



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

Le pompe assiali

Corso di Macchine 1

Agenda

- ▶ Le pompe assiali: componenti
- ▶ Il criterio del vortice libero
- ▶ La progettazione di una pompa assiale
- ▶ I profili aerodinamici
- ▶ Dalla schiera di profili al progetto preliminare della girante
- ▶ Esempio di progetto
- ▶ Dimensionamento della sezione palare
- ▶ Curve caratteristiche





Esercizio

Esercizio

Si consideri una pompa assiale caratterizzata dai seguenti dati di targa:

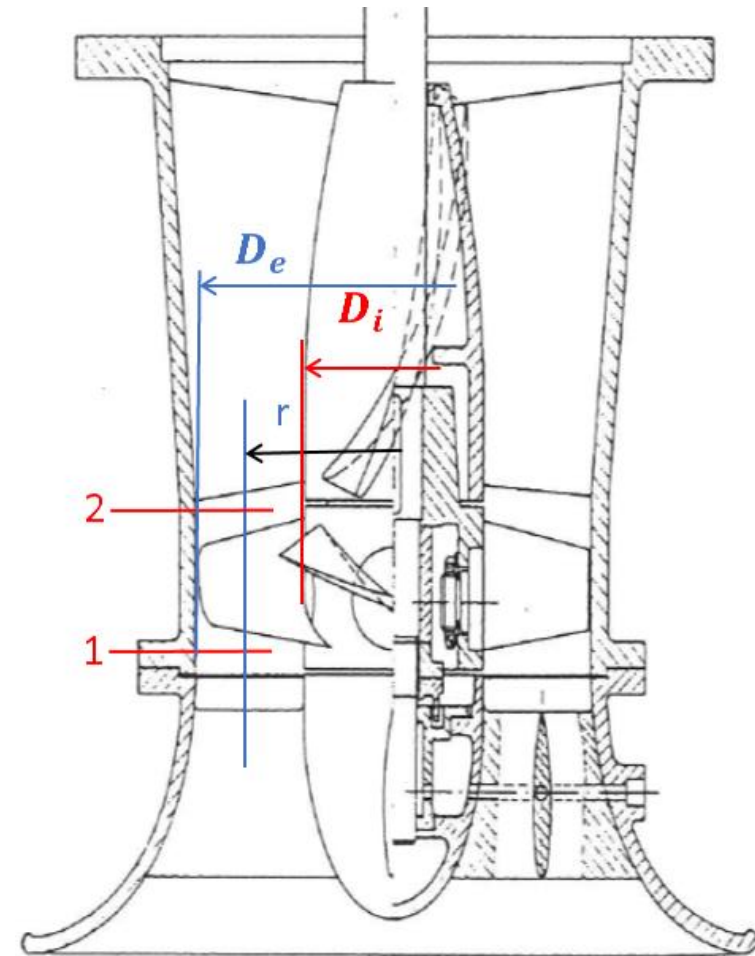
$$Q_v = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h = 6 \text{ m}$$

$$n = 2000 \text{ giri/minuto}$$

Determinare:

- Numero tipico di macchina K
- Diametro della sezione esterna della girante D_e
- Diametro della sezione interna della girante D_i
- I triangoli delle velocità nella sezione esterna, media e interna
- Lo spessore e la lunghezza del profilo nella sezione esterna, media e interna

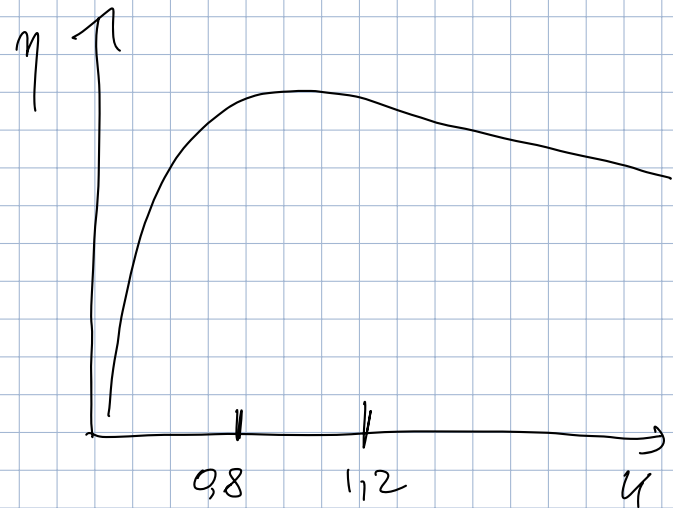
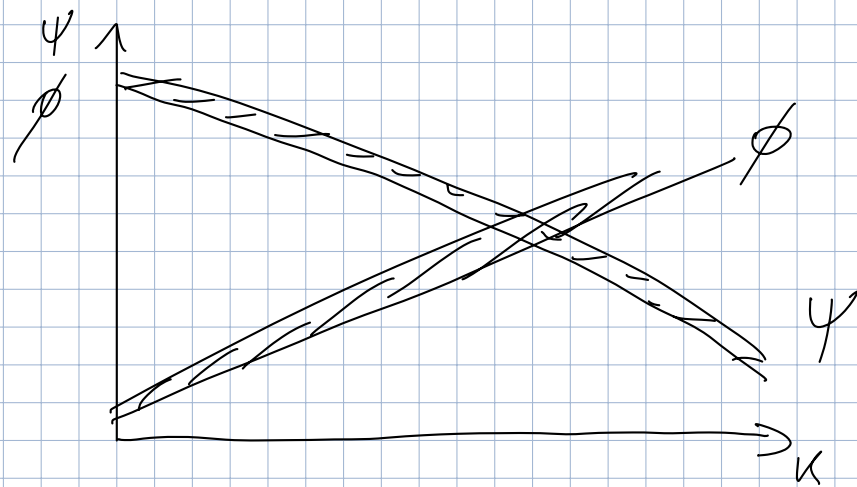


RISOLUZIONE

$$K = \omega \cdot \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}} \Rightarrow K > 2,5 \text{ VACC. ASSIALI}$$

$$= \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}} = \frac{2\pi \cdot 2000}{60} \cdot \frac{0,14^{0,5}}{(9,81 \cdot 6)^{0,75}} = 3,6877$$

PER DET. D_e e D_u $\Rightarrow$ STATISTICA



$$\psi = 0,1108$$

$$\phi = 0,2478$$

$$\eta_{nd} = 80\%$$

$$\eta_v = 96\%$$

DA $\psi \rightarrow U_{2e} \rightarrow D_{2e}$

$$\psi = \frac{gh}{U_{2e}^2} \Rightarrow U_{2e} = \sqrt{\frac{gh}{\psi}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 6}{0,1108}} = 23,04 \text{ m/s}$$

$$D_{2e} = D_{1e} = \frac{2 U_{2e}}{\omega} = \frac{2 \cdot 23,04}{209,44} = 0,22 \text{ m} = 220 \text{ mm}$$

$$D_e = 220 \text{ mm}$$

$\psi \rightarrow D_u$

$$\varphi = \frac{C_a}{U_e} \Rightarrow C_a = \varphi \cdot U_e = 0,2478 \cdot 23,04$$

$$= 5,709 \text{ m/s} \approx 5,71 \text{ m/s}$$

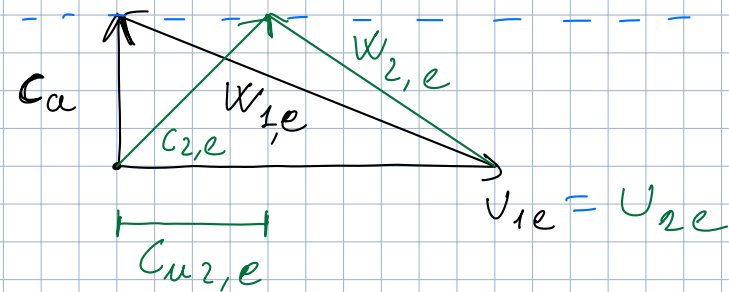
$$C_a = \frac{Q_{vi}}{A} = \frac{Q_v}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_n^2)}$$

$$= \frac{0,14}{0,96 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,22^2 - D_n^2)} \Rightarrow D_n = 0,126 \text{ m}$$

$$= 126 \text{ mm}$$

$$D_e = 220 \text{ mm} \quad D_n = 126 \text{ mm}$$

TRIANGOLI DELLE VEL. SEZ. e, SEZ. 1, SEZ. m
SI PARTE DALLA SEZ e ① ②



$$C_{u1,e} = 0$$

$$C_{u2,e} \neq 0$$

$$C_a = C_{1,e}$$

RICORDO

$$C_a = 5,71 \text{ m/s} \quad U_e = U_{1,e} = 23,04 \text{ m/s}$$

$$\psi_t = \frac{g h_t}{U_e^2} = \frac{\varphi}{\eta_{id}} = \frac{0,1108}{0,9} = 0,1231$$

$$= \frac{U_e \cdot (C_{u2e} - C_{u1e})}{U_e^2} = \frac{C_{u2e}}{U_e}$$

$$\psi_t = 0,1231 = \frac{C_{u2e}}{23,04} \Rightarrow C_{u2e} = 2,838 \text{ m/s}$$

$$W_{u1,e} = U_e$$

$$W_{u2,e} = U_e - C_{u2,e} = 20,2 \text{ m/s}$$

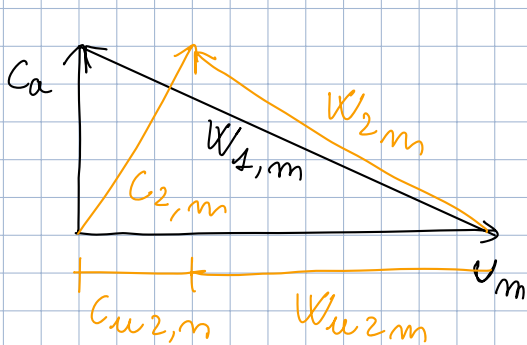
SEZ MEDIA

$$D_m = \frac{D_e + D_u}{2} = \frac{220 + 126}{2} = 173 \text{ mm}$$

$$R_m = 86,5 \text{ mm}$$

$$U_{1,m} = U_{2,m} = \omega \cdot R_m = 209,44 \cdot 0,0865 = 18,12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$C_a = C_{1,m} = 5,71 \text{ m/s}$$



$$C_a = \omega r_1$$

$$r C_u = \omega r_2$$

$$R_m \cdot C_{u2,m} = R_e \cdot C_{u2,e}$$

$$C_{u2,m} = \frac{R_e \cdot C_{u2,e}}{R_m} = \frac{0,11 \cdot 2,838}{0,0865} = 3,61 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_{u2,m} = U_{2,m} - C_{u2,m} = 18,12 - 3,61 = 14,51 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

NELLA SEZ (i) PROCEDO IN MANIERA ANALOGA

$$U_{1,u} = U_{2,u} = \omega R_u = 13,19 \text{ m/s}$$

$$C_{1,u} = C_a = 5,71 \text{ m/s}$$

$$C_{u2,r} = 4,96 \text{ m/s}$$

$$W_{u2,r} = U_r - C_{u2,r} = 8,23 \text{ m/s}$$

SPESORE E LUNGHEZZA

$$\frac{t}{l} \rightarrow C_s \rightarrow \text{RICORDO}$$

$$C_{s,e} < C_{s,m} < C_{s,i}$$

$$0,3 < \dots < 0,8$$

$$C_{s,e} = 0,3 = 2 \cdot \frac{\Delta W_u}{W_{\infty,e}} \cdot \frac{t_e}{l_e}$$

$$= 2 \cdot \frac{C_{u2,e} - C_{u1,i}}{W_{\infty,e}} \cdot \frac{t_e}{l_e}$$

$$W_{\infty,e} = \sqrt{W_e^2 + \left(\frac{W_{u1,e} + W_{u2,e}}{2} \right)^2}$$

$$= \sqrt{5,71^2 + \left(\frac{23,04 + 20,2}{2} \right)^2} = 22,36 \text{ m/s}$$

$$C_{u1,e} = 0$$

$$t_e = \frac{2\pi Re}{z} = \frac{2\pi \cdot 0,11}{4} = 0,17279$$

$$0,3 = \frac{2 \cdot 2,838}{22,36} \cdot \frac{0,17279}{l_e} \Rightarrow l_e = 146,2 \text{ mm}$$

SE 2 (1)

$$W_{\infty, u} = 12,13 \text{ m/s}$$

$$C_{S, u} = 0,8$$

$$t_u = 98,96 \text{ mm}$$

$$l_u = 100,99 \text{ mm}$$

$$SE \geq \textcircled{m}$$

$$R_m = 86,5 \text{ mm}$$

$$C_{S, m} = 0,46$$

$$t_m = 135,87 \text{ mm}$$

$$l_m = 123,6 \text{ mm}$$

RICORDA

$$R_u < R_m < R_e$$

$$C_{S, u} > C_{S, m} > C_{S, e}$$

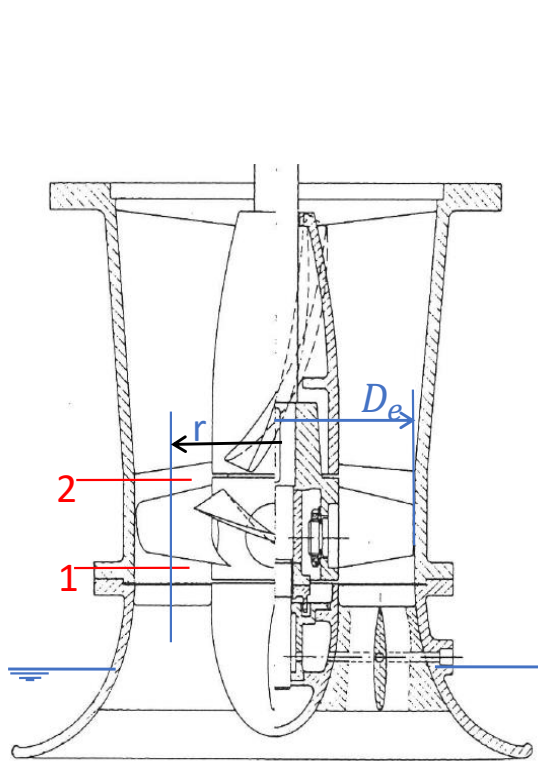
$$l_u < l_m < l_e$$

$$t_u < t_m < t_e$$

Dimensionamento della sezione palare

Criterio di Howell-Constant

Progettazione di una pompa assiale



Q_v, h



1. Studio di fattibilità
2. Dimensionamento della macchina
3. Determinazione dei triangoli di velocità a monte e a valle della girante nelle sezioni di interesse
4. Assegnazione del carico palare alle varie sezioni (C_s)
5. **Dimensionamento delle sezioni palari della girante**

Criterio di Howell - Constant

- Il criterio mira a definire una relazione tra i **parametri geometrici della sezione palare** ed i **triangoli di velocità** a monte e a valle della stessa

Quali parametri geometrici?

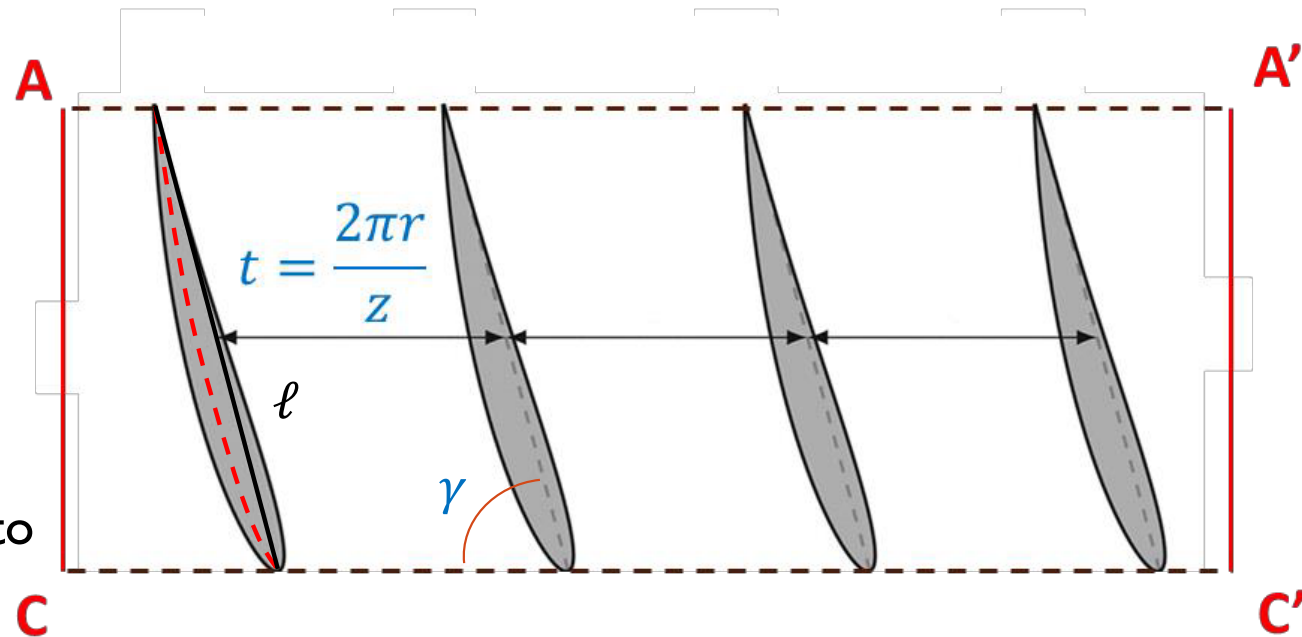
$$l, \frac{x_A}{l}, \frac{y_A}{l}, \vartheta_c, \gamma$$

corda

Alzata
massima

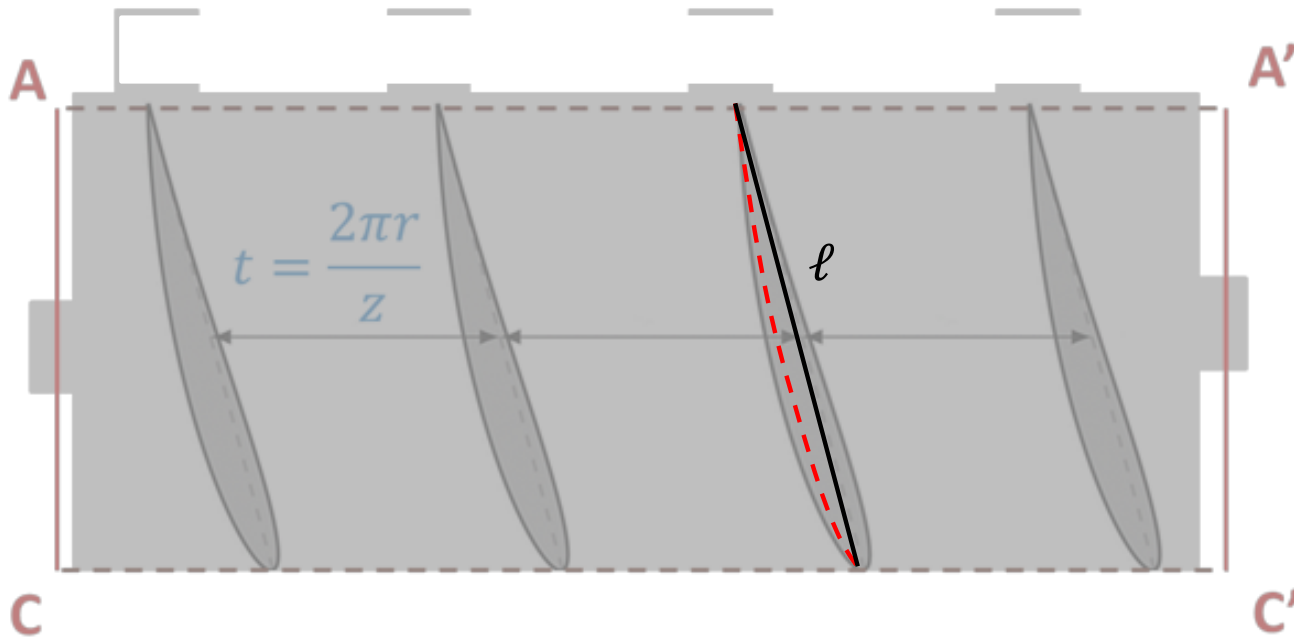
Deviazione
costruttiva

Angolo di
calettamento



Definizione della corda

$$\ell, \frac{x_A}{\ell}, \frac{y_A}{\ell}, \vartheta_c, \gamma$$



- Il carico $\frac{t}{\ell}$ assegnato alle singole sezioni è noto
- Fissato un certo numero di pale Z è possibile determinare il passo palare:

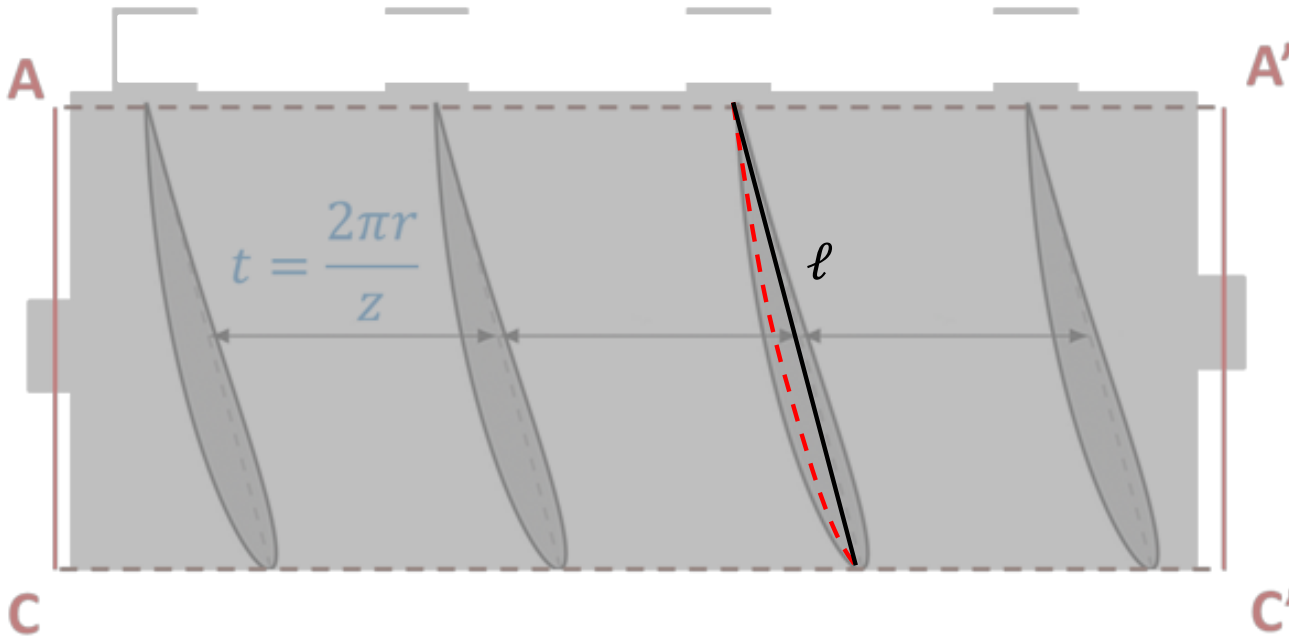
$$t = \frac{2\pi r}{Z}$$



$$\frac{t}{\ell} \longrightarrow \ell$$

Definizione di X_A/ℓ

$$\ell, \frac{x_A}{\ell}, \frac{y_A}{\ell}, \vartheta_c, \gamma$$



- Al diminuire di X_A/ℓ il punto di minima pressione si sposta verso il naso del profilo:



Maggiori rischi di cavitazione

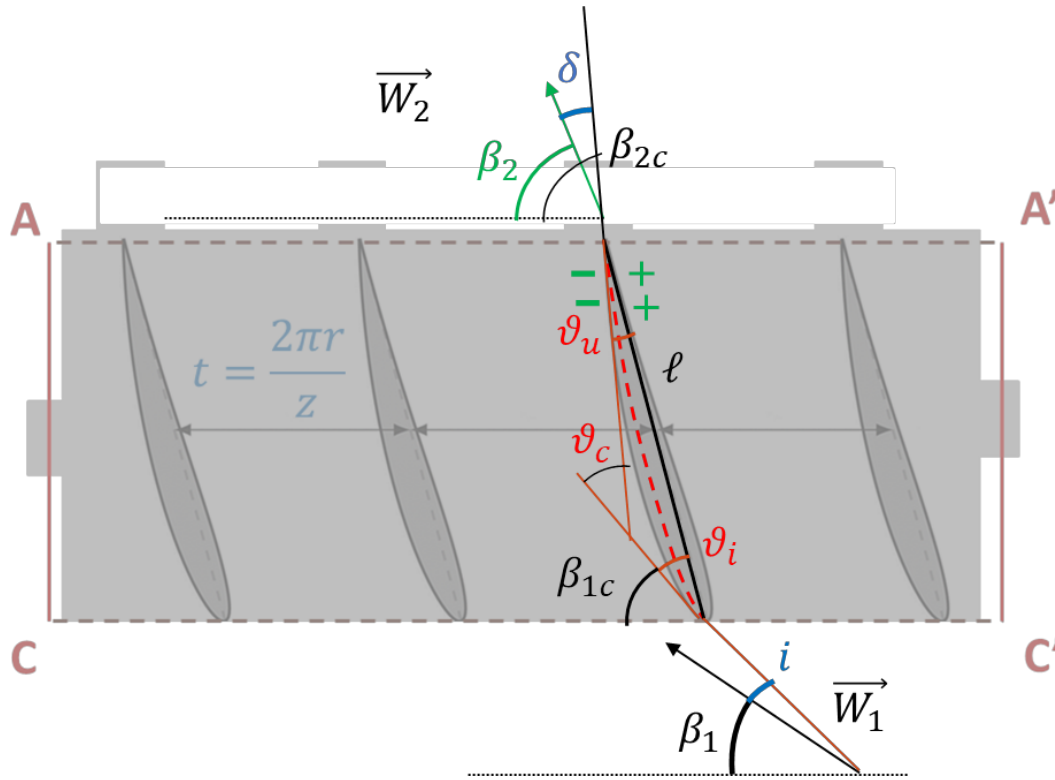
All'aumentare di X_A/ℓ aumentano i **rischi di separazione** della vena fluida



Peggior rendimento

- Nelle **pompe a flusso assiale** si è soliti assumere $x_A/l \approx 0.3 \div 0.4$ quale **soluzione di compromesso** tra le necessità di contenere l'**NPSH** da una parte, e di evitare **rischi di stallo** dall'altra

Definizione della curvatura del profilo



$$\ell, \frac{x_A}{\ell}, \frac{y_A}{\ell}, \vartheta_c, \gamma$$

- La curvatura ϑ_c del profilo impone al fluido una certa **deviazione** e deve essere definita in funzione della deviazione di **angolo** β che viene richiesta dai triangoli di velocità:

$$\vartheta = \beta_2 - \beta_1$$

- Si può dimostrare che la curvatura ϑ_c del profilo è:

$$\vartheta_c = \frac{\vartheta - i}{1 - m \sqrt{\frac{t}{\ell}}}$$

$$m = 0.23 \left(2 \frac{X_A}{\ell} \right)^2 + \frac{90 - \beta_{2deg}}{500}$$

Criterio di Howell - Constant

Si fissano:

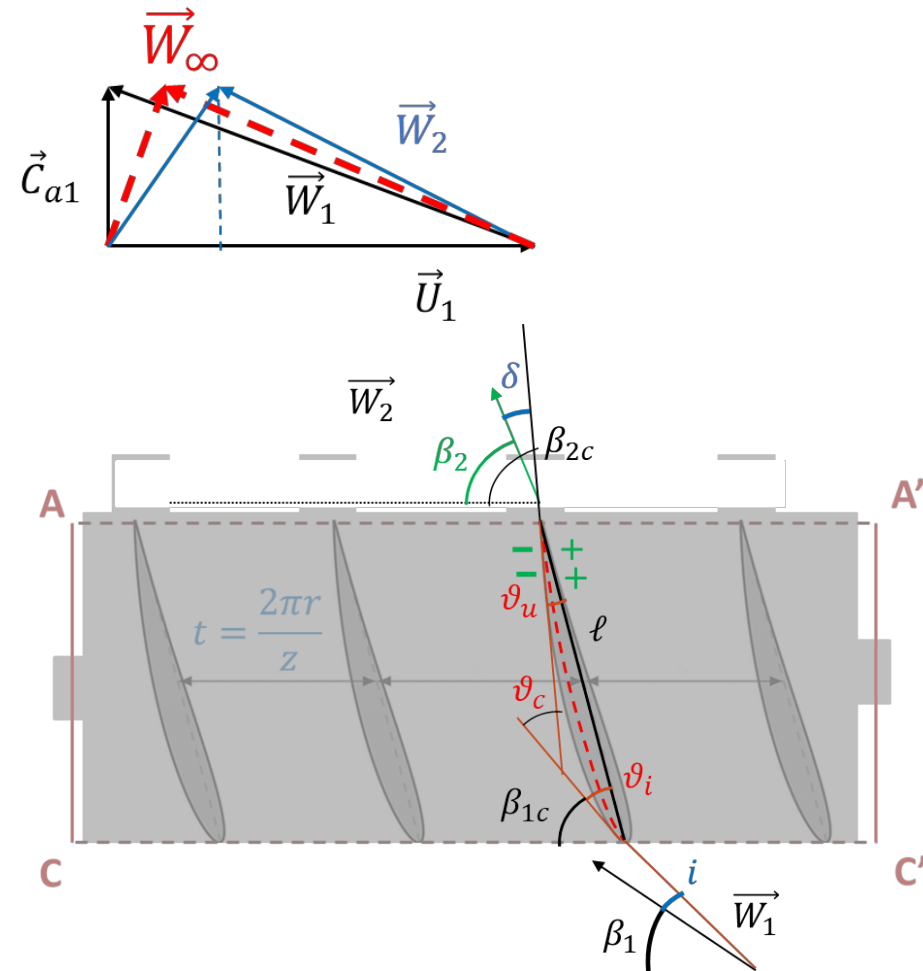
$$X_A/\ell = 0.3 \div 0.4 \quad i$$

$$m = 0.23 \left(2 \frac{X_A}{\ell} \right)^2 + \frac{90 - \beta_{2deg}}{500}$$

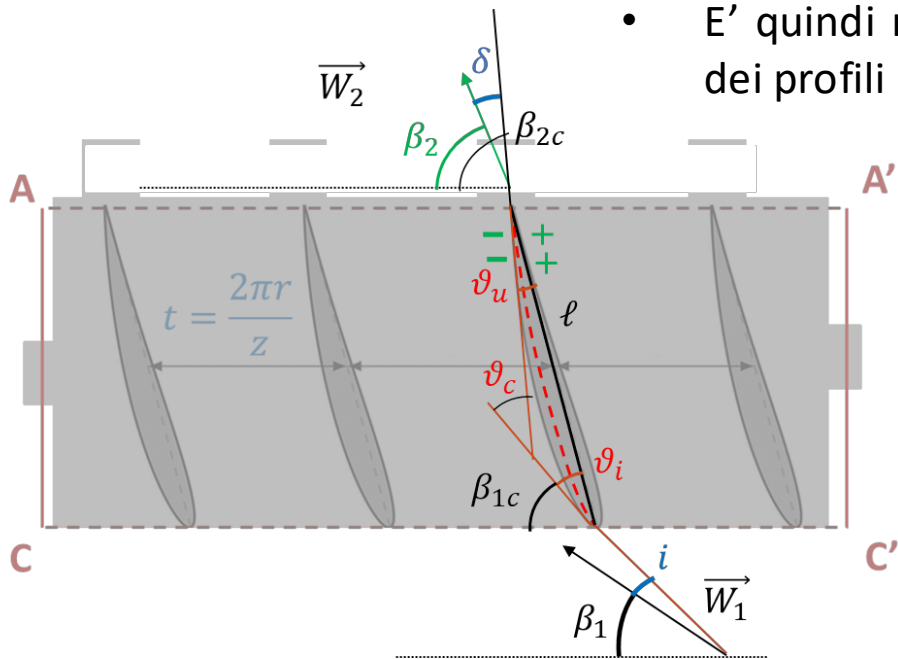
$$\vartheta_c = \frac{\vartheta - i}{1 - m \sqrt{\frac{t}{\ell}}}$$

$$\frac{Y_A}{\ell} = -0.26474 \cot \vartheta_c + \sqrt{0.07008 \cot^2 \vartheta_c + 0.0575}$$

$$\tan \vartheta_i = 6.55556 \frac{Y_A}{\ell} \quad \tan \vartheta_u = -2.65306 \frac{Y_A}{\ell}$$



Criterio di Howell - Constant



- E' quindi nota la geometria del profilo tramite le relazioni già viste dei profili NACA:

$$0 \leq \frac{x}{1} \leq \frac{x_A}{1}$$

$$\frac{y}{l} = \frac{y_A / l}{(x_A / l)^2} \left(2 \frac{x_A}{l} - \frac{x}{l} \right) \frac{x}{l}$$

$$\frac{x_A}{1} \leq \frac{x}{1} \leq 1$$

$$\frac{y}{l} = \frac{y_A / l}{(1 - x_A / l)^2} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \left(1 + \frac{x}{l} - 2 \frac{x_A}{l}\right)$$

$$\frac{\delta}{s} = 1,4845\sqrt{\frac{x}{l}} - 0,63\frac{x}{l} - 1,758\left(\frac{x}{l}\right)^2 + 1,4215\left(\frac{x}{l}\right)^3 - 0,5075\left(\frac{x}{l}\right)^4$$

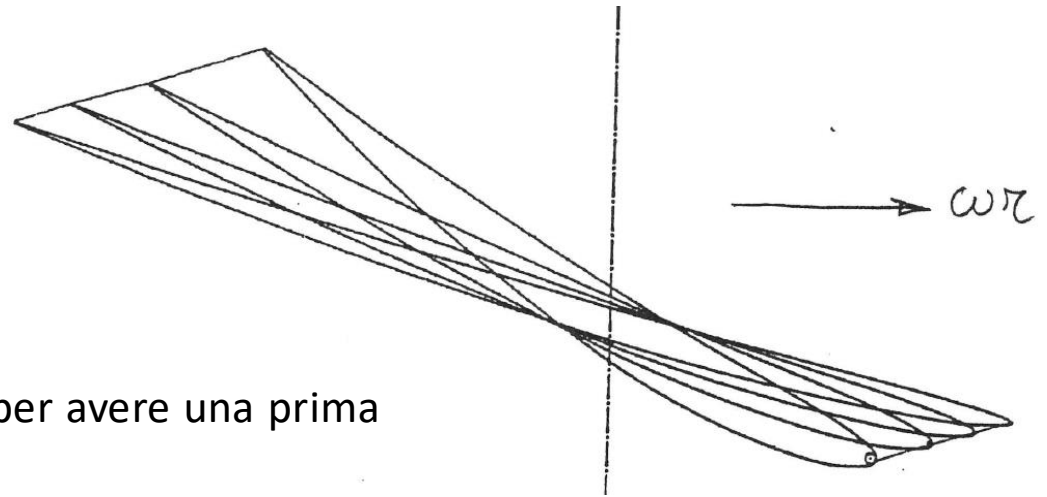
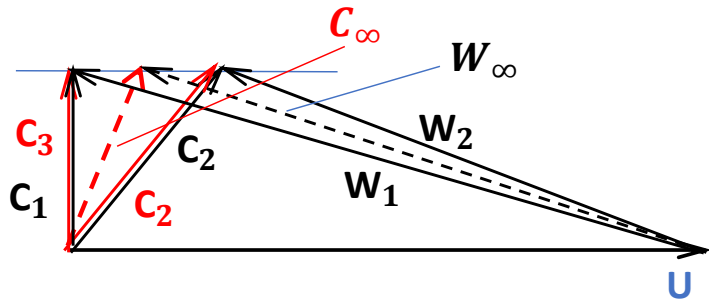
- Lo **spessore palare massimo s** è stabilito inizialmente dal progettista per essere successivamente verificato da apposite analisi strutturali
- E' possibile infine anche calcolare l'angolo di calettamento:

$$\gamma = \beta_{1c} + \vartheta_i = \beta_1 + i + \vartheta_i$$



Criterio di Howell - Constant

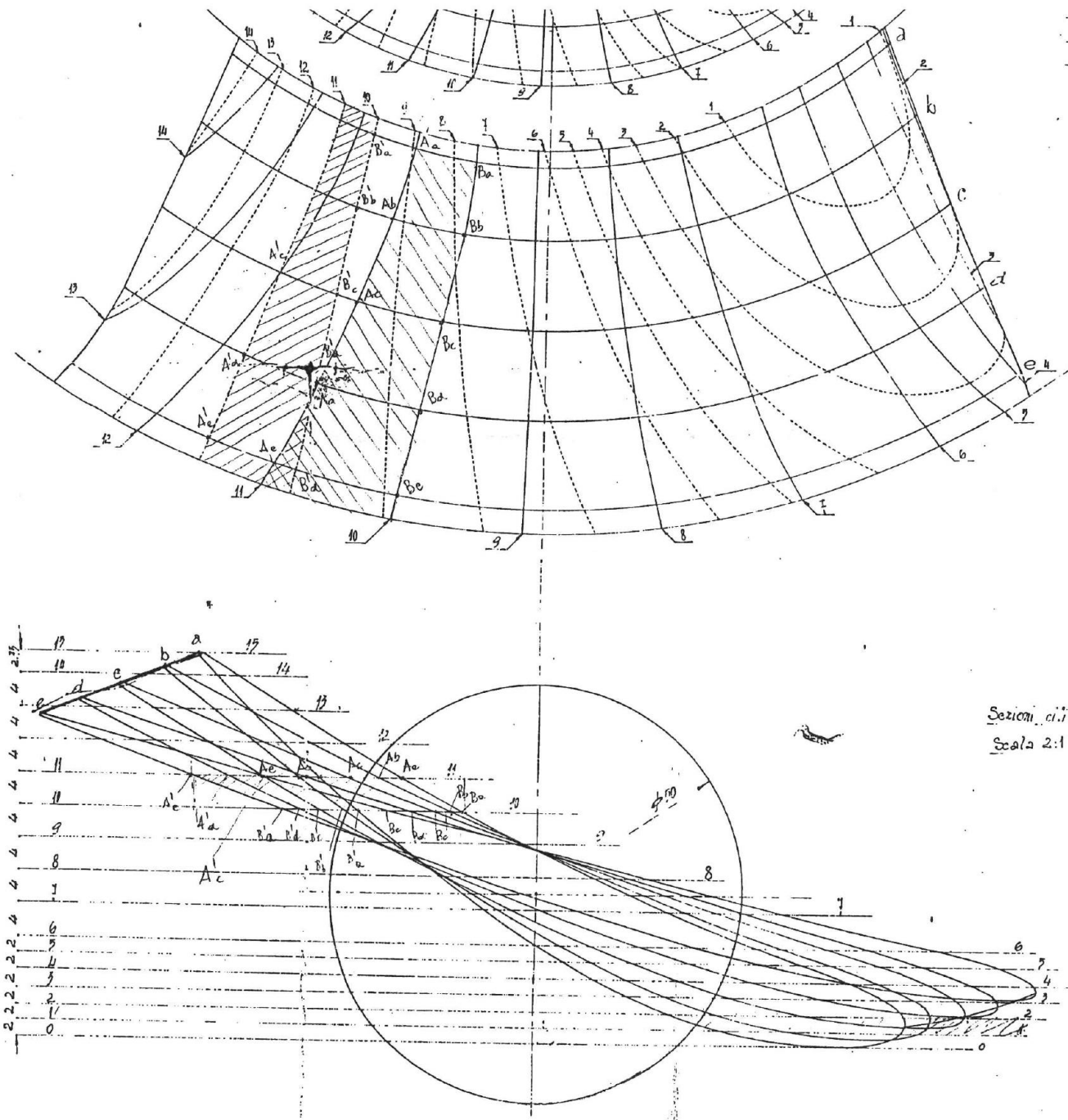
Vista d'insieme dello sviluppo in piano della girante di una pompa assiale



- Si possono infine disegnare le sezioni palari per avere una prima visione d'insieme della girante
- In figura è rappresentata la vista in piano delle sezioni palari della girante di una pompa assiale

Esempio

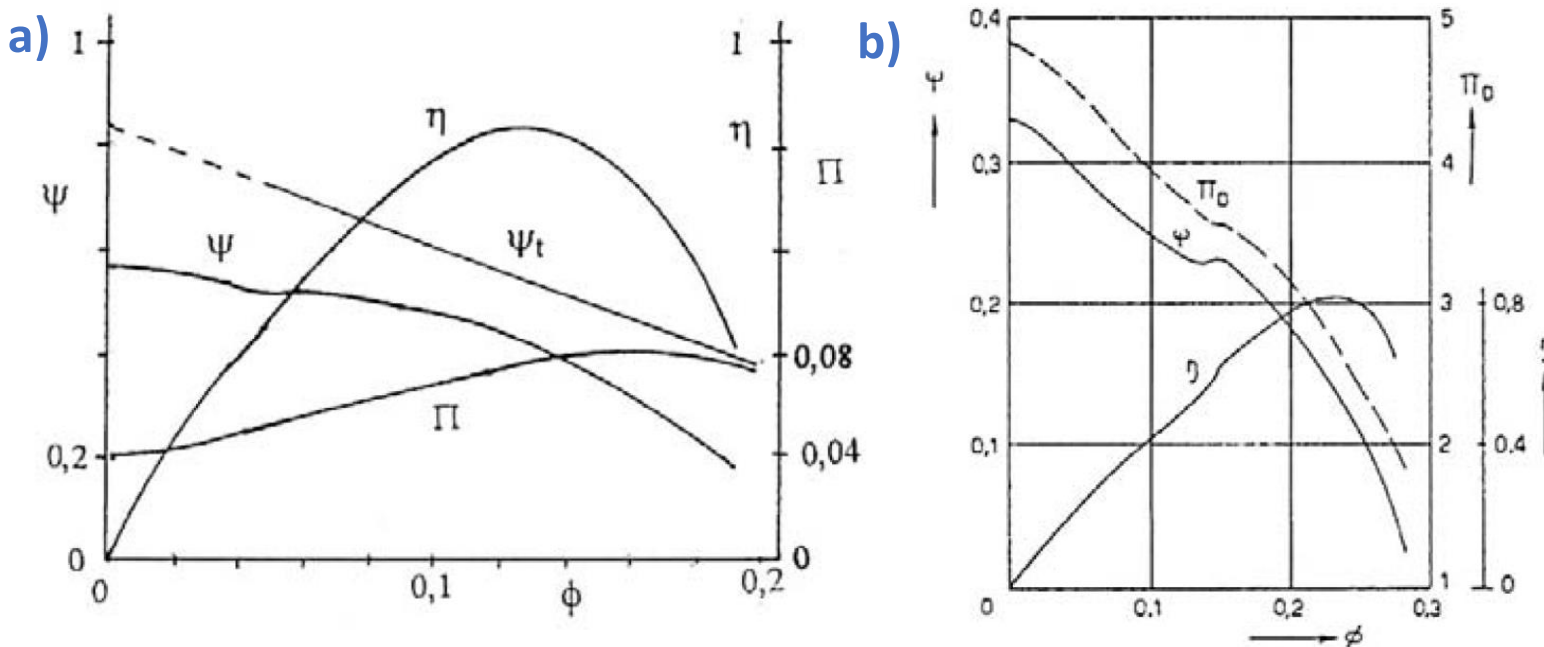
Esempio di disegno
esecutivo di una
girante di pompa
assiale.





Curve caratteristiche

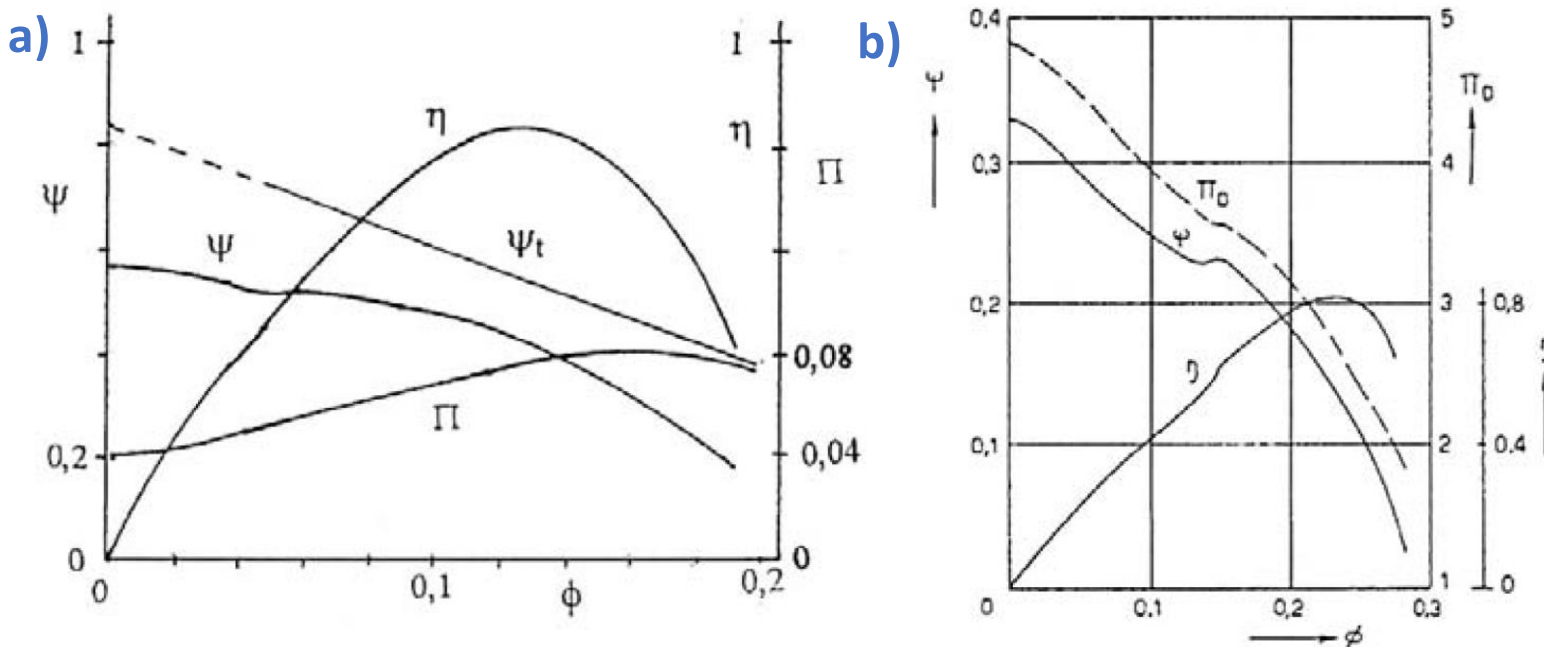
Curve caratteristiche



Curve caratteristiche: *a)* pompa centrifuga *b)* pompa assiale

- Le curve caratteristiche delle pompe assiali differiscono apprezzabilmente da quelle delle pompe centrifughe
- Alle basse portate la curva della prevalenza h (oppure ψ) **aumenta più rapidamente**, così come la curva della potenza assorbita P_{alb} (oppure Π)
- Le motivazioni sono legate all'insorgere di fenomeni di stallo che alterano l'**assetto assiale della corrente**

Curve caratteristiche



Curve caratteristiche: a) pompa centrifuga b) pompa assiale

- Per non sovraccaricare il motore elettrico, **l'avviamento dell'impianto** viene sempre effettuato con la valvola di mandata completamente aperta
- **L'impiego delle pompe assiali è di solito ristretto** ai casi in cui la portata è poco diversa da quella nominale

Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?

