Turbine Idrauliche

Esercizio 1 - Turbina Pelton

Un impianto idroelettrico dotato di una turbina Pelton è caratterizzato da un dislivello geodetico, tra diga e macchina (o bacino di scarico), di 1000 m. La condotta forzata ha un diametro di 2 m, una lunghezza di 1750 m, un coefficiente di attrito $f = 0.04$ e perdite concentrate pari a 20 quote cinetiche. La girante (che può essere assunta ideale da un punto di vista fluidodinamico) ha una velocità di rotazione pari a 600 rpm, un diametro medio di 2 m ed è alimentata da 3 ugelli, ciascuno di diametro pari a 0.22 m. L'angolo relativo allo scarico del cucchiaio è pari a -68°. Si richiede:

a) di calcolare e disegnare i triangoli di velocità in ingresso e uscita dei cucchiai e di calcolare la potenza fornita dalla macchina in condizioni di piena apertura degli ugelli. Di calcolare il salto motore della macchina (dopo averne data opportuna definizione) e il suo rendimento. La macchina è ottimizzata?

b) Nell'ipotesi (a scopo di regolazione) di ridurre l'area di apertura degli ugelli fino al 40% del precedente valore, mantenendo la stessa velocità di rotazione e assumendo invariato il coefficiente di perdite concentrate, si calcoli la potenza fornita dalla turbina, il salto motore e il rendimento in questa nuova condizione operativa. La macchina è ottimizzata?

c) Nel caso fosse permessa una regolazione della velocità di rotazione della macchina, sarebbe possibile ottenere una nuova n_c tale da ottenere lo stesso rendimento del caso a)? Se possibile si calcoli n_c.

Dati:

$$
\begin{array}{rlr}
z_B - z_4 = 1000\ m & D_c = 2\ m & L_c = 1750\ m \\
f = 0.04 & \xi_{cc} = 20 & n = 600\ rpm \\
D = 2\ m & i = 3 & d = 0.22\ m \\
\beta_2 = -68\ ^\circ & macchina\ ideale\ \Rightarrow & \varphi = \psi = 1
\end{array}
$$

Esercizio 2 - Turbina Francis

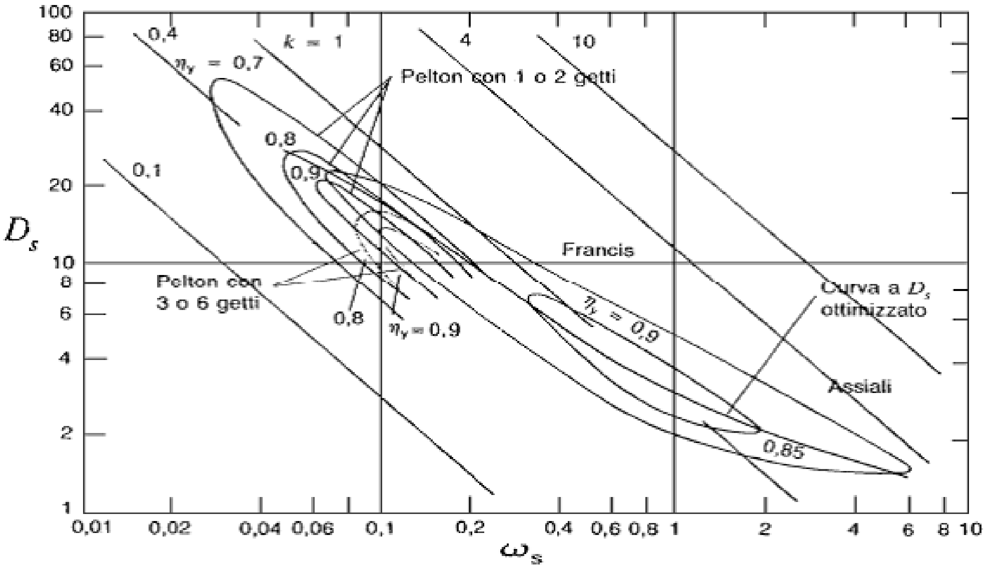
Una turbina Francis - ottimizzata ($V_{2t} = 0$), caratterizzata da un distributore ed un ingresso rotore centripeti e da uno scarico assiale - deve essere progettata e installata in un impianto idroelettrico per la produzione di potenza elettrica con le seguenti caratteristiche:

- dislivello geodetico tra i due bacini = 450 m; portata disponibile: 25 m^3/s
- perdite di carico nulle nella condotta forzata;
- diffusore allo scarico della macchina con rapporto di aree uscita/ingresso pari a 4 e diametro scarico pari a 3 m; si considerino le perdite distribuite pari a 0.5 quote cinetiche (riferite a scarico diffusore);
- velocità di rotazione girante $n = 750$ rpm

Per comodità, si consideri la seguente nomenclatura per le diverse sezioni della macchina: B = bacino di monte, 1 = scarico distributore = ingresso rotore, 2 = uscita rotore = ingresso diffusore, 3 = uscita diffusore, 4 = pelo libero bacino di valle.
a) Si calcoli il salto motore, dopo averne data opportuna definizione, la potenza disponibile all'albero e il diametro macchina (a ingresso rotore diametro D_1) dopo aver stimato sul diagramma di Baljé il rendimento (si veda figura sotto, il parametro D_s è riferito al diametro in ingresso girante D_1) .
b) Si calcoli il triangolo di velocità in ingresso al rotore assumendo un rapporto tra l'altezza di pala ed il diametro macchina b_1/D_1 = 0.08. Si calcolino anche il grado di reazione χ ed il coefficiente di velocità periferica k_P, dopo averne dato la definizione.
c) Si calcoli il triangolo di velocità in uscita dal rotore al diametro D_{05} collocato a metà altezza di pala e trascurando il diametro del mozzo.
d) Si calcoli la quota massima di installazione della flangia di scarico turbina (sezione 2) rispetto a bacino valle affinché si abbia funzionamento esente da cavitazione, considerato P_v = 0.03 bar e $NPSH_r$ = 11 m. Considerato poi un margine di sicurezza di 1 m rispetto alla quota di installazione corrispondente all'incipiente cavitazione, si determini la pressione P_2 di soglia (sempre in corrispondenza della flangia di scarico turbina) al di sotto della quale il margine comincia a venir meno (e ci si avvicina alla cavitazione).

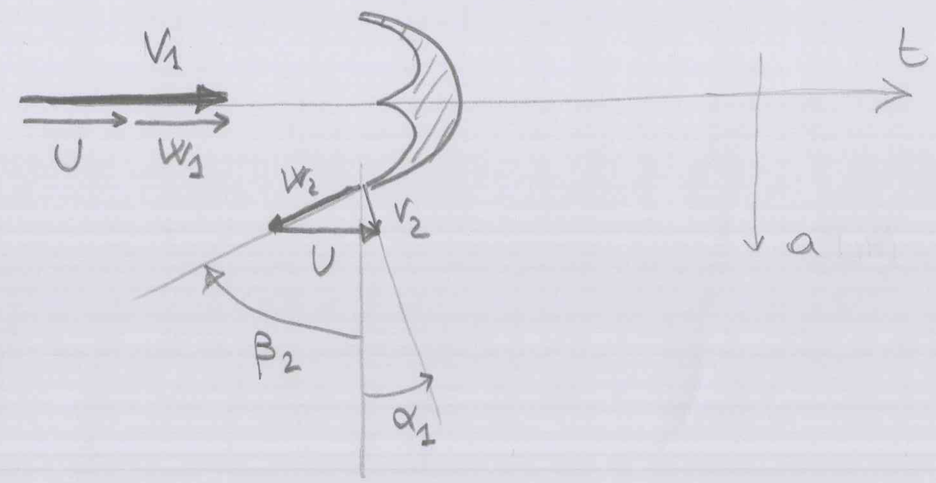
Dati:

$z_B - z_4 = 450\ m$	$\dot{V} = 25\ m^3/s$	$Y_c = 0\ J/kg$
$A_3/A_2 = 4$	$D_3 = 3\ m$	$\xi_{D,D} = 0.5$
$n = 750\ rpm$	$b_1/D_1 = 0.08$	$P_v = 0.03\ bar$
$NPSH_r = 11\ m$	$stadio\ ottimizzato\ \Rightarrow$	$V_{2t} = 0\ m/s$

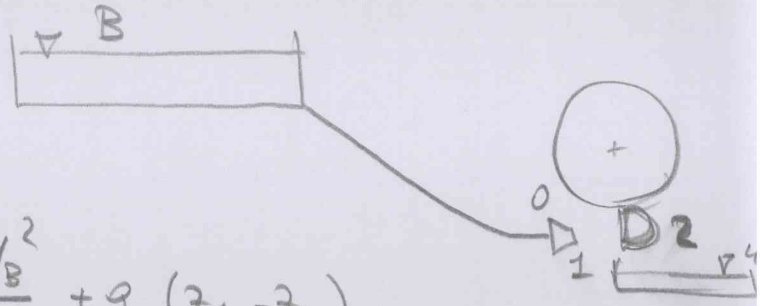


a) TRIANGOLI DI VELOCITÁ

ES. 1



calcolo V_{1id}



bilancio en. mecc B - 1

$$l - l_w - Y = \frac{P_1 - P_B}{\rho} + \frac{V_1^2 - V_B^2}{2} + g\,(z_1 - z_B)$$

$l_w = l_{w_{01}} = l_{w_{ugello}}$

poiché voglio calcolare V_{1id}, ovvero in caso di macchina ideale (in cui $l_{w_{ugello}} = 0$) l'equazione diventa

$$l - Y = \frac{P_1 - P_B}{\rho} + \frac{V_{1id}^2 - V_B^2}{2} + g\,(z_1 - z_2)$$

dove $l_w = 0$ e la velocitá assoluta in uscita ugello é V_{1id};

inoltre $l = 0$ poiché nel tratto B - 1 ci sono soltanto componenti fissi. Ovviamente é anche $V_B = 0$.

Perció

$$\cancel{\ell}-Y=\frac{P_1-P_B}{\rho}+\frac{V_{1id}^2-\cancel{V_B^2}}{2}+g\,(z_1-z_B)$$

$P_1 = P_B = P_{atm}$ (si trascura ΔP legato a quota); inoltre è del tutto lecito assumere

$z_1 \cong z_4$ poiché $z_1 - z_4 << z_B - z_1$

Perciò

$$-Y=\cancel{\frac{P_1-P_B}{\rho}}+\frac{V_{1id}^2}{2}+g\,(z_4-z_B)$$

$$\Longrightarrow \quad V_{1id}=\sqrt{2\{g\,(z_B-z_4)-Y\}}$$

il calcolo di Y (perdite nella condotta forzata) permette di ottenere V_{1id}, poiché il dislivello geodetico tra i due bacini è noto.

$$Y=Y_{DISTRIBUITE}+Y_{CONCENTRATE}=Y_D+Y_C=\left(f\frac{L}{D_c}+\xi_{cc}\right)\frac{V_c^2}{2}$$

dove V_c = velocità fluido di lavoro (acqua) in condotta forzata.

V_c può essere espressa in funzione di V_1 (attenzione V_1 reale non V_{1id}) tramite l'equazione di continuità:

$$\rho\,A_c\,V_c=i\,\rho\,A_{UGELLO}\,V_1$$

$$\cancel{\rho}\,\cancel{\pi}\,\frac{D_c^2}{\cancel{4}}V_c=i\,\cancel{\rho}\,\cancel{\pi}\,\frac{d^2}{\cancel{4}}V_1 \quad\Longrightarrow\quad V_c=V_1\,i\left(\frac{d}{D_c}\right)^2$$

esprimendo V_1 in funzione di V_{1id}, siamo in grado di esprimere V_c in funzione di V_{1id}; infatti

$$\varphi = \frac{V_1}{V_{1id}} \qquad \Rightarrow \qquad V_c = i\,\varphi\, V_{1id} \left(\frac{d}{D_c}\right)^2$$

da cui

$$Y = \left(f\,\frac{L_c}{D_c} + \xi_{cc}\right) \frac{1}{2}\, i^2 \varphi^2 V_{1id}^2 \left(\frac{d}{D_c}\right)^4$$

che, sostituita nell'espressione scritta per il calcolo di V_{1id} elevata al quadrato, dà:

$$V_{1id}^2 = 2g\,(z_B - z_u) - \left(f\,\frac{L_c}{D_c} + \xi_{cc}\right) i^2 \varphi^2 V_{1id}^2 \left(\frac{d}{D_c}\right)^4$$

dove l'unica incognita è V_{1id} che risulta pari a

$$V_{1id} = \sqrt{\frac{2g\,(z_B - z_u)}{1 + \left(f\,\frac{L_c}{D_c} + \xi_{cc}\right) i^2 \varphi^2 V_{1id}^2 \left(\frac{d}{D_c}\right)^4}} = 135.26 \ m/s$$

dove $\varphi = 1$ poiché la macchina è effettivamente ideale.

Infine

$$V_1 = \varphi\, V_{1id} = V_{1id} = 135.26 \ \frac{m}{s}$$

il calcolo della velocità periferica è immediato:

$$U = \frac{2\pi n}{60} \frac{D}{2} = 62,83 \frac{m}{s}$$

da cui $\quad W_1 = W_{1t} = V_{1t} - U = V_1 - U = 72,42 \frac{m}{s}$

e il triangolo di velocità in ingresso è completamente definito.
Si determinano ora le componenti del triangolo di velocità in uscita dal rotore:

$W_{2id} = W_1 \qquad$ inoltre $\quad \psi = \frac{W_2}{W_{2id}} = \frac{W_2}{W_1}$

poiché la macchina è ideale $\quad \psi = 1 \quad$ (assenza di attrito nel rotore)

pertanto:

$$W_2 = W_1 = 72,42 \frac{m}{s}$$

$$W_{2a} = W_2 \cos\beta_2 = 27,17 \frac{m}{s}$$

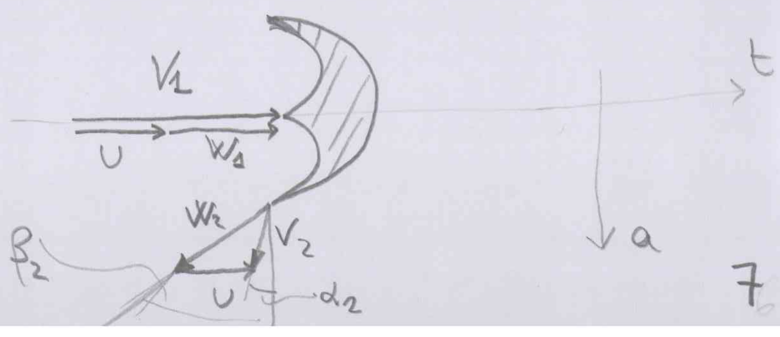
$$W_{2t} = W_2 \sin\beta_2 = -67,13 \frac{m}{s}$$

$$V_{2t} = W_{2t} + U = -4,30 \frac{m}{s}$$

$$V_{2a} = W_{2a} = 27,17 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = \sqrt{V_{2a}^2 + V_{2t}^2} = 27,51 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{V_{2t}}{V_{2a}} = -9,0°$$



è possibile ora calcolare il lavoro (euleriano) scambiato tra fluido e macchina, tramite l'eq. di Eulero

$$\ell = U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t} = U(V_{2t} - V_{1t}) = U(V_{2t} - V_1) = -8768.7 \ \frac{J}{kg}$$

il calcolo della portata volumetrica $\dot{V}$ elaborata dalla macchina permette infine di calcolare la potenza meccanica estratta

$$\dot{V} = i \, A_{UGELLO} \, V_1 = i \, \pi \frac{d^2}{4} V_1 = 15.42 \ \frac{m}{s}$$

$$\dot{L}_e = -\dot{L} = -\rho \dot{V} \ell = 135.25 \ MW$$

Definendo il salto motore H_m come differenza tra l'energia meccanica posseduta dal fluido tra ~~tle~~ sezioni 0 (ingresso macchina) e 4 (bacino valle) espressa in unità tecniche ($[H_m] = m$), si ha:

$$g H_m = T_0 - T_4$$

dove T indica il trinomio di Bernoulli

non essendo note le quantità che contribuiscono a T_0 scriviamo

$$g H_m = (T_0 - T_B) + (T_B - T_4)$$

$$T_B - T_4 = \cancel{\frac{P_B - P_4}{\rho}} + \cancel{\frac{V_B^2 - V_4^2}{2}} + g(z_B - z_4) = g(z_B - z_4)$$

e, applicando l'eq. en. mecc tra B e 0, si ha

$$T_0 - T_B = \cancel{\ell_{0B}} - \cancel{\ell_{V0B}} - Y_{0B} = Y_c$$ no componenti in 0 - B

pertanto

$$H_m = (z_B - z_4) - \frac{Y_c}{g}$$

NOTA:
questo implica $H_m \leq (z_B - z_4)$!!!

calcoliamo V_c e Y_c/g

$$V_c = \frac{4\dot{V}}{\pi D_c^2} = 4.91 \ \frac{m}{s}$$

$$\frac{Y_c}{g} = \left(f \frac{L_c}{D_c} + \xi_{cc}\right)\frac{V_c^2}{2g} = 67.58 \ m$$

$$H_m = (z_B - z_4) - \frac{Y_c}{g} = 932.42 \ m$$

e il rendimento

$$\eta = \frac{|l|}{gH_m} = -\frac{l}{gH_m} = 0.959$$

pur essendo la macchina ideale $\eta \neq 1$ poiché la definizione scelta per H_m considera l'energia cinetica allo scarico della macchina (sezione 2) una risorsa non convertita in energia meccanica all'albero della turbina, pertanto non sfruttata e in questo senso 'persa';
$\eta = 0.959 = 95.9\%$ implica che l'energia cinetica a scarico macchina sia il 4.1% del salto motore H_m; infatti

$$\frac{V_2^2/2}{gH_m} = 0.041$$

(V_2 nota dai triangoli di velocità)

la macchina (Pelton) è ottimizzata?

Uno stadio Pelton è ottimizzato se $K_p = \dfrac{U}{V_{1id}} = \dfrac{\varphi}{2}$

calcoliamo

$$K_p = \frac{U}{V_{1id}} = 0{,}464 \neq \frac{\varphi}{2} = \frac{1}{2}$$ MACCHINA NON OTTIMIZZATA

---

b) A scopo di regolazione si ottiene $\dfrac{A_{b)}}{A_{a)}} = 0.4$

dove $A_{b)}$: area complessiva ugelli caso b)

$A_{a)}$: " " " a piena apertura $= A_{a)}$

NON è corretto assumere che $A \downarrow$ $V_1 = cost$ e $\dot{V} \downarrow$ nella stessa proporzione di A. NON È COSÌ !!!

Infatti la riduzione di $\dot{V}$ a seguito della riduzione di A implica una variazione (riduzione) di Y_c che dipendono da $\dot{V}$; V_1 dipende (come visto al punto A) da Y_c perciò anche V_1 cambierà. Si deve pertanto ricalcolare tutto, come al punto a) considerando però la nuova portata.

$$Y_{c,b)} = \left(f \frac{L_c}{D_c} + \xi_{cc} \right) \frac{1}{2} V_{c,b)}^2$$

dall' eq. di continuità $A_c V_{c,b)} = \dfrac{A_{b)}}{A} A \, i \, \varphi \, V_{1id,b)}$

si esprime $V_{c,b)}$ in funzione di $V_{1id,b}$ e si esprime $Y_{c,b)}$ come:

$$Y_{c,b)} = \left(f \frac{L_c}{D} + \xi_{cc} \right) \frac{1}{2} \left(\frac{A_{b)}}{A} \right)^2 \left(\frac{d}{D_c} \right)^4 \varphi^2 i^2 V_{1id,b)}^2$$ dove $\varphi = 1$

espressione uguale al caso precedente con $\left(A_b / A \right)^2$ in aggiunta sostituendola nell'eq. en. mecc tra B e 1 si ottiene

$$\left\{\left(f\frac{L_c}{D_c}+\xi_{cc}\right)\left(\frac{A_{b)}}{A}\right)^2\left(\frac{d}{D_c}\right)^4 i^2+1\right\}\frac{V_{1id,b)}^2}{2}+\cancel{\frac{p_1-p_B}{2}}-\cancel{\frac{V_B^2}{2}}+g(z_1-z_B)=0$$

e, ricordando che $z_1 \cong z_4$:

$$V_{1id,b)}=\sqrt{\frac{2g(z_B-z_4)}{\left\{1+\left(f\frac{L_c}{D_c}+\xi_{cc}\right)i^2\left(\frac{d}{D_c}\right)^4\left(\frac{A_{b)}}{A}\right)^2\right\}}}=139.27\ \frac{m}{s}$$

diversa dal caso precedente.

Per calcolare la potenza estratta è necessario il ricalcolo dei triangoli di velocità:

$V_{1,b)}=\varphi\, V_{1id,b)}=V_{1id,b)}=139.27\ \frac{m}{s}$

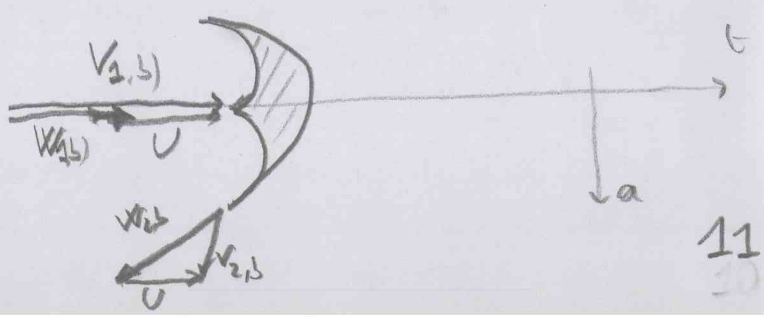
$U_{b)}=U_{a)}=62.83\ \frac{m}{s}=U$; $W_{1,b}=V_{1b)}-U=76.43\ \frac{m}{s}$;

$W_{2,b)}=\psi\, W_{1,b)}=W_{1,b)}=76.43\ \frac{m}{s}$; $W_{2t,b)}=W_{2,b)}\sin\beta_2=-70.85\ \frac{m}{s}$

$W_{2a,b)}=W_{2,b)}\cos\beta_2=28.68\ \frac{m}{s}$; $V_{2t,b)}=W_{2t,b)}+U=-8.02\ \frac{m}{s}$

$V_{2a,b)}=W_{2a,b)}=28.68\ \frac{m}{s}$; $V_{2,b}=\sqrt{V_{2a,b)}^2+V_{2t,b)}^2}=29.78\ \frac{m}{s}$

$\alpha_{2,b}=\operatorname{arctg}\left(\frac{V_{2t,b)}}{V_{2a,b)}}\right)=-15.63°$



da cui il lavoro specifico

$$\ell_{b)} = U\left(V_{2t,b)} - V_{1,b)}\right) = -9254.25 \frac{J}{kg}$$

$$\dot{L}_e = -\dot{L} = -\rho \dot{V}_{b)} \ell_{b)}$$

calcoliamo $\dot{V}_{b)}$: $\dot{V}_{b)} = i \frac{A_{b)}}{A} \pi \frac{d^2}{4} V_{1,b)} = 6.35 \frac{m^3}{s}$

$$\dot{L}_e = 58.79 \text{ MW}$$

$$H_{m b)} = (z_B - z_4) - \frac{Y_{c,b)}}{g} = 988.46 \text{ m}$$

$H_{m,b)} > H_{m,a)}$ correttamente poiché nel caso b) i coefficienti di perdita sono gli stessi del caso a) ma $\dot{V}$ è diminuito

$$\eta_{b)} = \frac{|\ell_{b)}|}{g H_{m,b)}} = -\frac{\ell_{b)}}{g H_{m,b)}} = 0.954$$

$\eta_{b)} < \eta_{a)}$ poiché nel caso b) è > l'en. cinetica allo scarico

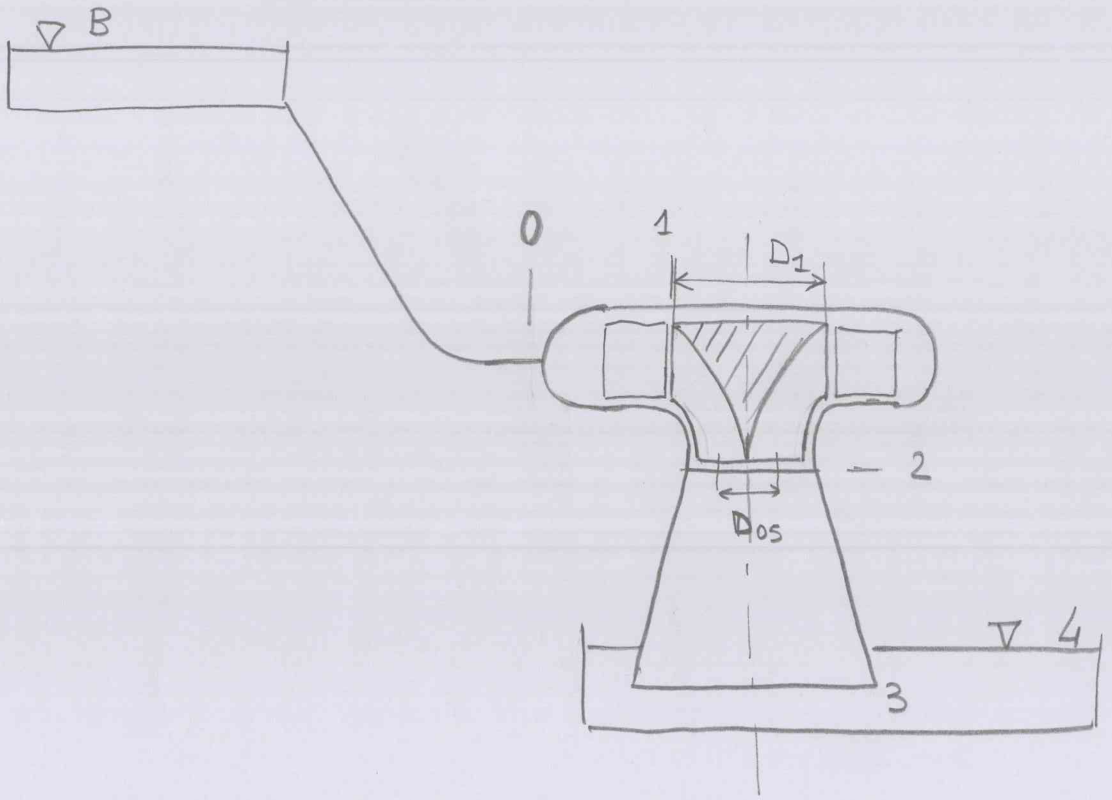
la macchina è ottimizzata?

$$K_p = \frac{U}{V_{1id,b)}} = 0.451 \neq \frac{\varphi}{2}$$

MACCHINA NON OTTIMIZZATA

c) Allo scopo di ottenere lo stesso rendimento si impone kpc = kpa = 0.464
da cui segue Uc = 64.66 m/s e dunque nc = 617.79 rpm
ATTENZIONE La macchina alle condizioni c) NON opera in similitudine con le condizioni a); con la parzializzazione del distributore viene infatti meno la similitudine geometrica.
A verifica di ciò si possono calcolare i parametri di similitudine nei casi a) e c) e verificare che sono diversi.

ES. 2



a)

Definendo il salto motore come differenza di en. mecc. del fluido tra ingresso macchina (sez. 0) e pelo libero bacino di valle (sez. 4), si ha (indicando con T i trinomi di Bernoulli):

$$gH_m = T_0 - T_4 = (T_B - T_4) + (T_0 - T_B) =$$

$$= \left(\cancel{\frac{p_B - p_4}{\rho}} + \cancel{\frac{V_B^2 - V_4^2}{2}} + g(z_B - z_4) \right) + \left(\cancel{l_{B-0}} - \cancel{l_{w\,B-0}} - Y_c \right)$$

dove $T_0 - T_B$ è stato espresso usando eq. en. mecc. tra B e 0.

Pertanto: $H_m = (z_B - z_4) - \frac{Y_c}{g}$

poiché <u>in questo caso</u> $Y_c = 0 \implies H_m = (z_B - z_4) = 450\ m$

si ricorda che <u>SEMPRE</u> $H_m \leq (z_B - z_4)$

È necessario stimare η dello stadio Francis sul diagramma di Baljé. Per fare ciò bisogna individuare il punto che identifica lo stadio su tale diagramma, ovvero ottenere ω_s e D_s per il nostro stadio.

$$\omega_s = \omega \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gH_m)^{3/4}} = \frac{2\pi n}{60} \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gH_m)^{3/4}} = 0.726$$

tale valore mostra come, in effetti, lo stadio in questione sia di tipo Francis.

In corrispondenza di tale ω_s si possono avere diversi valori di D_s (corrispondenti a diversi η).

Per stimare η si assume qui $D_s = 3$ (valore prossimo alla linea a D ottimizzato).

Il punto è dunque $\begin{cases} \omega_s = 0.726 \\ D_s = 3 \end{cases}$

cui corrisponde, sul diagramma di Baljé $\eta = 0.93$

È ora semplice calcolare lavoro specifico l e potenza disponibile all'albero:

$$\eta = \frac{|l|}{gH_m} = -\frac{l}{gH_m} \Rightarrow l = -\eta g H_m = -4101.3 \ \frac{J}{kg}$$

$$\dot{L}_e = -\dot{L} = -\rho \dot{V} l = 102.53 \ MW$$

b)

TRIANGOLI DI VELOCITÁ

SEZIONE 1

$$t \leftarrow \quad \downarrow r\ (m)$$

Il lavoro euleriano è legato alle componenti tangenziali di velocità; pertanto scrivendo l'eq. di Eulero

$$l = U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t}$$

e osservando che lo stadio è ottimizzato $(V_{2t} = 0)$ si ha

$$l = -U_1 V_{1t}$$

che mostra come il calcolo di U_1 permette quello di V_{1t}.

$$U_1 = \frac{2\pi n}{60} \frac{D_1}{2}$$

e D_1 è semplicemente ottenibile poiché è noto D_s :

$$D_1 = D_s \frac{\sqrt{\dot V}}{(gH_m)^{1/4}} = 1.84 \text{ m}$$

$$U_1 = \frac{2\pi n}{60} \frac{D_1}{2} = 72.28 \frac{m}{s}$$

$$V_{1t} = -\frac{l}{U_1} = 56.74 \frac{m}{s}$$

La portata volumetrica è invece legata alle componenti meridiane (radiali nella sez. 1) delle velocità; infatti, nella sezione 1:

$$\dot{V} = \pi D_1 b_1 V_{1m} = \pi D_1^2 \frac{b_1}{D_1} V_{1m}$$

da cui

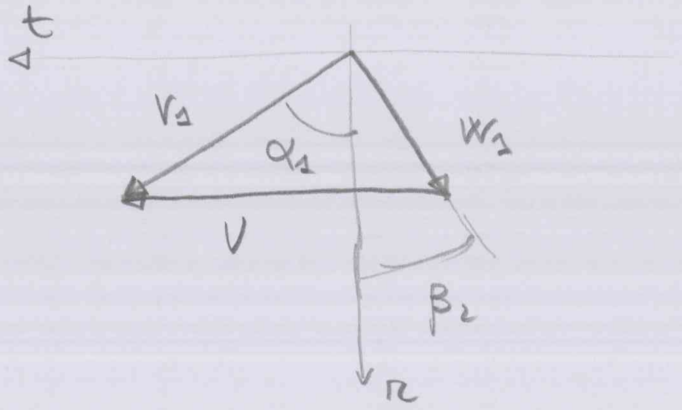
$$V_{1m} = V_{1r} = \frac{\dot{V}}{\pi D_1^2 \; b_1/D_1} = 29.36 \; \frac{m}{s}$$

e il triangolo di velocità in ingresso al rotore è completamente definito:

$$V_1 = \sqrt{V_{1r}^2 + V_{1t}^2} = 63.88 \; \frac{m}{s} \qquad \alpha_1 = \arctg\left(\frac{V_{1t}}{V_{1r}}\right) = 62.64°$$

$$W_{1t} = V_{1t} - U_1 = -15.54 \; \frac{m}{s} \qquad W_{1r} = V_{1r} = 29.36 \; \frac{m}{s}$$

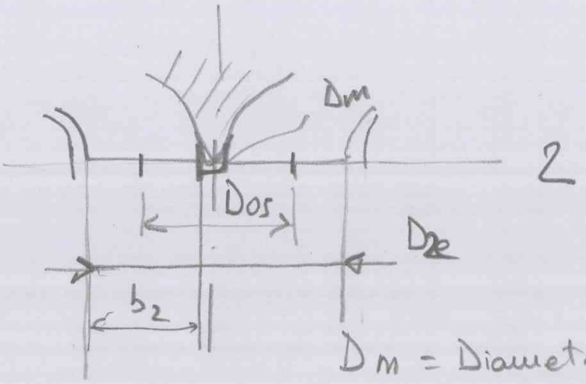
$$W_1 = \sqrt{W_{1r}^2 + W_{1t}^2} = 33.22 \; \frac{m}{s} \qquad \beta_1 = \arctg\left(\frac{W_{1t}}{W_{1r}}\right) = -27.90°$$



SEZIONE 2

Il triangolo di velocità allo scarico della girante è riferito al diametro D_{0S} a metà altezza di pala (con diametro del mozzo trascurabile)

È necessario calcolare D_{0S}



$$D_{0S} = D_m + 2 \cdot \frac{1}{2} b_2$$

D_m = Diametro mozzo $\cong 0$

$$= D_m + b_2 = D_m + \frac{D_{2e} - D_m}{2} = \frac{D_{2e} + D_m}{2} \cong \frac{D_{2e}}{2}$$

poiché $D_m \cong 0$

Pertanto è necessario calcolare D_{2e} uguale anche al diametro del diffusore nella sezione 2:

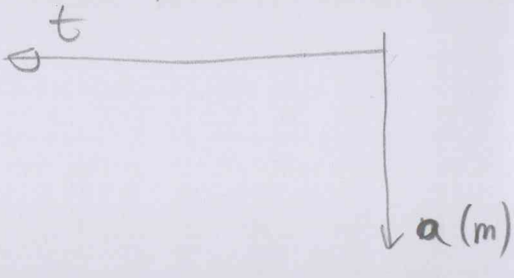
$$D_{2e} = \sqrt{\frac{4 A_2}{\pi}} \qquad e \qquad A_2 = \frac{A_3}{(A_3 / A_2)}$$

calcoliamo A_3

$$A_3 = \pi \frac{D_3^2}{4} = 7.07 \ m^2 \qquad A_2 = \frac{A_3}{(A_3 / A_2)} = 1.77 \ m^2$$

$$D_{2e} = \sqrt{\frac{4 A_2}{\pi}} = 1.5 \ m \quad \Rightarrow \quad D_{0S} = \frac{D_{2e}}{2} = 0.75 \ m$$

A questo punto è possibile calcolare il triangolo di velocità



$$U_2 = \frac{2\pi n}{60} \frac{D_{0S}}{2} = 29.45 \ \frac{m}{s}$$

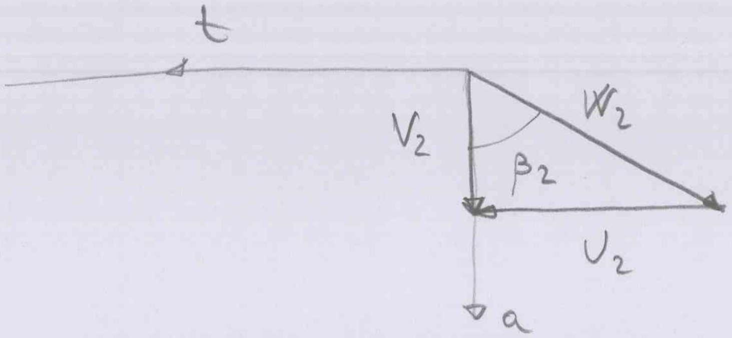
$$V_{2t} = 0 \quad \Rightarrow \quad V_2 = V_{2m} = V_{2a}$$

$$V_2 = V_{2a} = \frac{\dot{V}}{A_2} = 14.15 \, \frac{m}{s} = W_{2a}$$

$$W_{2t} = V_{2t} - U_2 = -U_2 = -29.45 \, \frac{m}{s}$$

$$W_2 = \sqrt{W_{2a}^2 + W_{2t}^2} = 32.67 \, \frac{m}{s} \qquad \beta_2 = \arctan\left(\frac{W_{2t}}{W_{2a}}\right) = -64.34^\circ$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{V_{2t}}{V_{2a}}\right) = 0^\circ$$



Possiamo ora calcolare grado di reazione e coeff. di vel. periferica:

$$\chi = 1 - \frac{V_1^2/2}{g H_m} = 0.537 \qquad \text{(macchina a reazione)}$$

$$K_p = \frac{U_1}{V_1} = 1.13$$

CAVITAZIONE

Affinché non si abbia cavitazione:

$$NPSH_d \geq NPSH_r \qquad NPSH_d = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g}$$

non essendo nota P_2 scriviamo $NPSH_d$ in funzione dell'en. mecc del fluido nella sezione 4, applicando il bilancio di en. mecc. tra le sezioni 2 e 4:

$$\cancel{\ell} - \cancel{\ell_w} - Y_D = \frac{P_4 - P_2}{\rho} + \frac{\cancel{V_4^2} - V_2^2}{2} + g(z_4 - z_2)$$

da cui

$$NPSHd = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2} - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{p_4 - p_v}{\rho g} + \frac{Y_D}{g} + (z_4 - z_2) \geq NPSH_r$$

e, dall'ultima disuguaglianza:

$$(z_2 - z_4) \leq \frac{p_4 - p_v}{\rho g} + \frac{Y_D}{g} - NPSH_r = (z_2 - z_4)_{max}$$

dove Y_D sono le perdite nel diffusore, che calcoliamo:

$$Y_D = \underbrace{Y_{D,D}}_{\text{distribuite}} + \underbrace{Y_{D,c}}_{\text{concentrate}} = \xi_{D,D} \frac{V_3^2}{2} + 1 \frac{V_3^2}{2}$$

SI ASSUME CHE TUTTA L'EN. CINETICA A SCARICO DIFFUSORE VENGA DISSIPATA PER ATTRITO

$$Y_D = (\xi_{D,D} + 1) \frac{V_3^2}{2}$$

per procedere al calcolo calcoliamo $V_3 = V_{3a}$ (non ci sono altre componenti)

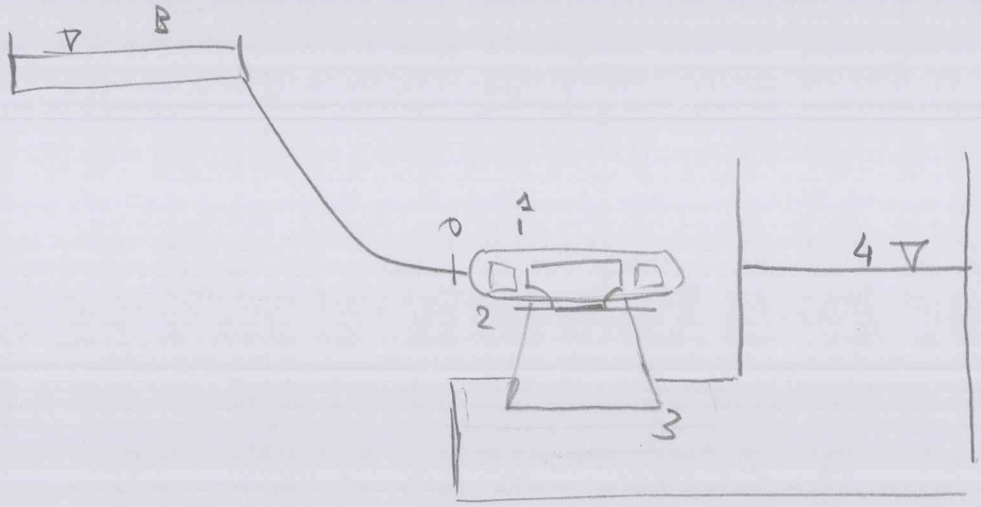
$$V_3 = \frac{\dot{V}}{A_3} = 3.54 \frac{m}{s}$$

$$Y_D = (\xi_{D,D} + 1) \frac{V_3^2}{2} = 1.5 \frac{V_3^2}{2} = 9.38 \frac{J}{kg}$$

e da ciò segue che

$$(z_2 - z_4) \leq -0.021 \ m$$

OVVERO PER NON AVERE CAVITAZIONE FLANGIA SCARICO TURBINA INSTALLATA SOTTO PELO LIBERO BACINO SCARICO DI <u>ALMENO</u> 21 CM



Se si vuole mantenere un margine di sicurezza di 1 m rispetto all'incipiente cavitazione si avrà:

$$(z_2 - z_4)_{SICUREZZA} = (z_2 - z_4)_{max} - 1 = -1,021 \text{ m}$$

e, scrivendo il bil. en. mecc. tra 2 e 4:

$$-Y_D = \frac{p_4 - p_{2\,SOGLIA}}{\rho} + \frac{\cancel{V_4^2} - V_2^2}{2} + g(z_4 - z_2)_{SICUREZZA}$$

$$\Rightarrow \quad p_{2\,SOGLIA} = p_4 + \rho \left\{ Y_D - \frac{V_2^2}{2} - g(z_4 - z_D)_{SICUREZZA} \right\} = 0.206 \text{ bar}$$

perciò ad es a seguito di variazioni di quota del pelo libero 4 fintanto che p_2 (misurata ad es con un sensore di pressione) è

$p_2 \geq p_{SOGLIA}$

sappiamo che si ha una margine ≥ 1 m rispetto a incipiente cavitazione.

Quando $p_2 = p_{2\,CAVITAZIONE} = 0.108$ bar si ha inizio la cavitazione

$p_{2\,CAVITAZIONE}$ si calcola come sopra imponendo margine 0 m anziché 1 m