### 18.6.3 Dimensionamento di massima

Allorché sono assegnati la portata $\dot{V}$, la caduta utile $h_u$, la velocità di rotazione $n$ (pilotata dalla velocità di sincronismo dell'alternatore) e il diametro $D$ della girante, con il diagramma di Balje $\omega_s$-$D_s$ (*Figura 18.8*) si procede alla determinazione del rendimento $\eta_h$ e della potenza $P_u$.

Più spesso sono assegnate $\dot{V}$, $h_u$ ed $n$, mentre si vuole procedere al **dimensionamento** della ruota e in primo luogo alla determinazione del diametro $D$ della ruota e quindi del diametro $d$ del getto che esce dall'ugello; nella *Figura 18.12* infatti le principali dimensioni della pala sono date in funzione del diametro $d$ del getto. Si calcola allora la velocità specifica $\omega_s$ (**18-13**). Si legge poi sul diagramma $\omega_s$-$D_s$ il valore del diametro specifico $D_s$ che permette di raggiungere il miglior rendimento con quel dato valore della velocità specifica $\omega_s$. Noto $D_s$ si ricava il diametro della ruota $D$ e quindi con le **18-16** e **18-17** il diametro $d$ del getto.

#### Esempio 18.2 Dimensionamento di una turbina Pelton

Una turbina Pelton a un solo ugello lavora sotto una caduta utile $h_u = 1150$ m, con una portata $\dot{V} = 1{,}5\ \text{m}^3/\text{s}$. Sono assegnati il rendimento organico $\eta_o = 0{,}96$, il rapporto di velocità periferica $k = 0{,}47$ e il coefficiente di efflusso $\varphi = 0{,}98$. Determinare:

a) la velocità di rotazione $n$ in modo che la turbina possa venire accoppiata a un generatore elettrico sincrono;

b) la potenza utile $P_u$;

c) il diametro della ruota $D$, la velocità periferica $u$, il diametro del getto $d$ e il rapporto $D/d$;

d) il numero delle pale $N$ e le dimensioni principali della pala (A, B, C ed E dalla *Figura 18.12*).

**SOLUZIONE**

a) Per ottenere la velocità di rotazione $n$ occorre fissare il valore della velocità specifica $\omega_s$ in modo tale che si raggiunga il rendimento più alto possibile e nello stesso tempo si possa accoppiare la turbina al generatore elettrico con frequenza $f = 50$ Hz. Dalla *Tabella 18.3* (e dal *Diagramma 18.8*), abbiamo – come velocità specifica di massimo rendimento per una Pelton a un getto – il valore $\omega_s = 0{,}07$. Risolviamo l'espressione della velocità specifica $\omega_s$ (**18-13**) rispetto alla velocità di rotazione $n$:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{\left(gh\right)^{0,75}} \quad \Rightarrow \quad n = \frac{\omega_s \left(gh\right)^{0,75}}{2\pi\sqrt{\dot{V}}}$$

$$n = \frac{0{,}07\left(9{,}81\ \text{m/s}^2 \times 1150\ \text{m}\right)^{0,75}}{2\pi\sqrt{1{,}5\ \text{m}^3/\text{s}}} = 9{,}96\ \text{giri/s} \approx 10\ \text{giri/s} \qquad \blacktriangleleft$$

Il valore ottenuto, che abbiamo arrotondato a 10 giri/s è, per la *Tabella 18.2*, proprio la velocità di sincronismo di un alternatore a 10 poli. Accettiamo pertanto il valore della velocità specifica $\omega_s = 0{,}07$.

b) La potenza utile $P_u$ si calcola con la **18-9**:

$$P_u = \eta_T \dot{V} \rho g h_u$$

Sulla *Figura 18.8* si legge, in corrispondenza di $\omega_s = 0{,}07$, un valore massimo del rendimento idraulico $\eta_h = 0{,}92$. Il rendimento totale è dato dal prodotto dei tre rendimenti idraulico $\eta_h = 0{,}92$, volumetrico $\eta_v = 1$ e organico $\eta_o = 0{,}96$ (è uno dei dati del problema), e perciò abbiamo:

$$\eta_T = \eta_h \eta_v \eta_o = 0{,}92 \times 1 \times 0{,}96 = 0{,}88$$

$$P_u = 0{,}88 \times 1{,}5\ \mathrm{m^3/s} \times 1000\ \mathrm{kg/m^3} \times 9{,}81\ \mathrm{m/s^2} \times 1150\ \mathrm{m} = 14.891.580\ \mathrm{W} = 14.891{,}58\ \mathrm{kW} = 14{,}89\ \mathrm{MW}$$ ◀

c) Sempre dal *Diagramma 18.8* ricaviamo, per $\omega_s = 0{,}07$, il valore del diametro specifico $D_s = 19$; da questo otteniamo il diametro, risolvendo rispetto a $D$ la formula **18-14** che dà il diametro specifico:

$$D_s = D\frac{(gh)^{0,25}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad \Rightarrow \quad D = \frac{D_s\sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0,25}} = \frac{19\sqrt{1{,}5\ \mathrm{m^3/s}}}{(9{,}81\ \mathrm{m/s^2} \times 1150\ \mathrm{m})^{0,25}} = 2{,}25\ \mathrm{m}$$ ◀

Il diametro può essere calcolato anche attraverso il rapporto di velocità periferica $k = 0{,}47$ (**18-15**):

$$k = \frac{u}{\sqrt{2gh}} = \frac{\pi n D}{\sqrt{2gh}} \quad \Rightarrow \quad D = \frac{k\sqrt{2gh}}{\pi n} = \frac{0{,}47\sqrt{2 \times 9{,}81\ \mathrm{m/s^2} \times 1150\ \mathrm{m}}}{\pi \times 10\ \mathrm{giri/s}} = 2{,}25\ \mathrm{m}$$

La velocità periferica $u$ (**1-17′**) vale:

$$u = \pi n D = \pi \times 10\ \mathrm{giri/s} \times 2{,}25\ \mathrm{m} = 70{,}7\ \mathrm{m/s}$$ ◀

Il diametro $d$ della sezione contratta del getto viene calcolato con la **18-17** dove poniamo $i = 1$, in quanto questa turbina è a un sol getto. Nella **18-17** figura la velocità di efflusso dall'ugello $c_1$, che ricaviamo con la **18-16**:

$$c_1 = \varphi\sqrt{2gh_u} = 0{,}98\sqrt{2 \times 9{,}81\ \mathrm{m/s^2} \times 1150\ \mathrm{m}} = 147{,}2\ \mathrm{m/s}$$

$$\dot{V} = c_1\frac{\pi d^2}{4} \quad \Rightarrow \quad d = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi c_1}} = \sqrt{\frac{4 \times 1{,}5\ \mathrm{m^3/s}}{\pi \times 147{,}2\ \mathrm{m/s}}} = 0{,}114\ \mathrm{m}$$ ◀

Il rapporto $D/d$ è quindi:

$$D/d = \frac{2{,}25\ \mathrm{m}}{0{,}114\ \mathrm{m}} = 19{,}7$$ ◀

d) Per la relazione empirica citata in *Figura 18.12*, il numero delle pale $N$ è:

$$N = 15 + \frac{D}{2d} = 15 + \frac{2{,}25\ \mathrm{m}}{2 \times 0{,}114\ \mathrm{m}} = 25\ \text{pale}$$ ◀

Le dimensioni principali della pala sono (*Figura 18.12*):

$$A = (0{,}9 \div 1{,}2)d \quad \Rightarrow \quad A = 1{,}0 \times 0{,}114 \text{ m} = 0{,}114 \text{ m} = 114 \text{ mm}$$

$$B = (2{,}8 \div 3{,}5)d \quad \Rightarrow \quad B = 3{,}1 \times 0{,}114 \text{ m} = 0{,}353 \text{ m} = 353 \text{ mm}$$

$$C = (0{,}8 \div 0{,}9)d \quad \Rightarrow \quad C = 0{,}85 \times 0{,}114 \text{ m} = 0{,}097 \text{ m} = 97 \text{ mm}$$

$$E = (1{,}2 \div 1{,}3)d \quad \Rightarrow \quad E = 1{,}25 \times 0{,}114 \text{ m} = 0{,}142 \text{ m} = 142 \text{ mm}$$

### 18.6.4 Altre turbine ad azione

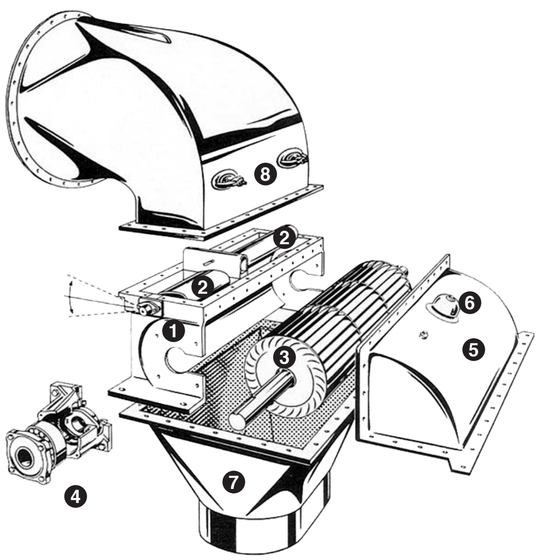
La turbina **a flusso incrociato**, o *Banki-Michell* dal nome dei suoi inventori, è una turbina ad azione (*Figura 18.18*) che si può utilizzare in una gamma molto ampia di portate $\dot{V}$ (0,025 ÷ 13 $m^3/s$) e di cadute utili $h_u$ (5 m ÷ 200 m) con un intervallo esteso di potenze (0,5 ÷ 1000 kW). La sua velocità specifica è compresa tra 0,4 e 1,2 (*Figura 18.9-b*) e quindi può essere classificata come una turbina lenta. Il suo rendimento massimo (≈ 0,80) è inferiore a quello delle turbine a reazione, però si mantiene quasi costante quando la portata scende fino al 16% di quella nominale e può raggiungere una portata minima teorica inferiore al 10% della portata di progetto (*Figura 18.18-a*). L'acqua viene convogliata nel primo stadio della ruota, che funziona quasi completamente sommersa con un piccolo grado di reazione (*Paragrafo 18.7.4*). Il flusso che abbandona il primo stadio cambia di direzione al centro della ruota (*Figura 18.18-b*) ed entra nel secondo stadio, totalmente ad azione. La ruota è suddivisa in due o più elementi paralleli, tra i quali si montano, vicino ai bordi, le pale, costituite da semplici lamiere piegate.

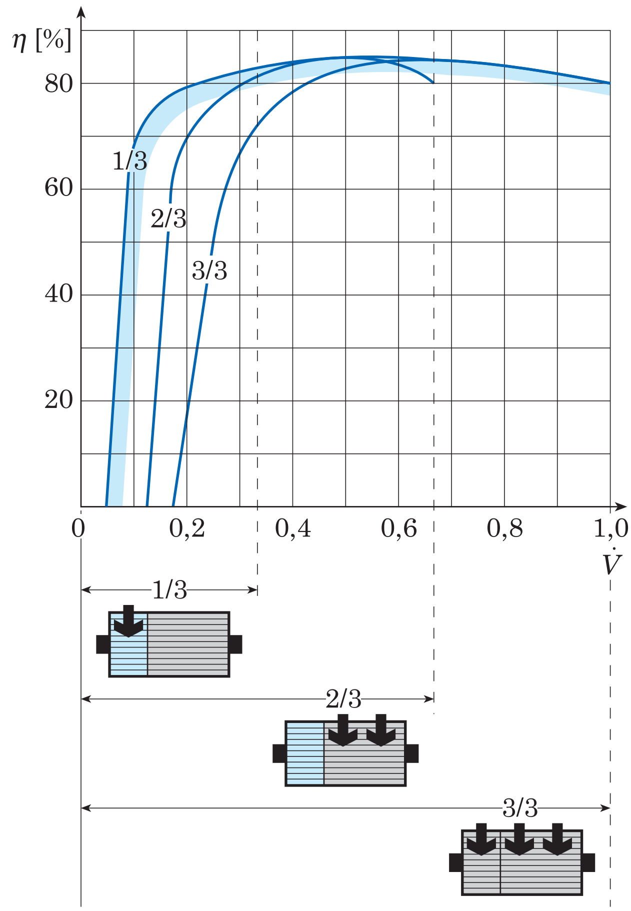
Queste ruote si prestano alla costruzione artigianale nei Paesi in via di sviluppo, anche se non raggiungono i rendimenti dei gruppi tradizionali. Un ulteriore vantaggio è rappresentato dal fatto che foglie, erba e neve disciolta, eventualmente presenti nell'acqua che entra nella turbina, vengono espulse, per forza centrifuga, dopo mezzo giro della ruota, cosicché la turbina non rimane mai bloccata.

La **Turgo** (*Figura 18.19*) è una piccola turbina ad azione che può lavorare con salti tra i 30 e i 300 m situandosi nella regione di confine tra le turbine Francis/Pelton e la turbina a flusso incrociato. Rispetto alla Pelton ha pale con forma e disposizione diverse e il getto colpisce simultaneamente più pale come avviene nelle turbine a vapore. La portata d'acqua elaborata dalla Pelton è limitata dalla necessità di evitare che il flusso di ogni ugello possa interferire con quelli adiacenti, mentre la turbina Turgo non soffre di questo inconveniente.

Il minor diametro $D$ necessario comporta, a parità di velocità periferica $u$ della girante, una maggiore velocità angolare $\omega$, che consente quindi l'accoppiamento al generatore senza il moltiplicatore, con conseguente diminuzione dei costi e aumento dell'affidabilità. Come la turbina Pelton, la Turgo ha una curva del rendimento piuttosto piatta riuscendo così a mantenere dei buoni rendimenti anche ai carichi parziali.

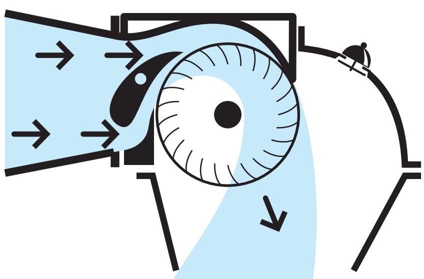
*a*



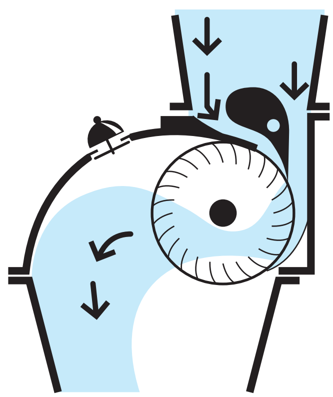




**1** Carter
**2** Distributore
**3** Girante
**4** Supporto principale
**5** Carter d'angolo
**6** Valvola di spurgo
**7** Scarico
**8** Convogliatore

*b*



Flusso con ingresso orizzontale



Flusso con ingresso verticale

Fig. 18.18 - Turbina a flusso incrociato (Ossberger).

a) La girante è suddivisa in tre elementi: un terzo della portata viene trattata nel primo elemento, mentre i restanti due terzi della portata sono trattati negli altri due elementi. Il distributore viene regolato in modo da parzializzare il flusso in ingresso in funzione della portata disponibile; in tal modo la turbina può elaborare anche portate molto basse mantenendo però sempre un rendimento elevato.

b) Due profili di portata dell'acqua: flusso orizzontale e flusso verticale.

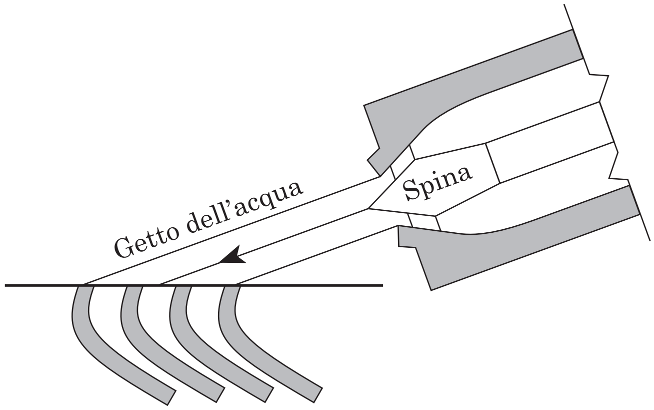



Fig. 18.19 - Microturbina Turgo (WKV). Le turbine Turgo, a uno oppure a due getti, possono arrivare fino alla potenza di 5000 kW.

### 18.7.8 Cavitazione e dimensionamento di massima

Anche nelle turbine, come nel caso delle pompe, si cerca di evitare il fenomeno della **cavitazione**, causa soprattutto di danni alla macchina e di vibrazioni meccaniche[18.1].

Nelle turbine a reazione il punto in cui si verifica la pressione più bassa si trova di solito sul dorso della pala in prossimità del bordo di uscita, dove si raggiunge la velocità maggiore e quindi, per il teorema di Bernoulli, la pressione minore. La cavitazione può essere evitata progettando, installando e facendo operare la turbina in modo tale che, in nessun punto, la pressione locale scenda al di sotto della tensione di vapore dell'acqua[18.2]. Il fattore più critico è rappresentato dalla distanza verticale $z_{sc}$, tra l'uscita della girante e il pelo libero del canale di scarico (*Figura 18.36*), in quanto la pressione allo scarico della turbina (**18-23**) è inferiore a quella atmosferica quando la turbina si trova a una quota più elevata del pelo libero del canale di scarico.

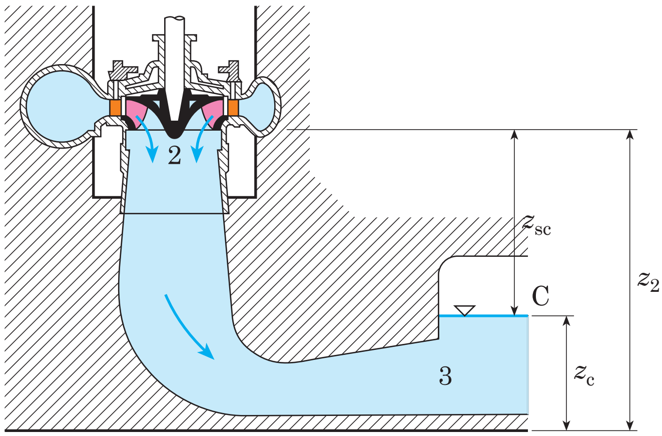



Fig. 18.36 - Notazioni utilizzate per l'impostazione del calcolo della pressione assoluta allo scarico della turbina.

L'altezza massima di scarico $z_{sc,max}$, a cui va posta la girante sopra il pelo libero del canale di scarico, si calcola con una formula analoga alla **17-22** usata nel caso delle pompe[18.3]:

$$z_{sc,max} = \frac{p_{atm} - p_{vap}}{\rho g} - \sigma^* h \qquad \textbf{18-26}$$

**18.1** - In presenza di cavitazione, la perdita di prestazioni della turbina, ammesso che ci sia, è modesta, in quanto il fenomeno avviene in prossimità della sezione di uscita.

**18.2** - È possibile evitare la cavitazione in una turbina installandola in posizione sommersa, ma ciò significa, di solito, un grosso e quindi costoso lavoro di scavo, a causa delle dimensioni notevoli che possono raggiungere le turbine idrauliche. Perciò spesso la cavitazione viene accettata e si provvede periodicamente alla riparazione dei danni da essa provocati.

**18.3** - Per la derivazione del fattore di cavitazione $\sigma^*$ e l'uso dei diagrammi relativi al dimensionamento di massima della turbina consultare il capitolo sulle turbine a reazione di *Macchine Idrauliche* di G. Cornetti e F. Millo.

dove:

$p_{atm}$ = pressione atmosferica;
$p_{vap}$ = pressione di vapore dell'acqua alla temperatura di lavoro della turbina;
$\rho$ = massa volumica dell'acqua alla temperatura di lavoro della turbina;
$h$ = caduta utile (prima indicata con $h_u$);
$g$ = accelerazione di gravità (9,81 m/s$^2$);
$\sigma^*$ = fattore di cavitazione (*Tabella 18.5*).

*Tabella 18.5*
**Valori tipici del fattore $\sigma^*$, che determina l'insorgere della cavitazione, in funzione della velocità specifica $\omega_s$ per turbine Francis e turbine assiali**

| | *Turbine Francis* | | | | | | *Turbine assiali* | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\omega_s$ | 0,45 | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,3 | 2,3 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,6 |
| $\sigma^*$ | 0,025 | 0,03 | 0,115 | 0,24 | 0,48 | 0,64 | 0,43 | 0,48 | 0,59 | 0,73 | 1,0 | 1,5 |

I valori di $\sigma^*$ più elevati (*Tabella 18.5*) sono quelli delle turbine più veloci, cioè con velocità specifica più alta. Ne segue che, essendo il termine $\sigma^*h$ negativo, le turbine veloci vanno poste a un livello più basso, rispetto al pelo libero del canale di scarico, delle turbine lente, aventi cioè una velocità specifica più bassa.

Anziché rispetto all'altezza di scarico $z_{sc,max}$, la **18-26** può essere risolta rispetto alla caduta utile. In tal caso otteniamo la caduta massima ammessa $h_{max}$ quando si disponga di una determinata altezza di scarico $z_{sc}$. La turbina cioè può lavorare con cadute inferiori ad $h_{max}$, ma non può superarla perché potrebbe incorrere nella cavitazione.

$$z_{sc,max} = \frac{p_{atm} - p_{vap}}{\rho g} - \sigma^* h \quad \Rightarrow \quad h_{max} = \frac{1}{\sigma^*}\left(\frac{p_{atm} - p_{vap}}{\rho g} - z_{sc}\right) \qquad \textbf{18-26}'$$

Nelle turbine idrauliche a reazione, a meno che non si tratti di turbine lente, il limite per la velocità periferica $u$ è posto dalla cavitazione e non dalla sollecitazione per forza centrifuga, come avviene invece per le Pelton. In conclusione, gli aspetti che occorre valutare nella scelta della turbina a reazione sono:

1. assenza di cavitazione (**18-26**);
2. rendimento ragionevolmente elevato (*Figura 18.9-a*);
3. dimensioni contenute (**18-14**).

Assegnate portata $\dot{V}$, caduta utile $h_u$ e velocità di rotazione della girante $n$, per il **dimensionamento** di massima della turbina a reazione occorre in primo luogo calcolare la velocità specifica $\omega_s$ (**18-13**). Si legge quindi sul diagramma $\omega_s$-$D_s$ (*Figura 18.8*) il valore del diametro specifico $D_s$ che permette di raggiungere il miglior rendimento con quel dato valore della velocità specifica $\omega_s$; noto $D_s$, si ricava il diametro della girante $D$.

Il diametro della girante poteva anche essere ricavato con la **18-15** leggendo sulla *Figura 18.8* il valore del rapporto di velocità periferica $k$. Le altre caratteristiche della turbina, come altezza delle pale distributrici, lunghezza e numero delle pale mobili ecc. vengono infine ricavate da appositi diagrammi[18.3] espressi in funzione della velocità specifica.

## Esempio 18.3 Dimensionamento di una turbina Francis

Una turbina Francis deve essere progettata (condizioni di massimo rendimento) per una caduta utile $h_u = 120$ m e per una portata $\dot{V} = 2{,}5$ m³/s. La turbina viene direttamente accoppiata a un alternatore che ha una velocità di rotazione $n = 10$ giri/s (600 giri/min), con 10 poli e frequenza 50 Hz dalla *Tabella 18.2*.

Determinare:

a) velocità specifica $\omega_s$, diametro specifico $D_s$, rendimento idraulico $\eta_h$ e rendimento totale $\eta_T$;

b) potenza utile $P_u$;

c) diametro della girante e velocità periferica all'ingresso della girante $u_1$;

d) la velocità assoluta all'uscita del distributore $c_1$ noto il grado di reazione $R = 0{,}53$.

### SOLUZIONE

a) La velocità $\omega_s$ è data dalla formula **18-13**:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0,75}} = 2 \times \pi \times 10 \text{ giri/s} \frac{\sqrt{2{,}5 \text{ m}^3\text{/s}}}{(9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 120 \text{ m})^{0,75}} = 0{,}494 \approx 0{,}5 \quad ◀$$

La velocità è piuttosto bassa e si tratta quindi di una girante lenta. In corrispondenza della velocità specifica $\omega_s = 0{,}5$, nella regione a rendimento idraulico più elevato della *Figura 18.24* si legge un diametro specifico leggermente superiore a 4; si prenda $D_s = 4{,}2$. All'interno dell'isola individuata dai valori $\omega_s = 0{,}5$ e $D_s = 4{,}2$ il rendimento idraulico è maggiore di 0,9; si prenda $\eta_h = 0{,}94$. Sulla *Figura 18.9-a* si legge poi un rendimento totale $\eta_T = 0{,}925$. In conclusione risulta:

$$D_s = 4{,}2; \quad \eta_h = 0{,}94; \quad \eta_T = 0{,}925 \quad ◀$$

b) La potenza utile è data da (**18-9**):

$$P_u = \eta_T \dot{V} \rho g h_u = 0{,}925 \times 2{,}5 \text{ m}^3\text{/s} \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 120 \text{ m} = 2.722.275 \text{ W} = 2{,}7 \text{ MW} \quad ◀$$

c) Attraverso l'espressione del diametro specifico **18-14**, ormai conosciuto dalla prima domanda ($D_s = 4{,}2$), ricavo il valore del diametro massimo della girante $D$ (*Figura 18.23-a*):

$$D_s = D \frac{(gh)^{0,25}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad \Rightarrow \quad D = \frac{D_s \sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0,25}} = \frac{4{,}2\sqrt{2{,}5 \text{ m}^3\text{/s}}}{(9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 120 \text{ m})^{0,25}} = 1{,}11 \text{ m} \quad ◀$$

Il diametro poteva anche essere calcolato (**18-15**) con il coefficiente di velocità periferica che viene stimato attorno a 0,7 sul diagramma di *Figura 18.8* (si prenda $k = 0{,}72$ in modo da ottenere lo stesso risultato):

$$k = \frac{\pi n D}{\sqrt{2gh_u}} \quad \Rightarrow \quad D = \frac{k\sqrt{2gh_u}}{\pi n} = \frac{0{,}72\sqrt{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 120 \text{ m}}}{\pi \times 10 \text{ giri/s}} = 1{,}11 \text{ m}$$

La velocità periferica $u_1$ risulta:

$$u_1 = \pi n D = \pi \times 10 \text{ giri/s} \times 1{,}11 \text{ m} = 34{,}85 \text{ m}$$

d) La velocità assoluta all'uscita del distributore $c_1$ si ricava con la **18-21**:

$$R = \frac{\eta_h h_u - \dfrac{c_1^2}{2g}}{\eta_h h_u} \quad \Rightarrow \quad \eta_h h_u - \frac{c_1^2}{2g} = \eta_h h_u R \quad \Rightarrow \quad \frac{c_1^2}{2g} = \eta_h h_u - \eta_h h_u R \quad \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \quad c_1 = \sqrt{2g\eta_h h_u (1 - R)} = \sqrt{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 0{,}94 \times 120 \text{ m} \times (1 - 0{,}53)} = 32{,}25 \text{ m/s}$$

## Esempio 18.4 Altezza massima di aspirazione di una turbina Francis

È assegnata una turbina Francis che sfrutta un salto utile $h_u = 370$ m con una velocità specifica $\omega_s = 0{,}55$ (è la turbina esaminata nell'*Esempio 18.1*). La turbina si trova al livello del mare ($p_{atm} = 101{,}32$ kPa) e l'acqua è alla temperatura di 20 °C ($p_{vap} = 2{,}34$ kPa). Determinare l'altezza massima di scarico $z_{sc,max}$ della turbina.

### SOLUZIONE

L'altezza massima di scarico $z_{sc,max}$ si ricava dalla **18-26** dove, come valore di $\sigma^*$, assumiamo, per $\omega_s = 0{,}55$ (*Tabella 18.5*), $\sigma^* = 0{,}03$.

$$z_{sc,max} = \frac{p_{atm} - p_{vap}}{\rho g} - \sigma^* h = \frac{(101.320 - 2340) \text{ Pa}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2} - 0{,}03 \times 370 \text{ m} = -1{,}01 \text{ m} \quad \blacktriangleleft$$

L'altezza negativa $z_{sc,max}$ indica che la girante deve essere posta al di sotto del pelo libero del canale di scarico (turbina sommersa). Qualora non si voglia una turbina sommersa, occorre ridurre la velocità specifica accettando una leggera perdita di rendimento. Si può ad esempio scegliere una velocità specifica $\omega_s = 0{,}45$ con $\sigma^* = 0{,}025$ (*Tabella 18.5*). Abbiamo allora:

$$z_{sc,max} = \frac{(101.320 - 2340) \text{ Pa}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2} - 0{,}025 \times 370 \text{ m} = 0{,}84 \text{ m} \quad \blacktriangleleft$$

## Esempio 18.5 Dimensionamento di una turbina a elica

Una turbina a elica deve essere progettata (condizioni di massimo rendimento) per una caduta utile $h_u = 5{,}6$ m e per una portata $\dot{V} = 9{,}5$ m$^3$/s. La turbina viene direttamente accoppiata a un alternatore che ha una velocità di rotazione $n = 4{,}167$ giri/s (250 giri/min) con 24 poli e frequenza 50 Hz dalla *Tabella 18.2*.

Determinare:

a) velocità specifica $\omega_s$, diametro specifico $D_s$, rendimento idraulico $\eta_h$ e rendimento totale $\eta_T$;

b) potenza utile $P_u$;

c) diametro $D$ della girante e velocità periferica della girante $u$;

d) sapendo che in assenza di un diffusore[18.4] la velocità assoluta all'uscita della girante sarebbe $c_2 = 5{,}2$ m/s con una perdita allo scarico $c_2^2/(2gh_u) = 0{,}25$, progettare un diffusore di diametro $D_3$ in uscita, che permetta di rispettare una velocità nel canale di scarico $v_3 = 1{,}5$ m/s, e calcolarne la perdita allo scarico;

e) caratteristiche principali del diffusore nell'ipotesi che il suo rendimento sia $\eta_d = 0{,}83$, sapendo che la tensione di vapore dell'acqua a 20 °C vale $p_{vap} = 2{,}34$ kPa.

**SOLUZIONE**

a) La velocità specifica $\omega_s$ è data dalla formula **18-13**:

$$\omega_s = 2\pi n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0{,}75}} = 2 \times \pi \times 4{,}167 \text{ giri/s} \frac{\sqrt{9{,}5 \text{ m}^3/\text{s}}}{(9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 5{,}6 \text{ m})^{0{,}75}} = 3{,}99 \approx 4{,}0 \quad ◀$$

In corrispondenza della velocità specifica $\omega_s = 4{,}0$, nella regione a rendimento idraulico più elevato, leggiamo un diametro specifico $D_s = 1{,}4$ (*Figura 18.24*). Il punto $\omega_s = 4{,}0$ e $D_s = 1{,}4$ è prossimo al rendimento idraulico di 0,85. Prendiamo allora un rendimento idraulico

$$\eta_h = 0{,}85 \quad ◀$$

b) La potenza utile $P_u$ si ricava con la **18-19**, dove poniamo un rendimento totale $\eta_T = 0{,}84$ (*Figura 18.9-a*).

$$P_u = \eta_T \dot{V} \rho g h_u = 0{,}84 \times 9{,}5 \text{ m}^3/\text{s} \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 5{,}6 \text{ m} = 438.389 \text{ W} = 438{,}4 \text{ kW} \quad ◀$$

c) Attraverso l'espressione del diametro specifico **18-14**, ormai conosciuto dalla risposta alla prima domanda ($D_s = 1{,}4$), ricaviamo il valore del diametro della girante $D$:

$$D_s = D\frac{(gh)^{0{,}25}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad \Rightarrow \quad D = \frac{D_s\sqrt{\dot{V}}}{(gh)^{0{,}25}} = \frac{1{,}4\sqrt{9{,}5 \text{ m}^3/\text{s}}}{(9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 5{,}6 \text{ m})^{0{,}25}} = 1{,}585 \text{ m} \quad ◀$$

Il diametro poteva anche essere calcolato (**18-15**) partendo dal coefficiente di velocità periferica che viene stimato $k = 2$ dal diagramma di *Figura 18.8*:

$$k = \frac{\pi n D}{\sqrt{2gh_u}} \quad \Rightarrow \quad D = \frac{k\sqrt{2gh_u}}{\pi n} = \frac{2\sqrt{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 5{,}6 \text{ m}}}{\pi \times 4{,}167 \text{ giri/s}} = 1{,}6 \text{ m}$$

La velocità periferica $u$ risulta (**1-17′**):

$$u = \pi n D = \pi \times 4{,}167 \text{ giri/s} \times 1{,}585 \text{ m} = 20{,}7 \text{ m/s} \quad ◀$$

**18.4** - Il calcolo delle perdite allo scarico in assenza del diffusore è riportato nell'*Esempio 13.2* di *Macchine Idrauliche* di G. Cornetti e F. Millo.

d) Il diametro $D_3$ all'uscita del diffusore si calcola con l'equazione di continuità (**15-3**):

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} D_3^2 v_3 \quad \Rightarrow \quad D_3 = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi v_3}} = \sqrt{\frac{4 \times 9{,}5 \text{ m}^3\text{/s}}{\pi \times 1{,}5 \text{ m/s}}} = 2{,}84 \text{ m}$$ ◀

La perdita allo scarico diviene perciò:

$$\frac{v_3^2}{2gh_u} = \frac{\left(1{,}5 \text{ m/s}\right)^2}{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 5{,}6 \text{ m}} = 0{,}02 = 2\%$$ ◀

e) L'altezza del diffusore è legata all'altezza massima di scarico della turbina $z_{sc,max}$. Per l'equazione **18-26** questa è data da:

$$z_{sc,max} = \frac{p_{atm} - p_{vap}}{\rho g} - \sigma^* h = \frac{101.320 \text{ Pa} - 2340 \text{ Pa}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2} - 1 \times 5{,}6 \text{ m} = 4{,}5 \text{ m}$$ ◀

dove:

$p_{atm}$ = 101,32 kPa (pressione al livello del mare);

$p_{vap}$ = 2,34 kPa (tensione di vapore dell'acqua a 20 °C);

$\sigma^*$ = 1 (dalla *Tabella 18.5* per $\omega_s = 4{,}0$).

La perdita $h_{Ld}$ nel diffusore è data da (**18-25**):

$$h_{Ld} = \frac{c_2^2 - v_3^2}{2g}\left(1 - \eta_d\right) = \frac{\left(5{,}2 \text{ m/s}\right)^2 - \left(1{,}5 \text{ m/s}\right)^2}{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2}\left(1 - 0{,}83\right) = 0{,}21 \text{ m}$$

e rispetto alla caduta utile $h_u$:

$$\frac{c_2^2 - v_2^3}{2gh_u}\left(1 - \eta_d\right) = \frac{0{,}21 \text{ m}}{5{,}6 \text{ m}} = 0{,}037 = 3{,}7\%$$ ◀

La pressione $p_2$ assoluta presente all'ingresso del diffusore è data da (**18-23**):

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - z_{sc} - \frac{c_2^2}{2g} + h_{Ld} + \frac{v_3^2}{2g}$$

Assumendo $z_{sc}$ altezza del diffusore coincidente con l'altezza di massima di scarico $z_{sc,max}$ della turbina che permette di evitare la cavitazione, si ha:

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{101.320 \text{ Pa}}{1000 \text{ kg} \times 9{,}81 \text{ m/s}^2} - 4{,}5 \text{ m} - \frac{\left(5{,}2 \text{ m/s}\right)^2}{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2} + 0{,}21 \text{ m} + \frac{\left(1{,}5 \text{ m/s}\right)^2}{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2} =$$

$$= 4{,}77 \text{ m di colonna d'acqua}$$

$$p_2 = 4{,}77 \rho g = 4{,}77 \text{ m} \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 = 46{,}8 \text{ kPa}$$ ◀

La pressione assoluta $p_2$ è inferiore a quella atmosferica ($p_{atm}$ = 101,32 kPa) ed è quindi una depressione.

## 18.8 Equazione di Eulero

Le *Figure 17.59-a, -b* relative a una turbopompa possono essere estese alla turbomacchina motrice tenendo presente che il moto del fluido avviene nel verso opposto: il flusso, anziché allontanarsi dal centro (*centrifugo*), risulta nella turbina radiale diretto verso il centro (*centripeto*). Nel caso delle turbine si preferisce, di solito, indicare sempre con 1 la sezione di ingresso, che adesso risulta però essere la sezione più esterna avente il raggio $r_1$ maggiore, e con 2 la sezione di uscita più interna con il raggio $r_2$ più piccolo (*Figura 18.37-a*). L'aspetto dei triangoli di velocità si modifica nel caso della turbina assiale (*Figura 18.37-b*), mentre nel caso della Pelton (*Figura 18.37-c*) il triangolo di ingresso nel caso ideale (pala sempre disposta in direzione ortogonale rispetto alla direzione del getto) si trasforma addirittura in un segmento di retta.

L'**equazione di Eulero** si applica alle turbomacchine motrici sia idrauliche sia termiche; in essa infatti non compare la massa volumica $\rho$ del fluido trattato dalla turbina e quindi non fa distinzione tra un liquido e un gas. Il lavoro interno $w_i$ è dato da:

$$w_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \qquad \textbf{18-27}$$

e, nel caso in cui il termine negativo $u_2 c_{u2}$ sia nullo, diviene:

$$w_i = u_1 c_{u1} \qquad \text{<< per } c_{u2} = 0 \text{ >>} \qquad \textbf{18-27'}$$

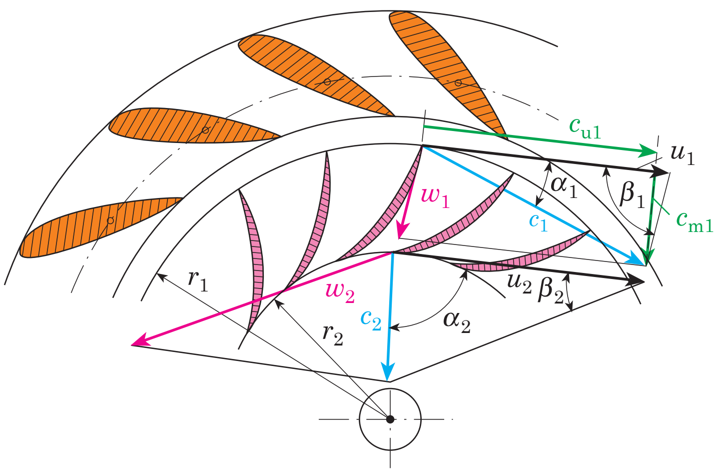



Fig. 18.37-a - Triangoli delle velocità all'entrata e all'uscita della girante in una turbina radiale centripeta.

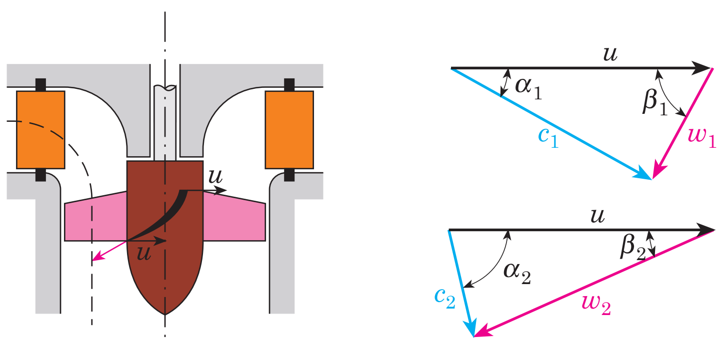



Fig. 18.37-b - Schema di turbina assiale con triangoli delle velocità all'entrata e all'uscita.

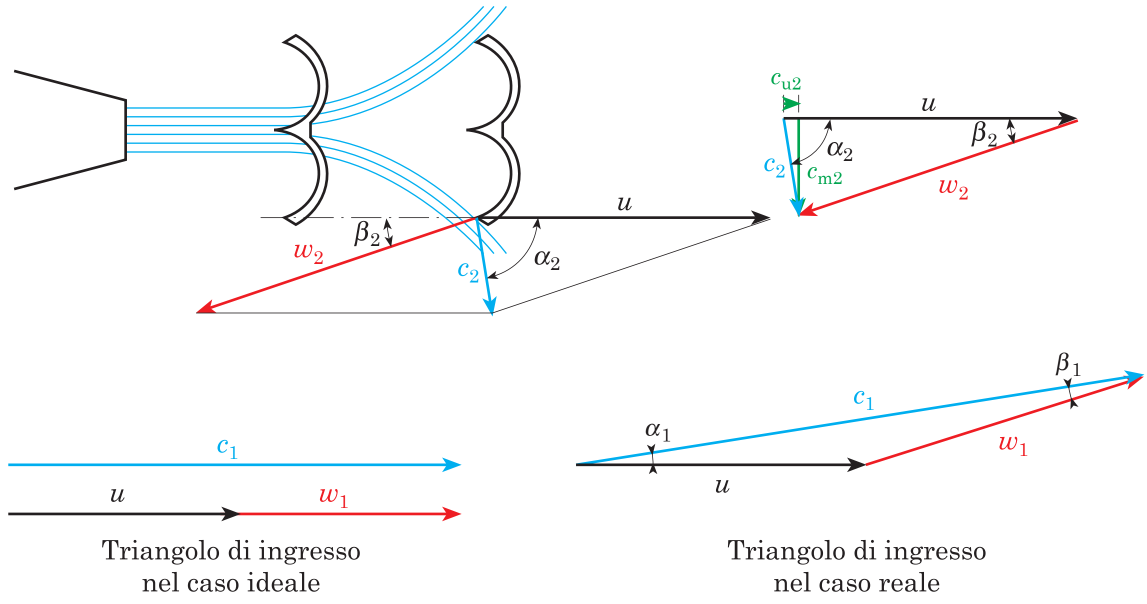



Fig. 18.37-c - Triangoli di velocità in una turbina Pelton.

## Esempio 18.6 Lavoro in una turbina centripeta

Una turbina idraulica ruota alla velocità $n = 5$ giri/s (300 giri/min). L'acqua entra nella girante, in corrispondenza del raggio $r_1 = 0{,}5$ m, con una componente tangenziale della velocità assoluta $c_{u1} = 16$ m/s ed esce dalla girante, in corrispondenza di un raggio $r_2 = 0{,}3$ m, con una componente tangenziale della velocità assoluta $c_{u2} = 0{,}5$ m/s. La portata in volume dell'acqua che attraversa la turbina è $\dot{V} = 3{,}5$ m$^3$/s.

Determinare il lavoro per unità di massa $w_i$ prodotto dall'acqua sulla palettatura della girante e la potenza $P_i$ corrispondente.

### SOLUZIONE

Si determinano prima le velocità periferiche $u_1$ e $u_2$ (**1-16** e **1-17**) e poi il lavoro per unità di massa (**18-27**).

$$\omega = 2\pi n = 2 \times \pi \times 5 \text{ giri/s} = 31{,}42 \text{ rad/s}$$

$$u_1 = \omega r_1 = 31{,}42 \text{ rad/s} \times 0{,}5 \text{ m} = 15{,}7 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \omega r_2 = 31{,}42 \text{ rad/s} \times 0{,}3 \text{ m} = 9{,}4 \text{ m/s}$$

$$w_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = 15{,}7 \text{ m/s} \times 16 \text{ m/s} - 9{,}4 \text{ m/s} \times 0{,}5 \text{ m/s} = 246{,}5 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 246{,}5 \text{ J/kg} \quad ◀$$

Si calcola prima la portata in massa $\dot{m}$ con la **15-2** e quindi la potenza $P_i$ moltiplicandola per la **18-27**:

$$\dot{m} = \rho A v = \rho \dot{V} = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 3{,}5 \text{ m}^3/\text{s} = 3500 \text{ kg/s}$$

$$P_i = \dot{m}\left(u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}\right) = \dot{m} w_i = 3500 \text{ kg/s} \times 246{,}5 \text{ J/kg} = 862.750 \text{ W} = 862{,}75 \text{ kW} \quad ◀$$

**COMMENTI** Nel caso in cui il termine $c_{u2} = 0$ sia nullo (**18-27′**) il lavoro interno $w_i$ e la potenza interna $P_i$ sono più alti:

$$w_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = 15{,}7 \text{ m/s} \times 16 \text{ m/s} - 9{,}4 \text{ m/s} \times 0{,}0 \text{ m/s} = 251{,}2 \text{ J/kg} - 0 = 251{,}2 \text{ J/kg}$$

$$P_i = \dot{m} w_i = 3500 \text{ kg/s} \times 251{,}2 \text{ J/kg} = 879{,}2 \text{ kW}$$

## 18.9 Progetto della turbina eolica

La trasformazione dell'energia eolica in energia elettrica avviene *attraverso una macchina,* l'**aerogeneratore**, costituita da un *rotore*, che per mezzo di un certo numero di pale fissate su di un mozzo sottrae al vento parte della sua energia cinetica e la trasforma in energia meccanica, e da un *generatore elettrico*, che trasforma l'energia meccanica in energia elettrica, riversandola sulla rete (*Figura 18.38*) [http://www.youtube.com/watch?feature=fvwp&v=W0mjM0xDdx4&NR=1].

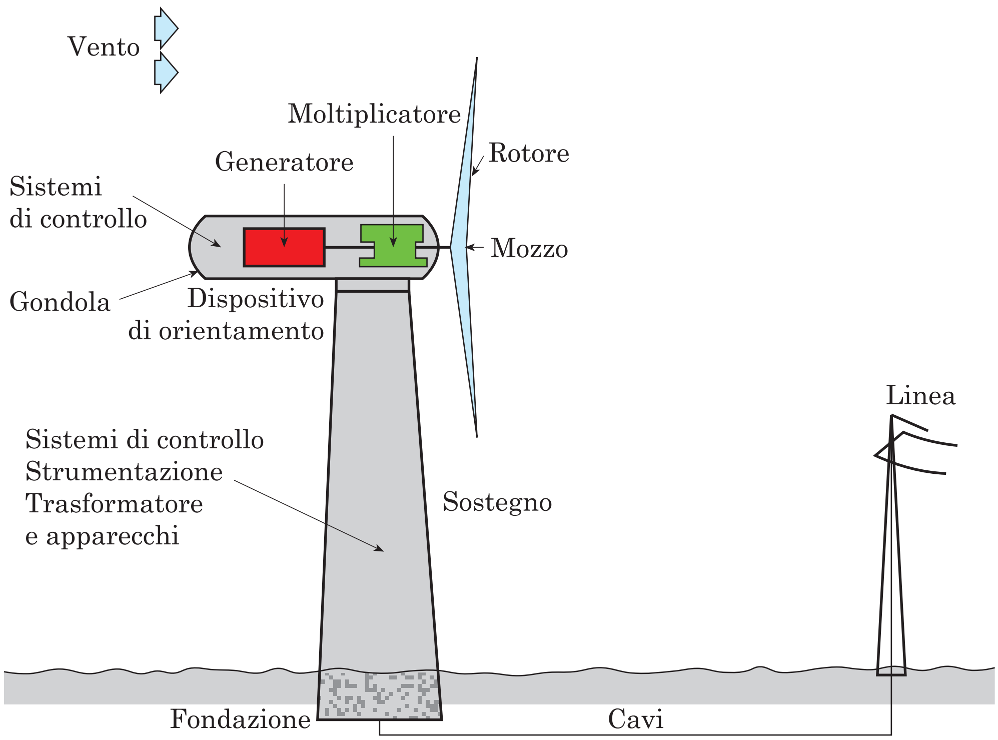



Fig. 18.38 - Tipico aerogeneratore ad asse orizzontale (ENEL).

Sulla base della disposizione del rotore rispetto alla direzione del vento, le turbine eoliche (*wind turbines*) vengono classificate in due categorie: ad *asse orizzontale* e ad *asse verticale*. Quelle più diffuse sono ad asse orizzontale, con una sola pala oppure con due o tre pale (*Figura 11.15*) che trovano il loro equivalente nelle turbine idrauliche a elica. Nelle caratteristiche occorre precisare, oltre alla velocità del vento per cui è stata progettata la macchina, la velocità minima del vento detta di avviamento (alla quale l'aerogeneratore inizia a erogare energia elettrica) e quella di taglio (la velocità cioè alla quale l'aerogeneratore viene staccato dalla rete provocando l'intervento delle protezioni contro la sovravelocità) [http://www.youtube.com/watch?v=u14tBwO5QVQ].

La *potenza ideale* di una turbina eolica è, a meno del rendimento, quella data dalla **18-9** ($P_{id} = \dot{V}\rho g h$) dove la portata in volume è pari al prodotto dell'area $A$ spazzata dal rotore di diametro $D$ per la velocità del vento $v\left[\dot{V} = Av = \left(\pi D^2/4\right)v\right]$, la massa volumica è quella dell'aria ($\rho = 1{,}225$ kg/m$^3$) e la caduta utile della turbina idraulica diviene il carico $h$ generato dall'energia cinetica della massa d'aria che attraversa il rotore $\left[h = v^2/(2g)\right]$:

$$P_{id} = \dot{V}\rho g h = \frac{\pi}{4} D^2 v\, 1{,}225\, g \frac{v^2}{2g} = 0{,}48\, D^2 v^3$$

Se si considera il caso di un rotore a due pale progettato in modo molto accurato, si passa dalla potenza ideale $P_{id}$ alla *potenza utile* $P_u$, effettivamente generata *all'asse del rotore*, moltiplicando per un coefficiente pari a 0,375 la costante 0,48 dell'equazione precedente:

$$P_u = 0{,}18\, D^2 v^3 \qquad \text{<< Rotore a due pale >>} \qquad \textbf{18-28}$$

Nell'espressione della potenza $P_u$ compare il diametro del rotore $D$ elevato al quadrato e la velocità del vento $v$ elevata al cubo; ne segue che se il diametro $D$ raddoppia (a pari valore della velocità $v$) la potenza aumenta di quattro volte ($2^2 = 4$), mentre se raddoppia la velocità $v$ (a pari valore del diametro $D$) la potenza aumenta di otto volte ($2^3 = 8$).

Nel progetto della turbina eolica possono ancora essere utilizzati la velocità specifica $\omega_s$ (**18-13**) e il diametro specifico $D_s$ (**18-14**) in cui introduciamo il carico $h = v^2/(2g)$ e la portata d'aria $\dot{V} = Av$, espressi, per semplicità, in funzione della velocità del vento indisturbata a monte del rotore. Come per le turbine idrauliche (**18-15**), si utilizza anche per le turbine eoliche il coefficiente di velocità periferica $k$, rapporto tra la velocità periferica del rotore $u$ e la velocità del vento $v$.

## Esempio 18.7 Aerogeneratore a due pale

Si vuole realizzare un aerogeneratore in grado di sfruttare una velocità del vento $v = 11{,}7$ m/s. Si decide di adottare un rotore a due pale. Determinare:

a) il diametro del rotore, sapendo che la velocità di rotazione è $n = 1{,}65$ giri/s;

b) la potenza utile erogata $P_u$ sapendo che il coefficiente di velocità periferica è $k = 6$;

c) la potenza elettrica disponibile ai morsetti del generatore, nell'ipotesi di assumere un prodotto del rendimento della trasmissione meccanica $\eta_m$ e un rendimento del generatore $\eta_e$ pari a 0,80.

**SOLUZIONE**

a) Dalla definizione del coefficiente di velocità periferica $k$, rapporto tra la velocità periferica del rotore $u$ e la velocità del vento $v$, è possibile risalire al diametro $D$ del rotore:

$$k = \frac{u}{v} = \frac{\pi D n}{v} \Rightarrow \pi D n = kv \Rightarrow D = \frac{kv}{\pi n} = \frac{6 \times 11{,}7 \text{ m/s}}{\pi \times 1{,}65 \text{ giri/s}} = 13{,}5 \text{ m}$$ ◀

b) La potenza utile $P_u$ disponibile all'asse del rotore vale (**18-28**):

$$P_u = 0,18\ D^2 v^3 = 0,18 \times \left(13,5\ \text{m}\right)^2 \times \left(11,7\ \text{m/s}\right)^3 = 52,5\ \text{kW}$$ ◀

c) La potenza elettrica disponibile ai morsetti del generatore elettrico è data dal prodotto della potenza utile $P_u$ per i due rendimenti della trasmissione $\eta_m$ e del generatore elettrico $\eta_e$:

$$P_e = \eta_m \eta_e P_u = 0,80 \times 52,5\ \text{kW} = 42\ \text{kW}$$ ◀

## SINTESI

| | |
|---|---|
| Assegnate portata $\dot{V}$, caduta $h_u$ e velocità di rotazione $n$, per il *dimensionamento di massima della Pelton* si calcola la velocità specifica $\omega_s$ e quindi si legge sul digramma $\omega_s$-$D_s$ il valore del diametro specifico $D_s$ che permette di raggiungere il miglior rendimento. Noto $D_s$ si ricava il diametro della ruota $D$ e poi il diametro $d$ del getto, che uscendo dall'ugello, colpisce la pala. Infine si ricavano le principali dimensioni della pala che sono riferite al diametro $d$ del getto. | $c_1 = \varphi\sqrt{2gh_u}$ **18-16**<br>$c_1$ = velocità assoluta in ingresso [m/s]<br>$\varphi$ = coefficiente di efflusso [–]<br>$g$ = accelerazione di gravità (9,81 m/s$^2$)<br>$h_u$ = caduta utile [m]<br><br>$\dot{V} = ic_1\dfrac{\pi d^2}{4}$ **18-17**<br>$\dot{V}$ = portata d'acqua [m$^3$/s]<br>$i$ = numero dei getti [–]<br>$d$ = diametro del getto [m] |
| Nelle turbine idrauliche a reazione occorre evitare la *cavitazione* facendo in modo che, in nessun punto, la pressione locale scenda al di sotto della tensione di vapore dell'acqua. L'altezza massima di scarico $z_{sc,max}$, a cui va posta la girante sopra il pelo libero del canale di scarico, si calcola con una formula analoga a quella usata nel caso delle turbopompe.<br><br>Anziché rispetto all'altezza di scarico $z_{sc}$, si può operare sulla caduta massima $h_{max}$ da non superare per evitare la cavitazione. | $z_{sc,max} = \dfrac{p_{atm} - p_{vap}}{\rho g} - \sigma^* h$ **18-26**<br>$z_{sc,max}$ = altezza massima di scarico [m]<br>$p_{atm}$ = pressione atmosferica [Pa]<br>$p_{vap}$ = pressione di vapore dell'acqua alla temperatura di lavoro della turbina [Pa]<br>$\rho$ = massa volumica dell'acqua alla temperatura di lavoro della turbina [kg/m$^3$]<br>$h$ = caduta utile [m]<br>$g$ = accelerazione di gravità (9,81 m/s$^2$)<br>$\sigma^*$ = fattore di cavitazione [–] |
| Assegnate portata $\dot{V}$, caduta utile $h_u$ e velocità di rotazione della girante $n$, si procede al *dimensionamento di massima della turbina a reazione*. In primo luogo si calcola la velocità specifica $\omega_s$ e si verifica l'assenza di cavitazione. Si legge quindi sul diagramma $\omega_s$-$D_s$ il valore del diametro specifico $D_s$ oppure del coefficiente di velocità periferica $k$ che permette di raggiungere il miglior rendimento. Noti $D_s$ oppure $k$, si ricava il diametro della girante $D$. | |
| L'*equazione di Eulero* dà il lavoro interno $w_i$ della turbina in funzione delle velocità periferiche e delle componenti tangenziali della velocità assoluta in ingresso e in uscita. Si applica alle turbomacchine motrici sia idrauliche sia termiche perché in essa non compare la massa volumica $\rho$ del fluido trattato. | $w_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$ **18-27**<br>$w_i$ = lavoro interno [J/kg]<br>$u_1$ = velocità periferica in ingresso [m/s]<br>$c_{u1}$ = componente tangenziale della velocità assoluta in ingresso [m/s]<br>$u_2$ = velocità periferica in uscita [m/s]<br>$c_{u2}$ = componente tangenziale della velocità assoluta in uscita [m/s] |

| | |
|---|---|
| La *potenza utile* $P_u$ di una turbina eolica (caso di un rotore a due pale) è il prodotto di una costante per il quadrato del diametro del rotore $D$ e per il cubo della velocità del vento $v$. | $P_u = 0{,}18 D^2 v^3$ **18-28**<br>$P_u$ = potenza utile [W]<br>$D$ = diametro del rotore [m]<br>$v$ = velocità del vento [m/s] |

# ESERCIZI

**18.13** - Una turbina Francis ($\omega_s = 1,5$) si trova al livello del mare ($p_{atm} = 101,32$ kPa) e tratta acqua alla temperatura di 26 °C ($p_{vap} = 3,2$ kPa). Determinare la caduta massima ammessa $h_{max}$ qualora si voglia installare la turbina al livello del pelo libero del canale di scarico ($z_{sc} = 0$ m) oppure 4,5 m al di sopra ($z_{sc} = 4,5$ m).

$h_{max}$ (per $z_{sc} = 0$ m) = 41,7 m;
$h_{max}$ (per $z_{sc} = 4,5$ m) = 22,9 m

**18.14** - Determinare la caduta utile massima $h_{max}$ sotto la quale può operare una turbina Francis (velocità specifica $\omega_s = 1,4$) che deve essere posta a una quota $z_{sc} = 2$ m al di sopra del pelo libero del bacino di scarico. L'impianto si trova a 500 m sul livello del mare ($p_{atm} = 92,8$ kPa) e la temperatura dell'acqua è 26 °C ($p_{vap} = 3,2$ kPa).

$h_{max} = 32$ m

**18.15** - Si vuole realizzare un aerogeneratore in grado di sfruttare una velocità del vento $v = 13,3$ m/s con un rotore a due pale che ruota alla velocità di rotazione $n = 0,423$ giri/s. Fissato il valore del rapporto di velocità periferica $k$, determinare il diametro del rotore $D$, la potenza utile $P_u$ erogata dalla turbina eolica e la potenza elettrica $P_e$ disponibile ai morsetti del generatore, nell'ipotesi di assumere un rendimento complessivo della trasmissione meccanica e del generatore elettrico $\eta_m \eta_e = 0,80$.

$D = 60$ m; $P_u = 1,52$ MW; $P_e = 1,22$ MW

## VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

**16.** La turbina a reazione va posizionata:

a) a un livello intermedio tra i due bacini a monte e a valle;
b) al di sotto del pelo libero del canale di scarico;
c) al di sopra del pelo libero del bacino di prelievo;
d) in una qualsiasi delle tre precedenti posizioni.

**17.** A differenza delle pompe, le turbine idrauliche a reazione, anche a elevati valori della velocità specifica, non presentano problemi di cavitazione.

Vero ☐ Falso ☐

**18.** Assegnati i valori di portata $\dot{V}$, caduta $h_u$ e velocità di rotazione $n$, spiegare come si procede nel dimensionamento di massima della Pelton ............................................

.............................................................................................................................

.............................................................................................................................

.............................................................................................................................

.............................................................................................................................

.............................................................................................................................

**19.** Gli aspetti che occorre valutare nella scelta della turbina a reazione sono: ................

.............................................................................................................................

**20.** Se il diametro del rotore di una turbina eolica (a pari valore della velocità del vento) raddoppia, la potenza utile aumenta di ............ volte, mentre se raddoppia la velocità del vento (a pari diametro) la potenza utile aumenta di ............ volte.