina, che mette in luce, nella sequenza dei rendimenti, le varie cause di perdite:

$$P_u = P_t \cdot \eta_c \cdot \eta_v \cdot (\eta_f \cdot \eta_r) \cdot \eta_m$$

* * * * *

2.2) - LE TURBINE IDRAULICHE

Una moderna macchina idraulica motrice è del tipo "turbina". In essa il salto utilizzabile H_u , disponibile all'ingresso della macchina, viene trasformato in apposito condotto fisso (distributore o ugello o boccaglio), tutto o in parte, in energia cinetica; il fluido giunge quindi alla sezione di ingresso della girante dotato di una certa velocità, indicata come di consueto con c_1 ³.

L'energia cinetica corrispondente a questa velocità (meno quella associata alla velocità di scarico c_2), insieme all'eventuale parte di salto motore non trasformato in energia cinetica nel condotto fisso, viene raccolta dalla ruota, dotata di pale opportunamente sagomate, sotto forma di lavoro meccanico direttamente utilizzabile e reso disponibile all'asse della macchina.

Come le turbine a vapore, le turbine idrauliche possono essere ad azione o a reazione: se l'intero salto disponibile viene trasformato in energia cinetica nell'ugello, si hanno le turbine ad azione; se parte del salto potenziale disponibile viene trasformato in energia cinetica nei condotti fissi (distributori) e parte nei condotti mobili, formati dalle pale della girante, si hanno le turbine a reazione.

Si definisce, come per le turbine a vapore, **grado di reazione**, e lo si indica con R , il rapporto fra l'energia potenziale elaborata nella girante e tutta quella disponibile nella macchina.

Evidentemente risulta:

$$R = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho} + g(z_1 - z_2)}{gH_u} = \frac{gH_u - \frac{c_1^2}{2\varphi^2}}{gH_u} \quad (2.1)$$

Dal punto di vista fluidodinamico, lo studio di una turbina idraulica non differisce sostanzialmente da quello di una turbina a vapore, mentre dal punto di vista tecnologico il problema costruttivo resta notevolmente semplificato dal fatto che le velocità assunte dal fluido sono di gran lunga inferiori a quelle che si riscontrano nelle turbine a vapore, e le temperature in gioco sono quelle ambiente.

Per quanto attiene alla velocità del fluido, e quindi a quella delle giranti ad essa legata, come nelle turbine a vapore, dal rapporto (u_1/c_1) di funzionamento nel campo di buon rendimento, è da osservare che, anche riferendosi ad esempio ad uno dei salti più alti utilizzati, quello di Reisseck in Austria con 1777 metri circa di caduta, pur avendosi alla base della condotta forzata, a saracinesca chiusa, una pressione di circa 180 ata, trasformando in energia cinetica l'intero salto in un solo ugello, la velocità ideale del fluido sarebbe:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_u} = 4.429 \sqrt{1777} = 186.7 \text{ m/s}$$

il che comporterebbe una velocità periferica della girante, ricavata come si dirà ai capitoli relativi alle singole macchine, dell'ordine di 100 m/s, cioè ben diversa da quelle che si verificano nel campo delle TV, che raggiungono e talvolta superano, alla periferia dell'ultima girante, i 500 m/s.

Ciò porta alla possibilità di impiego di turbine, siano esse ad azione o a reazione, costituite sempre da un solo elemento, venendo meno la ragione del frazionamento del salto disponibile in più stadi.

2.3) - LE EQUAZIONI FONDAMENTALI

Si ritiene opportuno richiamare qui, senza però darne di nuovo la dimostrazione, già fatta in altra parte del corso, le equazioni fondamentali che verranno in seguito utilizzate:

³Per quanto attiene alla simbologia adottata per le velocità, si adotteranno in queste note le stesse convenzioni usate per le TV, (vedi C. d'Amelio, le Turbine a Vapore, ed. Liguori) e precisamente:

c = velocità assoluta del fluido

u = velocità tangenziale della girante

w = velocità relativa del fluido rispetto alla girante

I pedici 0, 1, 2 si riferiscono rispettivamente:

0 = all'ingresso del condotto fisso (distributore o ugello, ecc.)

1 = alla sezione di ingresso della palettatura mobile

2 = alla sezione di uscita della palettatura mobile.

a) Equazione dell'energia

Il lavoro scambiato dall'unità di massa di fluido con la macchina è dato da:

$$L_{12} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho} \quad (2.2)$$

dove:

c_1	= velocità del fluido nella sez. 1	[m/s]
c_2	= velocità del fluido nella sez. 2	[m/s]
z_1	= quota della sez. 1 rispetto a zero	[m]
z_2	= quota della sez. 2 rispetto a zero	[m]
p_1	= pressione del fluido nella sez. 1	[N/m ²]
p_2	= pressione del fluido nella sez. 2	[N/m ²]
ρ	= densità del fluido [kg/m ³]	
L_{12}	= lavoro scambiato per kg di fluido	[J/kg]
g	= accelerazione di gravità	[m/s ²]

b) Equazione di Eulero:

Il lavoro scambiato fra l'unità di massa di fluido evolvente in macchina e la macchina è dato da:

$$L_{12} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (2.3)$$

dove:

c_1	= velocità assoluta del fluido all'ingresso della girante	[m/s]
c_2	= velocità assoluta del fluido all'uscita della girante	[m/s]
u_1	= velocità periferica della girante nella sez. d'ingresso	[m/s]
u_2	= velocità periferica della girante nella sez. di uscita	[m/s]
w_1	= velocità relativa del fluido nella sez. di ingresso	[m/s]
w_2	= velocità relativa del fluido nella sez. di uscita	[m/s]
L_{12}	= lavoro scambiato per kg di fluido	[J/kg].

Queste due equazioni, già ampiamente trattate in altra parte del corso di *Macchine*, verranno utilizzate nel prosieguo.

L'espressione (2.3) può, come è noto, essere posta sotto la forma:

$$L_{12} = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad (2.4)$$

dove α_1 e α_2 sono gli angoli formati dalle velocità assolute di ingresso e di scarico dal rotore con le rispettive velocità periferiche.

Per $\alpha_2 = 90^\circ$; $\cos(\alpha_2) = 0$:

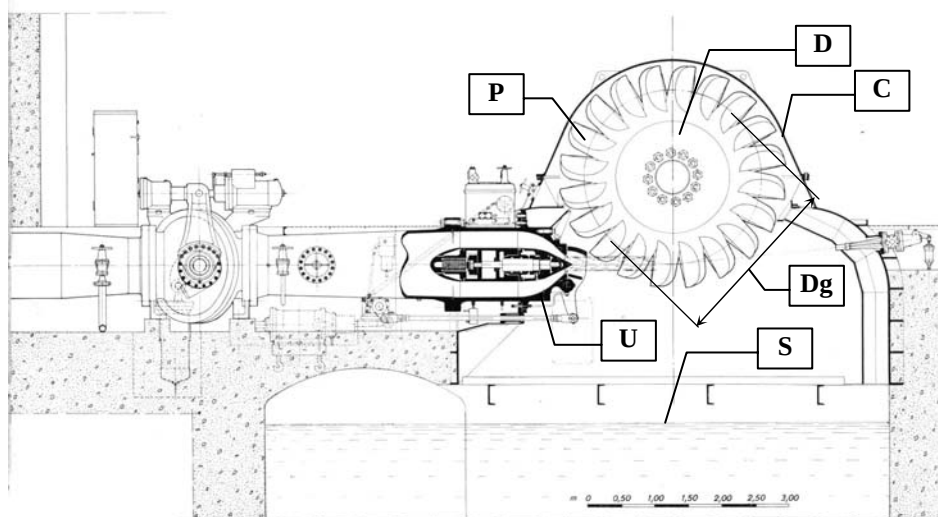
$$\text{Lavoro: } L = u_1 c_{1u} = u_1 c_1 \cos(\alpha_1) = c_1^2 (u_1/c_1) \cos(\alpha_1) = 2(1-R^*)gH_u * (u_1/c_1) \cos(\alpha_1)$$

$$\text{Rend. di palettatura id.: } \eta_{p,id} = \frac{L}{gH_u} = 1 - \frac{c_2^2/2}{gH_u} = 1 - (1-R^*)\sin^2(\alpha_1) = \cos^2(\alpha_1) + R^* \sin^2(\alpha_1)$$

$$2(1-R^*)(u_1/c_1)_{opt} \cos(\alpha_1) = \cos^2(\alpha_1) + R^* \sin^2(\alpha_1)$$

$\Downarrow$

$$\left(\frac{u_1}{c_1}\right)_{opt} = \frac{\eta_{p,id}}{2(1-R^*)\cos(\alpha_1)} = \frac{\cos^2(\alpha_1) + R^* \sin^2(\alpha_1)}{2(1-R^*)\cos(\alpha_1)} = \frac{\cos(\alpha_1)}{2} + \frac{R^*}{2(1-R^*)\cos(\alpha_1)}$$



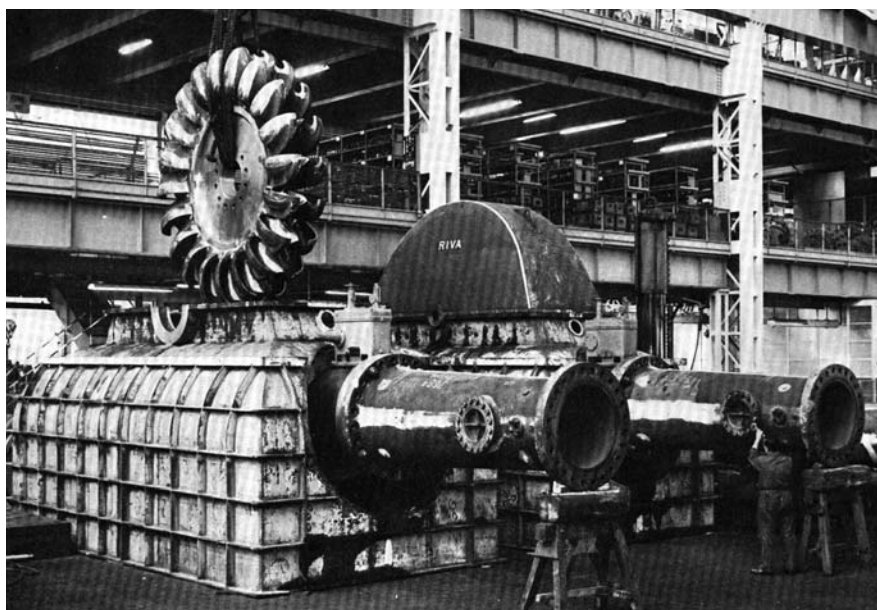
LA TURBINA PELTON

3.1) - GENERALITÀ

La turbina Pelton, già descritta, in linea di massima, nel cap. 1, è una macchina ad azione, costituita (fig. 3.1) essenzialmente da:

- a) - Un ugello (detto anche iniettore o boccaglio, **U** in fig. 3.1), che, quando assume le caratteristiche di fig. 3.1 (che saranno comunque meglio illustrate nei paragrafi successivi), prende il nome di ugello Doble, a cui l'acqua giunge, convogliata da una condotta forzata (vedi fig. 0.1), dal bacino superiore. Trattandosi di macchina ad *azione*, nell'ugello si ha la trasformazione di tutta l'energia potenziale disponibile, che corrisponde a ($g H_u$) per kg di fluido evolvente, in energia cinetica del fluido, dando luogo ad un getto di acqua dotato di velocità c_1 ;
- b) - Una ruota, la ruota Pelton, costituita da un disco (**D** in fig. 3.1) sul quale sono calettate (fuse di pezzo, fig. 3.3, o riportate mediante bullonatura o saldatura, fig. 3.2) le pale **P**₁, **P**₂ ecc. di forma particolare, a doppio cucchiaino; le pale sono la sede di scambio di energia fra fluido e macchina.

Il getto, all'uscita dall'ugello, dopo un breve percorso in aria, incide sulla pala (fig. 3.4), e si divide in due metà, ognuna delle quali, dopo aver percorso la propria semipala con le modalità che saranno illustrate in seguito, ne esce dalla parte opposta.

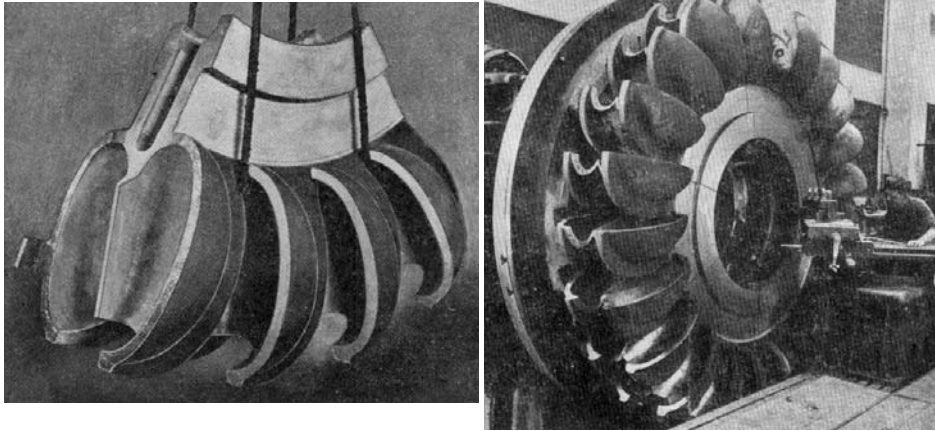


Turbina Pelton dell'impianto Rosone-Orco (ENEL)

$H_u = 795 \text{ m}$; $Q_v = 9.18 \text{ m}^3/\text{s}$; $P_u = 63.400 \text{ kW}$; $n = 428 \text{ giri/min}$

a) - Sezione della turbina; b) - La turbina in montaggio in officina

Fig. 3.1 [4]



a) foto di un settore di pale durante il trasporto in officina. Il settore, dopo opportuna foratura, dovrà essere montato e bullonato sul disco della ruota.

b) - schema del settore montato sul disco e bullonato.

Fig. 3.2 a,b [1]

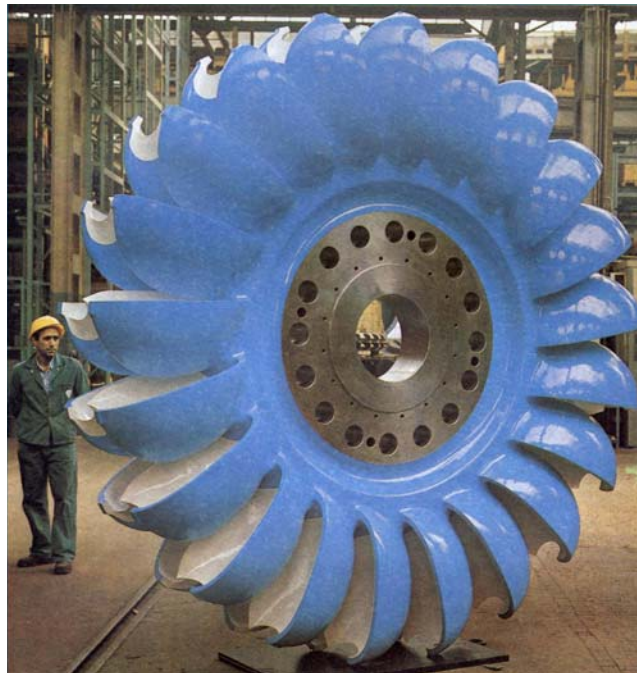
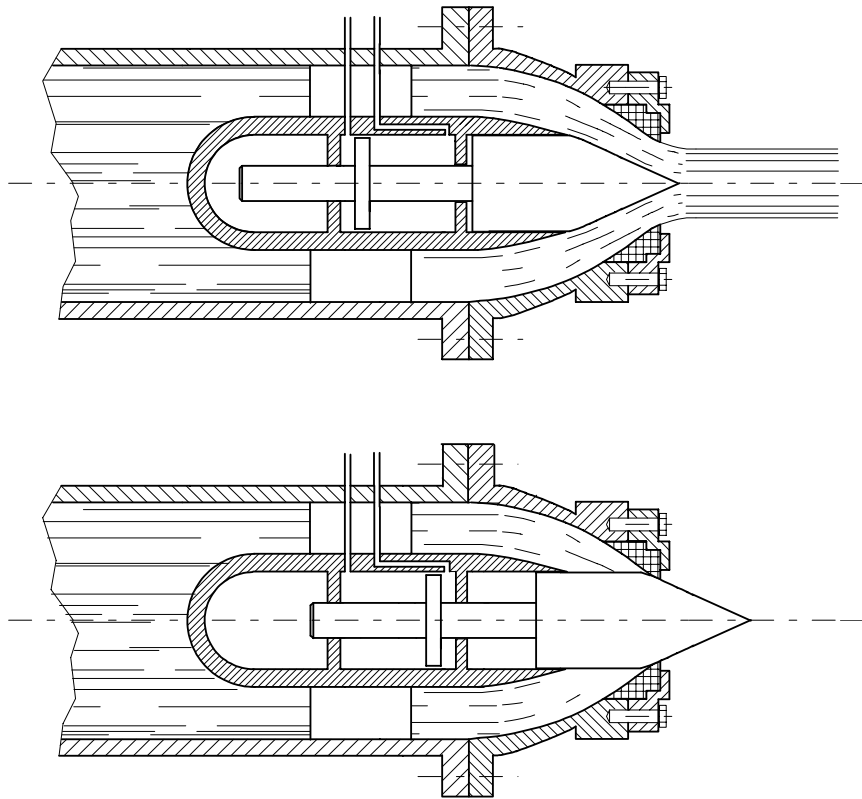


Foto di una girante Pelton con pale ottenute di fusione.

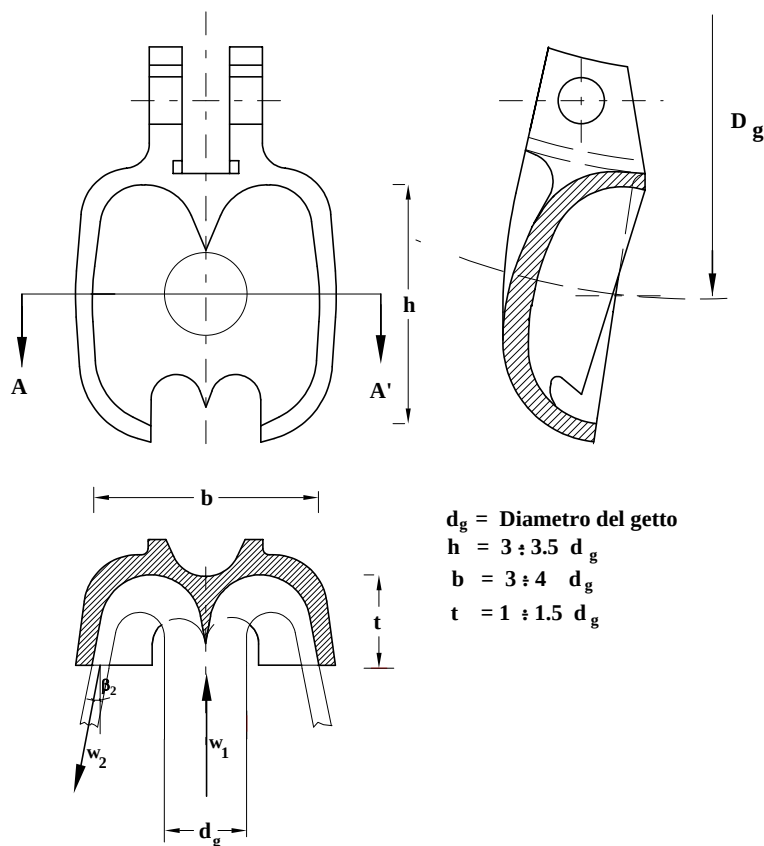
Fig. 3.3



Schema di ugello Doble:
 a : in condizioni di massima apertura (portata max).
 b : in condizioni di chiusura (portata nulla).

Fig. 3.7, a,b

La spina, come è chiaramente visibile nelle varie figure sinora riportate, ha la punta sporgente rispetto alla sezione terminale dell'ugello vero e proprio. Questo fatto dà luogo ad una sezione di efflusso a sezione anulare; il getto ha tendenza a contrarsi lungo la punta della spina, per proseguire quindi compatto, cilindrico e trasparente per una certa lunghezza



Pala di una turbina Pelton disegnata modularmente.

LO SCAMBIO DI ENERGIA FRA FLUIDO E MACCHINA

Premessa

Nel paragrafo precedente si è descritta la turbina Pelton nella sua globalità, e si sono messi in luce i motivi di alcune soluzioni (ugello Doble, pala a doppio cucchiaino, proporzionamento modulare, ecc.) comunemente adottate.

In questo paragrafo si mostrerà invece il modo di funzionare della macchina, e si ricaveranno le condizioni di funzionamento ottimale.

I triangoli di velocità

Il getto venutosi a formare nell'ugello Doble, descritto al par. 3.2,a, dopo un breve tratto percorso in aria, incide sulla palettatura della turbina vera e propria, o, come spesso è indicata, sulla *ruota Pelton*.

L'analisi del funzionamento di una turbina Pelton si effettua - come per ogni macchina di tipo dinamico⁴ - con lo studio dei triangoli di velocità⁵. Nel caso specifico questa analisi si presenta particolarmente semplice.

È inizialmente da osservare che quanto verrà qui esposto rappresenta, in funzione delle approssimazioni accettate, una teoria molto semplificata, che conduce comunque a risultati in soddisfacente accordo con quelli sperimentali.

I triangoli di velocità sono di immediato disegno (fig. 3.20):

I) - Triangolo all'ingresso:

Poiché le velocità c_1 , u_1 e w_1 hanno la stessa direzione, il triangolo all'ingresso degenera in un segmento, dove (vettorialmente):

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad (3.2)$$

⁴Ovviamente quando l'analisi sia svolta col metodo monodimensionale o euleriano.

⁵Vedi cap. 2. Comunque, per una definizione completa dei triangoli di velocità e per una visione dei vari metodi di rappresentazione, vedi, ad esempio, anche C. d'Amelio, Elementi di macchine: Le Turbine a Vapore, Ed. Liguori.

II) - Triangolo all'uscita:

È di analisi un po' meno semplice, ma ugualmente immediata:

la velocità relativa di uscita w_2 , trattandosi di una macchina ad azione, dovrebbe essere uguale, in assenza di perdite, alla velocità relativa di ingresso w_1 ; ma la presenza delle perdite dovute agli attriti del fluido con la parete della pala da un lato e con l'aria dall'altro porterà ad un valore della w_2 - vedi par. 3.2,b punto 2 - pari a:

$$w_2 = \psi \cdot w_1 \quad (3.3)$$

essendo ψ un coefficiente che tiene conto delle perdite. La direzione della w_2 è individuata dall'angolo β_2 di uscita della vena fluida dalla pala (angolo maggiore del valore β_2 , geometrico della pala, per i motivi visti al par. 3.2.b, punto 2); pertanto il triangolo di velocità all'uscita è facilmente disegnabile, come mostrato in fig. 3.20.

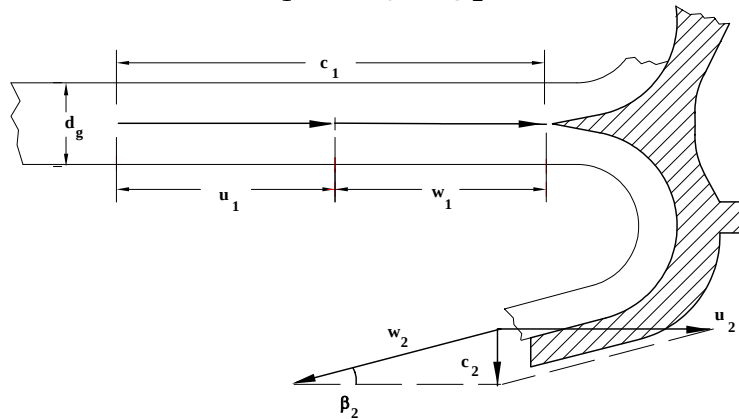
Oltre che graficamente, l'intensità della c_2 è ricavabile dall'espressione:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (3.4)$$

dove si pone, per i motivi che appaiono chiari dall'analisi della fig. 3.20:

$$u_2 = u_1$$

$$\frac{u_1}{c_1} = \frac{\psi \cdot \cos \beta_2}{1 + \psi \cdot \cos \beta_2}$$



Triangoli di velocità avendo imposto la c_2 assiale.

Fig. 3.22

La regolazione della turbina Pelton in normale funzionamento

La potenza di una turbina idraulica è data, come già mostrato nei precedenti capitoli, da:

$$P_{kW} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H}{1000} \cdot \eta_g$$

nella quale i simboli hanno il consueto significato.

Essendo costanti g (accelerazione di gravità) e ρ (densità del fluido), e risultando praticamente costante il salto H - comunque non regolabile a piacere, a meno di perdite irrecuperabili - la regolazione di una turbina idraulica può essere effettuata solo regolando la portata Q_v .

In altre parole il problema della regolazione di una turbina idraulica si traduce in quello della regolazione della portata inviata alla ruota. Ma variando questa portata si hanno - o si possono avere - variazioni di alcune velocità del fluido (assolute o relative) - ferme restando quelle della macchina che deve mantenere costante il suo numero di giri. Ma queste varie velocità intervengono - in qualche modo - nella determinazione del rendimento della macchina, cioè sull'aliquota dell'energia effettivamente utilizzata rispetto a quella disponibile. Ne deriva che la regolazione della macchina comporta una variazione del rendimento della stessa.

Conseguenza di questo breve ragionamento è che la regolazione della portata di fluido che agisce in turbina deve essere effettuata in modo da non influenzare molto il rendimento della macchina nelle nuove condizioni; deve cioè avvenire compatibilmente con un buon rendimento: in altri termini, noto il rendimento della macchina nelle condizioni di funzionamento nominale, ovvero al 100 % del carico (condizioni di progetto), è necessario variare la portata con metodologie e meccanismi tali che il rendimento, per portate diverse da quella nominale, non si discosti molto dal rendimento in condizioni di portata al 100 %, che sarà presumibilmente il massimo o molto vicino a questo.

Questa regolazione della portata si effettua sfruttando appositi organi dell'impianto, diversi da macchina a macchina; la loro diversità è strettamente legata alla struttura ed al principio di funzionamento del tipo di macchina di volta in volta in argomento. I singoli sistemi verranno quindi trattati nei capitoli relativi alle varie macchine, iniziando qui con quello relativo alla turbina Pelton.

La regolazione per distacco di carico

Analogamente al caso precedente, è necessario agire sulla portata; il concetto fondamentale è quello di escludere il più rapidamente possibile la girante dal flusso di acqua, senza variare (in diminuzione) la velocità del fluido in condotta oltre i limiti consentiti dalla resistenza di questa. I sistemi sono fondamentalmente diversi a seconda che si tratti di una Pelton o di una macchina diversa (a reazione), pur restando invariato il principio esposto.

La regolazione di carico in esercizio

La regolazione di una turbina Pelton (cioè l'adeguamento della potenza motrice alle esigenze del carico) avviene - come detto nel paragrafo precedente - variando la portata.

Questo fatto, considerata la configurazione dell'ugello Doble, si realizza - in questa macchina - in modo particolarmente semplice: basterà infatti uno spostamento assiale della spina in avanti (rispetto al senso del moto del fluido) per la riduzione della sezione di passaggio del fluido e quindi della portata Q_v ; l'operazione inversa varrà invece ad aumentarla.

La portata Q_v è infatti data da:

$$Q_v = \Omega_1 \cdot c_1 = \Omega_1 \cdot (\phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_u})$$

La velocità del fluido resta - almeno in prima approssimazione⁶ - costante data la pratica invarianza di H_u e ϕ , e quindi la portata volumetrica Q_v è direttamente proporzionale alla sezione di passaggio.

L'analisi dell'andamento del rendimento in funzione della portata non presenta alcuna difficoltà: infatti essendo la Pelton collegata ad un alternatore, il suo numero di giri deve restare costante; con esso resta costante anche il valore della velocità periferica u_1 . Stante la detta costanza del valore di c_1 , resterà costante anche il valore u_1/c_1 e di

⁶In realtà sia H_u sia ϕ variano, sia pur leggermente; quello che può, con buona approssimazione considerarsi costante è il prodotto:

$$\phi \cdot \sqrt{H_u}$$

e quindi - ma sempre in prima approssimazione - c_1 . Infatti al ridursi della sezione di passaggio, e quindi della portata, diminuiscono le perdite di carico in condotta che, come è noto, sono funzione della portata; ne deriva un leggero aumento di H_u (dell'ordine del 2 - 3 %); contemporaneamente però, al ridursi della sezione di efflusso, anche il valore di ϕ varia, riducendosi leggermente; questa riduzione viene quindi a compensare almeno in parte il già ridottissimo aumento di velocità che può quindi, in ultima analisi, considerarsi praticamente costante.

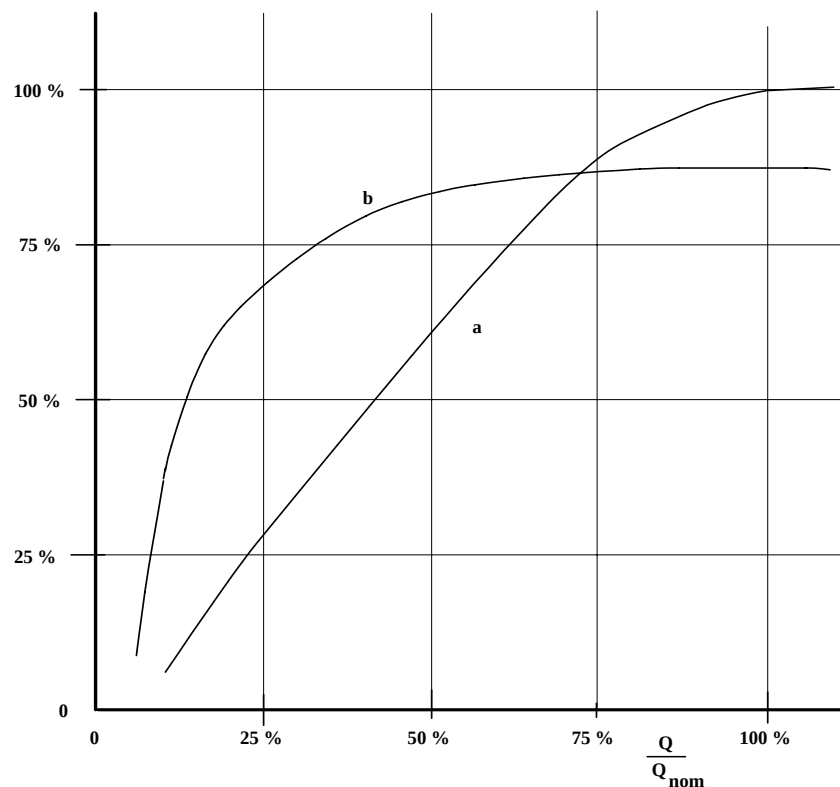
conseguenza i triangoli di velocità. In assenza di altre perdite, il rendimento di una Pelton, al variare del carico, dovrebbe quindi mantenersi costante.

In realtà ciò non accade in quanto variano altri parametri (si pensi alle perdite per attrito, a quelle per effetto ventilante, a quelle meccaniche vere e proprie, ecc.), fatto questo che incide sull'andamento del rendimento dell'intera macchina.

A puro titolo indicativo e riepilogativo si fa osservare, ad esempio, che al ridursi del carico dell'utenza, e quindi della portata Q_v , da inviare alla macchina per adattarla alle nuove esigenze, si ha che:

- 1) le perdite di carico in condotta si riducono leggermente, e quindi aumenta il valore di H_u ;
- 2) il valore di ϕ si riduce;
- 3) varia il valore di ψ , in quanto, variando il diametro del getto, variano le traiettorie dei singoli filetti nella pala;
- 4) le perdite meccaniche (nei cuscinetti, per ventilazione, ecc.) variano, ma non con la stessa legge con cui varia la potenza trasmessa dal fluido al primo organo in moto: le perdite diminuiscono meno rapidamente della potenza, e quindi il rendimento meccanico diminuisce con il carico;
- 5) le perdite volumetriche variano;
- 6) altre grandezze, non qui elencabili, non restano costanti.

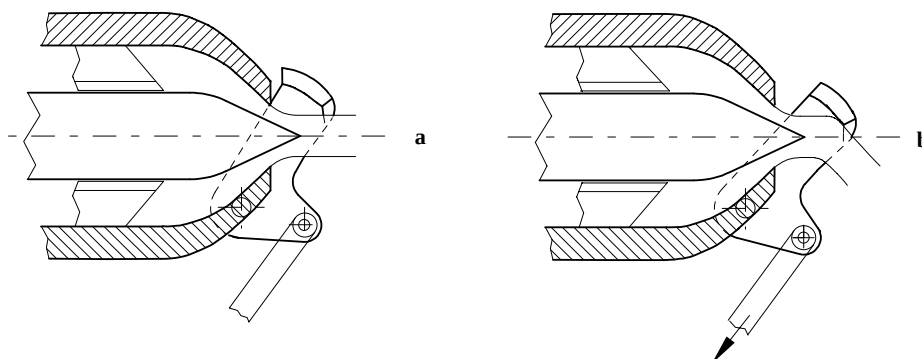
Ne deriva che, al variare della portata, la variazione di potenza, che in base alle espressioni prima viste ed alle approssimazioni fatte dovrebbe essere lineare, ha invece l'andamento della curva b di fig. 3.25; il rendimento, che con le stesse ipotesi si dovrebbe mantenere praticamente costante, ha invece, nella realtà, l'andamento mostrato, qualitativamente, con la curva a .



Andamento del rendimento (curva b) e della potenza (curva a), quest'ultima rispetto alle condizioni nominali di funzionamento, al variare della portata Q_v rispetto a quella nominale in una turbina Pelton.

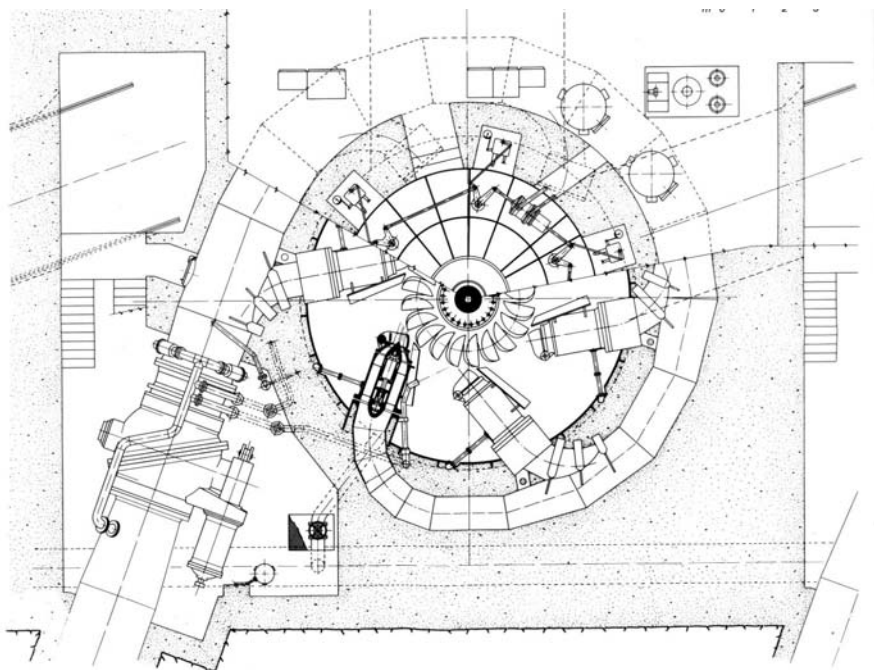
Fig. 3.25

L'intero ugello è infine completato dal cosiddetto tegolo deviatore, o deflettore, (fig. 3.12). Il deflettore, che in funzionamento normale è posizionato come nella fig. 3.12,a, permette, interponendosi (a comando, in determinate circostanze) fra l'ugello vero e proprio e la palettatura (posizione illustrata in fig. 3.12,b), di deviare molto rapidamente il getto in modo che questo non colpisca le pale.



Visione schematica del funzionamento del tegolo deviatore.

Fig. 3.12 a,b



Turbina Pelton a 6 getti. $H_u = 257 \text{ m}$; $Q_v = 33.38 \text{ m}^3/\text{s}$; $n = 200 \text{ giri/min}$; $P_u = 75 \text{ MW}$

L'impianto comprende 3 gruppi da 75 MW, per una potenza complessiva di 225 MW

Fig. 3.31

LA TURBINA FRANCIS

4.1) - PREMESSA

La turbina Francis, per la cui descrizione si rimanda al cap. 1, par. 1.1.c.2, è una macchina a reazione, (vedi cap. 2, par. 2.2) e, di conseguenza, ad ammissione totale: la ruota, cioè, a differenza di quella della turbina Pelton, è completamente immersa nell'acqua.

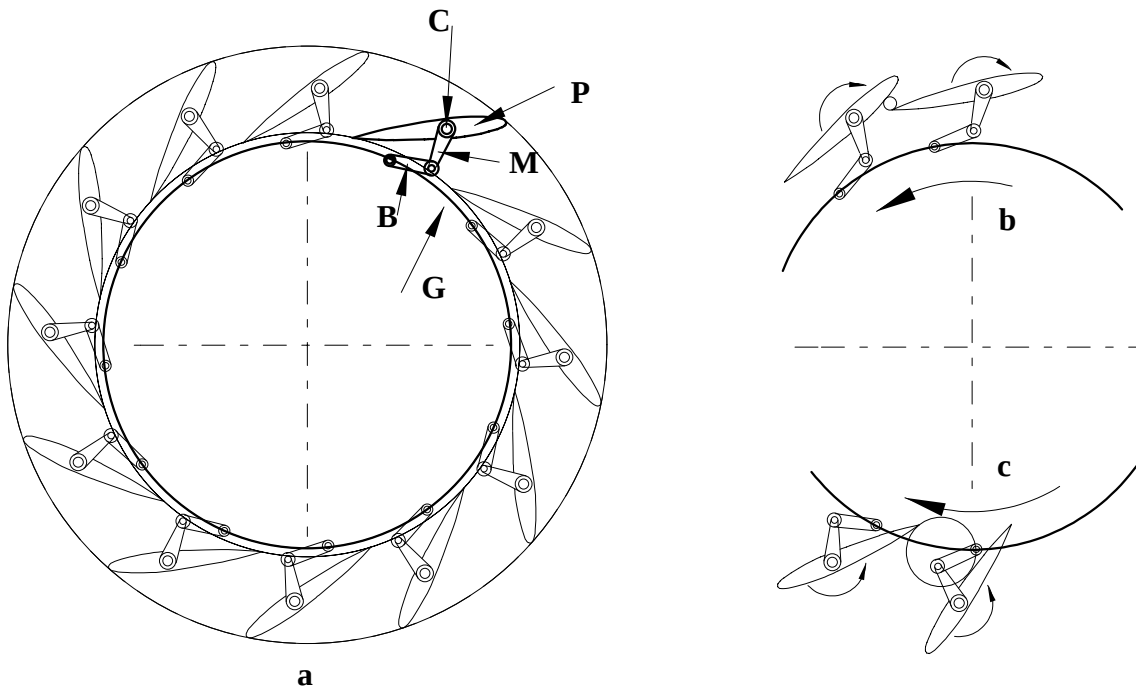
Come già brevemente detto al cap. 1, par. 1.1.c.2, l'acqua, attraverso la condotta forzata, giunge alla spirale di alimentazione che la convoglia sull'eventuale *predistributore* da dove, con opportuna angolatura, giunge al *distributore* costituito (vedi fig. 1.7) da una serie di pale appositamente sagomate, che, per i motivi che saranno illustrati successivamente, sono ad inclinazione variabile. Dal distributore l'acqua giunge quindi sulla ruota, che rappresenta la vera sede di scambio di energia fra fluido e macchina.

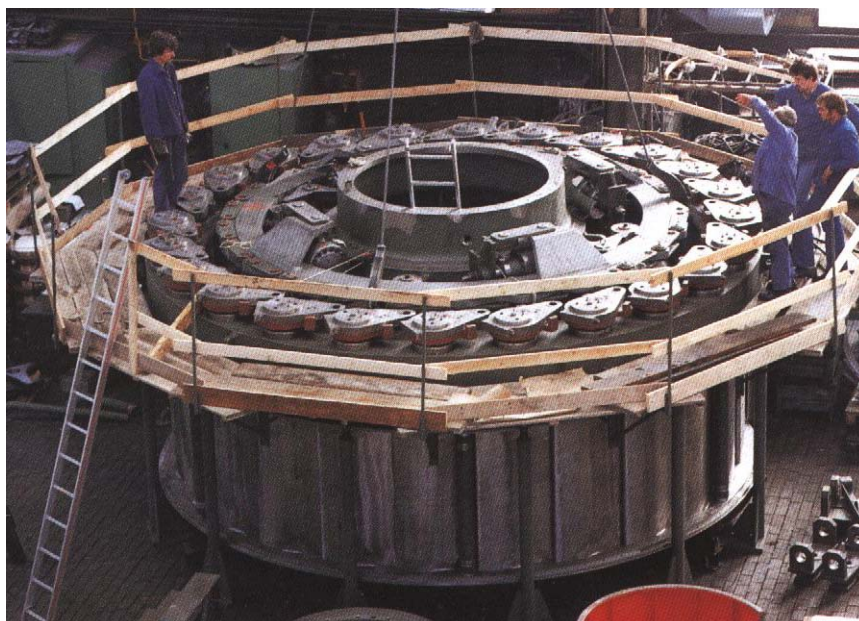
* * * *

Il predistributore - che peraltro spesso manca - è costituito da una serie di pale ad angolazione fissa, che indirizzano l'acqua sul distributore con l'angolo più opportuno, così da evitare che questa, entrando nel distributore, possa subire brusche variazioni di direzione con conseguenti perdite.

Molto più importante invece è la funzione del distributore.

In una moderna turbina Francis questo assume la forma illustrata nella fig. 4.1. Le pale (P) sono montate, attraverso appositi perni (C), ad una struttura fissa; una serie di coppie Biella-Manovella (B-M, una per pala), tutte collegate ad un unico organo di regolazione (schematizzato con G in fig. 4.1), permettono di variare l'inclinazione *contemporaneamente e nella stessa misura* di tutte le pale con la semplice rotazione in senso orario (fig. 4.1.b) o antiorario (fig. 4.1.c) dell'organo di regolazione G. Il distributore che presenta queste caratteristiche (illustrato nella fig. 4.1), prende il nome di *distributore Fink*.





d)

Vista schematica di un distributore Fink e foto di uno in montaggio in officina.

Fig. 4.1

Nella fig. 4.1,d è riportata la foto di uno di questi distributori Fink in fase di montaggio in officina.

In questo elemento della macchina si ha la trasformazione di *parte* (si ricordi che si tratta di macchina a reazione) dell'energia potenziale in energia cinetica.

Uscendo dal distributore, l'acqua avrà quindi una velocità c_1 la cui intensità, indicando con R il grado di reazione⁷, sarà data da:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot [(1 - R) \cdot H_u]} \quad (4.1)$$

(dove i vari simboli hanno il consueto significato), mentre la direzione sarà quella corrispondente all'asse del condotto formato da due pale consecutive del distributore nella sua sezione di uscita.

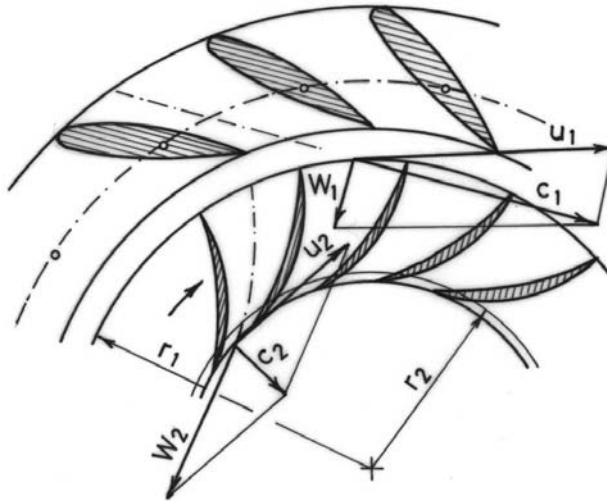
Sono quindi perfettamente note, all'uscita del distributore, sia l'intensità della velocità c_1 , il cui vettore rappresentativo giacerà (vedi fig. 4.2) su un piano normale all'asse di rotazione della macchina, sia la *direzione* del flusso di acqua; questo investirà quindi la girante con la velocità relativa w_1 , ricavata con il solito sistema dei triangoli di velocità, che possono essere costruiti come mostrato al par.4.3.

Dopo aver attraversato la girante ed aver trasferito ad essa l'energia disponibile, l'acqua esce da questa con la velocità w_2 ricavabile dalla considerazione che tutta l'energia potenziale non elaborata nel distributore, cioè l'aliquota $R \cdot g \cdot H_u$ viene trasformata in variazione di energia cinetica *associata alle velocità relative e periferiche*, cioè:

$$w_2^2 = w_1^2 - (u_1^2 - u_2^2) + 2 \cdot g \cdot (R \cdot H_u) \quad (4.2)$$

E' da osservare però che in una turbina Francis, assumendo la pala per i motivi che saranno spiegati nei prossimi paragrafi, una forma del tutto particolare, la velocità relativa di uscita w_2 giacerà su un piano che forma con l'asse di rotazione della macchina un angolo che può essere anche elevato (vedi fig. 4.2).

⁷Si ricorda qui, anche se dovrebbe risultare inutile dopo aver rimandato il lettore al cap. 2, par. 2.2 per il significato di grado di reazione, che con esso si intende il rapporto fra l'aliquota di salto utile elaborato nel rotore e quella elaborata nello stadio. Indicato quindi con R il grado di reazione, nello statore viene quindi elaborata - e trasformata in energia cinetica - solo l'aliquota $(1 - R)$ del salto a disposizione; ne deriva la (4.1).



I triangoli di velocità di una turbina Francis.

Fig. 4.2

La velocità assoluta di uscita $c_{2,i}$ in una determinata sezione i della pala è a sua volta ricavabile avendo valutato, come si vedrà sempre nel par. 4.3, il diametro $D_{2,i}$ in quella sezione di uscita della ruota. Conoscendo il già fissato numero di giri della macchina, è quindi noto anche u_2 .

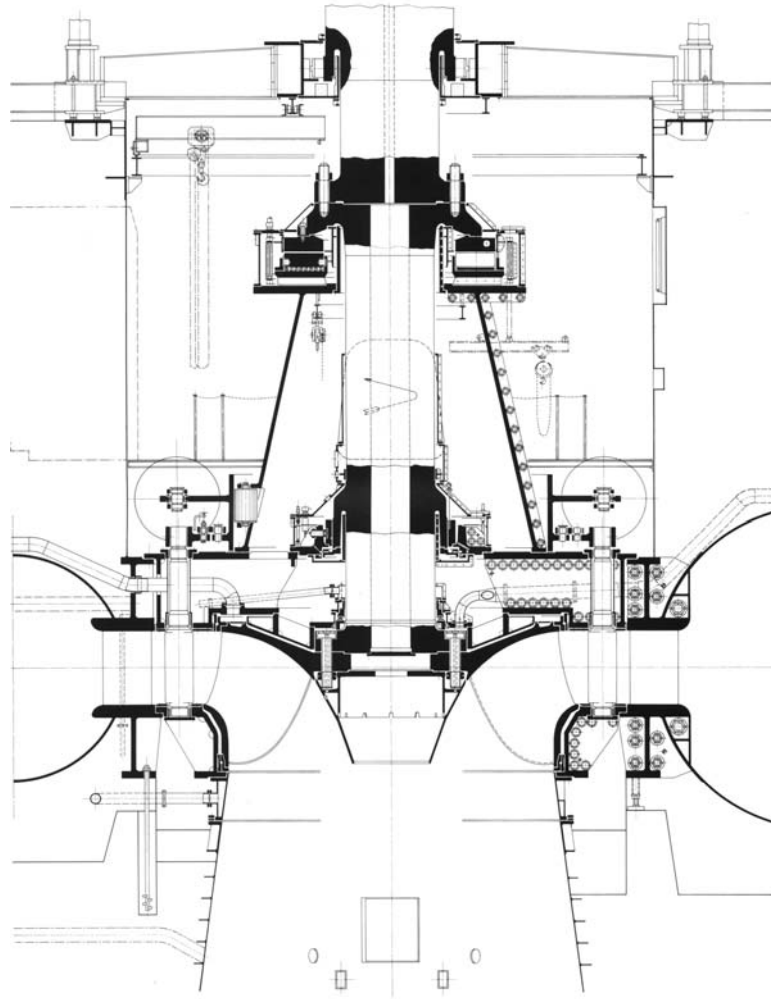
Gli elementi per la costruzione del triangolo di velocità all'uscita sono quindi tutti individuati. L'acqua, che ha ormai trasferito tutta l'energia disponibile alla ruota, ed è dotata (in termini meccanici) solo dell'energia cinetica associata alla velocità di scarico, abbandona quindi la macchina attraverso il tubo diffusore che può avere forme diverse ed il cui scopo sarà illustrato successivamente.

Una volta individuati i triangoli di velocità all'ingresso ed all'uscita della girante, è importante ricavare le condizioni di funzionamento ottimale, cioè quelle condizioni in cui si ha il massimo scambio di energia fra fluido e girante (par. 4.3.c).

Per poter dare una spiegazione la più chiara possibile di questo problema, è però necessario in un primo momento mostrare la forma che può assumere la girante di una macchina del genere, quindi illustrare in base a quali considerazioni è possibile l'effettivo disegno dei triangoli di velocità.



Foto di una girante di turbina Francis.

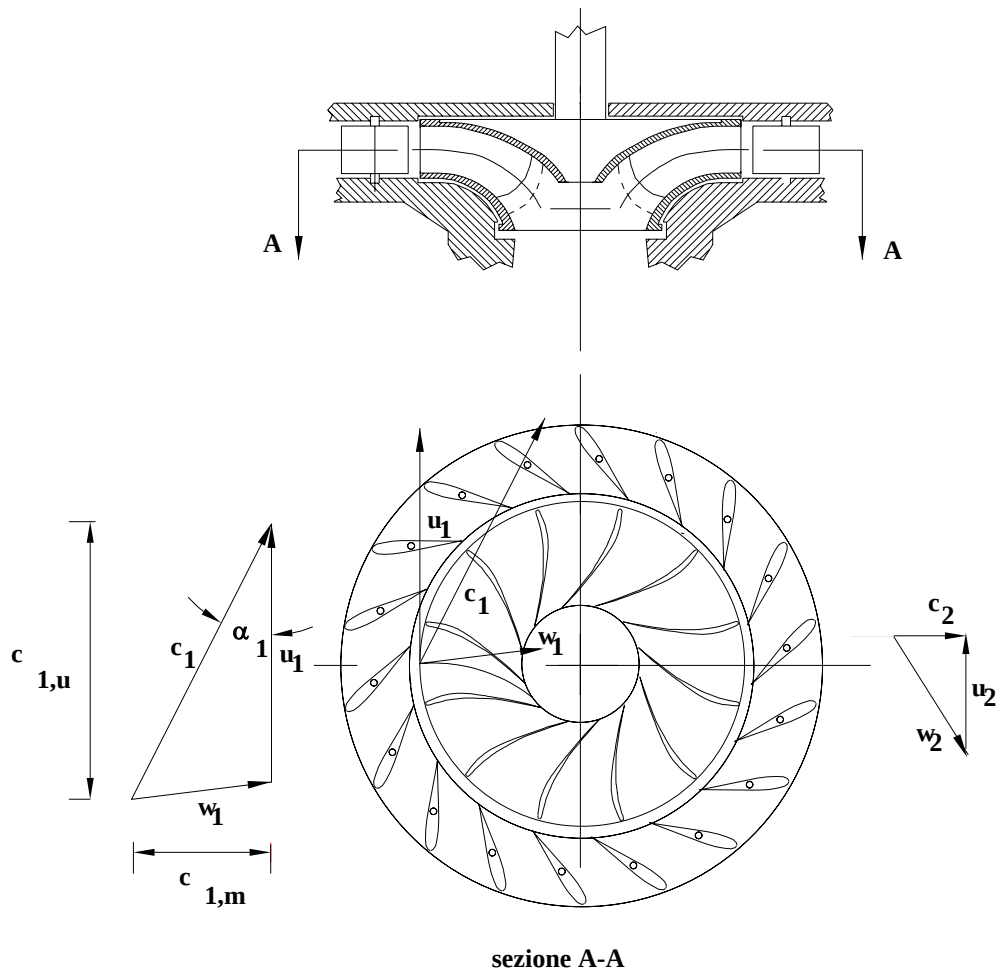


Schema della turbina di cui in fig. 4.3.a è riportata la foto della girante.
Fig. 4.3.b

4.3 - I TRIANGOLI DI VELOCITÀ

4.3.a) -Generalità

Il disegno della girante di una turbina Francis, così come l'analisi dell'andamento dei filetti fluidi, è un'operazione complessa, strettamente legata alle grandezze di funzionamento della macchina; il suo studio si può effettuare in vari modi. Quello che verrà esposto in queste pagine è basato sul tracciamento dei triangoli di velocità: si tratta, in altre parole, di una analisi *monodimensionale* o *euleriana* della macchina che studia il comportamento del filetto medio del flusso del fluido.



Triangoli di velocità di una Francis, in ingresso e uscita.
Per evidenti motivi grafici, nella rappresentazione nella sezione A-A il triangolo all'ingresso non si riferisce allo stesso condotto di quello all'uscita.

4.3.c) - Il rapporto u_1/c_1 di massimo rendimento

La ricerca del rapporto u_1/c_1 (ovviamente per ogni filetto i) che rende massimo il rendimento si effettua sulla base del seguente ragionamento.

Dall'equazione di Eulero è noto che il lavoro (in J/kg) *scambiato* fra fluido e macchina per kg di fluido evolvente è dato da:

$$L_{1,2} = 1 \cdot (u_1 \cdot c_{1,u} - u_2 \cdot c_{2,u}) \quad (4.3)$$

Ma è noto altresì che il lavoro *scambiabile* è:

$$L'_{1,2} = 1 \cdot \frac{1}{g} \cdot H_u \cdot \eta_i \quad (4.4)$$

dove H_u è il salto utile ed η_i il rendimento interno della macchina in cui tale scambio avviene.

Ma, come indicato in precedenza, la c_1 è nota in direzione ed intensità, e quindi è nota anche la sua componente tangenziale $c_{1,t}$.

Se si suppone :

$$c_{2,t} = 0$$

cioè la c_2 senza componenti tangenziali (ovvero la macchina funzionare - come prima detto - nelle cercate condizioni di massimo η_i), dalle (4.3) e (4.4) si ottiene:

$$\eta_{i,\max} = \frac{u_1 \cdot c_{1,t}}{g \cdot H_u}$$

Dividendo entrambi i membri per c_1^2 e semplificando si ha:

$$\left(\frac{u_1}{c_1}\right)_{\text{opt}} = \frac{\eta_{i,\max}}{2 \cdot \varphi^2 \cdot (1 - R) \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (4.5)$$

relazione che permette di individuare il valore di u_1/c_1 di rendimento massimo; come appare evidente la relazione (4.5) va risolta per iterazione, ponendo per $\eta_{i,\max}$ un valore iniziale di prima approssimazione.

Poiché però il valore di $\eta_{i,\max}$ in questo tipo di macchina, nelle condizioni di progetto, si mantiene abbastanza costante intorno a valori generalmente compresi fra 0.86 e 0.92, il processo è fortemente convergente.

La (4.5) mostra fra l'altro che, come per tutte le macchine a reazione, il rapporto u_1/c_1 di massimo rendimento aumenta all'aumentare di R .

4.4) - LA REGOLAZIONE

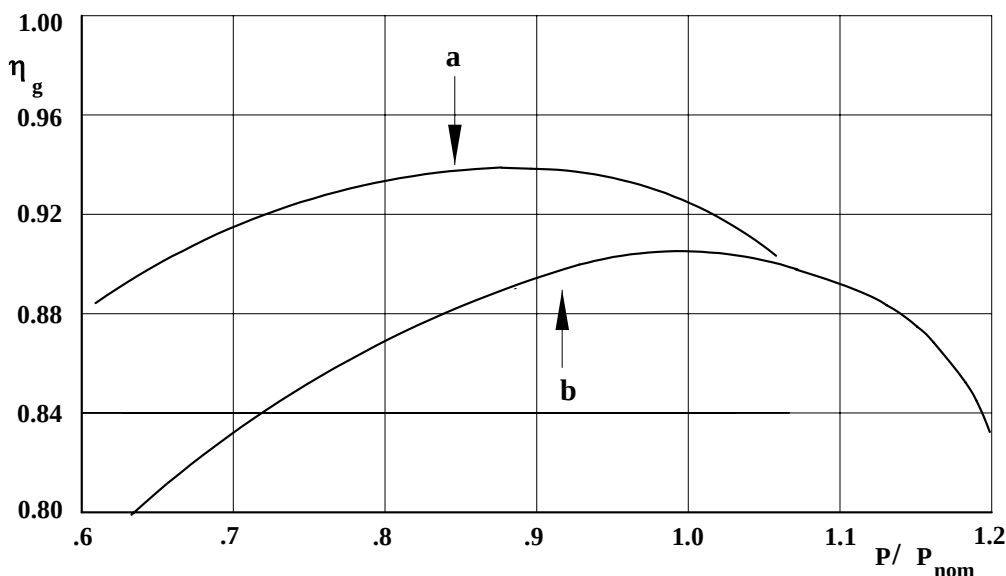
E' stato più volte ricordato che la potenza di una turbina idraulica - in funzione delle caratteristiche della sorgente idraulica utilizzata - è data dall'espressione:

$$P_{kW} = \frac{g \cdot \rho \cdot H_u \cdot Q_v}{1000} \cdot \eta_t$$

Ne deriva che, essendo il salto H_u praticamente costante, la regolazione della potenza, analogamente a quanto avviene per le altre macchine idrauliche, può effettuarsi solo agendo sulla portata Q_v o sul rendimento η_t ; ma, dovendo cercare di mantenere quest'ultimo, per evidenti motivi, praticamente costante ed il più alto possibile nelle varie condizioni di carico, la regolazione si realizza solo agendo sulla portata Q_v .

La variazione della portata Q_v si effettua, in questo tipo di macchina, variando l'inclinazione delle pale del distributore Fink (vedi fig. 4.1); ne consegue una variazione della sezione di passaggio del fluido e quindi, restando pressoché costante la velocità di efflusso, una riduzione della portata.

E' comunque da osservare che, in fase di regolazione, la velocità angolare della macchina resta inalterata, e con essa la u_1 . Ne deriva che la velocità relativa di ingresso w_1 varierà, oltre che in intensità, anche in direzione. Conseguenza di questo fatto è che l'angolo (rispetto alle velocità relative) con cui la corrente fluida investe la ruota non coincide più con quello di progetto e quindi con quello dell'asse del condotto formato da due pale consecutive della girante, con conseguente perdita per brusca deviazione del flusso relativo.



Variazione del rendimento al variare della potenza erogata nel caso della turbina Francis.

In altri termini, in una turbina Francis il rendimento varia in maniera non trascurabile al variare della potenza erogata. In fig. 4.7 sono riportate, elaborate da dati reperibili in letteratura, le curve dell'andamento del rendimento in funzione della potenza (rispetto alla potenza nominale) per una turbina Francis da 300 MW entrata in funzione nel 1984 (curva a) e per una Francis da 60 MW del 1959 (curva b).

4.6) - ESEMPI DI IMPIANTI ESISTENTI

Impianto	Paese	Caratteristiche				n.mac/pot.	Anno
		H _{max} m	n rpm	D _{usc} mm	P MW	n/Pot. n/MW	
*G. COULEE 22-24	USA	87	85.7	9900	838	3/2514	1978
ITAIPU	Brasile	118	92	8100	740	18/13320	1984
GURI	Venezuela	146	113	6900	725	10/7250	1984
ROGUN	ex URSS	320	166.7	4993	615	6/3600	1990
XINGO	Brasile	112	109	6963	500	6/3000	1992
TARBELA 11-14	Pakistan	135.6	90.9	7150	445	4/1778	1991
KARAKAYA	Turchia	156	150	4950	340	6/2040	1987
ATATURK	Turchia	156	150	4950	324	8/2590	1991
LIUJIAXIA II	Cina	100	125	5500	300	1/300	1972
ALICURA	Argentina	116	150	5029	257	4/1029	1984

* Impianto di pompaggio

LA TURBINA KAPLAN

5.1) - PREMESSA

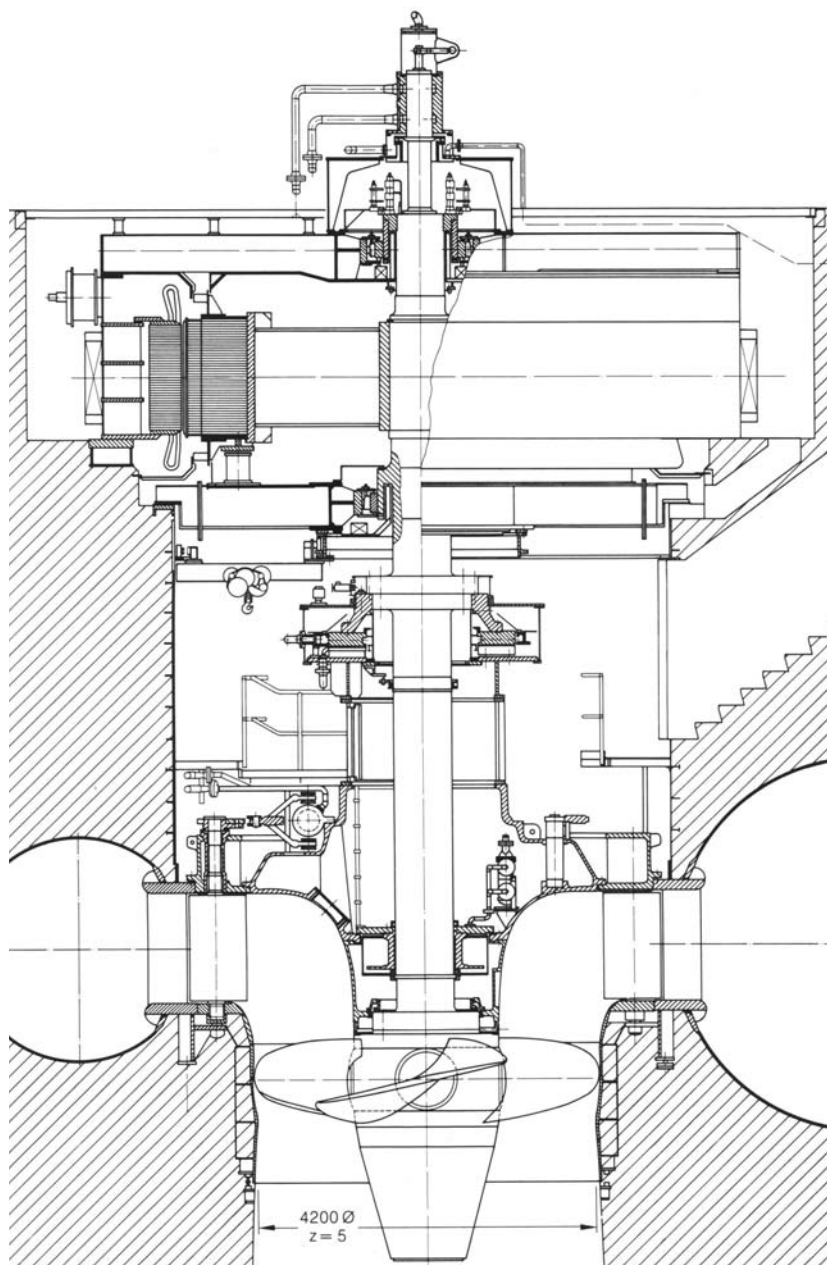
La turbina Kaplan, che deriva direttamente dalla turbina ad elica vera e propria, è stata già descritta al par. 1.1.c.3.

Mentre fra la turbina Pelton e la Turbina Francis non è possibile scorgere alcuna continuità, trattandosi di due macchine i cui principi di funzionamento sono del tutto dissimili, fra la turbina Francis e la Kaplan si possono invece trovare certe affinità, potendosi la girante di quest'ultima considerare come l'esasperazione di una girante Francis al variare - come si mostrerà al cap. 8 - di una combinazione dei parametri di funzionamento n , Q_v , H_t .

5.2) - GENERALITÀ

In una turbina **Kaplan** (fig. 1.15) - la cui descrizione qui si riepiloga brevemente - l'acqua, convogliata al predistributore (che può anche mancare) raggiunge - dopo averlo attraversato - il distributore a pale orientabili (tipo **Fink**), già descritto al par. 4.1, trattando della turbina **Francis** (vedi fig. 4.1). In questo avviene la trasformazione di parte dell'energia potenziale dell'acqua in energia cinetica. Detto R il grado di reazione, la velocità c_d di efflusso dell'acqua dal distributore sarà, come è noto:

$$c_d = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (1 - R) \cdot H_u} \quad (5.1)$$



Sezione di una turbina Kaplan

Fig. 5.1

dove ϕ rappresenta il coefficiente di efflusso e gli altri simboli hanno il consueto significato. La direzione della velocità del fluido è quella corrispondente alla tangente all'asse del condotto formato da due pale consecutive del distributore **Fink**; il vettore rappresentativo di questa velocità giace su un piano normale all'asse di rotazione della macchina.

Seguendo quindi l'andamento del condotto formato dalle parti fisse della macchina e dal mozzo, il fluido viene convogliato sul rotore; ne deriva un flusso che si sviluppa su una superficie cilindrica coassiale con la macchina, che investirà le pale del rotore con una velocità dotata di una componente tangenziale (cioè nella direzione della $\mathbf{u}_1$) $\mathbf{c}_{1,u}$ e di una assiale (o meridiana) $\mathbf{c}_{1,a}$ (o $\mathbf{c}_{1,m}$).

Per quanto attiene alla $\mathbf{c}_{1,u}$ (componente tangenziale della velocità nella zona immediatamente a monte della girante, ma dopo che il flusso ha subito la detta deviazione di 90° , cioè nella sezione AA' di fig. 5.2), è da rilevare che, in assenza di scambio di energia (non è stata ancora impegnata la girante), e trascurando le perdite per attrito fra i filetti fluidi, si dovrà avere, per ogni filetto, la conservazione del momento della quantità di moto.

Ciò significa che la componente tangenziale della velocità ($\mathbf{c}_{1,u}$) dovrà essere legata alla posizione del filetto sul quale viene misurata dalla relazione:

$$\mathbf{c}_{1u} \cdot \mathbf{r} = \text{cost} = \mathbf{c}_{1d,t} \cdot \mathbf{r}_d \quad (5.2)$$

dove $c_{1d,t}$ è la componente tangenziale della velocità c_1 all'uscita dal distributore ed r_d è il raggio interno del distributore **Fink** (vedi fig. 5.2).

Il regime di moto del fluido nella sezione AA', caratterizzato dalla (5.2) è definito a *vortice libero*.

Nell'attraversare la girante si avrà lo scambio di energia fra fluido e macchina; le modalità con cui avviene questo scambio saranno analizzate nel prossimo par. 5.3.

Dopo il detto scambio di energia, il fluido, abbandonando la girante, sarà dotato di una velocità la cui componente tangenziale è praticamente annullata ($c_{2,u} \approx 0$), mentre si potrà considerare costante quella assiale o meridiana ($c_{2,a}$ o c_m).

Al rotore segue il *tubo diffusore* (che sarà illustrato al cap. 6), quindi lo scarico.

5.3) - IL FLUSSO NELLA ZONA DI SCAMBIO DI ENERGIA

5.3.a) - Premessa

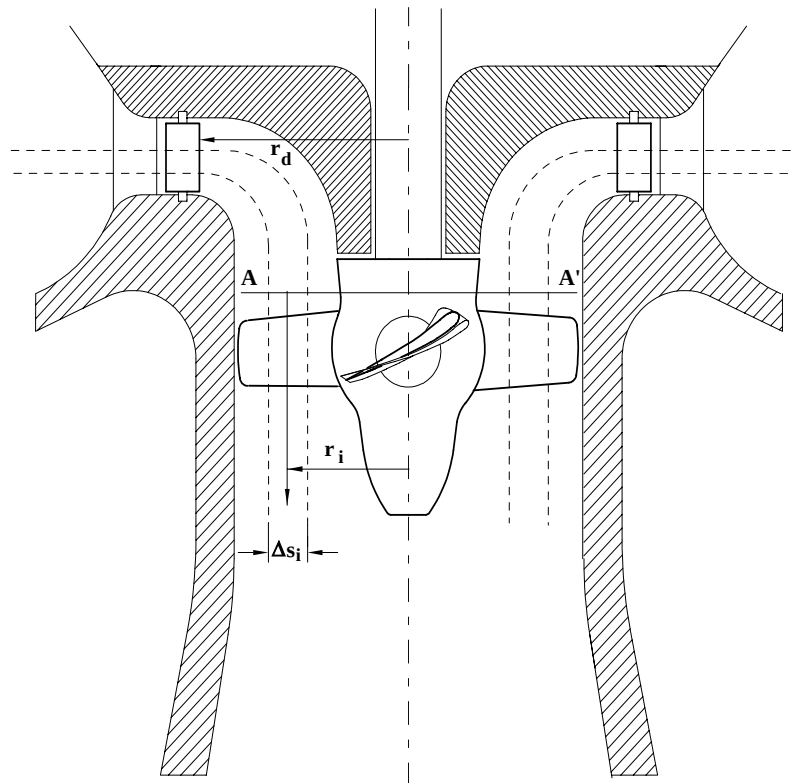
Lo studio dell'andamento del flusso nella zona di scambio di energia in una Kaplan si può affrontare almeno in due modi:

- a) - con una analisi monodimensionale (o euleriana), ossia attraverso i triangoli di velocità, partendo dalla equazione di Eulero;
 - b) - con una analisi bidimensionale, partendo dalla teoria aerodinamica.
- Si darà qui un breve cenno dei due metodi.

5.3.b) - Analisi monodimensionale: i triangoli di velocità

5.3.b.1) - Premessa

Per lo studio dello scambio di energia fra fluido e macchina in una Kaplan con i triangoli di velocità è innanzi tutto necessario suddividere l'intero canale di efflusso della macchina in un certo numero (siano Z_c) di canali elementari (fig. 5.2) a portata costante ed uguale, in ognuno dei quali, in relazione alle ridotte dimensioni, è possibile considerare costanti, per ogni sezione, le varie componenti delle velocità del fluido.



Suddivisione del flusso in una Kaplan in Z_c canali elementari.

Fig. 5.2

In altri termini, nei vari punti di un piano normale all'asse di rotazione della macchina, le varie componenti della velocità del fluido, pur potendo anche essere diverse fra canale e canale, vengono considerate, per ogni canale, costanti. Infine, si può accettare, almeno in prima approssimazione ed in assenza di perdite, che la componente assiale della velocità di scarico (c_m), sia costante lungo il raggio (ad esempio nella condizione di regime)⁸. Questa ipotesi, con quella precedente della costanza della portata in ogni singolo canale in cui è stata suddivisa la macchina, rende possibile la determinazione di Δs_i , larghezza del singolo canale (fig. 5.2).

Risulta infatti:

$$\Delta s_i = \frac{Q_v}{z_c \cdot \pi \cdot d_i \cdot c_m}$$

Non essendo però ancora noti i valori di D_{max} e D_{mozzo} ⁹, è necessario fornire per c_m un valore iniziale legato ai dati caratteristici di funzionamento della macchina.¹⁰

5.3.b.2) - I triangoli di velocità

I triangoli di velocità di una turbina Kaplan possono tracciarsi con diversi sistemi che, pur se apparentemente abbastanza diversi, sono in realtà, almeno sotto certi aspetti, simili.

Onde non appesantire troppo questa trattazione il cui scopo, come ripetutamente dichiarato, è di tipo prevalentemente didattico, si rimanda all'appendice (par. 1 dell'Appendice a questo cap. 5) la descrizione delle modalità per ricavare i valori delle varie grandezze necessarie al tracciamento dei triangoli di velocità.

Individuato il canale i_{esimo} (di noto diametro d_i) per il quale si desidera tracciare i triangoli di velocità di ingresso e di uscita, si supporranno qui noti, (in quanto ricavati come esposto nel detto par. 1 dell'Appendice a questo cap. 5) i valori di:

- $c_{m,i}$, componente assiale della velocità nel canale considerato;
- $c_{1,u,i}$, componente tangenziale (in direzione di $u_{1,i}$, della $c_{1,i}$).

E' possibile quindi tracciare i triangoli di velocità come riportato in fig. 5.3.

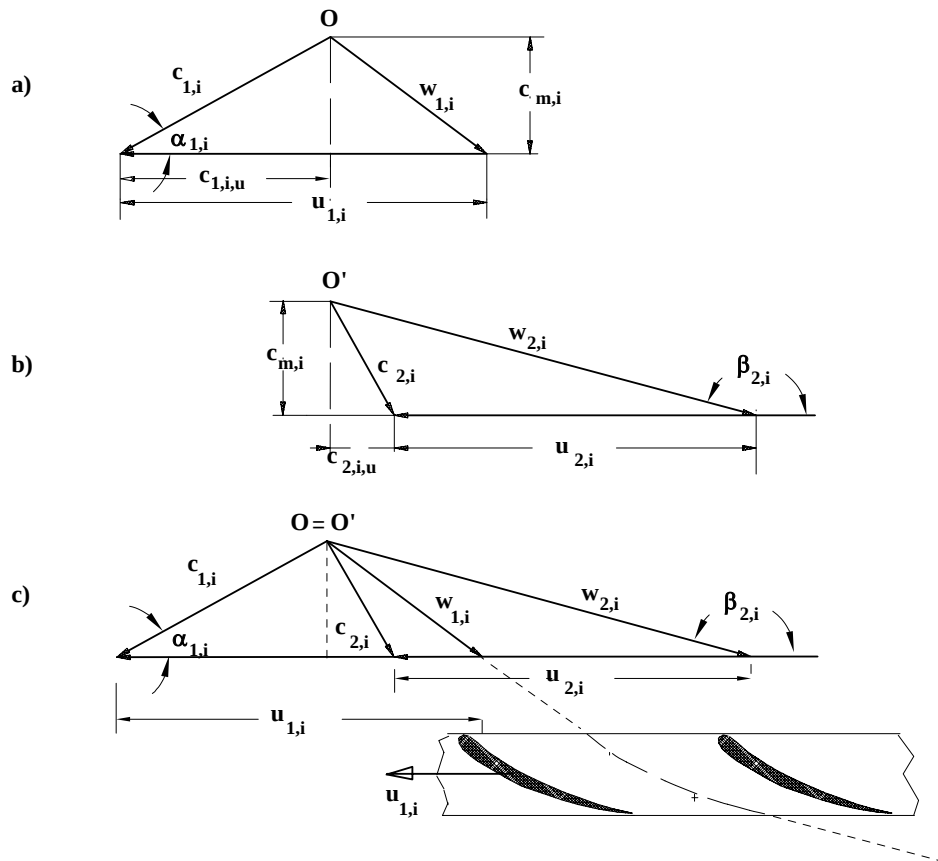
Risultano infatti determinabili tutte le grandezze, essendo (vedi fig. 5.3):

$$\begin{aligned} c_{1,i} &= \sqrt{c_{m,i}^2 + c_{1,u,i}^2} & ; & & R_i &= 1 - \frac{c_{1,i}^2}{2 \cdot g \cdot H_u} \\ \alpha_{1,i} &= \arctg\left(\frac{c_{m,i}}{c_{1,u,i}}\right) & ; & & u_{1,i} &= \frac{\pi \cdot d_i \cdot n}{60} = u_{2,i} \\ w_{1,i} &= \sqrt{c_{1,i}^2 + u_{1,i}^2 - 2 \cdot c_{1,i} \cdot u_{1,i} \cdot \cos(\alpha_{1,i})} & ; & & w_{2,i} &= \sqrt{w_{1,i}^2 + 2 \cdot g \cdot H_u \cdot R_i} \\ \beta_{2,i} &= \arcsin\left(\frac{c_{m,i}}{w_{2,i}}\right) & ; & & c_{2,i} &= \sqrt{w_{2,i}^2 + u_{2,i}^2 - 2 \cdot w_{2,i} \cdot u_{2,i} \cdot \cos(\pi - \beta_{2,i})} \end{aligned}$$

⁸In realtà la componente meridiana ha una variazione lungo il raggio dell'ordine del $\pm 10\%$.

⁹E' evidente che dalla conoscenza di questi due valori e di quello di Q_v sarebbe immediatamente ricavabile il valore di c_m .

¹⁰L'espressione per la valutazione di questa grandezza, direttamente o attraverso la determinazione di D_{max} e D_{mozzo} , unitamente ai metodi che permettono la determinazione dei vari elementi necessari per il disegno dei triangoli di velocità, è data al par. 1 dell'Appendice a questo cap. 5.

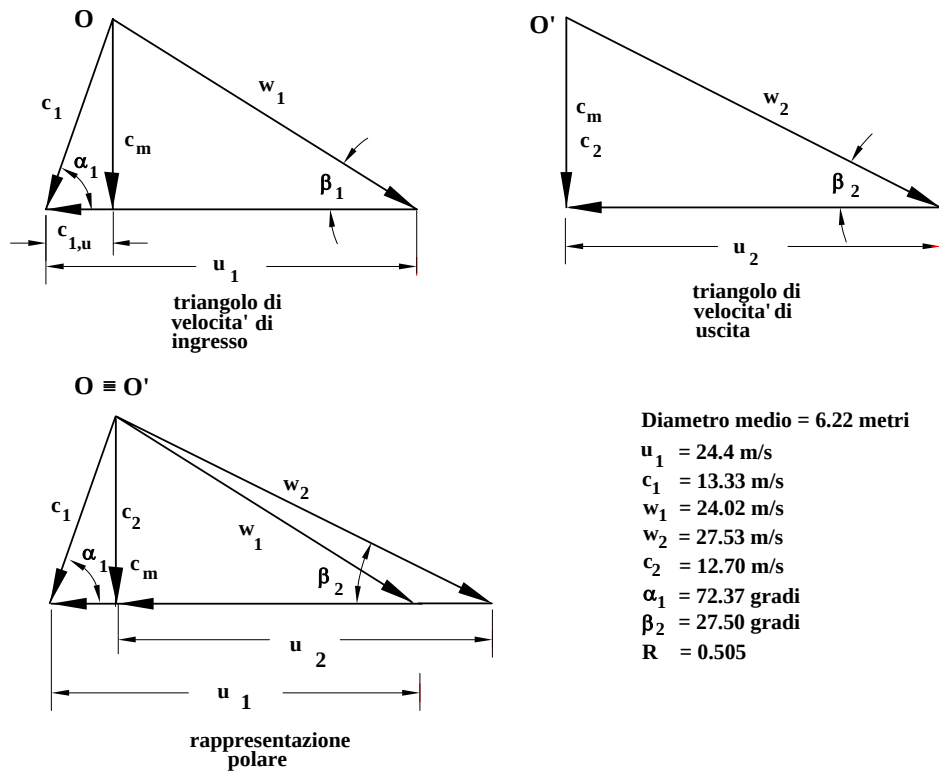


Triangoli di velocità di una Kaplan.
Fig. 5.3

E' quindi possibile, in base ai detti valori, disegnare (fig. 5.3) i triangoli di velocità all'ingresso (fig. 5.3a) ed all'uscita (fig. 5.3b). Nella fig. 5.3c i due triangoli sono riportati nella rappresentazione polare, avendo, come di consueto, sovrapposto i due vertici O ed O' .

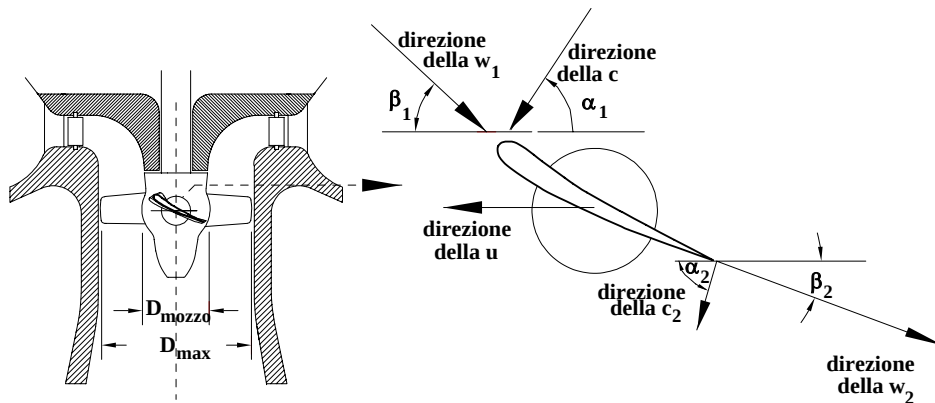
Come è noto, disegnati i triangoli di velocità, è necessario disporre le pale nella posizione più opportuna, e cioè in modo tale che la velocità relativa di ingresso $w_{1,i}$ sia tangente all'asse del condotto formato da due pale consecutive nella sezione d'ingresso, ed analogamente che la tangente all'asse del condotto nella sezione di uscita sia nella direzione della $w_{2,i}$.

Nella fig. 5.3c sono anche rappresentate, nella giusta posizione rispetto alle velocità $w_{1,i}$ e $w_{2,i}$, due pale consecutive delimitanti il condotto che deve rispettare le condizioni prima dette.



Triangoli di velocità di ingresso e uscita e loro rappresentazione polare.
Fig. V.3

Il valore del rapporto u_1/c_1 risulta pari a 1.833¹¹.



5.5) - LA REGOLAZIONE DELLA TURBINA KAPLAN

5.5.1) - La regolazione

La regolazione di una turbina Kaplan si effettua in modo concettualmente molto semplice.

¹¹E' da osservare che questo valore coincide (ovviamente) con quello ricavabile dall'espressione di u_1/c_1 ottimale (cioè di massimo rendimento) per macchine in cui il flusso nella zona dello scambio di energia fra fluido e macchina è di tipo assiale e con altezza costante dei triangoli di velocità; tale relazione è infatti [8]

$$\left(\frac{u_1}{c_1}\right)_{\text{opt}} = \left(\frac{\cos \alpha_1}{2} + \frac{R}{2 \cdot (1-R) \cdot \cos \alpha_1}\right)$$

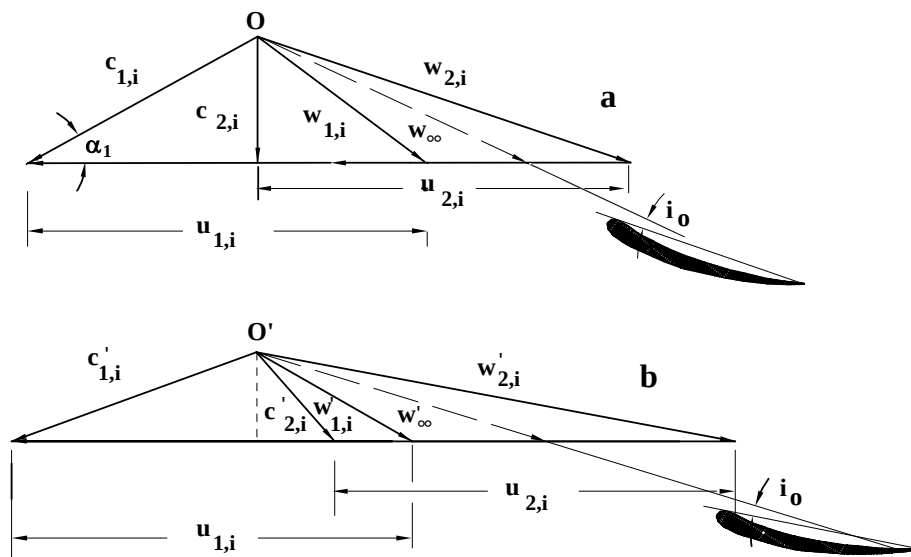
e, per i detti valori di α_1 ed R , fornisce il risultato di 1.833.

Ricordando che la potenza (in kW) di una macchina idraulica è data da:

$$P_{kW} = \frac{g \cdot \rho \cdot Q_v \cdot H_u}{1000} \cdot \eta_t$$

appare chiaro che, come nelle altre turbine idrauliche, la regolazione in una Kaplan può essere ottenuta solo variando la portata Q_v che attraversa la macchina, ferma restando la pratica costanza di H_u (H_u varia infatti solo in funzione della variazione delle perdite di carico nella condotta al variare di Q_v) ed, in prima approssimazione, del rendimento η_t .

Una variazione di Q_v si traduce però in una variazione della componente assiale (c_m) delle velocità del fluido, ovvero dell'altezza dei triangoli di velocità (fig. 5.5) e, con essa, delle varie direzioni delle velocità, in particolare di quella della $w_{1,i}$ nel caso dell'analisi monodimensionale, della $w_{\infty,i}$ nel caso di quella bidimensionale. Ma questa variazione di angoli rispetto al caso di portata immutata, non permetterà più un corretto ingresso del fluido nel condotto formato da due pale consecutive (analisi monodimensionale), ovvero, in una visione bidimensionale, varierà, rispetto a quello di progetto, l'angolo di incidenza della corrente fluida sulla pala. Ne deriva, per mantenere la macchina in condizioni di buon funzionamento, la necessità di una variazione dell'angolo di calettamento delle pale rotoriche, per un adeguamento alla nuova direzione della $w_{1,i}$ (o $w_{\infty,i}$).



a) - Triangoli di velocità di una Kaplan a carico nominale;
b) - Triangoli a carico ridotto (circa il 70 %)
Si noti la variazione dell'inclinazione della velocità w_{∞} .

Fig. 5.5

Nella fig. 5.5 sono tracciati i triangoli di velocità in funzionamento a pieno carico (fig. 5.5a) nonché quelli per un ipotetico funzionamento della macchina a portata (e quindi a potenza) ridotta: nel caso della figura, al 70 % del carico precedente (fig. 5.5b). Ciò significa una riduzione della $c_{m,i}$ praticamente nella stessa misura.

E' comunque da osservare che, trattandosi di una variazione di regime in una macchina *costruita*, l'angolo formato tra $w_{1,i}$ e $w_{2,i}$ *deve restare costante, in quanto rappresenta la deviazione subita dal fluido per la presenza della pala*. I triangoli di velocità per uno dei condotti in cui si è suddivisa la macchina riportati in fig. 5.5 sono ricavati con la stessa metodologia illustrata precedentemente (metodo unidimensionale), ma con la ulteriore condizione ora richiamata. Con questa assunzione il triangolo di fig. 5.5a rappresenta la condizione di funzionamento a pieno carico, quello di fig. 5.5b la condizione a carico ridotto, avendo supposto di ridurre la portata al 70% di quella iniziale.

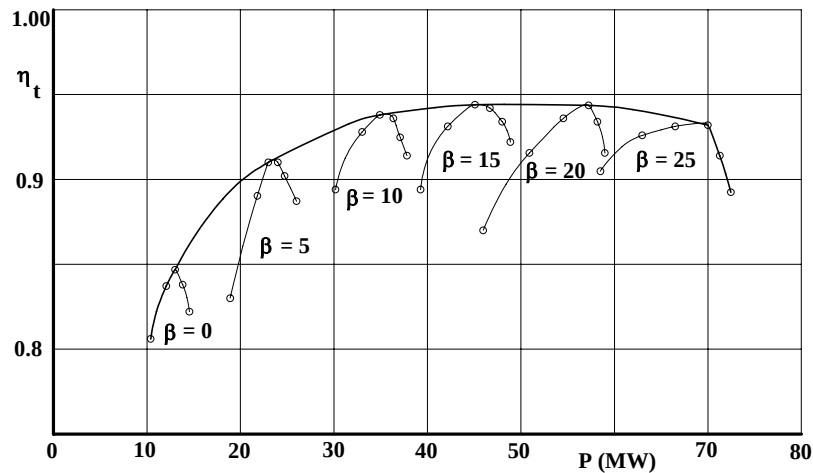
Appare immediatamente la variazione dell'angolo con cui la velocità relativa ($w_{1,i}$ nel caso dell'analisi monodimensionale, $w_{\infty,i}$ nel caso di quella bidimensionale) incide sulla pala, e la necessità, per mantenere questa nelle migliori condizioni rispetto alle dette velocità, di una variazione del suo angolo di calettamento.

È appena il caso di sottolineare che fra i due triangoli di velocità (quello a pieno carico e quello a carico ridotto) si sono avute delle variazioni del rendimento, del grado di reazione, delle componenti tangenziali delle varie velocità, ecc. La generalmente piccola entità di queste variazioni non permette di metterle chiaramente in evidenza nei triangoli riportati in fig. 5.5; una rapida riflessione sul metodo con cui essi sono ricavati ne mostra comunque la necessità.

In fig. 5.6 sono riportate quelle che sarebbero le curve della variazione del rendimento in funzione della portata elaborata (e quindi della potenza erogata) nel caso che le pale della macchina non fossero orientabili (turbina ad elica).

La forte variazione di η_t anche per una piccola variazione di Q_v è dovuta al fatto che il comportamento idrodinamico di una pala corrisponde, come mostrato nei paragrafi precedenti, a quello di un profilo alare immerso in una corrente fluida, per il quale, come è possibile vedere anche dall'analisi della polare di un profilo (vedi par. 2 dell'Appendice al cap. 5), una pur piccola variazione dell'angolo di incidenza comporta una sensibile variazione delle prestazioni. Tale variazione si traduce in quella delle prestazioni (ed in particolare del rendimento) dell'intera macchina.

Potendosi però, nel caso della Kaplan, variare l'orientazione della pala, così da disporla, per la nuova portata, nelle condizioni ottimali rispetto al variato campo di velocità, per la nuova portata la macchina si comporterà in modo simile al precedente; in altri termini, nella fig. 5.6 ogni curva a tratto sottile si riferisce ad un determinato angolo di calettamento delle pale (rispetto ad un valore di riferimento = 0; prima curva a sinistra, $\beta = 0$).

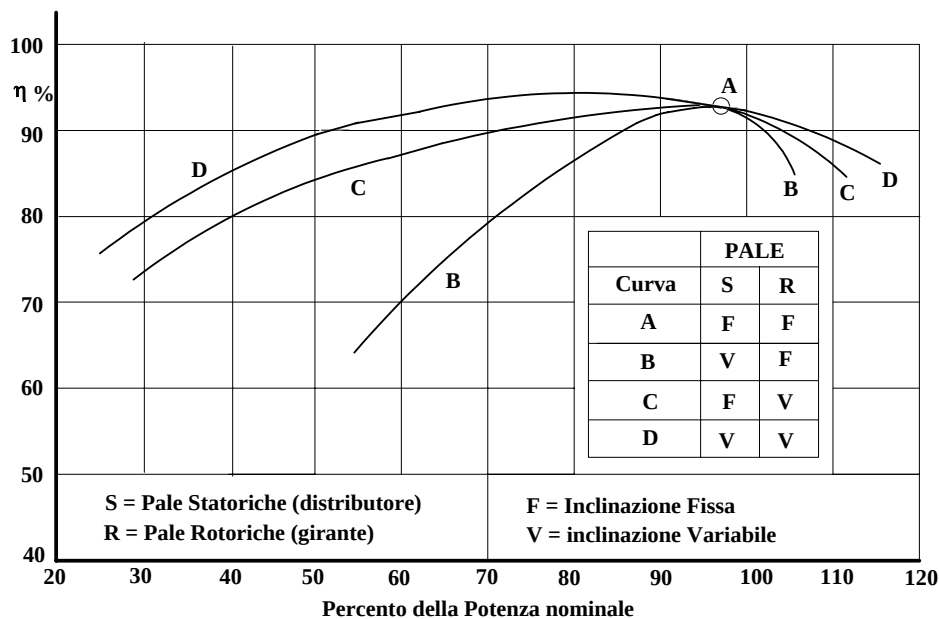


Andamento del rendimento in funzione della potenza
per i vari angoli di calettamento della pale di una Kaplan.
(Centrale di Tadami, Préfecture de Fukushima, Giappone. Dati elaborati da [3])
Fig. 5.6

Estendendo questo ragionamento alle varie posizioni assumibili dalla pala, risulta in definitiva che l'andamento del rendimento di una turbina Kaplan in funzione della portata elaborata (e quindi, indirettamente, della potenza erogata), sarà rappresentata dalla curva involuppo delle curve di ipotetico rendimento per ogni posizione della pala.

Il rendimento di una turbina Kaplan si mantiene quindi abbastanza costante (variazione dell'ordine dell' 8-10% rispetto al massimo, che può raggiungere valori di circa 0.93 - 0.95) anche per forti variazioni della potenza erogata (ad esempio dal 20 % della potenza nominale al 110 % di questa) (vedi fig. 5.6).

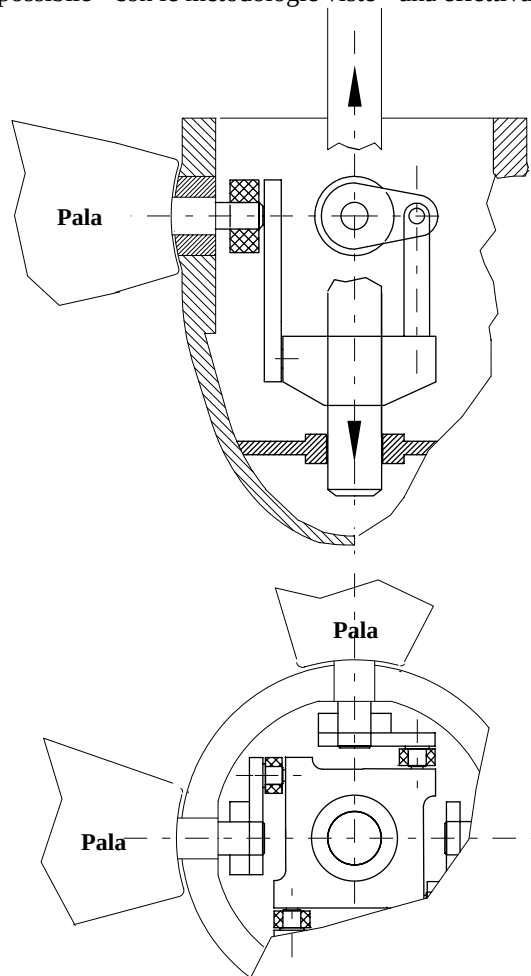
E' da osservare che una analoga riduzione della portata si potrebbe avere variando l'angolo di calettamento delle sole pale rotoriche, fermo restando quello delle pale statoriche, cioè non alterando la posizione del distributore Fink. Anche in questo caso, per motivi del tutto simili, si avrebbe una variazione del rendimento.



Andamento del rendimento nelle varie condizioni di regolazione delle pale.

(Da materiale illustrativo della Allis-Chalmers)
Fig. 5.7

In relazione a questo argomento, per poter meglio mettere in luce l'effettiva influenza della variazione dell'inclinazione delle pale sia del distributore (Pale **S** nella simbologia della fig. 5.7) sia della girante (Pale **R** nella detta simbologia) sull'andamento del rendimento della macchina, si sono riportate, in fig. 5.7 le curve che mostrano come varia, al variare del carico, il rendimento in una macchina che ha le pale del distributore ad inclinazione variabile e quelle rotoriche ad inclinazione fissa (curva B); quello della stessa macchina fatta invece funzionare con il distributore ad inclinazione fissa ed il rotore ad inclinazione variabile (curva C); la variazione, infine, nel caso la macchina sia considerata tipo Kaplan, cioè con entrambi i gruppi di pale ad inclinazione regolabile col carico (curva D). Il punto A è rappresentativo delle condizioni di funzionamento a pale, sia del distributore sia della girante, ad inclinazione fissa; in queste condizioni non è quindi possibile - con le metodologie viste - una effettiva regolazione.



Schematizzazione del sistema di leveraggio preposto
alla variazione dell'inclinazione delle pale della Kaplan.

Fig. 5.8

6.1) - IL TUBO DIFFUSORE

6.1.a) - Generalità

Le turbine a reazione sono macchine che generalmente utilizzano salti che vanno da poche decine di metri (in particolare le Kaplan) sino - per quanto attiene alle Francis - ad oltre 700 metri, con potenze unitarie variabili da pochi kW sino ad oltre 800 MW.

A titolo di esempio si citano qui:

I) - per quanto attiene alla variabilità del salto negli impianti idraulici:

- a) - l'impianto di **Isola Serafini** (ENEL), in Emilia, equipaggiato con due turbine Kaplan utilizzanti un salto minimo di **5 m**; (in queste condizioni la portata è di **300 m³/s** e la potenza di ciascuna macchina è di **12205 kW**) [1];
- b) - l'impianto di **Hausling**, Austria, equipaggiato con turbine Francis, con una caduta di **734.5 m**, per una potenza di **180 MW**, entrato in funzione nel 1986 [2].

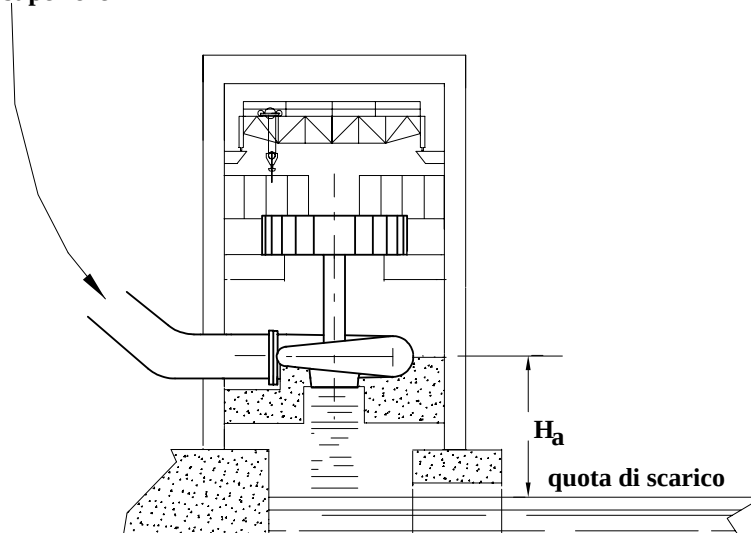
II) - per quanto attiene ai valori di massima potenza:

- c) - l'impianto del **Grand Coulee 22-24** - USA - (turbina Francis), che operando sotto un salto di **87 m** con una portata di circa **1090 m³/s**¹² raggiunge la potenza di **838 MW**. L'intero impianto, costituito da tre macchine, costruite dal gruppo Voith, ha una potenza complessiva di **2514 MW**. Le giranti di queste macchine hanno un diametro di **9900 mm**. La prima unità è entrata in funzione nel 1978 [2].
- d) - l'impianto di **Itaipu** (Brasile/Paraguay) equipaggiato con 18 turbine Francis (diametro della ruota **8100 mm**) che, operando sotto un salto massimo di **118 m**, hanno una potenza di **740 MW** ciascuna, per una potenza complessiva della centrale di **13320 MW**. La prima unità è entrata in funzione nel 1984 [2].

Ne consegue che è praticamente impossibile determinare un unico tipo di sistemazione per i vari impianti le cui caratteristiche possono essere, come mostrato, tanto diverse.

Talvolta quindi accade che la macchina (in particolare se di piccola potenza) deve essere posta, per esigenze progettuali di tipo tecnico-economico, ad un livello (vedi fig. 6.1) superiore a quello del bacino di scarico; ne consegue che l'energia corrispondente (almeno in prima approssimazione) al salto H_a , se non vengono adottati opportuni accorgimenti, risulta irrimediabilmente persa.

dal bacino superiore



Esempio di installazione di una turbina (nel caso di una Francis)
ad un livello superiore a quello del bacino di scarico.

Fig. 6.1

Quando ciò si verifica nel caso di una macchina sfruttante un salto motore di 500-600 o 700 metri, il problema, pur fondamentale da un punto di vista della correttezza della progettazione, presenta però una importanza relativa; la perdita infatti di 3-4 metri nel caso di una macchina sfruttante un salto di 700 metri comporta una perdita di circa lo 0.5 per cento, che potrebbe essere anche considerata trascurabile; ma quando tale necessità si dovesse verificare per una

¹²Si vuole qui ricordare che la portata del Po, il maggiore fiume italiano, è mediamente, alla foce, in condizioni meteorologiche normali, di circa 1400 m³/s (all'idrometro di Pontelagoscuro, Ferrara).

macchina sfruttante un salto di 20 metri, il problema assumerebbe importanza notevole (si avrebbe una perdita di oltre il 20 %).

Risulta quindi assolutamente necessario disporre di un accorgimento che permetta di recuperare tale energia e, con essa - come si vedrà - anche parte dell'energia cinetica allo scarico.

L'accorgimento che si usa è il *tubo diffusore*, costituito da un tubo (fig. 6.2 b e, ingrandito, fig. 6.2,c) a sezione crescente, che collega la sezione di uscita dell'acqua dalla macchina con il canale di scarico¹³.

Prima di analizzare in modo rigoroso il funzionamento del tubo diffusore, si fa osservare - per una valutazione puramente intuitiva - che, per la presenza di questo organo, la pressione a valle della macchina risulta minore di quella che si verificherebbe in sua assenza. Ne deriva - analizzando il fenomeno solo da un punto di vista intuitivo - che con la sistemazione di fig. 6.2,a la macchina opera fra la pressione a monte e quella atmosferica, nella soluzione di fig. 6.2,b fra la pressione a monte (restata invariata) ed una pressione minore, quindi con un *salto* maggiore.

6.1.b) - Funzionamento del tubo diffusore

Il tubo diffusore in funzionamento normale è completamente pieno di acqua fluente dalla macchina verso lo scarico.

A) - Caso di assenza del tubo diffusore

A-1) - Differenza di pressione fra monte e valle della ruota

Facendo riferimento alla simbologia riportata nella fig. 6.2, si può ricavare la differenza di pressione sotto cui lavora la ruota nel caso di assenza del tubo diffusore (fig. 6.2,a), trascurando in prima approssimazione il dislivello fra la sezione di ingresso del fluido nella ruota - sezione 1 - e quella di uscita - sezione 2 (si suppone cioè $H_2 = H_1$).

a) - Pressione totale nella sezione 1:

$$p_1 = p_0 + (H_g - H_s - H_a - \xi_1) \cdot \rho \cdot g = p_0 + (\Delta H_g - H_a - \xi_1) \cdot \rho \cdot g \quad [N/m^2]$$

dove con ξ_1 si sono indicate le perdite di carico in condotta.

Ricordando l'espressione di H_u (vedi cap. 0) si ha:

$$p_1 = p_0 + H_u \cdot \rho \cdot g$$

b) - Pressione totale a valle della macchina (sez. 2):

$$p_2 = p_0$$

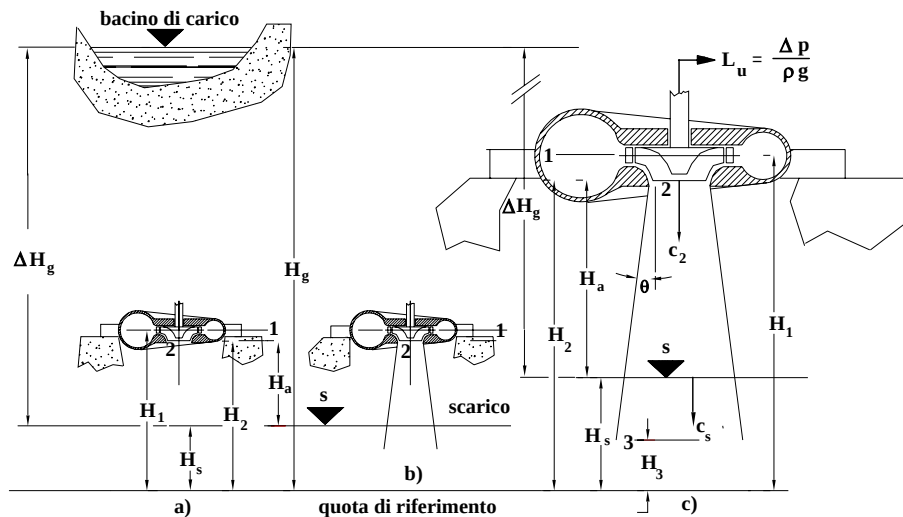
essendo p_0 la pressione atmosferica.

La differenza di pressione totale fra monte e valle della girante, espressa in metri di colonna di fluido, è quindi:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \Delta H_g - H_a - \xi_1 = H_u$$

La differenza di pressione - espressa in metri di colonna di fluido - sotto cui opera la girante nelle condizioni di funzionamento illustrate nella fig. 6.1,a è cioè rappresentata dal salto geodetico diminuito dell'altezza H_a e delle perdite di carico in condotta, voluta e distributore ovvero dal salto utile H_u .

¹³Nella fig 6.2,b il tubo diffusore si è disegnato, per semplicità anche della successiva trattazione, ad asse verticale e rettilineo; si vedrà, nel par. 6.1.d che, fermo restando il principio di funzionamento che viene qui illustrato, può invece assumere forme anche notevolmente diverse.



a) Impianto con turbina Francis senza il tubo diffusore;
b) Impianto con turbina Francis con il tubo diffusore.

Fig. 6.2

A-2) - Lavoro scambiabile fra fluido e macchina

Il lavoro teoricamente scambiabile ($L_{u,1,t}$ per kg di fluido evolvente) fra fluido e macchina, è immediatamente ricavabile dalla relazione precedente.

Risulta infatti:

$$L_{u,1,t} = (\Delta H_g - H_a - \xi_1) \cdot g$$

mentre quello scambiato ($L_{u,1,s}$), in assenza di qualsiasi perdita che non sia l'energia cinetica del fluido nella sezione in cui abbandona la ruota, risulta essere:

$$L_{u,1,s} = L_{u,1,t} - \frac{c_2^2}{2} = (\Delta H_g - H_a - \xi_1) \cdot g - \frac{c_2^2}{2}$$

B) - Presenza del tubo diffusore

B-1) - Differenza di pressione fra monte e valle della girante

Per valutare questa differenza si osservi innanzi tutto che la presenza o meno del tubo diffusore non altera la pressione nella sezione 1; è quindi:

$$p_1 = p_0 + (\Delta H_g - H_a - \xi_1) \cdot \rho \cdot g$$

Diversa invece è la pressione nella sezione 2.

Si consideri, a chiarimento di ciò, la fig. 6.2,c, dove è riportata, ingrandita, la disposizione di fig. 6.2,b.

Si applichi l'equazione di Bernoulli fra la sezione 2 ed una qualsiasi sezione del tubo diffusore in cui siano note la velocità e la pressione del fluido.

Poiché, come è noto, nell'equazione di Bernoulli il valore del trinomio:

$$\frac{c^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + H$$

è costante in ogni sezione del tubo, conviene scegliere come sezione di riferimento la sezione 3, ultima del tubo diffusore, oltre la quale il fluido deve essere considerato restituito al canale di scarico¹⁴.

Nella sezione 3 sono note:

¹⁴Appare evidente che il risultato resta identico quale che sia la sezione scelta.

a) - la velocità del fluido c_3 (è nota infatti sia la portata di fluido sia la sezione di scarico, e si considerano nulle tutte le componenti non assiali della c_3);

b) - la pressione p_3 .

Ne deriva:

$$\frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + H_2 = \frac{c_3^2}{2 \cdot g} + \frac{p_3}{\rho \cdot g} + H_3 + \xi_{2,3}$$

dove con $\xi_{2,3}$ si sono indicate le perdite nel tubo diffusore.

A sua volta, la pressione p_3 può essere così ricavata (vedi fig. 6.2,c):

$$\frac{p_3}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + (H_s - H_3)$$

per cui, ricordando che $H_a = H_2 - H_s$, si ha:

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2 \cdot g} \right) - H_a + \xi_{2,3} \quad (6.1)$$

La differenza di pressione, espressa in metri di colonna fluida, sotto cui opera la girante è quindi:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \Delta H_g + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2 \cdot g} - (\xi_1 + \xi_{2,3}) \quad (6.2)$$

La differenza di pressione - espressa in metri di colonna di fluido - sotto cui opera la girante nelle condizioni di funzionamento illustrate nella fig. 6.2, b è cioè rappresentata dal salto geodetico **incrementato** del salto corrispondente alla differenza fra le energie cinetiche del fluido nelle sezioni 2 e 3 e **diminuito** delle perdite di carico in condotta e nel tubo diffusore.

B-2) - Il lavoro scambiabile fra fluido e macchina

Il lavoro teoricamente scambiabile ($L_{u,2,t}$ per kg di fluido evolvente) fra fluido e macchina, è immediatamente ricavabile dalla (6.2):

$$L_{u,2,t} = (\Delta H_g - \xi_1 - \xi_{2,3}) \cdot g + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$$

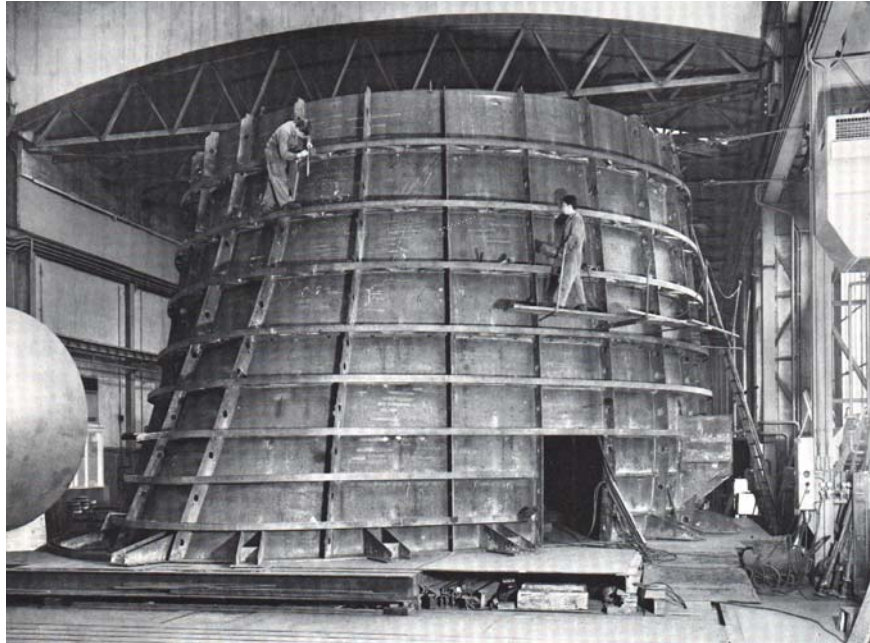
mentre quello scambiato ($L_{u,2,s}$ in assenza di perdite riguardanti il processo di scambio di energia che non siano quelle inerenti all'energia cinetica all'uscita della girante) è pari a:

$$L_{u,2,s} = L_{u,2,t} - \frac{c_2^2}{2} = (\Delta H_g - \xi_1 - \xi_{2,3}) \cdot g - \frac{c_3^2}{2}$$

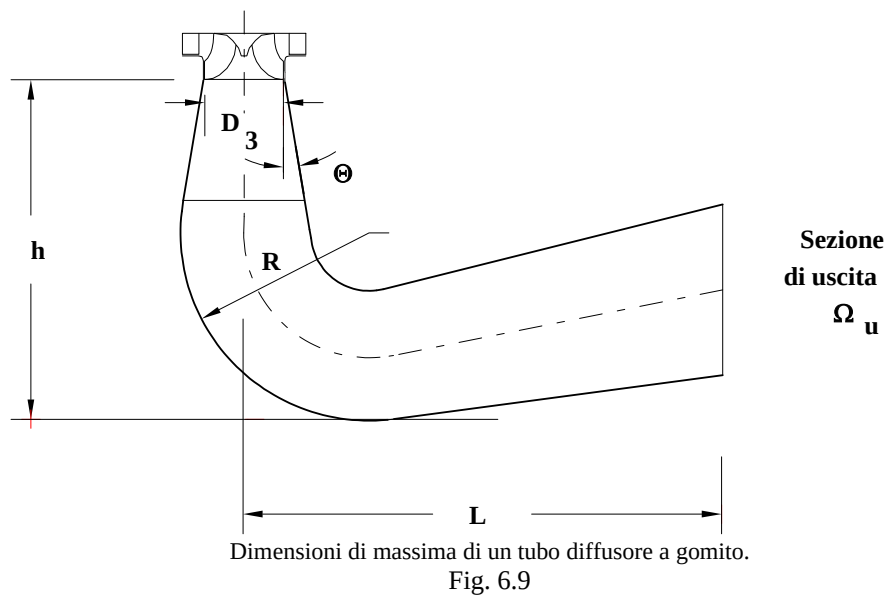
maggiore, rispetto al caso precedente, della quantità:

$$(H_a - \xi_{2,3}) \cdot g + \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right)$$

* * * * *



Tubo diffusore durante la posa in opera.
Fig. 6.8



Sul piano strettamente fisico ciò risulta spiegato molto semplicemente dal fatto che, come osservato in precedenza, il salto motore sotto cui lavora la macchina, è rappresentato dalla differenza di pressione - espressa in metri di colonna di fluido - fra la sezione di ingresso e quella di uscita della macchina.

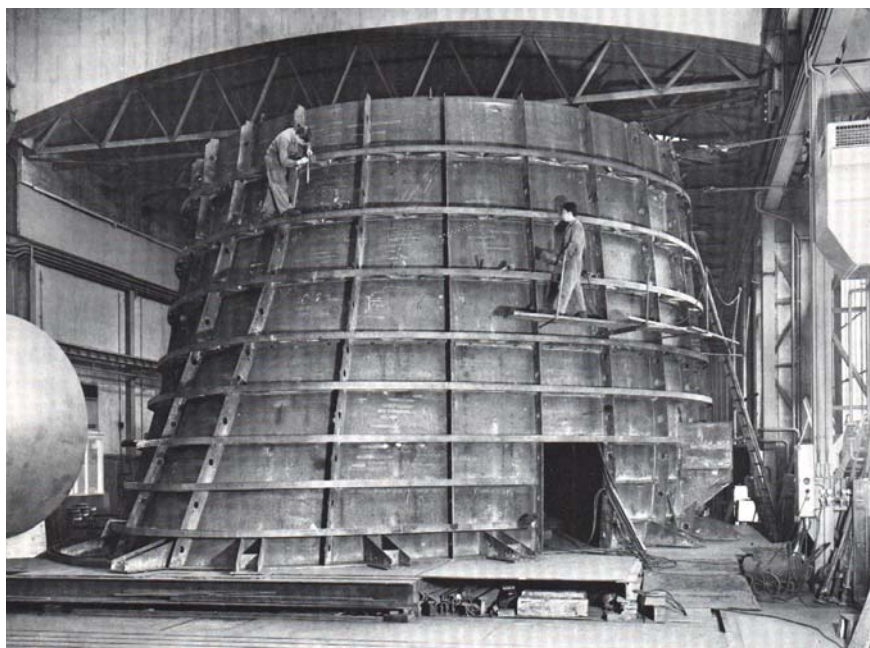
Ma, con la presenza del tubo diffusore, la pressione nella sezione di scarico della macchina (6.2) si abbassa (rispetto alla pressione atmosferica a cui la macchina avrebbe scaricato in sua assenza) delle quantità:

H_a	che rappresenta l'energia che si sarebbe persa per questo dislivello e che invece, per la presenza del tubo diffusore, a meno delle perdite di carico, viene recuperata; in tal modo il salto sfruttato risulta indipendente dalla posizione della macchina rispetto al canale di scarico;
-------	--

$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2 \cdot g}$	che rappresenta invece il recupero dovuto al rallentamento dell'acqua nel diffusore per effetto dell'aumento della sua sezione, con conseguente riduzione dell'energia cinetica persa allo scarico, in quanto l'acqua lascia l'impianto con la velocità c_3 minore della c_2. In tal modo la perdita allo scarico risulta indipendente dalla c_2 (caratterizzata dalla dimensione della sezione di scarico, e quindi dalle dimensioni in generale della macchina) e funzione solo della c_3, cioè della dimensione della sezione finale del tubo diffusore.
-----------------------------------	---

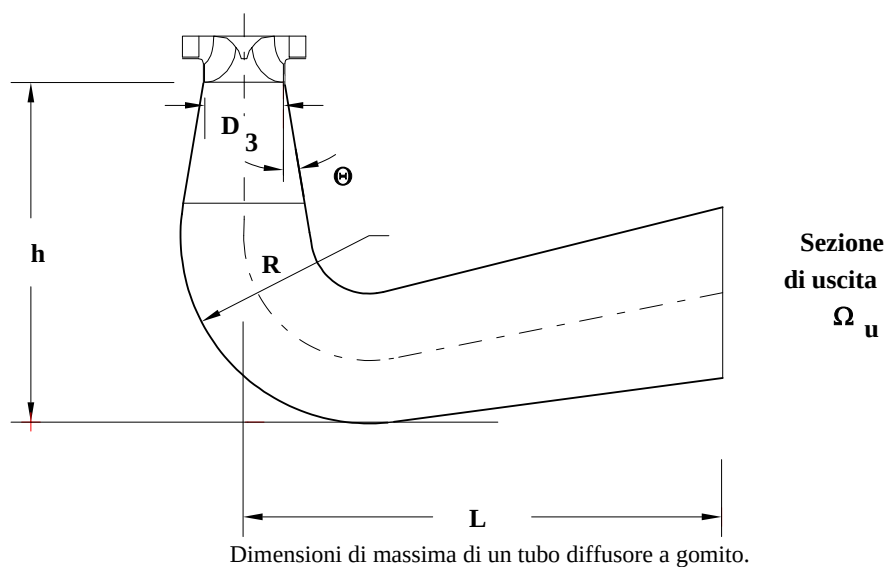
L'analisi qui fatta porta alla conclusione che, in una macchina dotata di tubo diffusore, la sezione di scarico diviene la sezione 3 in luogo della 2. Ciò lascia chiaramente intendere che *il tubo diffusore deve essere considerato come parte integrante della macchina*.

* * * * *



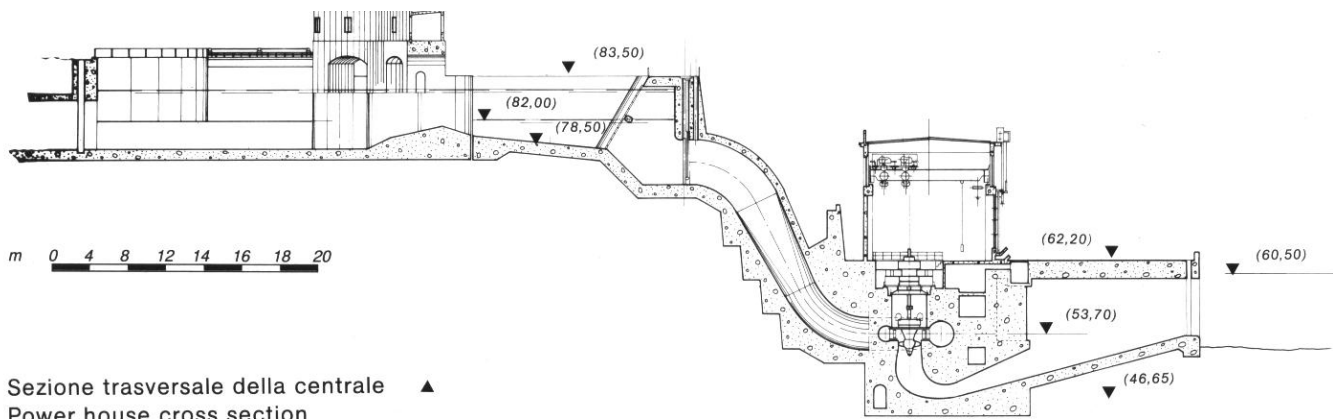
Tubo diffusore durante la posa in opera.

Fig. 6.8



Dimensioni di massima di un tubo diffusore a gomito.

Fig. 6.9



Turbina Kaplan sotto battente, con tubo diffusore a gomito

LA SCELTA DELLA MACCHINA LA SIMILITUDINE

Nei capitoli precedenti si sono descritti i vari tipi di turbine idrauliche generalmente usate: la Pelton, la Francis e la Kaplan che costituiscono, in sostanza, delle *tipologie* a cui possono essere assimilate le varie macchine idrauliche studiate anche nei capitoli successivi. In questo capitolo si analizzano invece quali sono i criteri - la similitudine, l'analisi dei modelli, ecc. - che permettono l'individuazione della macchina più adatta in un determinato caso, in funzione delle caratteristiche della sorgente da sfruttare (cioè Q_v e ΔH_g). Si analizzano inoltre quali sono le metodologie per poter valutare sperimentalmente le prestazioni della macchina operando - per motivi di convenienza certamente, ma non solo, economica - su un modello in scala ridotta di quella che sarà la macchina definitiva.

8.1) - PREMESSA¹⁵

Nei capitoli precedenti si è illustrata la struttura dei tre principali tipi di macchine motrici idrauliche (Pelton, Francis, Kaplan) a cui è comunque possibile ricondurre le varie macchine idrauliche e si sono anche analizzati, almeno in linea di massima, il funzionamento ed i principali criteri di dimensionamento di ciascuno di essi.

Resta però ancora da affrontare un problema essenziale, non ancora (volutamente) messo in evidenza: la risposta, cioè, ad una domanda di tipo fondamentale, quale la seguente:

Una volta individuate, in natura, le caratteristiche della sorgente idraulica che si intende sfruttare con un impianto idroelettrico, e più precisamente la portata Q_v (ad es. in m^3/s) di acqua utilizzabile ed il salto geodetico ΔH_g (in m) a disposizione, quale è la macchina più adatta per quell'impianto?

In altre parole:

Sono i tre tipi (o tipologie) di macchine sin qui descritti fra loro equivalenti, cioè ognuno adatto, con opportuno dimensionamento, a qualsiasi coppia di valori di salto geodetico ΔH_g e di portata Q_v di acqua ?

Ne deriva in definitiva la necessità - in ogni caso - di *sperimentare* sulla macchina i risultati teorici raggiunti. Ferma restando l'esigenza di una sperimentazione ma l'impossibilità di effettuarla sulla macchina vera e propria, la necessità di sperimentare su un *modello* in scala ridotta del tutto simile alla macchina in studio, sotto un salto e con una portata a loro volta ridotti. Il costo certamente più contenuto del modello e la possibilità di poterlo installare e controllare - in funzione del salto e della portata ridotti - presso speciali laboratori o presso le Scuole di Ingegneria permettono senza danno di affrontare anche eventuali insuccessi. È però necessario, affinché una simile metodologia sia utile e significativa, avere la possibilità di tradurre le informazioni ricavate dalla sperimentazione sul modello in informazioni attendibili su quello che sarà il comportamento della macchina definitiva.

Questa metodologia, che ovviamente esiste, sarà illustrata nei prossimi paragrafi; qui si fa solo osservare che lo studio delle turbine idrauliche mediante modelli costruiti in scala ridotta e funzionanti in *similitudine* con la macchina in esame, ha fornito utilissimi insegnamenti e permesso notevoli miglioramenti nella costruzione delle turbine in scala industriale.

8.2) - LA SIMILITUDINE

Si è detto, al paragrafo precedente, dell'utilità dello studio delle turbine in similitudine. Si accenna in questo paragrafo al significato di *similitudine*, e si forniscono alcune definizioni di carattere generale.

8.2.a) - Significato di similitudine

Per poter impostare una teoria della similitudine che permetta di realizzare quanto espresso nel paragrafo precedente è necessario dapprima definire il significato di similitudine, cioè quando due turbomacchine in genere si possono dire *simili* e quando esse *funzionano in condizioni* di similitudine.

Le definizioni dalle quali, come si vedrà, verranno tratte conseguenze di tipo generale, riguardano sia la geometria sia il modo di funzionare delle macchine, e sono le seguenti:

a) - La similitudine geometrica

Due turbine (o due turbomacchine in genere) si dicono *geometricamente* simili se (fig. 8.1):

- tutte le grandezze lineari omologhe stanno fra loro nello stesso rapporto, cioè se si verificano *contemporaneamente* le relazioni:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{D_1'}{D_1} = \frac{b_2}{b_1} = \frac{b_1'}{b_1} = \dots = \lambda \quad (8.1)$$

avendo indicato con l'apice le grandezze relative al modello e con λ il valore del rapporto fra due grandezze lineari omologhe;

- se hanno lo stesso numero di pale (condizione insita nella precedente);

- se si ha l'uguaglianza degli angoli di ingresso e di uscita:

$$\alpha_1 = \alpha_1' \quad \beta_2 = \beta_2' \quad (8.2)$$



Due ruote Pelton geometricamente simili.

Fig. 8.1

In altre parole due turbine sono geometricamente simili se sono ricavabili dallo stesso disegno, variando solo la scala; così, ad esempio, le due ruote Pelton riportate in fig. 8.1 (che in realtà sono la stessa foto in due ingrandimenti diversi) sono geometricamente simili. La similitudine geometrica, per essere effettivamente completa, dovrebbe estendersi anche alla rugosità delle superfici ed ai giochi. Questi ultimi fatti sono però di difficilissima realizzazione; se ne dovrà quindi tenere conto nell'analisi definitiva.

b) - La similitudine cinematica

Due turbomacchine geometricamente simili si dicono *funzionare in similitudine cinematica* quando le velocità corrispondenti in punti corrispondenti stanno fra loro in un rapporto costante.

Ad esempio, le due giranti geometricamente simili di fig. 8.1 funzionano in condizioni di similitudine cinematica se si verifica contemporaneamente, in ogni coppia corrispondente di punti x, x' :

$$\frac{w_x}{w_x} = \frac{u_x}{u_x} = \frac{c_x}{c_x} = \dots = \alpha \quad (8.3)$$

avendo indicato con α il valore di detto rapporto.

In particolare, in queste condizioni di funzionamento si verificherà ancora:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{c_1}{c_2} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{c_2}{c_1} = \alpha \quad (8.4)$$

e quindi i triangoli di velocità all'ingresso ed all'uscita di due giranti geometricamente simili, funzionanti in modo da rispettare la (8.4), sono fra loro simili.

In queste condizioni è rispettata la similitudine *cinematica*.

c) - La similitudine dinamica

Un ulteriore parametro, il grado di reazione **R**, deve rimanere uguale fra la macchina industriale e quella modello.

Questa condizione è la cosiddetta *similitudine dinamica*.

Generalmente però non è possibile mantenere costanti alcuni parametri, quali il numero di Reynolds per le due macchine (vedi par. 8.2.b), i coefficienti di efflusso, ecc.

Si tiene conto di ciò con opportune formule correttive dei risultati ottenuti, di natura generalmente semiempirica (vedi par. 8.6).

8.2.b) - Il numero di Reynolds

In tutto quanto si dirà nei successivi paragrafi, si riterrà il numero di Reynolds uguale per le due macchine funzionanti in similitudine; questo fatto però è di difficilissima realizzazione. Nel par. 8.6 si illustreranno le correzioni da apportare ai risultati ottenuti a voler tener conto del fatto che questa condizione non si realizza completamente.

8.5) - LE FAMIGLIE DI TURBINE

8.5.a) - Il numero di giri caratteristico

Se infatti si considerano le espressioni che permettono di ricavare la portata ed il salto sotto cui deve funzionare la macchina modello perché sia in similitudine cinematica con la macchina industriale (8.7) e (8.9), con semplici passaggi si ottiene:

$$\frac{Q_v}{Q_v} = \left(\frac{D}{D'}\right)^3 \cdot \left(\frac{n}{n'}\right) \quad \frac{H_t}{H_t} = \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^2$$

Eliminando il termine (D/D') :

$$\frac{Q_v}{Q_v} = \left(\frac{H_t}{H_t}\right)^{3/2} \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^2$$

Separando quindi i termini relativi alle due macchine (la turbina industriale e quella modello) si ha:

$$n \cdot \frac{Q_v^{1/2}}{H_t^{3/4}} = n' \cdot \frac{Q_v'^{1/2}}{H_t'^{3/4}}$$

Ciò significa che per due macchine geometricamente simili, che funzionano in condizioni di similitudine cinematica, la grandezza:

$$n \cdot \frac{Q_v^{1/2}}{H_t^{3/4}} \quad (8.19)$$

resta costante; la circostanza inoltre che detta grandezza è indipendente dai rapporti λ e α scelti, indica che essa resta costante per ogni macchina geometricamente simile ad una macchina data, purché funzionante, con questa, in condizioni di similitudine cinematica.

Invertendo il concetto, è possibile dire che due macchine, simili geometricamente, funzionano in condizioni di similitudine quando il parametro (8.19) ha, per entrambe, lo stesso valore.

La grandezza (8.19) può quindi essere assunta come un parametro *caratteristico* di quel gruppo di turbine. Il parametro (8.19) prende il nome di *numero di giri caratteristico* e viene generalmente indicato con n_c .

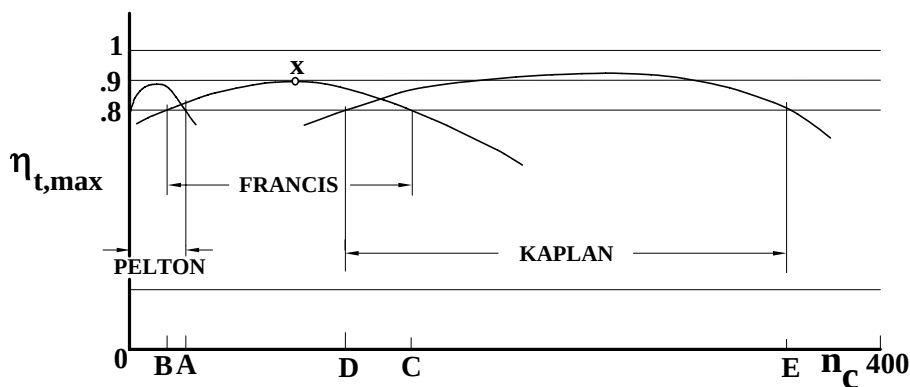
È quindi:

$$n_c = n \cdot \frac{Q_v^{1/2}}{H_t^{3/4}} \quad (8.20)$$

con: - n espresso in **giro/min**;
 - Q_v espresso in **m³/s**;
 - H_t espresso in **m**.

Il numero di giri caratteristico n_c (che, come si vede chiaramente, *non è adimensionale, e quindi è legato, nel suo valore numerico, alle unità di misura scelte per le varie grandezze che lo costituiscono*) è cioè indicativo di un gruppo di macchine, geometricamente simili, funzionanti in similitudine cinematica.

Operando quindi sperimentalmente su una macchina qualsiasi, caratterizzata da un determinato valore di n_c , è possibile dire che ogni turbina, geometricamente simile alla data, con lo stesso n_c avrà lo stesso rendimento di quella sperimentata, *a prescindere dalla sua dimensione*.

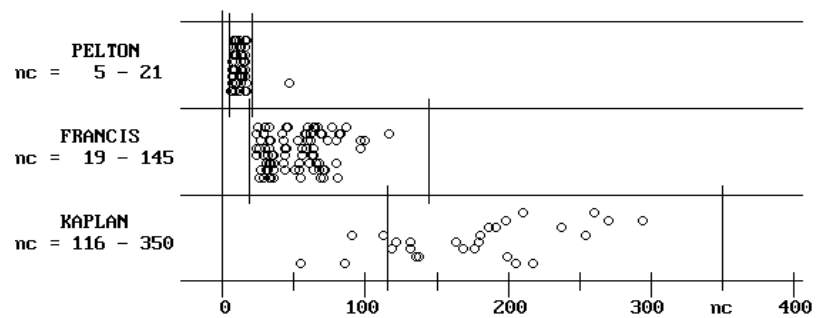


Andamento qualitativo di $\eta_{t,max}$ ottenibile in funzione di n_c .

Fig. 8.8

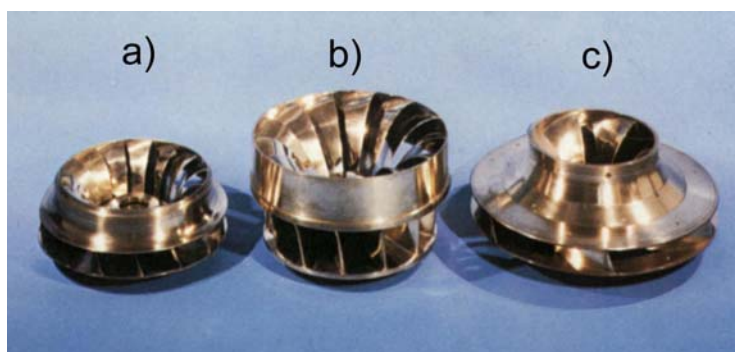
TABELLA 8.4

MACCHINA	n_s $n_s = 3.40 n_c$	n_c	Grado di reazione
Pelton ad 1 getto	-- ÷ 30	3 ÷ 9	0
Pelton a 2 getti	20 ÷ 60	7 ÷ 14	0
Pelton a più getti ¹⁶	30 ÷ 90	9 ÷ 22	0
Francis lente	65 ÷ 120	19 ÷ 35	0.3
Francis medie	120 ÷ 200	35 ÷ 85	0.4
Francis veloci	200 ÷ 300	58 ÷ 87	0.5
Francis ultraveloci	300 ÷ 500	87 ÷ 45	0.6
Kaplan	400 ÷ 1200	116 ÷ 350	0.7



Numero di giri caratteristico di macchine attualmente in esercizio.

Fig. 8.10



Giranti di turbina Francis

a) – Girante normale; b) – Girante veloce; c) – Girante lenta.

Fig. 8.18