

Calcolo del massimo rendimento idraulico della turbina Pelton

Premessa

La velocità effettiva assoluta \vec{c}_1 di ingresso del fluido sulla pala è nota; essa infatti non è altro che la velocità reale di efflusso dal distributore e vale:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (1)$$

dove: φ è un coefficiente adimensionale (il cui valore oscilla, come s'è detto, tra 0,96 e 0,98) che tiene conto delle perdite che il fluido subisce per effetto degli attriti nel passare attraverso la bocca di efflusso dell'ugello.

D'altra parte anche la velocità di trascinamento all'ingresso della pala \vec{u}_1 , coincidente con quella all'uscita \vec{u}_2 , è nota. Essa vale:

$$\vec{u}_1 = \vec{u}_2 = \frac{2\pi \cdot R \cdot n}{60} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (2)$$

dove:

R è il *raggio medio* della girante (Figura 3.4a), ovvero il raggio del cerchio tangente all'asse geometrico del getto liquido (R si misura in metri); n è la velocità di rotazione della girante [giri/min].

Si osservi che le velocità periferiche in ingresso e in uscita coincidono, in quanto il liquido entra ed esce dalla pala in due punti posti alla stessa distanza R dall'asse di rotazione della girante.

Ciò premesso, la velocità relativa di ingresso \vec{w}_1 si ricava dalla relazione vettoriale:

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \quad (3)$$

Tale velocità ha la stessa direzione e lo stesso verso dei vettori \vec{c}_1 e \vec{u}_1 , per cui il triangolo delle velocità d'ingresso degenera in un segmento di lunghezza \vec{c}_1 ($\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$).

Per quanto riguarda il triangolo delle velocità d'uscita dalla pala, il vettore \vec{c}_2 è calcolabile tramite la relazione vettoriale:

$$\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2 \quad (4)$$

nella quale sono:

$$\vec{u}_2 = \vec{u}_1 \quad (5)$$

e:

$$|\vec{w}_2| \approx |\vec{w}_1| \quad (6)$$

cioè la velocità relativa del fluido all'uscita dalla pala è circa uguale – in modulo – a quella all'ingresso, prescindendo dalle perdite di carico subite dal liquido per effetto dell'attrito nel percorrere la pala stessa.

Com'è noto, per rispettare il secondo aforisma idraulico occorre rendere minima l'intensità del vettore \vec{c}_2 . Dalla relazione (4) si può osservare che tale vettore potrebbe – al limite – essere nullo, se i vettori \vec{u}_2 e \vec{w}_2 fossero uguali e opposti; in tal caso però l'acqua non uscirebbe dalla pala. Si può fare in modo, allora, che venga conservata almeno l'uguaglianza tra i moduli dei vettori \vec{u}_2 e \vec{w}_2 , ovvero che risulti:

$$|\vec{u}_2| \approx |\vec{w}_2| \quad (7)$$

Contemporaneamente si inclina leggermente, rispetto alla direzione del getto, il bordo d'uscita delle pale (e quindi \vec{w}_2) di un angolo β_2 (in genere l'ampiezza di β_2 si aggira attorno a 10°). Così facendo, non solo risulterà $c_2 \neq 0$, ma si otterrà anche che il liquido uscente dalla pala non urti il dorso della pala successiva. Dalle relazioni (tra i moduli):

$$u_2 = u_1 \quad (5)$$

e:

$$w_2 \approx w_1 \quad (6)$$

la (7) può scriversi:

$$u_1 = w_1 \quad (8)$$

Sostituendo la (8) nella (3) si ricava:

$$u_1 = c_1 - u_1$$

da cui:

$$c_1 = 2 \cdot u_1$$

ovvero:

$$\frac{u_1}{c_1} = 0,5 = \gamma \quad (9)$$

La (9) rappresenta il valore teorico ottimale di γ , in corrispondenza del quale la turbina Pelton raggiungerebbe il massimo rendimento idraulico. Nella pratica, come s'è detto al Paragrafo 3.5, il valore ottimale di γ oscilla tra 0,43 e 0,48.