



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

Le pompe assiali

Corso di Macchine 1

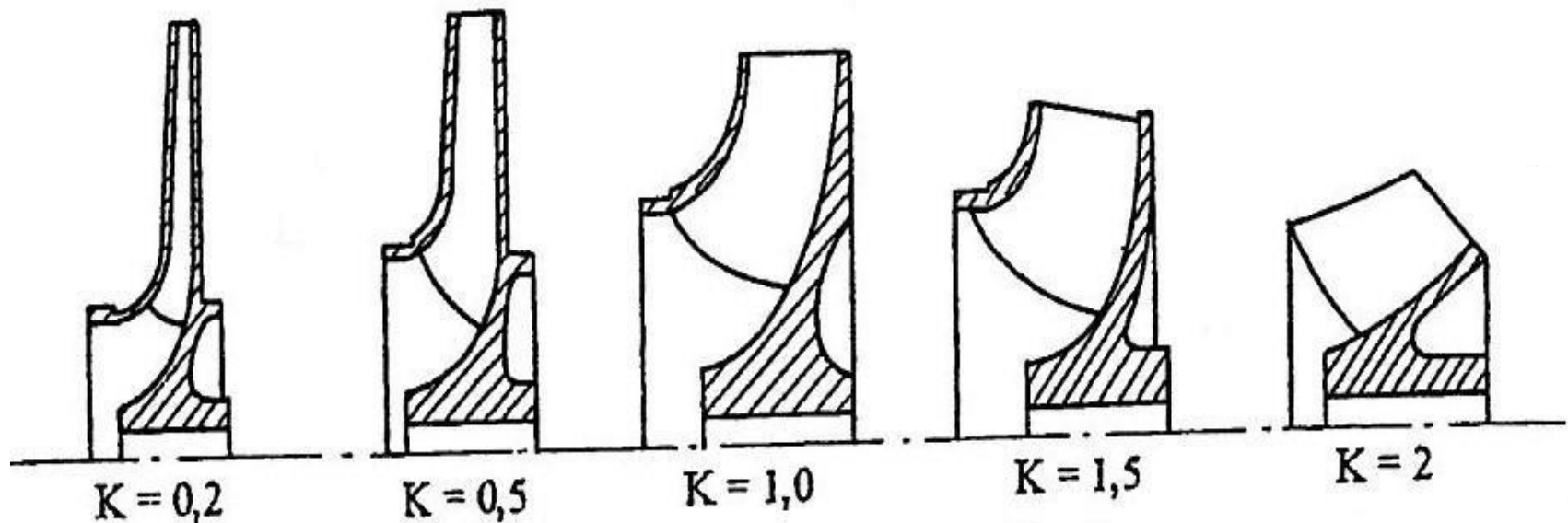
Agenda

- ▶ 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



Le pompe assiali: componenti

Le macchine assiali: $K > 2.5$



Scambi energetici grandi
Portate volumetriche piccole

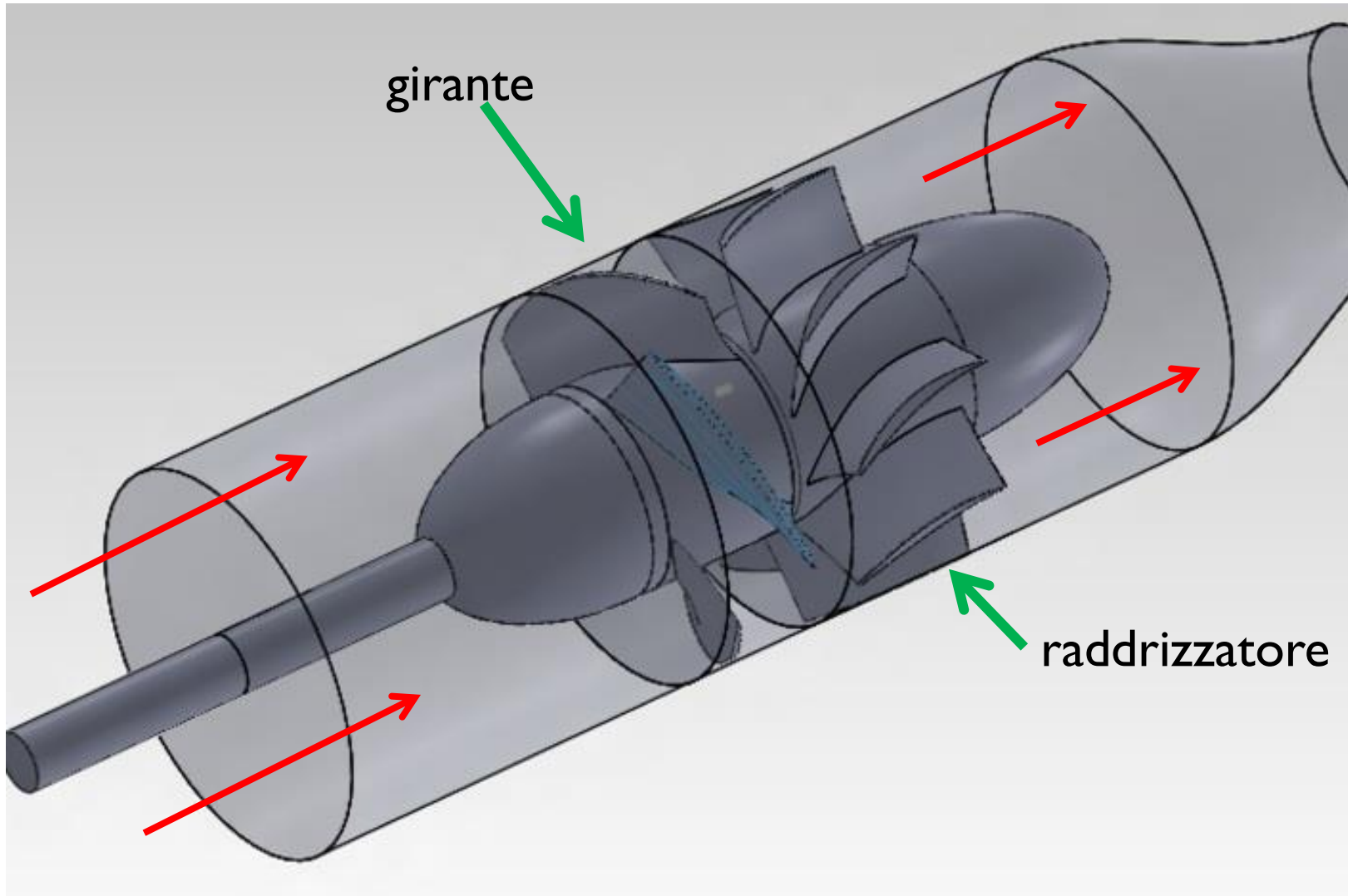


Scambi energetici piccoli
Portate volumetriche grandi

Macchine assiali

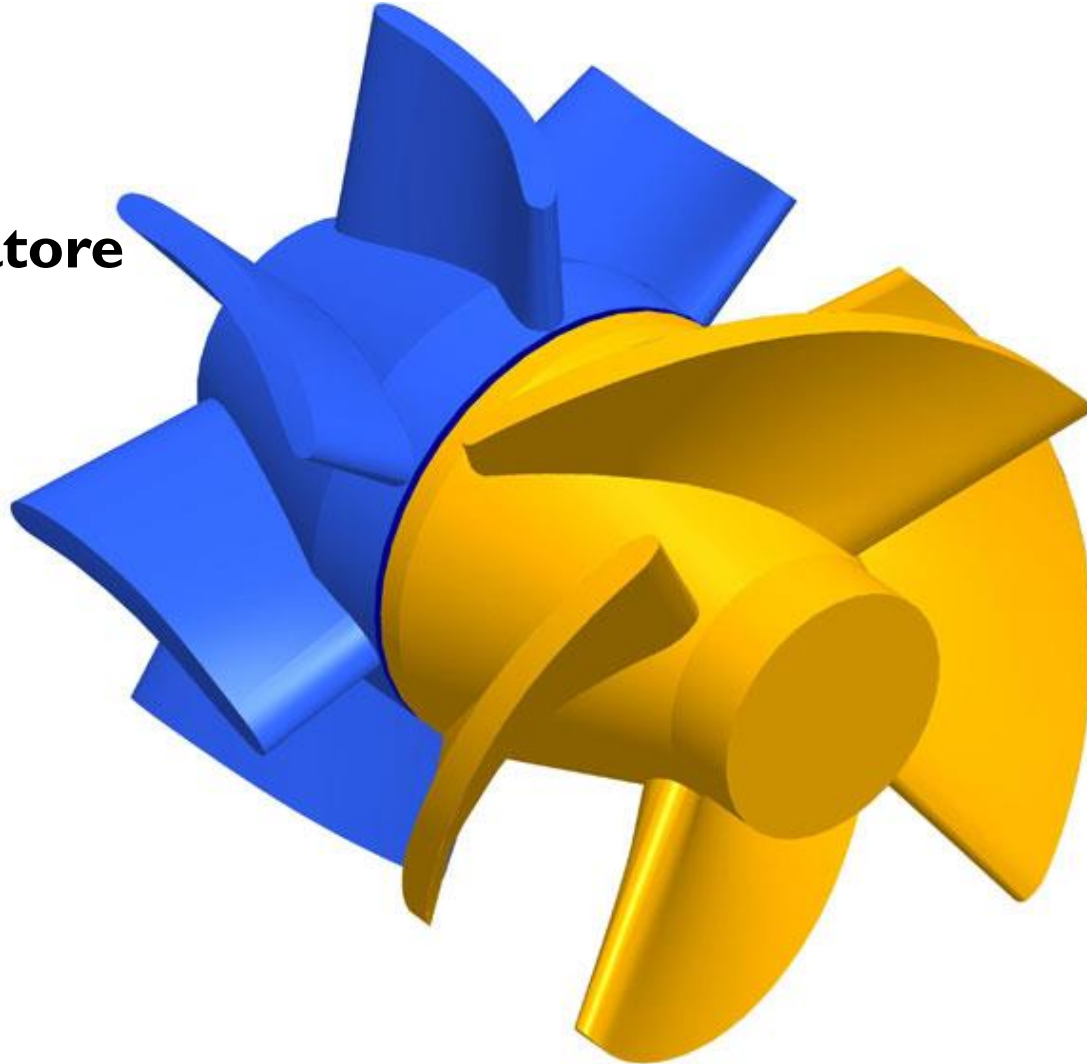


Macchine assiali: componenti



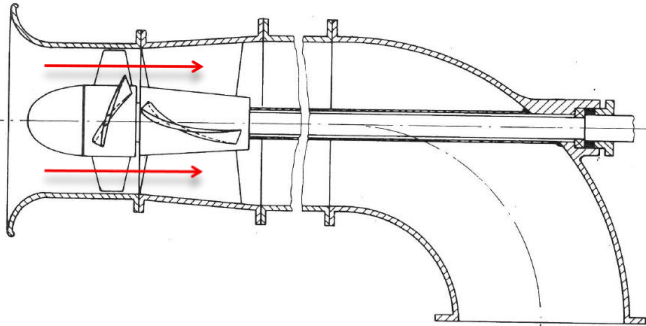
Macchine assiali: componenti

Raddrizzatore



Girante

Pompe assiali



Gli **scambi di energia** per unità di massa sono **piccoli** rispetto a quelli che è possibile ottenere con giranti a flusso centrifugo

Infatti:

Se si suppone che la corrente proceda con una traiettoria parallela all'asse (almeno in condizioni nominali):

$$U_2 = U_1$$

Momento esercitato dalle pale sul fluido

$$M = \rho Q_v (R_2 C_{u2} - R_1 C_{u1})$$

$$= \rho Q_v (R_2 W_{u2} - R_1 W_{u1}) + \cancel{\rho Q_v (R_2 U_2 - R_1 U_1)}$$

Viene meno il **contributo delle forze di Coriolis**

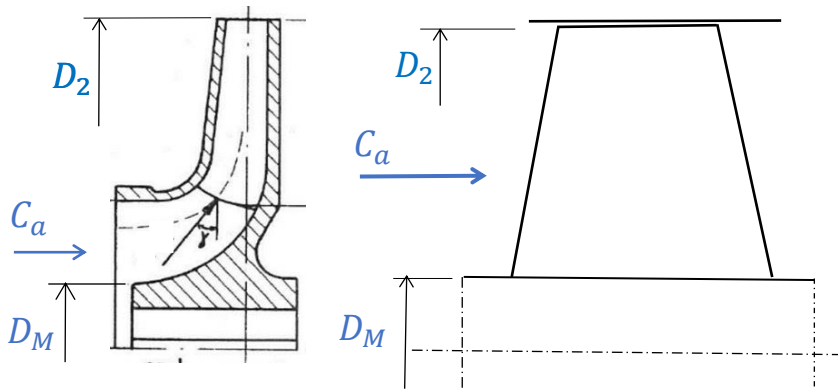
Scambio di energia

$$gh = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \cong \cancel{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

Viene meno l'incremento di pressione dovuto alle **forze centrifughe**

Pompe assiali

- Le prevalenze h sono comunemente minori a 10 m, con punte di 18÷20 m, mentre le portate in virtù proprio della geometria assiale possono assumere valori molto elevati, anche di 80÷90 m³/s

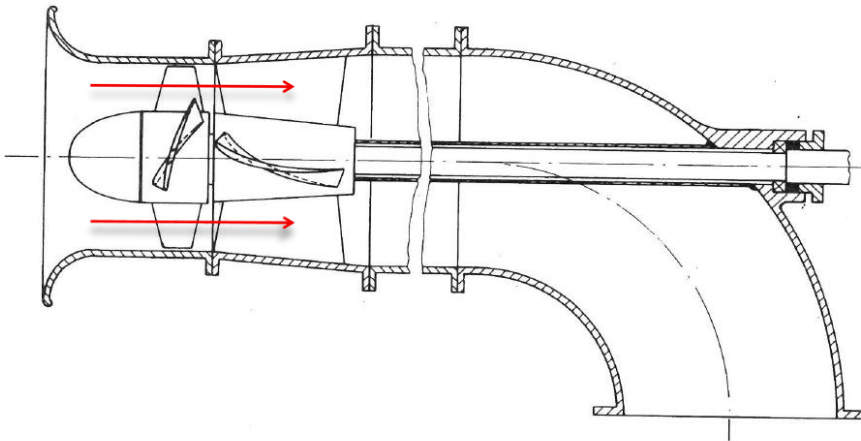


A parità di D_2 , D_M e di velocità assiale C_a , la sezione di attraversamento della soluzione assiale è ben maggiore rispetto a quella centrifuga

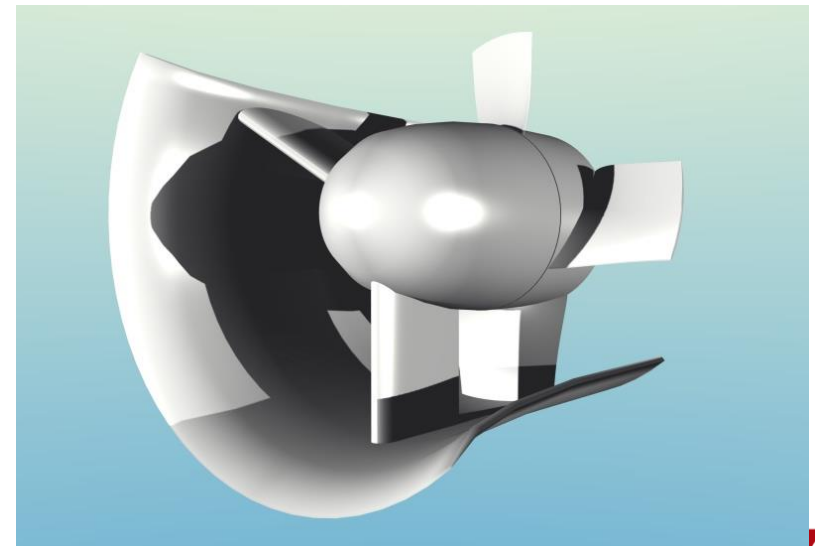
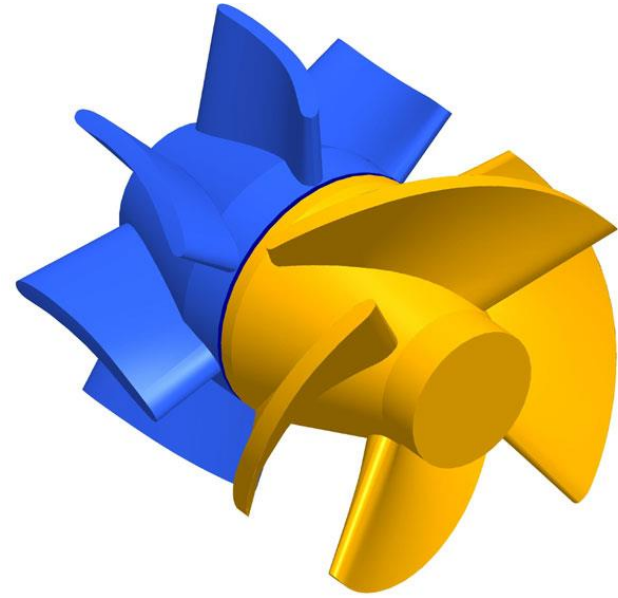
- Le pompe assiali trovano perciò impiego negli impianti di bonifica, negli impianti idrovori e in tutte quelle applicazioni in cui le prevalenze siano piccole rispetto alle portate ($K > 2.5$)

Pompe assiali

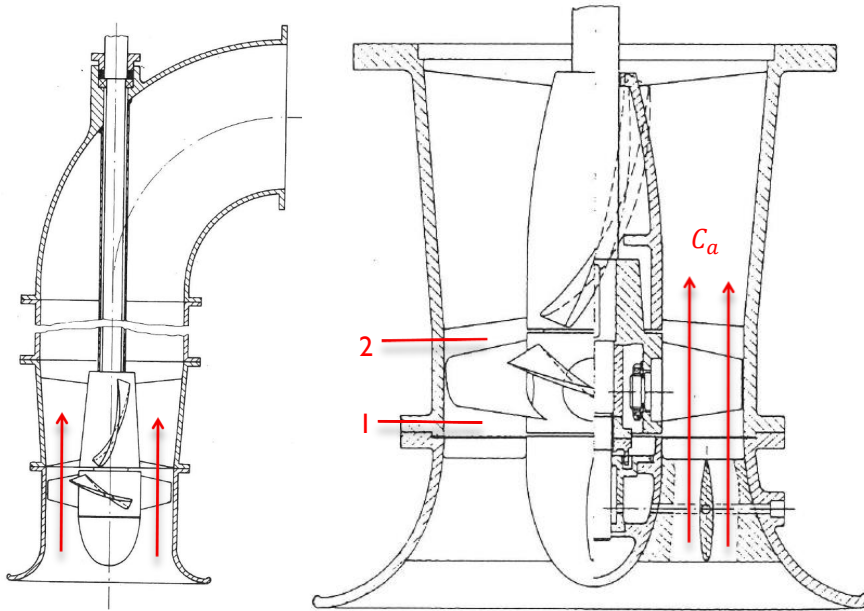
Queste pompe sono costituite da una girante con 3÷5 pale e da un raddrizzatore avente 4÷6 pale



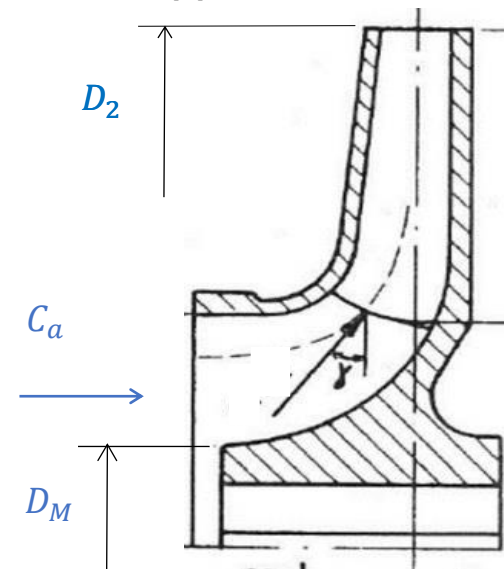
Alcune soluzioni presentano anche una schiera di pale radiali con funzione di supporto e per annullare l'eventuale pre-rotazione della corrente a monte della girante



Pompe assiali

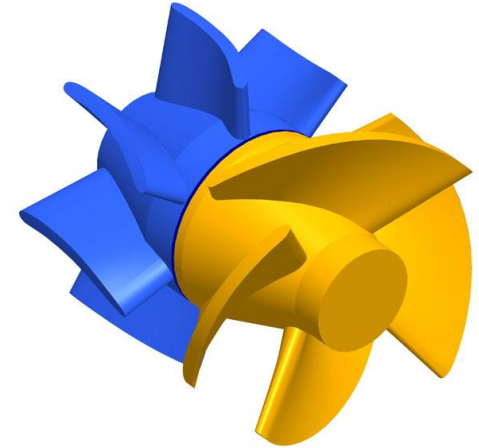
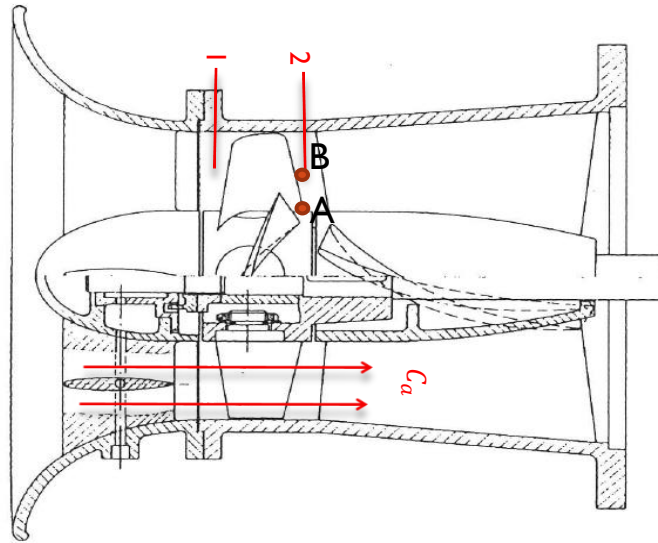
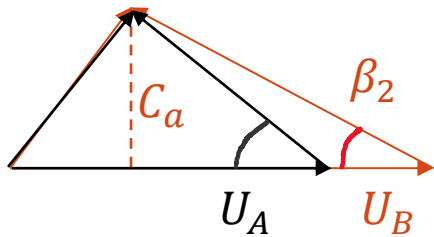


Approccio monodimensionale



- Lo studio della palettatura richiede uno studio attento del **campo di moto a monte** e, soprattutto, **a valle della girante**
- Un approccio **monodimensionale** che assuma, ad esempio, **costante** in direzione radiale le velocità assiale C_a e tangenziale C_u **non semplifica** lo studio della **palettatura** che risulterebbe comunque a doppia curvatura a causa della variazione radiale dell'angolo β_{2c} della pala

Pompe assiali



- Varia infatti in direzione radiale l'angolo di flusso β_2 della corrente relativa poiché
$$\tan \beta_2 = C_a / (U_2 - C_{u2})$$
e quindi, anche ammettendo C_a e C_{u2} costanti, l'angolo di flusso β_2 , e con esso β_{2c} , varia in direzione radiale e la pala risulterebbe comunque a doppia curvatura



Il corretto **dimensionamento** della palettatura non può perciò prescindere dalla corretta **distribuzione** delle componenti assiale C_a e tangenziale C_u della velocità assoluta a monte e a valle della girante

Il criterio del vortice libero

Il criterio del vortice libero

- A partire dalle equazioni del moto

$$\frac{\partial \vec{C}}{\partial t} - \vec{C} \times \vec{\Omega} = -\nabla \left(\frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} + gz \right) + \vec{f}$$

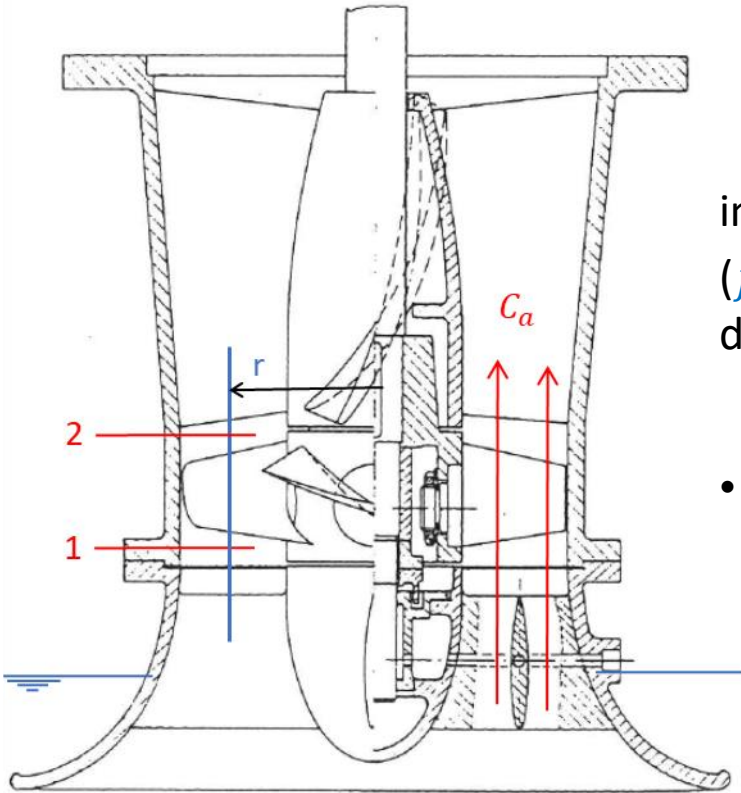
in ipotesi di moto stazionario ($\partial \vec{C} / \partial t = 0$) e fluido ideale ($\vec{f} = 0$), trascurando gz , si è già dimostrato che l'equazione diventa:

$$\vec{C} \times \vec{\Omega} = 0$$

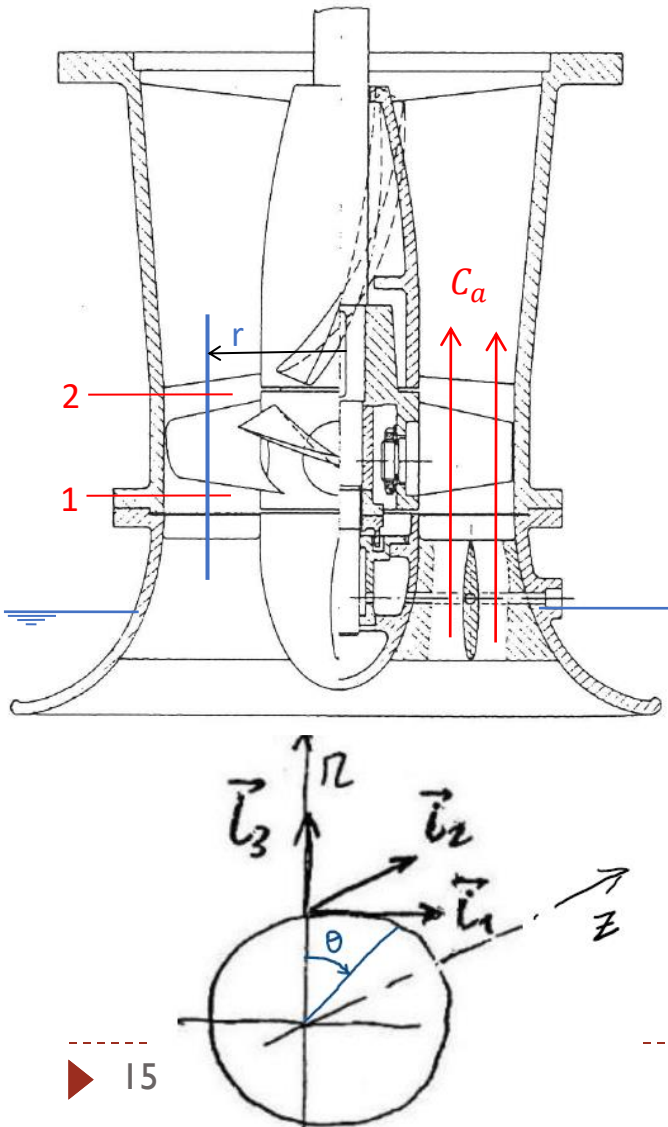
- La soluzione più generale di tale equazione è:

$$\vec{\Omega} = 0$$

vorticità della corrente assoluta



Il criterio del vortice libero



- Ricordando che la vorticità $\vec{\Omega}$ è definita come:

$$\vec{\Omega} = \begin{bmatrix} \vec{i}_1 & \vec{i}_2/r & \vec{i}_3/r \\ \frac{\partial}{\partial \vartheta} & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial r} \\ rC_u & C_a & C_r \end{bmatrix}$$

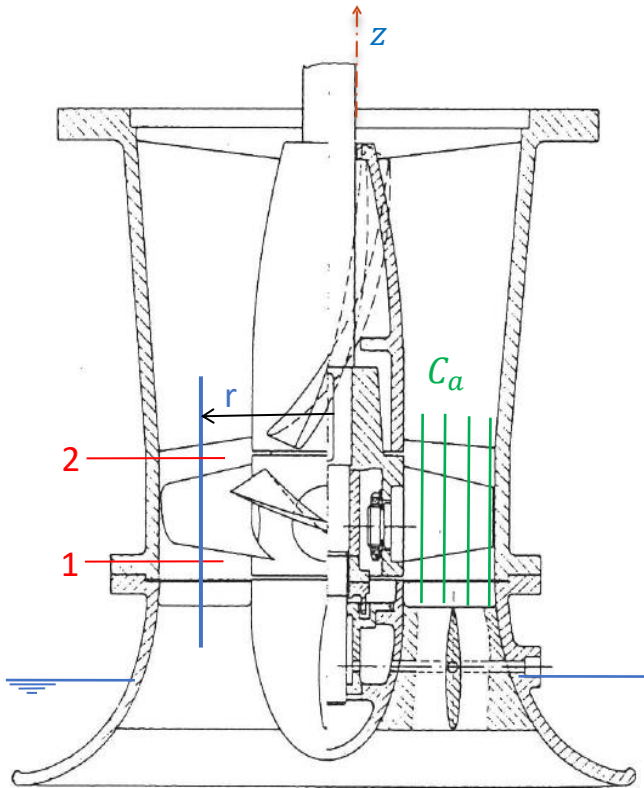
- Le componenti di $\vec{\Omega}$ sono:

$$\Omega_u = \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_a}{\partial r}$$

$$\Omega_z = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial(rC_u)}{\partial r} - \frac{\partial C_r}{\partial \vartheta} \right]$$

$$\Omega_r = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial C_a}{\partial \vartheta} - \frac{\partial(rC_u)}{\partial z} \right]$$

Il criterio del vortice libero



$$\vec{C} \times \vec{\Omega} = 0$$

- Se la vorticità deve essere nulla nelle sezioni 1 e 2:

$$\vec{\Omega} = (\vec{\Omega}_u, \vec{\Omega}_r, \vec{\Omega}_z) = 0$$

... allora tutte le sue componenti devono essere nulle

$$\Omega_u = \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_a}{\partial r} = 0 \Rightarrow \frac{\partial C_a}{\partial r} = 0 \Rightarrow \boxed{C_a = \text{cost}(r)}$$

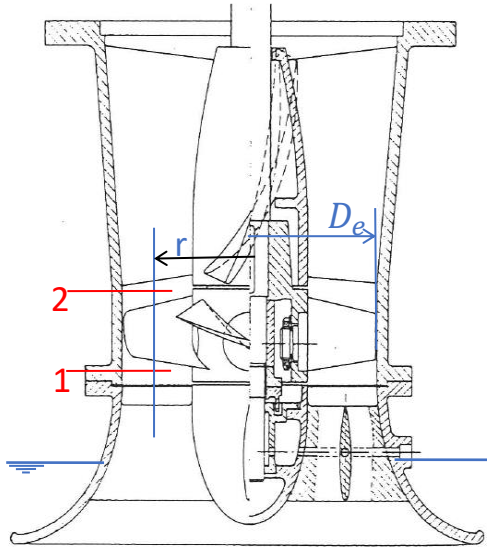
($C_r \equiv 0$ per l'ipotesi di corrente cilindrica)

$$\Omega_z = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial(rC_u)}{\partial r} - \frac{\partial C_r}{\partial \vartheta} \right] = 0 \Rightarrow \frac{\partial(rC_u)}{\partial r} = 0 \Rightarrow \boxed{rC_u = \text{cost}(r)}$$

$$\Omega_r = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial C_z}{\partial \vartheta} - \frac{\partial(rC_u)}{\partial z} \right] = 0 \Rightarrow \frac{\partial(rC_u)}{\partial z} = 0 \Rightarrow \boxed{rC_u = \text{cost}(z)}$$

(condizione di **assialsimmetria** del moto $\partial C_z / \partial \vartheta = 0$)

Il criterio del vortice libero



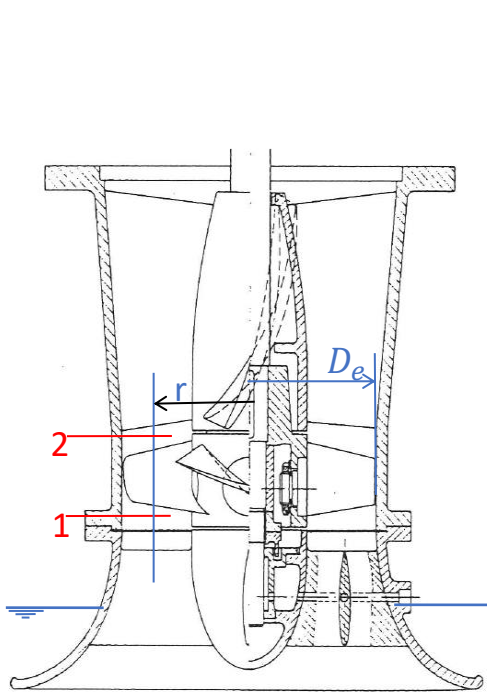
$$\frac{\partial C_a}{\partial r} = 0 \quad \Rightarrow \quad C_a = \boxed{\text{cost}_1} \quad ?$$

$$\frac{\partial(rC_u)}{\partial r} = 0 \quad \Rightarrow \quad rC_u = \boxed{\text{cost}_2} \quad ?$$

- Queste equazioni torneranno utile in fase di progettazione e le costanti verranno definite in funzione delle caratteristiche della pompa da progettare

La progettazione di una pompa assiale

Progettazione di una pompa assiale



Q_v, h



1. Studio di fattibilità

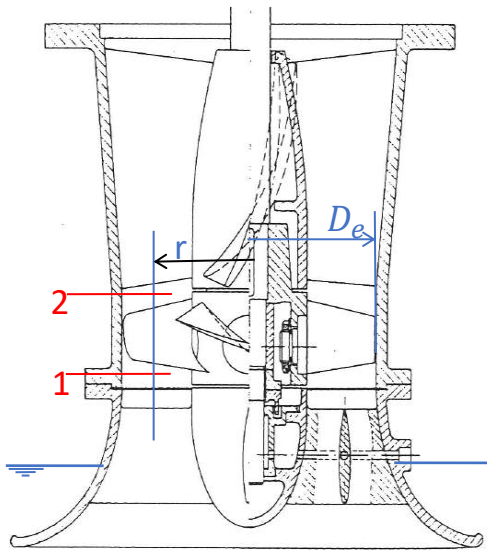


Scelgo n ovvero ω

2. Dimensionamento della macchina

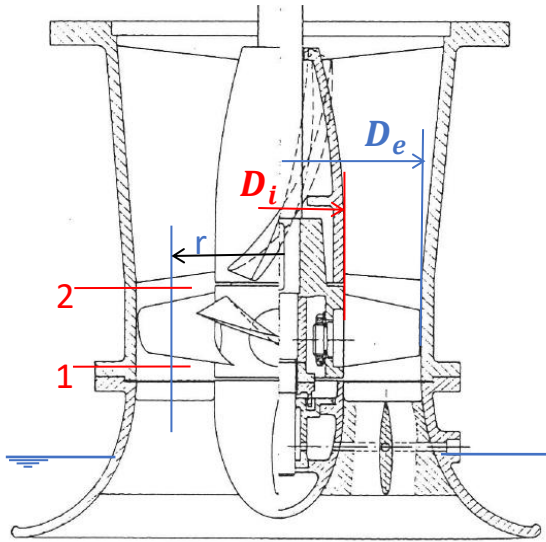
3. Determinazione dei triangoli di velocità a monte e a valle della girante nelle sezioni di interesse
4. Assegnazione del carico palare alle varie sezioni
5. Dimensionamento delle sezioni palari della girante

Progettazione di una pompa assiale



- Q_v, h
- ↓
1. Studio di fattibilità → Scelgo n ovvero ω
 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
 5. Dimensionamento delle sezioni palari della girante

Dimensionamento



$$Q_v, h, \omega$$

$$K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

- Da $K \Rightarrow$ Stime di rendimenti $\eta, \eta_{id}, \eta_v, \eta_{mv}$ e del numero di pressione ψ e di flusso φ :

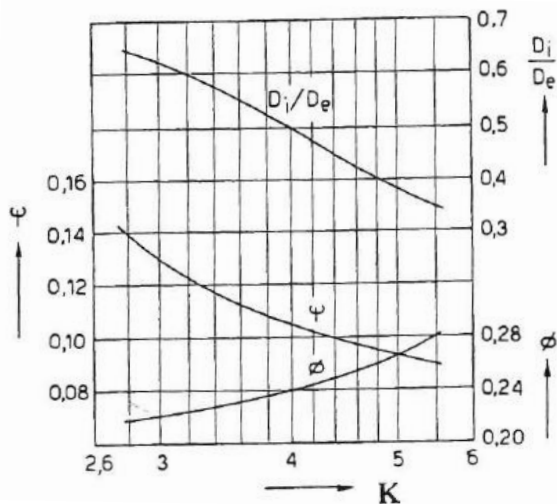
$$\varphi = \frac{C_a}{U_e}, \psi = \frac{gh}{U_e^2}$$

- Da ψ si ricava la velocità periferica U_e e poi il diametro esterno D_e :

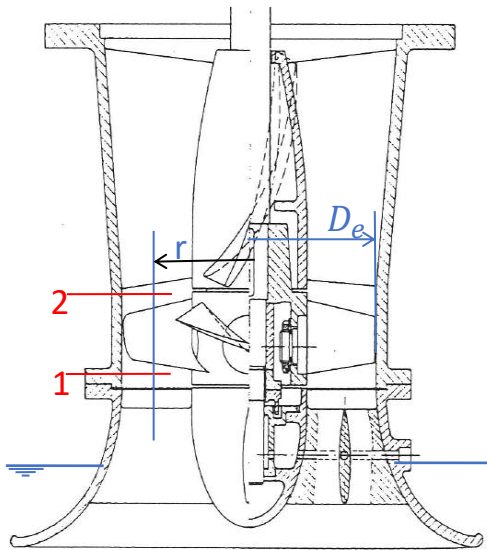
$$U_e = \sqrt{\frac{gh}{\psi}} \rightarrow D_e = \frac{2 U_e}{\omega} = \frac{60 U_e}{\pi n}$$

mentre dal numero di flusso φ si deduce il diametro D_i del mozzo:

$$\varphi = \frac{C_a}{U_e} = \frac{Q_v}{\eta_v \xi_1 \pi \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4}} \frac{1}{U_e} \rightarrow D_i$$



Progettazione di una pompa assiale



Q_v, h



1. Studio di fattibilità → Scelgo n ovvero ω

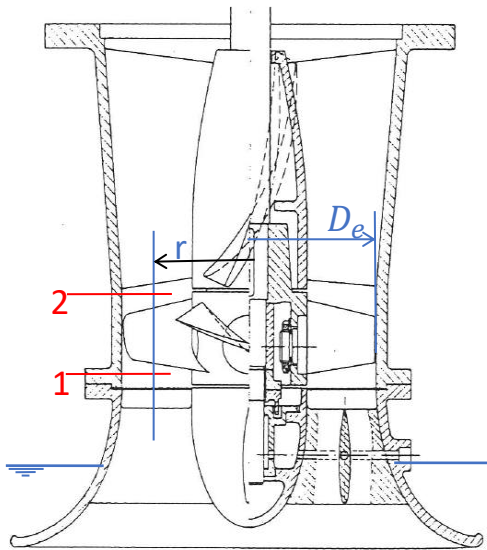
2. Dimensionamento della macchina → D_e, D_i

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

5. Dimensionamento delle sezioni palari della girante

Progettazione di una pompa assiale

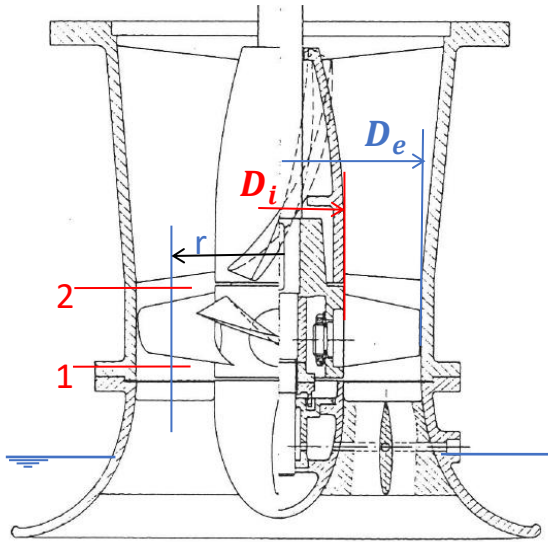


Q_v, h

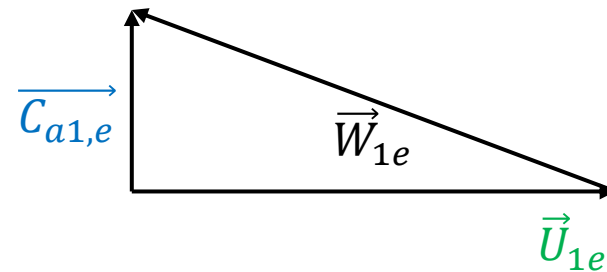


1. Studio di fattibilità → Scelgo n ovvero ω
2. Dimensionamento della macchina → D_e, D_i
3. Determinazione dei triangoli di velocità a monte e a valle della girante nelle sezioni di interesse
4. Assegnazione del carico palare alle varie sezioni
5. Dimensionamento delle sezioni palari della girante

Triangoli di velocità



- Una volta determinate le dimensioni principali della girante è possibile determinare i triangoli di velocità
- Si prenda in primo luogo a riferimento la sezione esterna e in corrispondenza della corona
- Ipotizzando $\overrightarrow{C_{u1,e}} = 0$, il triangolo delle velocità sarà:

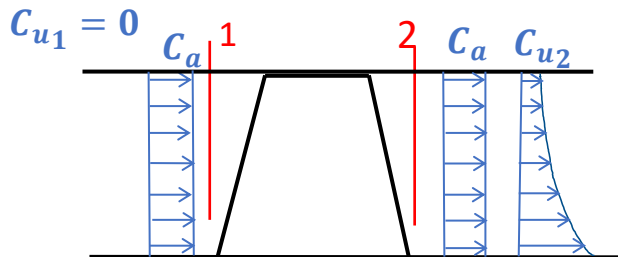


dove:

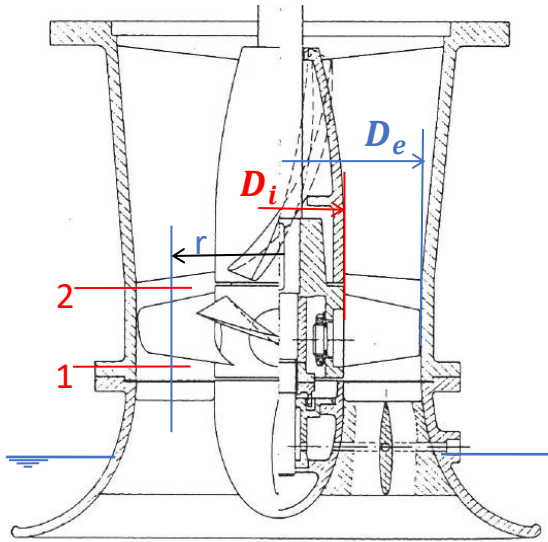
$$\vec{U}_{1e} = \omega \frac{D_{1e}}{2}$$

mentre, per il criterio del vortice libero:

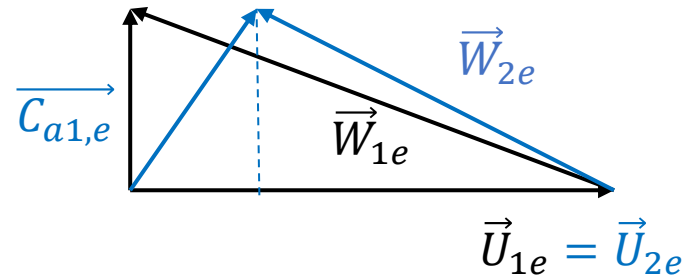
$$\overrightarrow{C_{a1,e}} = \vec{C}_a = \text{cost}_1 = \frac{Q_v}{\eta_v \xi_1 \pi \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4}}$$



Triangoli di velocità



- Per quanto riguarda l'uscita della girante (sez. 2e), ricordando che la linea di corrente è perfettamente assiale ($\vec{U}_{1e} = \vec{U}_{2e}$), il triangolo sarà:



Dove:

$$\vec{U}_{2e} = \vec{U}_{1e}$$

$$\overrightarrow{C_{a1,e}} = \overrightarrow{C_{a2,e}} = \overrightarrow{C_a}$$

- Per quanto riguarda la velocità C_{u2e} , si sfrutta la definizione del numero teorico di pressione ψ_t :

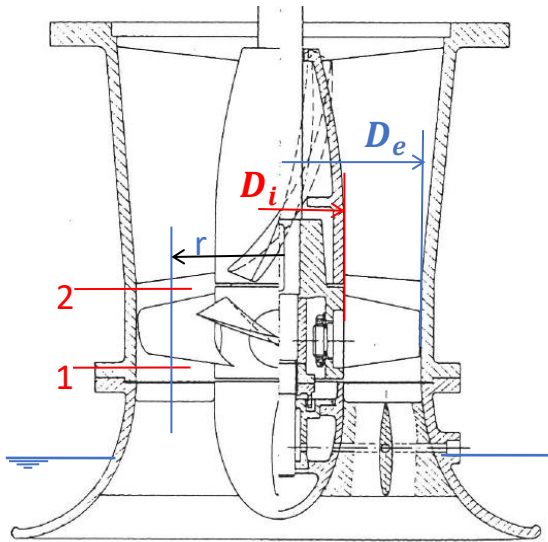
$$\psi_t = \frac{\psi}{\eta_{id}} = \frac{C_{u2e}}{U_e}$$

e da questo:

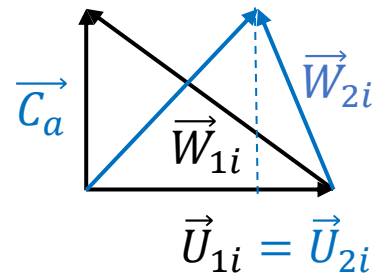
$$C_{u2e} = \psi_t U_e$$



Triangoli di velocità



- Per quanto riguarda le altre sezioni (e.g. sezione interna, linea media)



Es. SEZIONE INTERNA

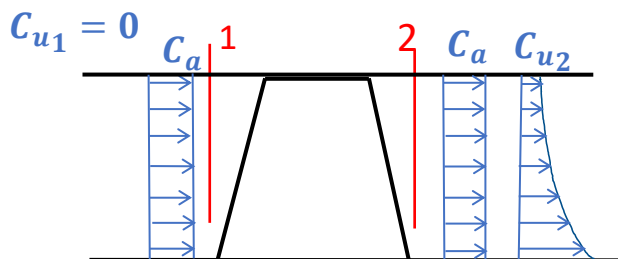
la velocità periferica $\vec{U}_1 = \vec{U}_2$ è nota, mentre la velocità assiale è costante per il criterio del vortice libero sia all'ingresso che all'uscita della girante:

$$\vec{C}_{a1,e} = \vec{C}_{a2,e} = \vec{C}_a$$

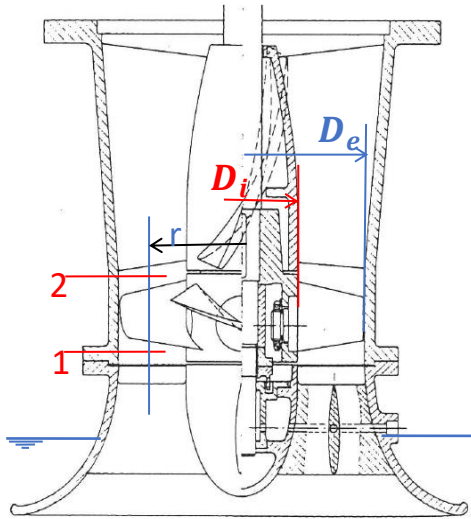
- Per quanto riguarda la velocità C_{u2} , si sfrutta il criterio del vortice libero secondo cui:

$$r C_{u2} = \text{cost}_2 = r_e C_{u2e}$$

$$\Rightarrow C_{u2} = \frac{r_e C_{u2e}}{r}$$



Profili aerodinamici



Si sono definiti i triangoli di velocità che si vogliono avere a monte e a valle della macchina

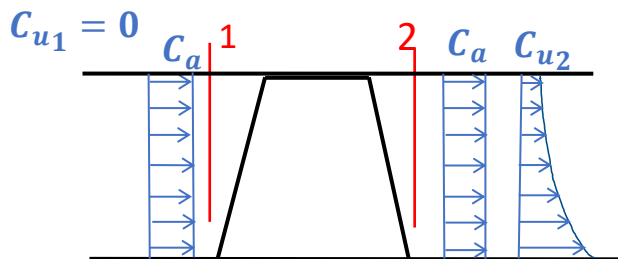


Geometria della pala??

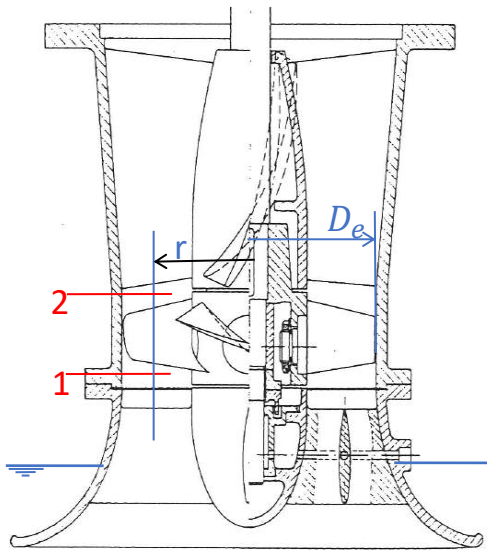
- La geometria delle pale **non sarà più a semplice curvatura** perché i triangoli delle velocità delle singole sezioni palari variano in direzione radiale
- Si adoperano comunemente **profili aerodinamici** e la corrispondente teoria sviluppata in ambito aeronautico



Come adattarla all'ambito delle macchine??



Progettazione di una pompa assiale



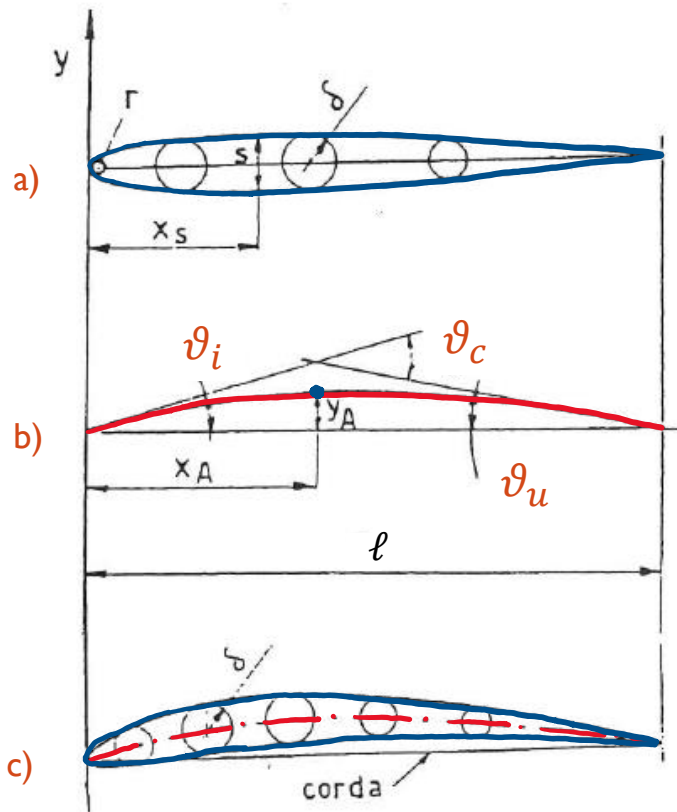
Q_v, h



1. Studio di fattibilità → Scelgo n ovvero ω
2. Dimensionamento della macchina → D_e, D_i
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
5. Dimensionamento delle sezioni palari della girante

I profili aerodinamici

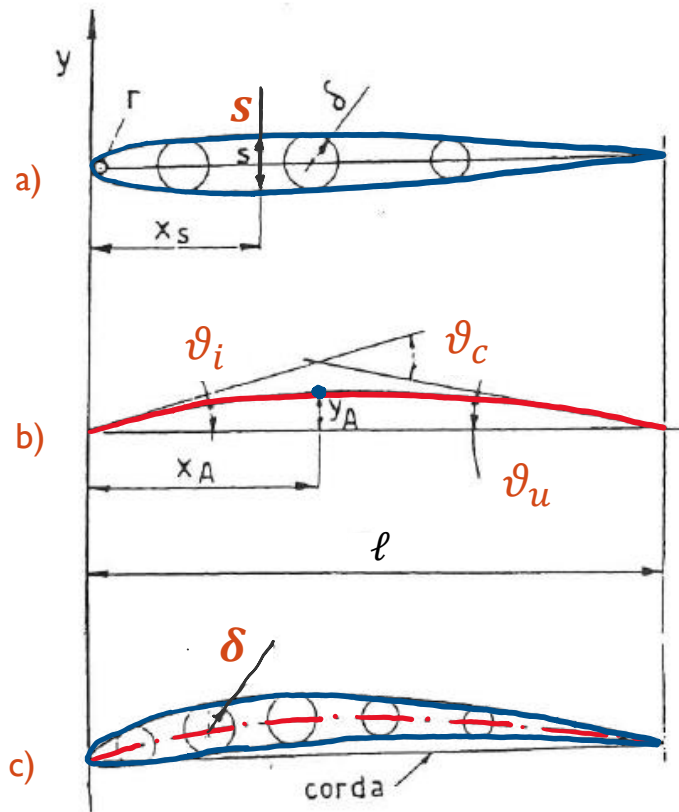
Profili aerodinamici: geometria profili NACA a quattro cifre



Geometria profilo NACA 6410.

- Si farà riferimento ai profili aerodinamici **NACA** a **4 cifre**, costituiti da una **linea media** (b) formata da due **archi** di parabola che si uniscono nel punto di **alzata** massima (X_A, Y_A) assicurando la continuità anche della derivata prima, dando in tal modo forma a una curva composta di classe C^1
- Si definisce **corda** ℓ del profilo la linea che unisce il bordo d'ingresso del profilo con il bordo di fuga del medesimo
- Gli angoli ϑ_i e ϑ_u sono quelli formati dalla tangente alla linea media per $x/\ell = 0.05$ e per $x/\ell = 0.95$ rispettivamente, e identificano, di fatto, le tangenti al bordo d'ingresso e d'uscita del profilo aerodinamico
- L'angolo $\vartheta_c = \vartheta_i + |\vartheta_u|$ è anche detto '**camber**' o curvatura del profilo, e definisce la **massima deviazione** angolare che subirebbe il fluido tra l'ingresso e l'uscita del profilo qualora ne seguisse perfettamente la geometria

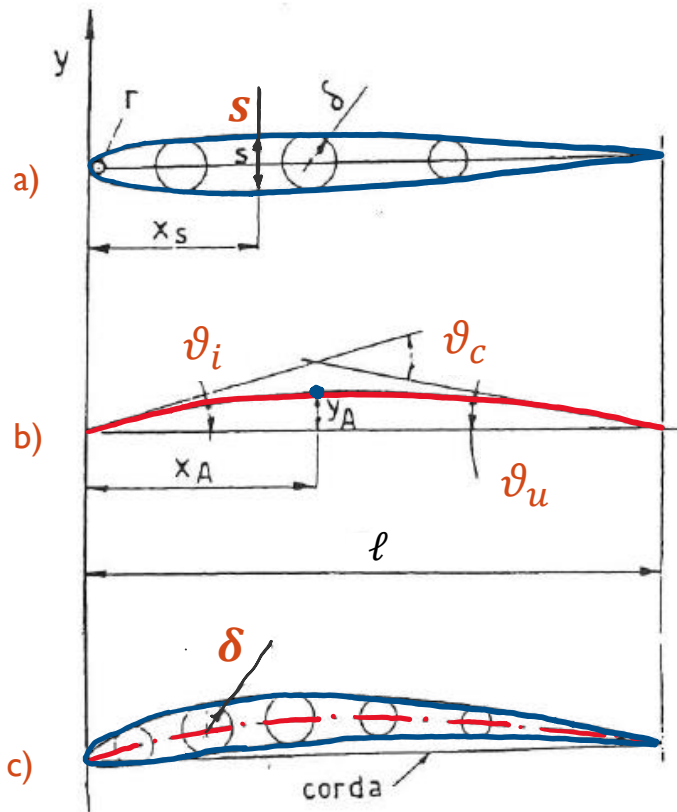
Profili aerodinamici: geometria profili NACA a quattro cifre



Geometria profilo NACA 6410.

- Con δ è invece indicato il semispessore del profilo, mentre con s lo spessore massimo posto a una distanza x_s dal bordo d'ingresso; infine con r è indicato il raggio di curvatura del bordo d'ingresso, pari a $r = 1,1 s^2 / \ell$ con centro sulla tangente alla linea media in $x/\ell = 0,005$
- La geometria del profilo (c) si ottiene sovrapponendo alla linea media (b) la distribuzione dei semispessori δ (a) e raccordandone poi i punti
- L'intera geometria (linea media, distribuzione degli spessori) è fornita in forma tabellare oppure in forma analitica in funzione dell'ascissa x/ℓ una volta noti due soli parametri: X_A/ℓ e Y_A/ℓ

Profili aerodinamici: geometria profili NACA a quattro cifre



Geometria profilo [NACA 6410](#).

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

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

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

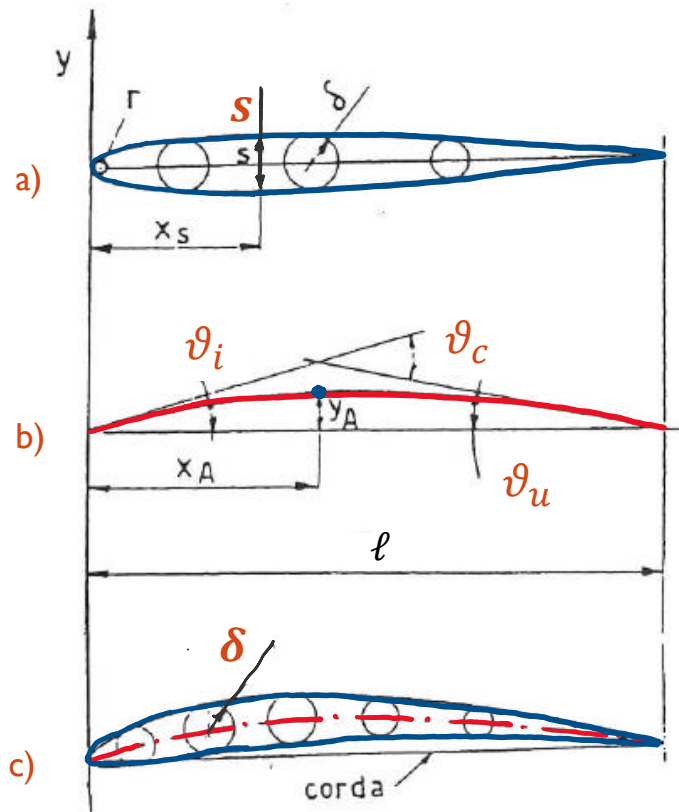
$$\frac{y}{l} = \frac{y_A / l}{(1 - x_A / l)^2} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \left(1 + \frac{x}{l} - 2 \frac{x_A}{l} \right)$$

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

$$\tan \theta_i = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x/l=0,005} = \frac{y_A / l}{(x_A / l)^2} 2 \left(\frac{x_A}{l} - 0,005 \right)$$

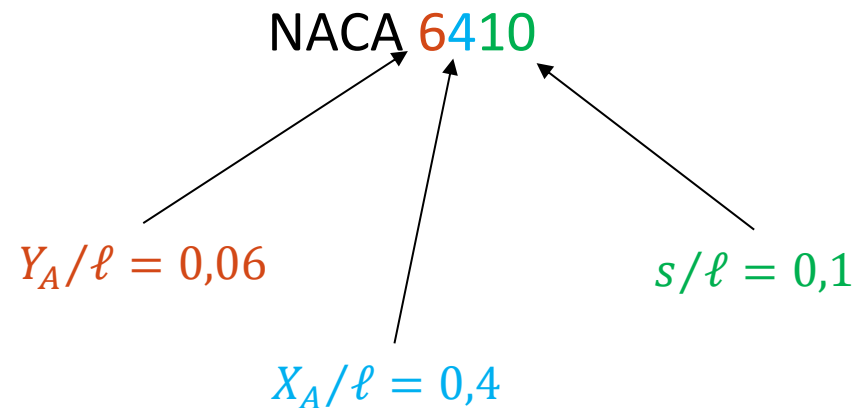
$$\tan \theta_u = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x/l=0,95} = \frac{y_A / l}{(1 - x_A / l)^2} 2 \left(\frac{x_A}{l} - 0,95 \right)$$

Profili aerodinamici: geometria profili NACA a quattro cifre



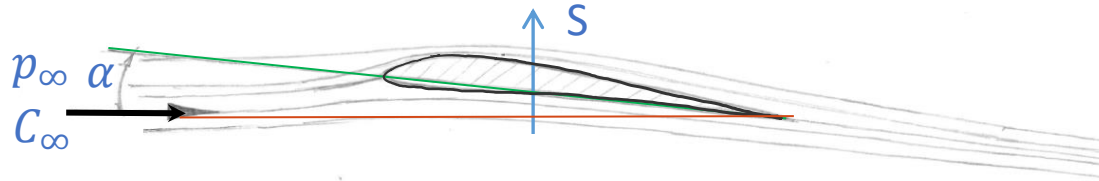
Geometria profilo NACA 6410.

- Nei profili NACA a quattro cifre, la prima cifra rappresenta il rapporto Y_A/ℓ in per cento, la seconda il rapporto X_A/ℓ in decimi mentre le ultime due cifre il rapporto s/ℓ in centesimi
- Ad esempio, per il profilo:



Per impiegare questi profili occorrono perciò dei criteri per stabilire/determinare le coordinate X_A/ℓ e Y_A/ℓ del punto di alzata massima del profili che comporranno la palettatura della pompa assiale

Profili aerodinamici: aspetti generali

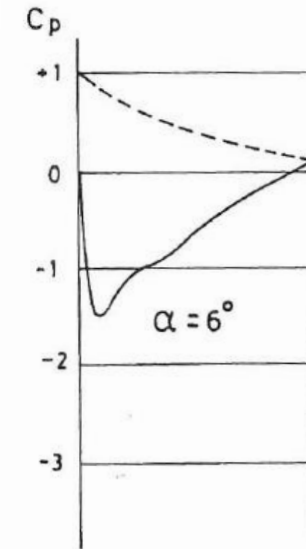
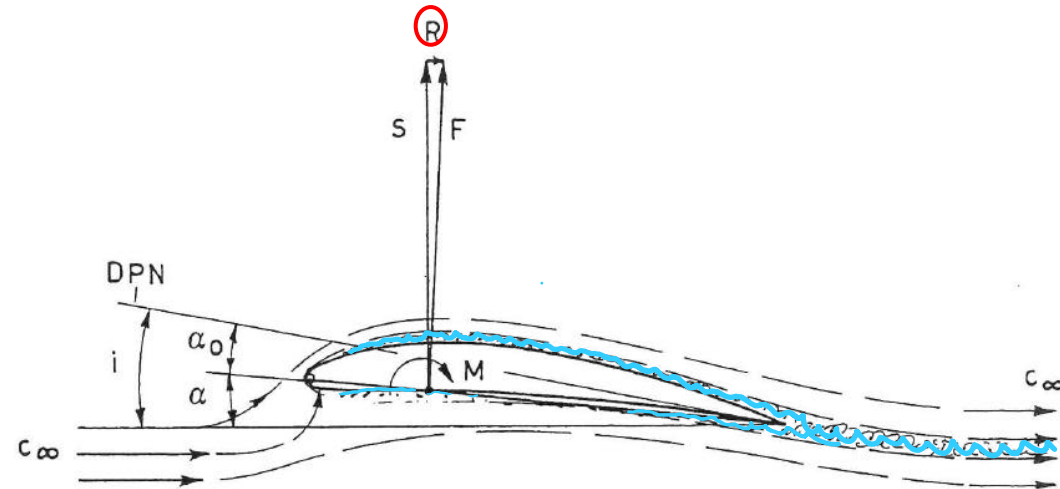


linee di corrente attorno ad un profilo isolato inclinato di un angolo α rispetto alla velocità indisturbata C_∞ del fluido all'infinito a monte

- Le linee di corrente **si addensano sull'estradosso** del profilo mentre risultano più diradate a ridosso dell'intradosso
- Nel tubo di flusso tra due linee di corrente scorre sempre la **medesima portata**, cosicché là dove le linee di corrente si addensano la **velocità aumenta** mentre la pressione diminuisce
 - ➔ Si crea un gradiente di pressione $p_{int} - p_{est}$ tra l'intradosso e l'estradosso del profilo che genera una forza di interazione aerodinamica S tra il fluido e il profilo medesimo, detta **forza di sostentamento**
 - ➔ E' possibile adimensionalizzare la forza S , definendo un coefficiente di sostentamento:

$$c_s = \frac{S}{\rho \frac{C_\infty^2}{2} \ell}$$

Profili aerodinamici: le forze



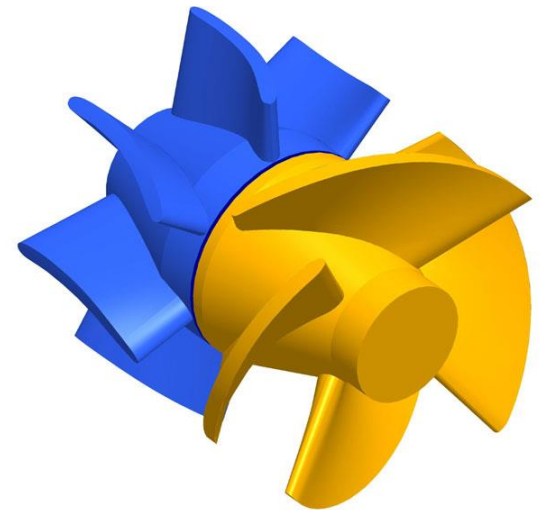
- Lo sviluppo dello **strato limite** sul contorno del profilo induce anche una **forza di resistenza** R nella direzione di C_∞ che può essere formulata in modo simile a quella di sustentamento introducendo, al posto del coefficiente di sustentamento c_s , il coefficiente di resistenza aerodinamica c_R :

$$c_s = \frac{S}{\rho \frac{C_\infty^2}{2} \ell}$$

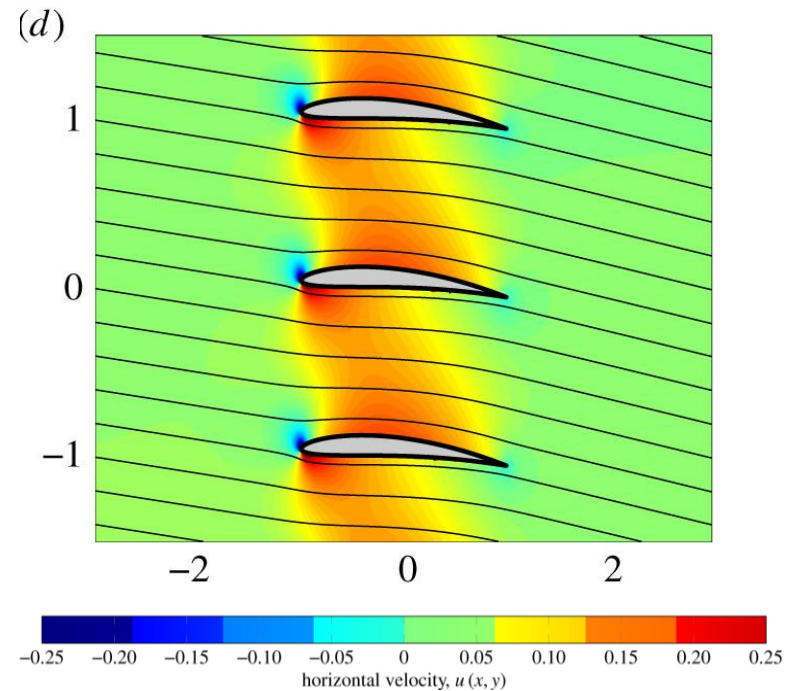
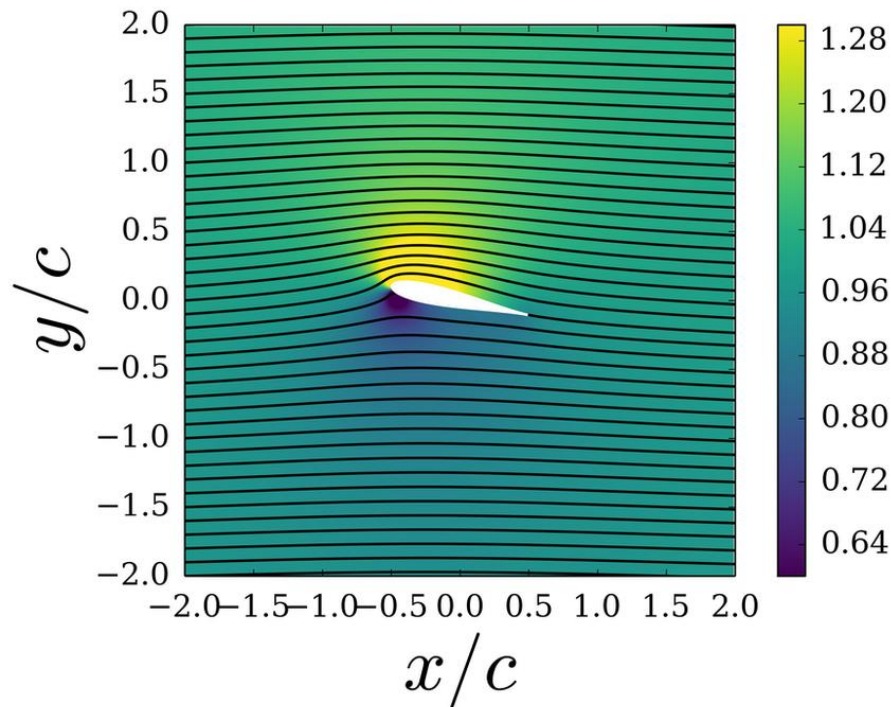
$$c_R = \frac{R}{\rho \frac{C_\infty^2}{2} \ell}$$

Profili aerodinamici: le forze

- Definire il coefficiente di sostentamento c_s implica correlare la geometria del profilo con la forza di sostentamento e quindi con l'interazione fluidodinamica tra profilo e fluido
- Data una certa velocità del fluido ed una certa geometria, esistono correlazioni che consentono di valutare il coefficiente di sostentamento c_s di profili aerodinamici isolati
- Tuttavia, un profilo aerodinamico isolato non costituisce un adeguato **modello fluidodinamico** per una macchina a fluido
- Una macchina a fluido è assimilabile ad una **schiera** di **profili** aerodinamici



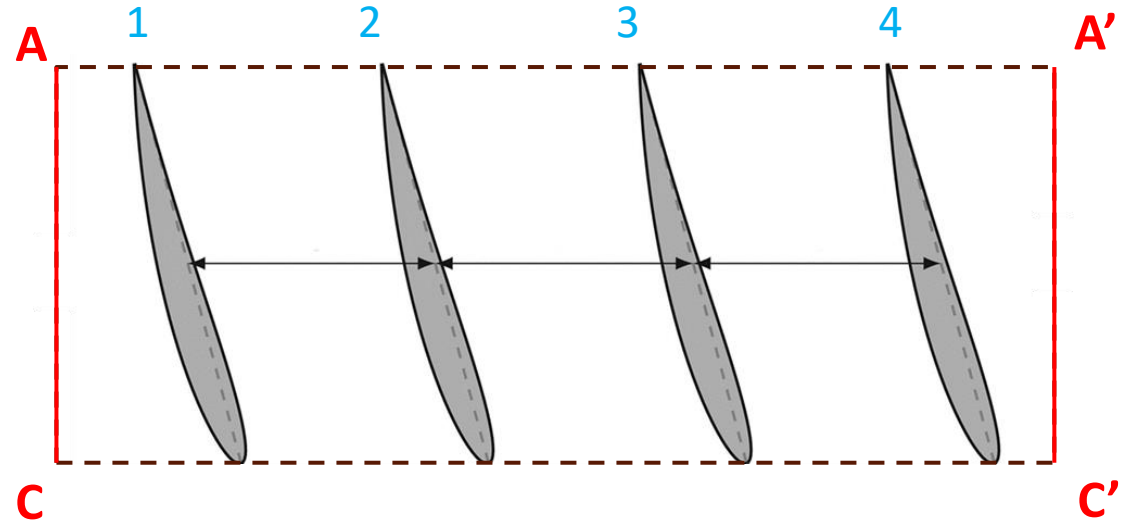
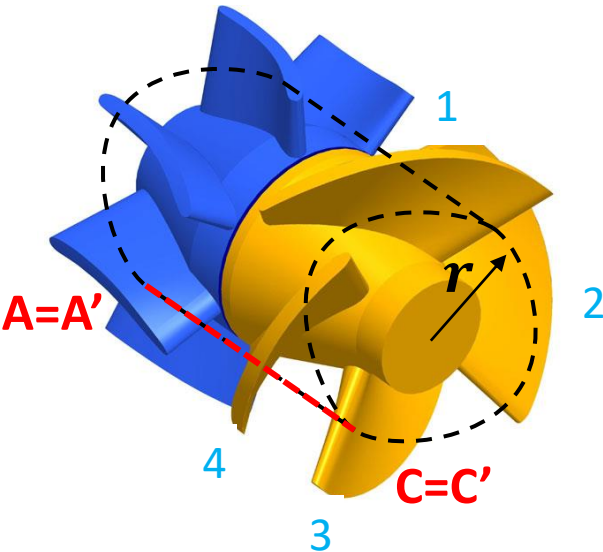
Profili aerodinamici: influenza di Y_A



A differenza del profilo singolo la schiera di profili aerodinamici dà luogo ad una netta variazione del campo di velocità e di pressione tra monte e valle della schiera stessa

➡ Modello più simile ad una pompa assiale

Profili aerodinamici in schiera

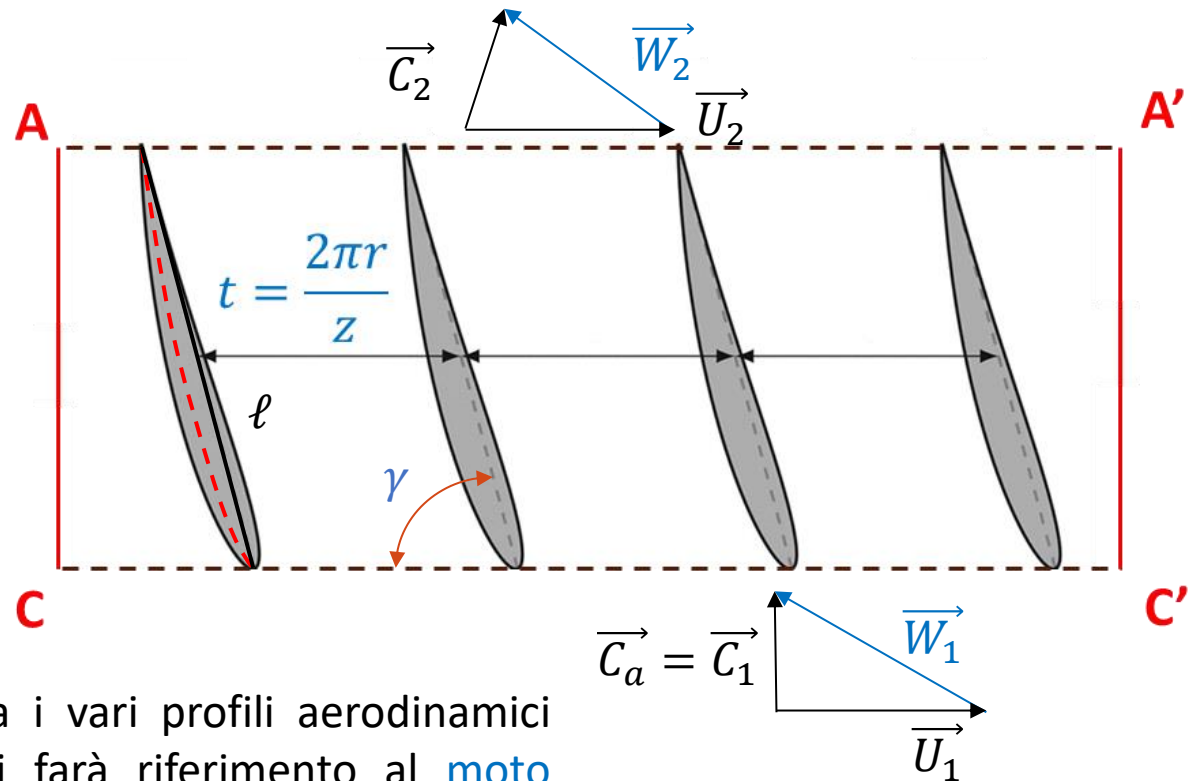


- Si consideri una sezione cilindrica di raggio r di una girante a flusso assiale e se ne analizzi lo sviluppo piano
- I lati AC e $A'C'$ dello sviluppo piano sono in realtà **coincidenti** sulla superficie cilindrica, cosicché su di essi i valori delle velocità e delle pressioni sono i medesimi
- Ne consegue che, benché la schiera plana sia costituita da un numero finito di profili, il campo di moto all'interno di un **condotto interpilare** si riproduce **esattamente** all'interno di tutti gli altri ed il comportamento è assimilabile a quello di una schiera infinita di profili

Profili aerodinamici in schiera

Siano:

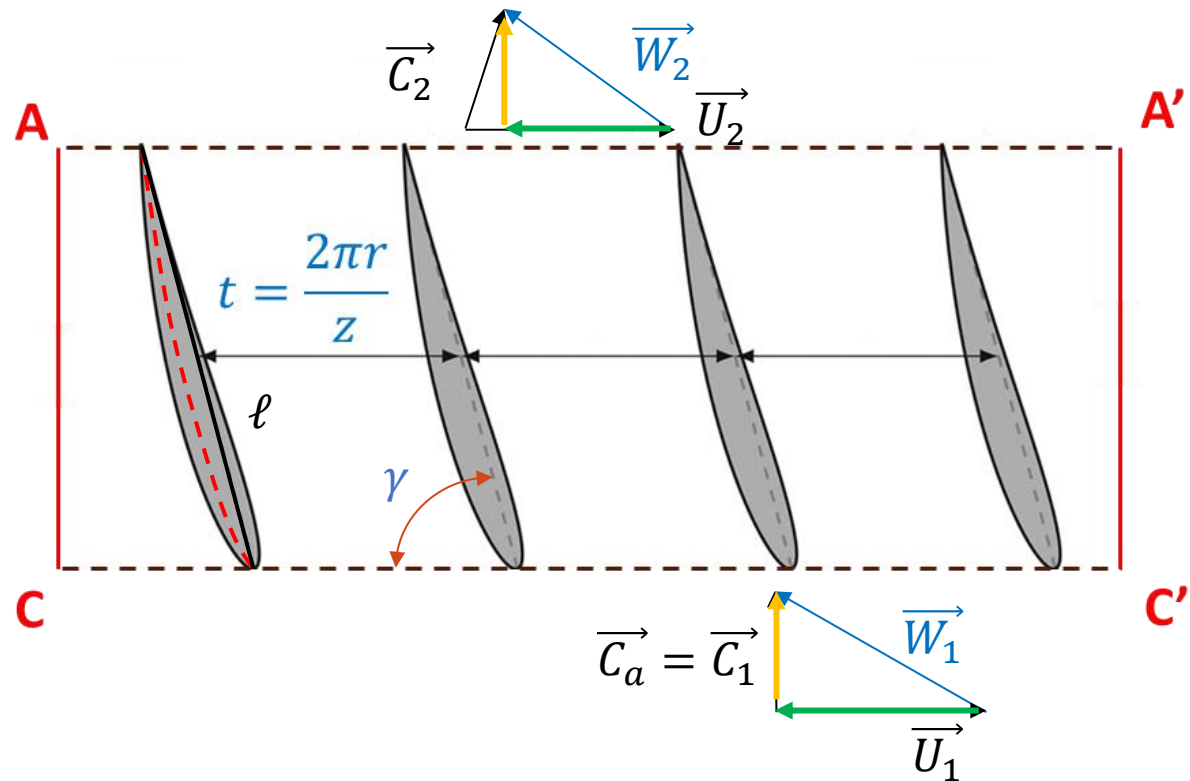
- $t = \frac{2\pi r}{z}$ il passo palare costante tra i vari profili
- ℓ la **corda** del profilo inclinata di un **angolo**
- γ l'angolo di inclinazione della corda rispetto alla sezione di ingresso, detto angolo di calettamento
- Per valutare l'interazione tra i vari profili aerodinamici della schiera ed il fluido si farà riferimento al **moto relativo** di cui si conoscono le velocità in ingresso ed uscita della girante (essendo noti i triangoli)



Profili aerodinamici in schiera

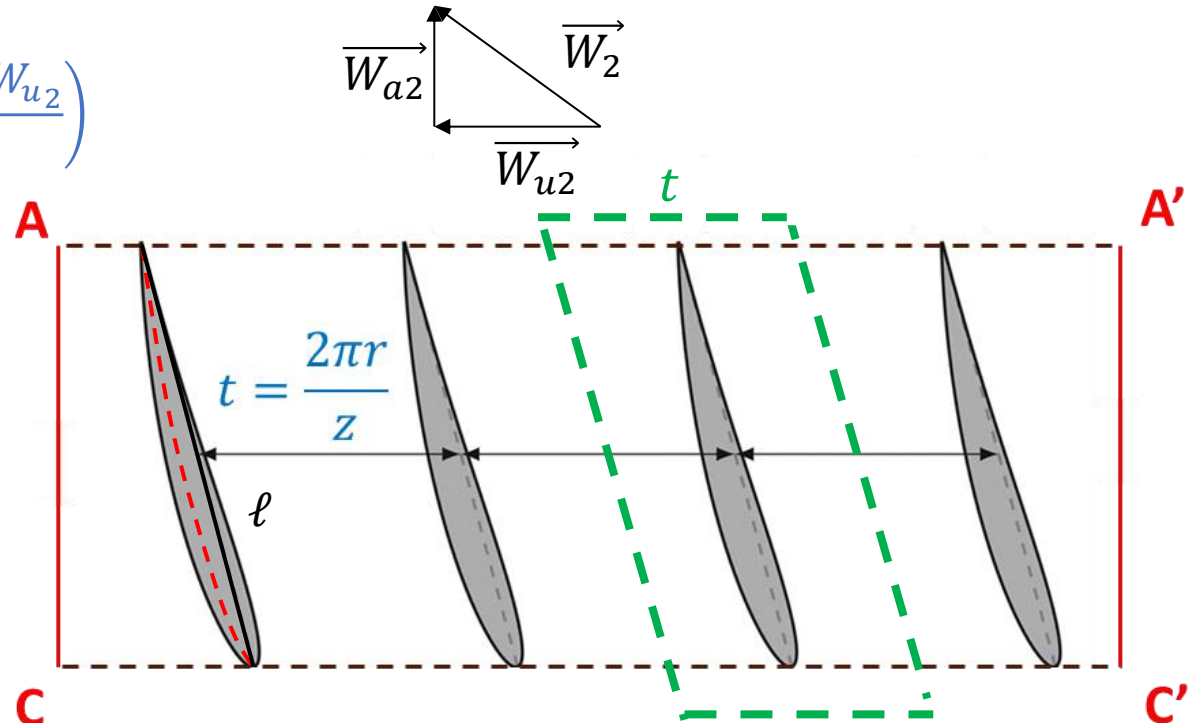
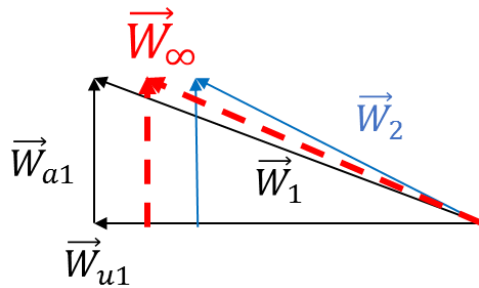
Siano:

- W_{u1} e W_{u2} le componenti tangenziali della velocità relativa all'ingresso e all'uscita della girante
- $W_{a1} = W_{a2} = C_a$ le componenti assiali della velocità relativa all'ingresso e all'uscita della girante che sono uguali tra loro e pari a C_a



Profili aerodinamici in schiera

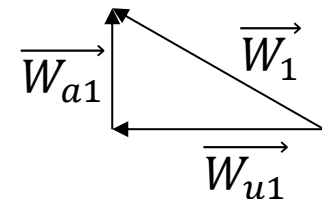
$$\vec{W}_\infty = \frac{\vec{W}_1 + \vec{W}_2}{2} \equiv \left(W_a, -\frac{W_{u1} + W_{u2}}{2} \right)$$



- Si può dimostrare che il coefficiente di sustentamento c_{Sid} del profilo in condizioni ideali è:

$$c_{Sid} = 2 \frac{W_{u1} - W_{u2}}{W_\infty} \frac{t}{l} = 2 \frac{\Delta W_u}{W_\infty} \frac{t}{l}$$

Per una schiera palare di lunghezza infinita



Profili aerodinamici in schiera

$$c_{sid} = 2 \frac{W_{u1} - W_{u2}}{W_{\infty}} \frac{t}{\ell} = 2 \frac{\Delta W_u}{W_{\infty}} \frac{t}{\ell}$$

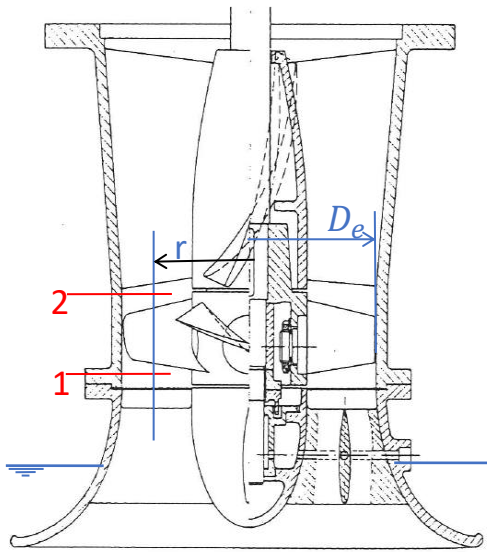
E se il fluido è viscoso? Come influiscono le perdite??

Le perdite riducono l'entità del gradiente di pressione e quindi della forza di sostentamento



$$c_s < c_{sid}$$

Progettazione di una pompa assiale



Q_v, h



1. Studio di fattibilità → Scelgo n ovvero ω
2. Dimensionamento della macchina → D_e, D_i
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

Progetto preliminare della girante

$$K = \omega Q_v^{0,5} / (gh)^{0,75}$$

$$\psi, \varphi, \eta_{id}, \eta_v$$

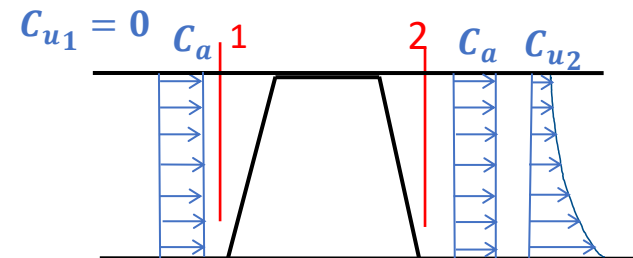
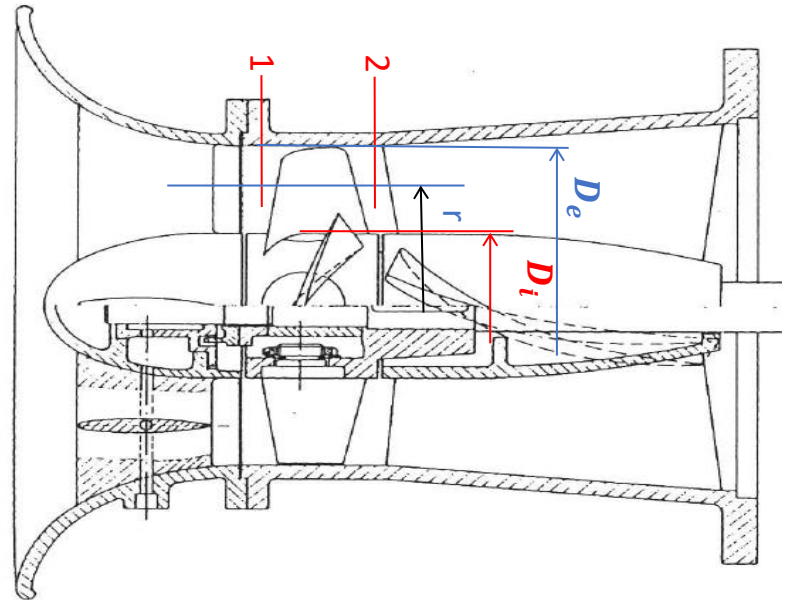
$$\psi = \frac{gh}{U_e^2} \rightarrow U_e \rightarrow r_e$$

$$\psi_t = \frac{\psi}{\eta_{id}} = \frac{C_{ue}}{U_e} \rightarrow C_{ue}$$

$$\varphi = \frac{C_a}{U_e} \rightarrow C_a$$

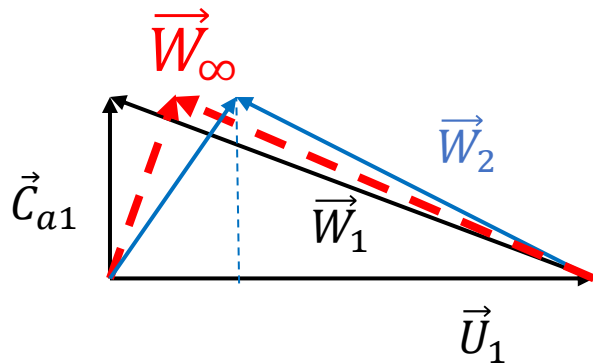
$$\frac{Q_v}{\eta_v} = C_a \pi \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4} \rightarrow r_i$$

$$C_a = \text{cost} \quad C_{u1} = 0 \quad C_{u2} = \frac{r_e C_{ue}}{r}$$



Progetto preliminare della girante

Noti i triangoli di velocità per ogni sezione palare:

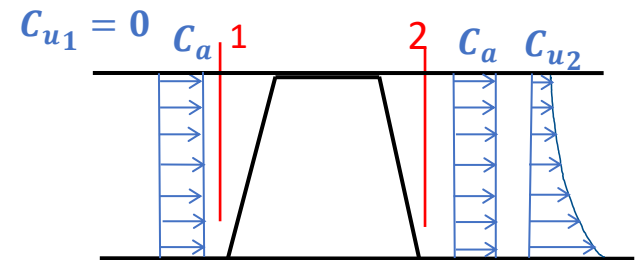
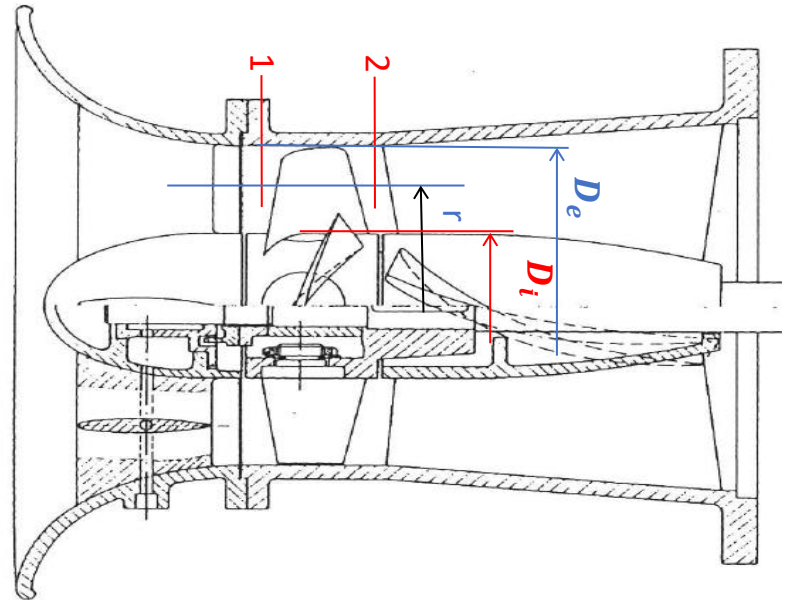


$$\vec{W}_\infty = \frac{\vec{W}_1 + \vec{W}_2}{2} \equiv \left(W_a, -\frac{W_{u1} + W_{u2}}{2} \right)$$

$$c_{sid} = 2 \frac{W_{u1} - W_{u2}}{W_\infty} \frac{t}{\ell} = 2 \frac{C_{u2} - C_{u1}}{W_\infty} \frac{t}{\ell}$$

Come fisso c_{sid} ?

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

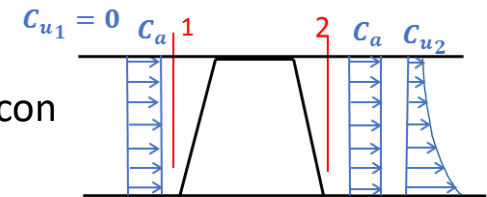
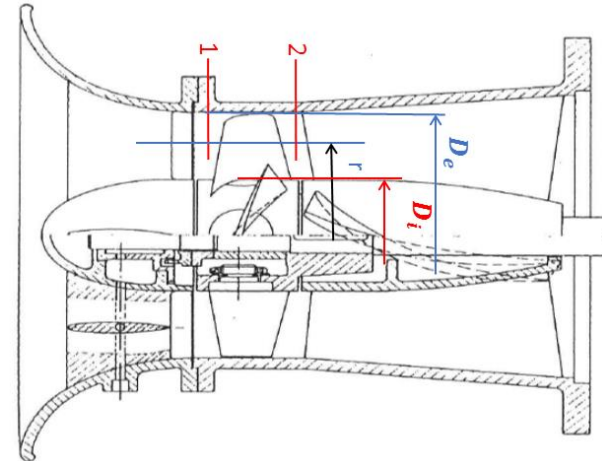


Progetto preliminare della girante

$$c_{sid} = 2 \frac{C_{u2} - C_{u1}}{W_\infty} \frac{t}{\ell}$$

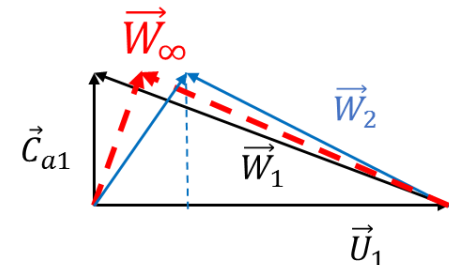
SEZIONE INTERNA (MOZZO)

- Il **carico palare al mozzo** è il più **elevato** in quanto:
 - $C_{u2,i}$ all'uscita della girante è la massima (per l'andamento iperbolico)
 - $W_{\infty,i}$ è la minima in quanto $U_i = \omega r_i$ è minima
- Valori **elevati** di $c_{sid,mozzo}$ porterebbero a pale troppo corte (ℓ piccola) con conseguente rischio di **stallo**
- Valori **piccoli** ridurrebbero il rischio di stallo ma comporterebbero pale troppo lunghe con un peggioramento del **rendimento**



➡ Si impone un coefficiente di sustentamento alto ma non troppo

➡ $c_{sid,mozzo} \approx 0,8$ ➡ $\left. \frac{t}{\ell} \right|_{mozzo}$



Progetto preliminare della girante

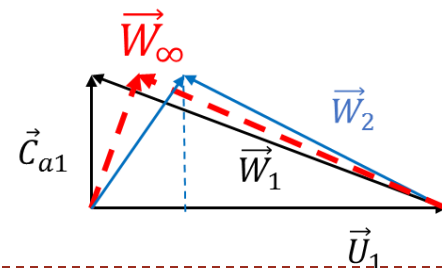
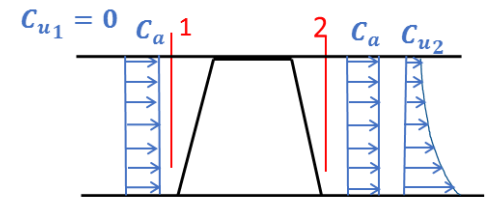
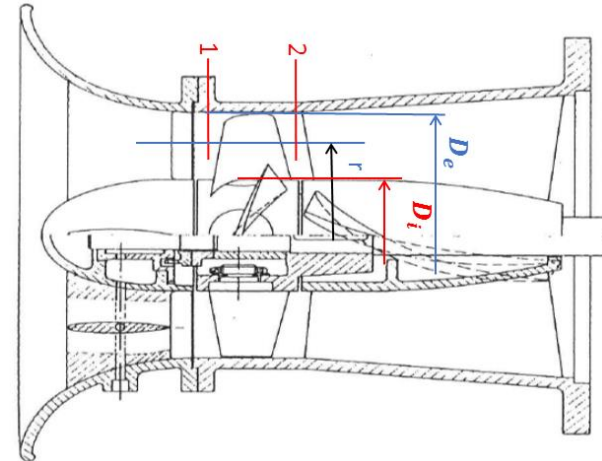
$$c_{sid} = 2 \frac{C_{u2} - C_{u1}}{W_\infty} \frac{t}{\ell}$$

SEZIONE ESTERNA

- Sul **raggio esterno** r_e della girante non c'è rischio di stallo ma di insorgenza della **cavitazione** in quanto le velocità relative sono massime
- Il comportamento a cavitazione viene valutato tramite un'espressione simile a quella vista per le pompe centrifughe in cui il coefficiente λ_w dipende dal coefficiente di sostentamento c_{se} e la velocità relativa W_1 viene sostituita con W_∞ :

$$NPSH_R = (1 + \lambda_a) \frac{C_a^2}{2g} + (0.8 \div 0.9) c_{se} \frac{W_{\infty e}^2}{2g}$$

$$\Rightarrow \boxed{c_{sid,e} \approx 0.3} \Rightarrow \left. \frac{t}{\ell} \right|_e$$



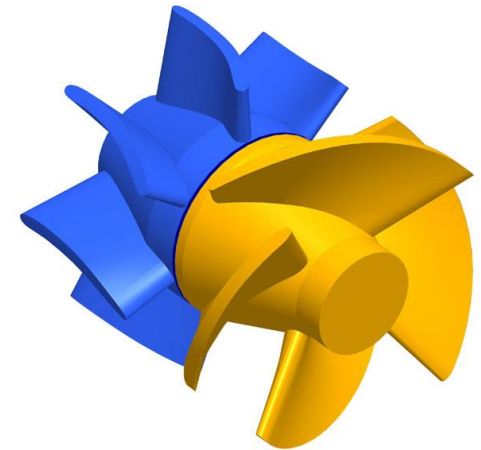
Progetto preliminare della girante

$$c_{Sid} = 2 \frac{C_{u2} - C_{u1}}{W_\infty} \frac{t}{\ell} = 2 \frac{C_{u2}}{W_\infty} \frac{t}{\ell}$$

$$C_{u2} = \frac{r_e C_{ue}}{r}$$

- Per il calcolo delle altre sezioni della palettatura girante si procederà a variare con continuità il rapporto t/ℓ tra mozzo e corona, ad esempio in modo lineare, per privilegiare la regolarità geometrica della palettatura

Progetto delle varie sezioni secondo il criterio di Howell-Constant



$$\left(\frac{t}{\ell}\right)_e$$

Legge di distribuzione
sulle sezioni intermedie

$$\left(\frac{t}{\ell}\right)_{mozzo}$$

$$c_{Sid}$$



Esercizio

Esercizio

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

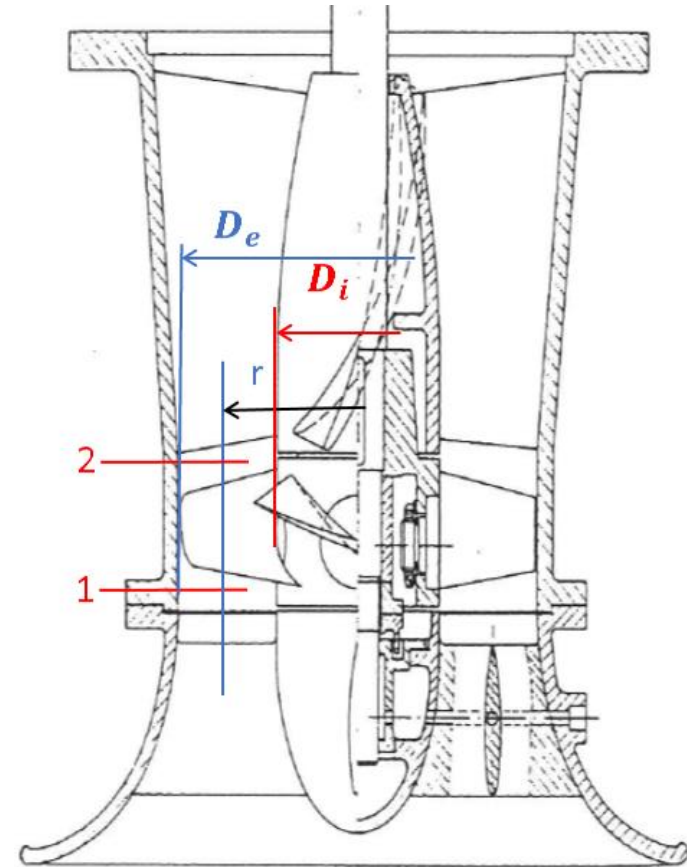
$$Q_v = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

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

Determinare:

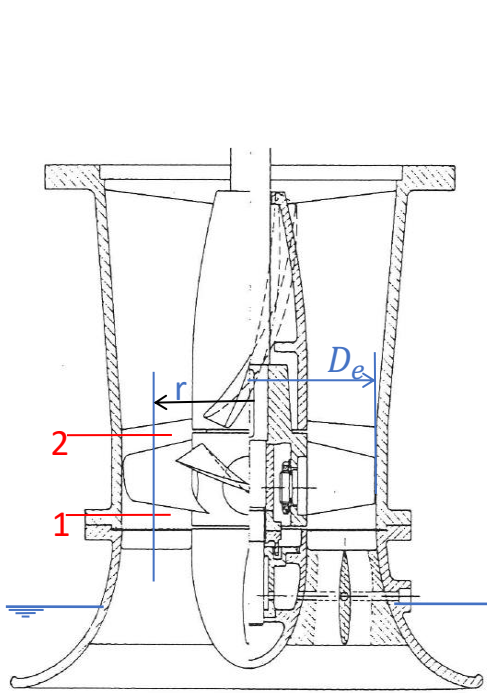
- Numero tipico di macchina K
- Diametro della sezione esterna della girante D_e
- Diametro della sezione interna della girante D_i
- I triangoli delle velocità nella sezione esterna, media e interna
- Lo spessore e la lunghezza del profilo nella sezione esterna, media e interna



Dimensionamento della sezione palare

Criterio di Howell-Constant

Progettazione di una pompa assiale



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?

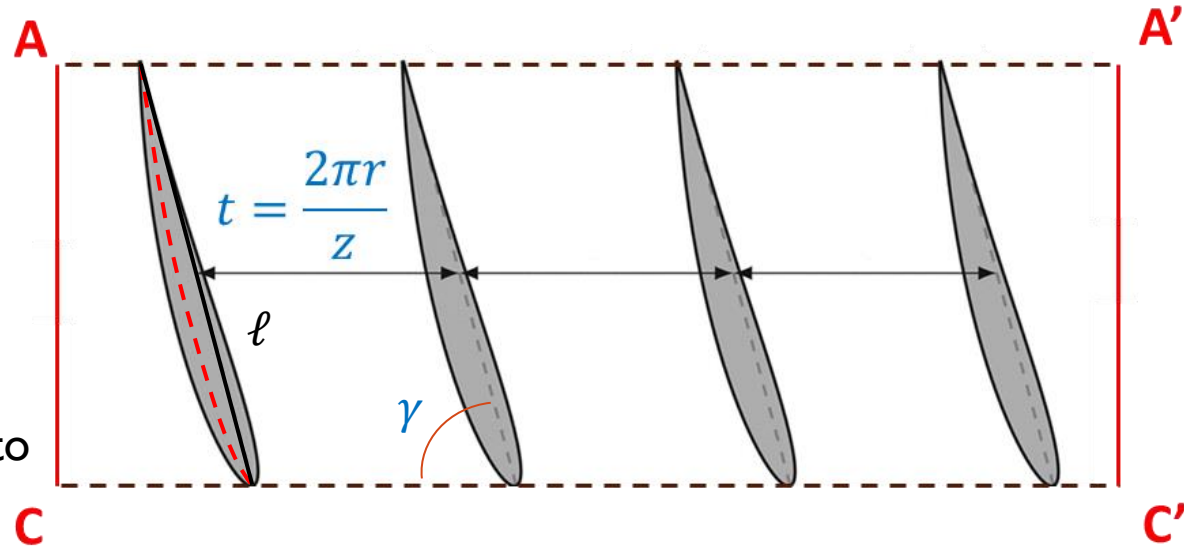
$$l, \frac{x_A}{l}, \frac{y_A}{l}, \vartheta_c, \gamma$$

corda

Alzata
massima

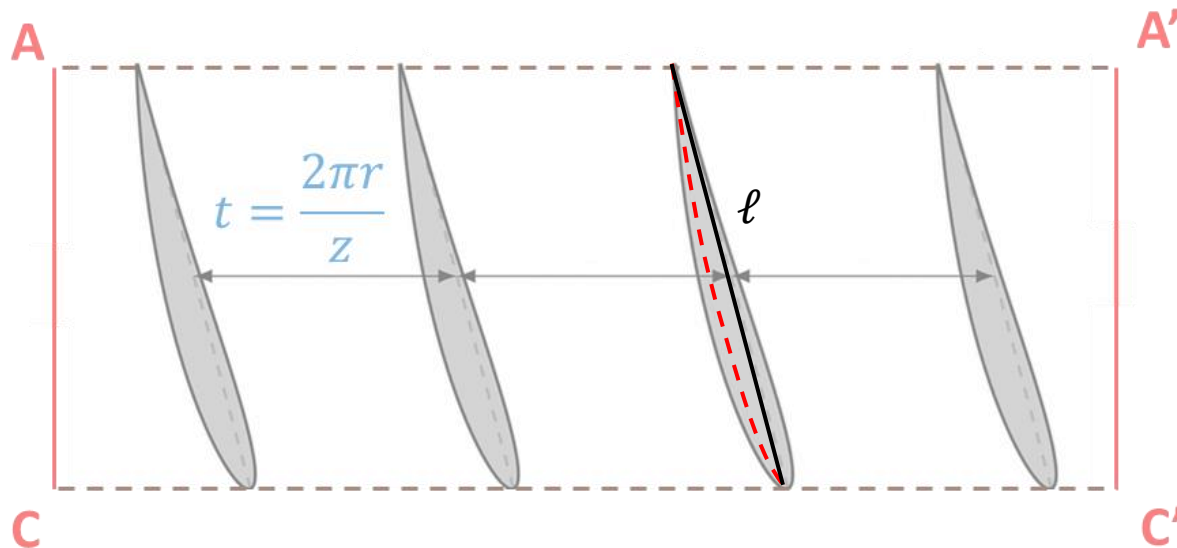
Deviazione
costruttiva

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:

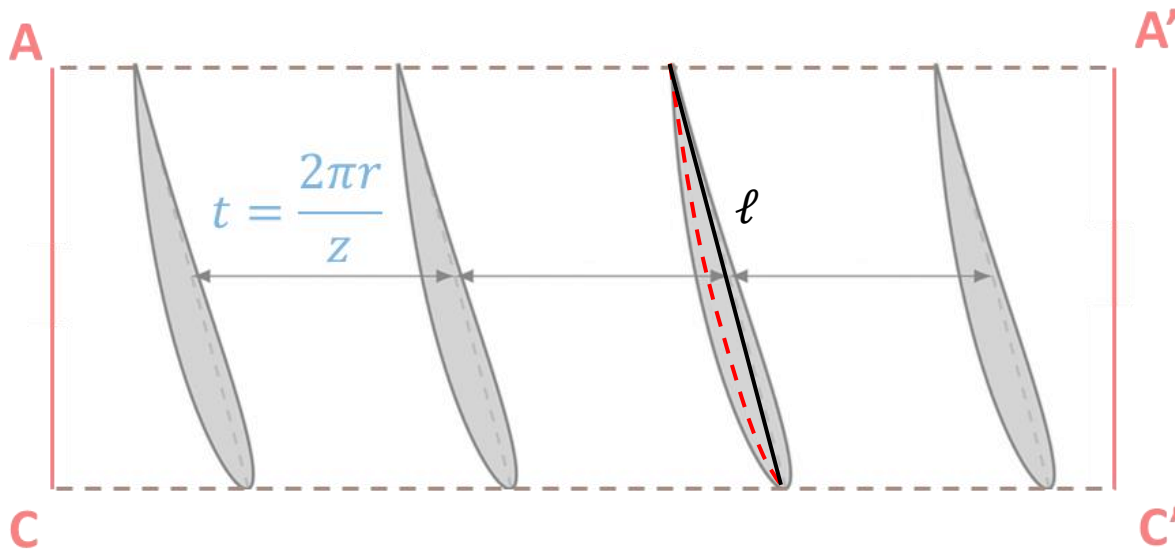
$$t = \frac{2\pi r}{Z}$$



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

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

Criterio di Howell - Constant

Si fissano:

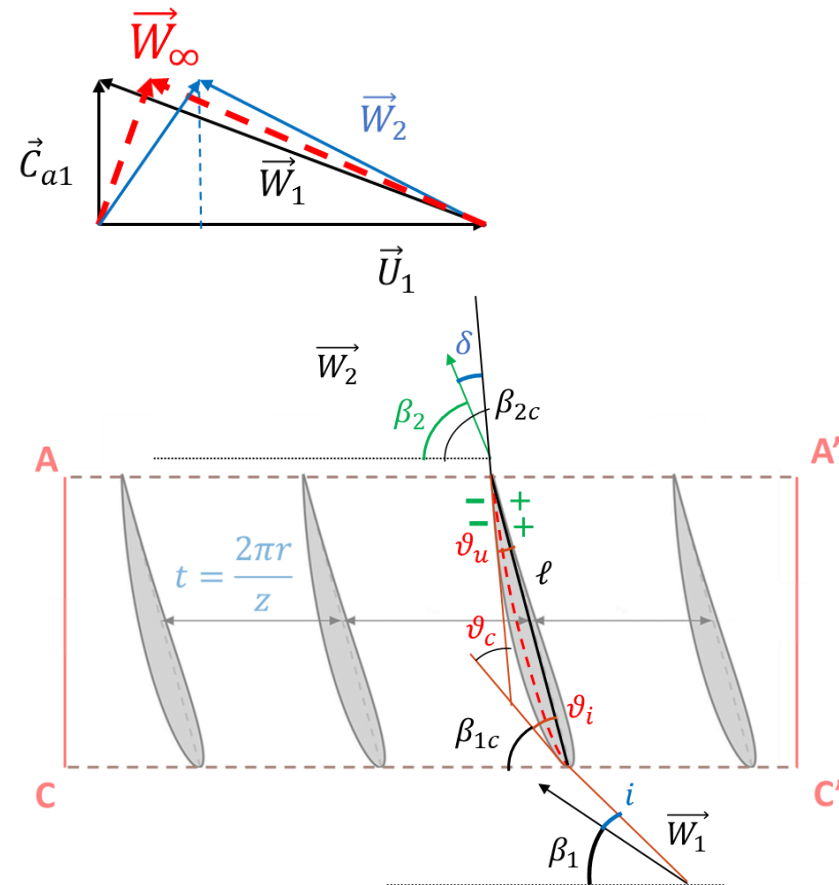
$$X_A/\ell = 0,3 \div 0,4 \quad i$$

$$m = 0,23 \left(2 \frac{X_A}{\ell} \right)^2 + \frac{90 - \beta_{2deg}}{500}$$

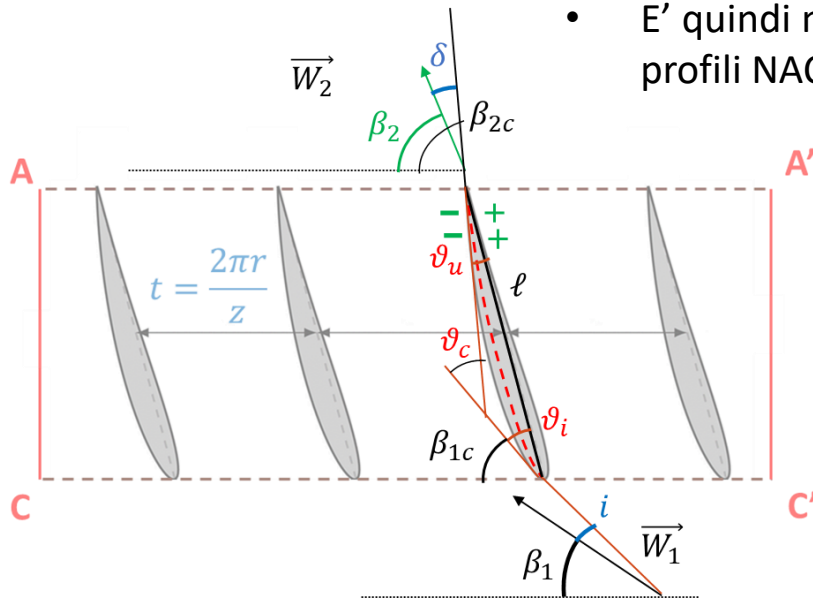
$$\vartheta_c = \frac{\vartheta - i}{1 - m \sqrt{\frac{t}{\ell}}}$$

$$\frac{Y_A}{\ell} = -0,26474 \cot \vartheta_c + \sqrt{0,07008 \cot^2 \vartheta_c + 0,0575}$$

$$\tan \vartheta_i = 6,55556 \frac{Y_A}{\ell} \quad \tan \vartheta_u = -2,65306 \frac{Y_A}{\ell}$$



Criterio di Howell - Constant



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

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

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

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

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

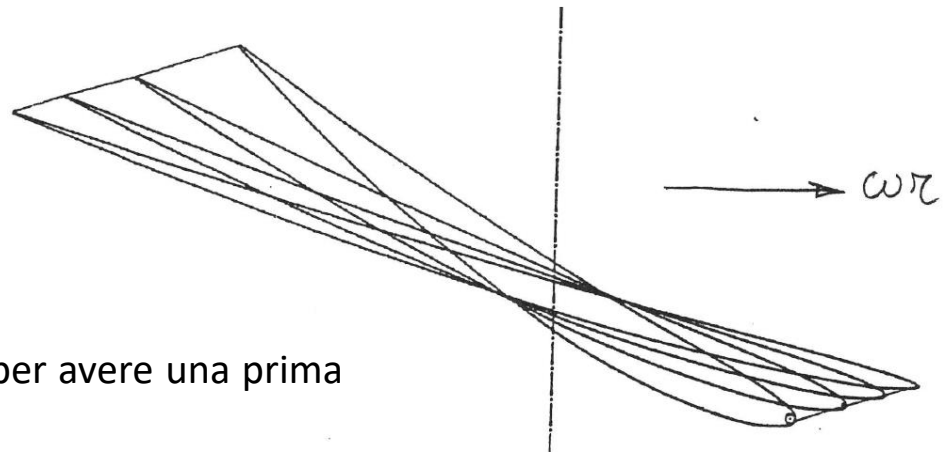
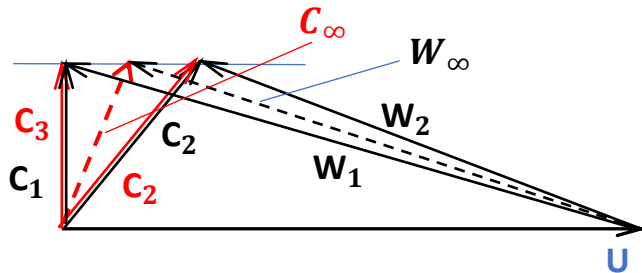
$$\frac{\delta}{s} = 1,4845 \sqrt{\frac{x}{l}} - 0,63 \frac{x}{l} - 1,758 \left(\frac{x}{l} \right)^2 + 1,4215 \left(\frac{x}{l} \right)^3 - 0,5075 \left(\frac{x}{l} \right)^4$$

- 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

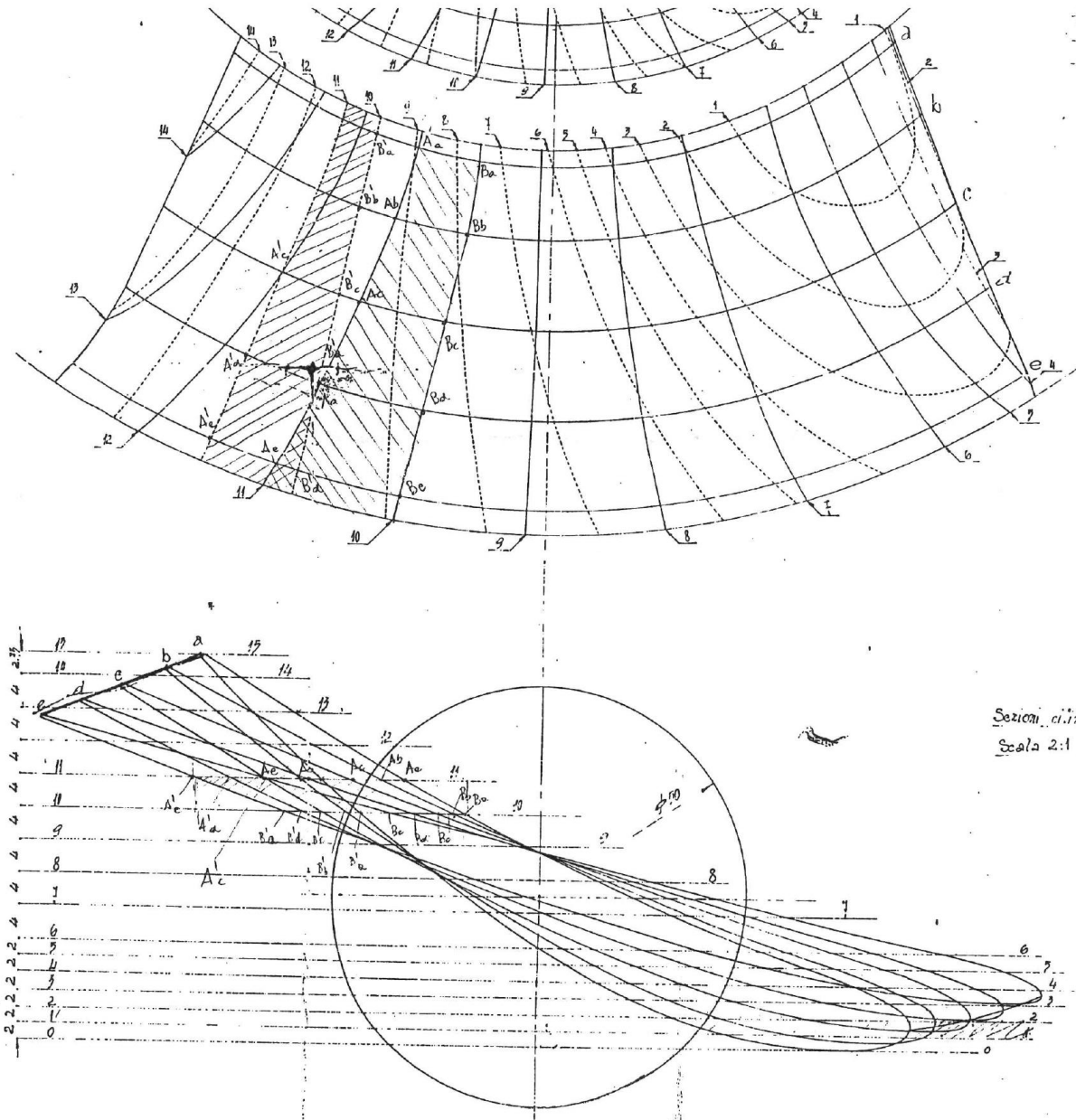
Vista d'insieme dello sviluppo in piano della girante di una pompa assiale



- 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

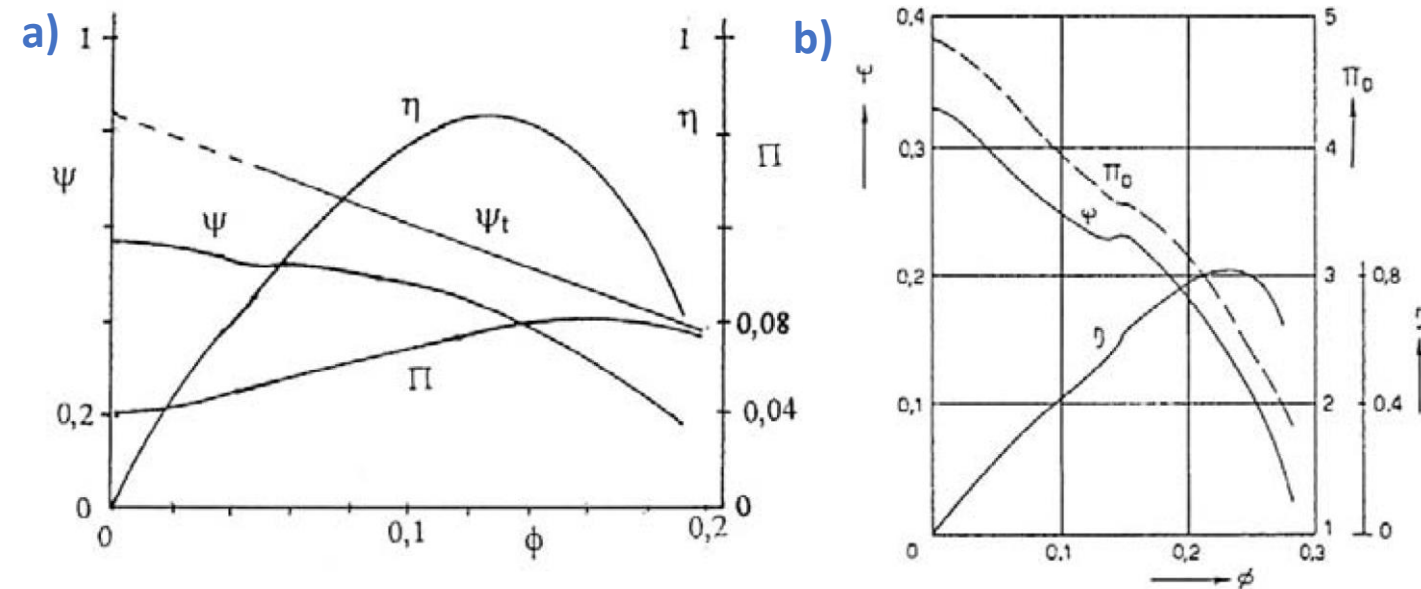
Esempio

Esempio di disegno
esecutivo di una
girante di pompa
assiale.



Curve caratteristiche

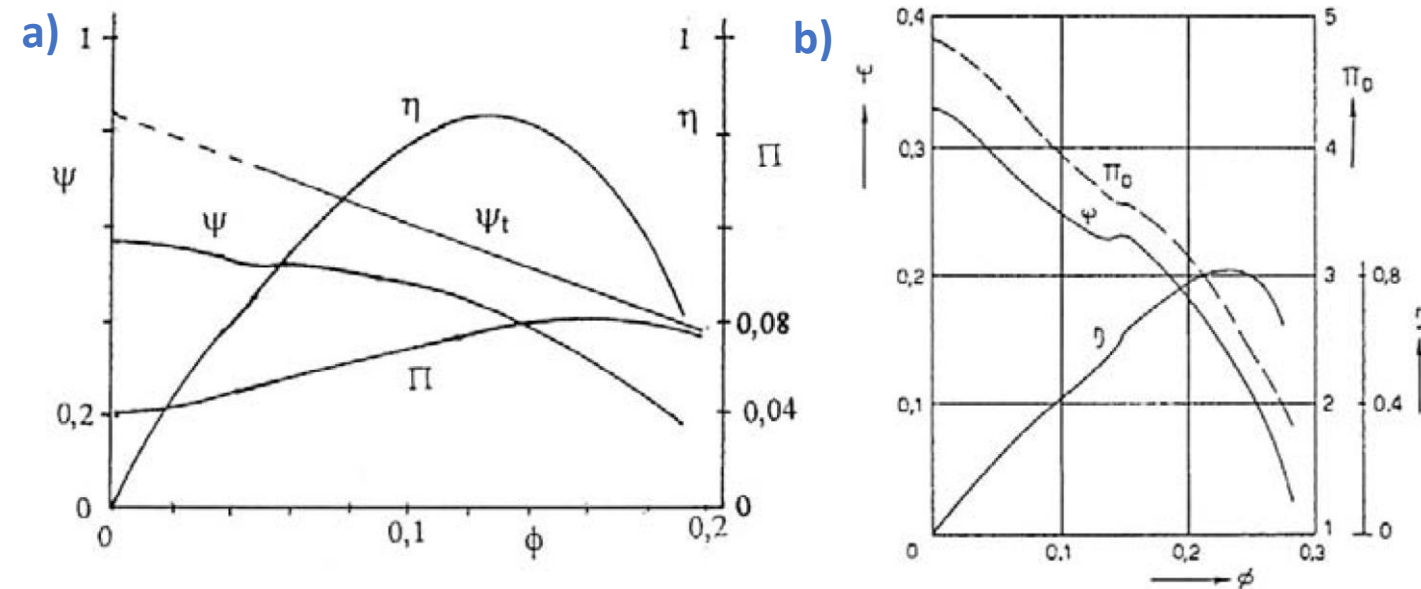
Curve caratteristiche



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?

