



**Politecnico  
di Torino**

# **Politecnico di Torino**

**Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica**

**A.a. 2020/2021**

**Sessione di Laurea Luglio 2021**

## **Sviluppo di turbina Kaplan low cost per recupero di salti di entità modesta**

**Relatore:**

**Prof.ssa Raffaella Sesana**

**Candidato:**

**Marco Monge Pero**

**Correlatore:**

**Prof. Domenic D'ambrosio**

## Sommario

|                                                                      |    |
|----------------------------------------------------------------------|----|
| Parte Introduttiva .....                                             | 3  |
| Premessa .....                                                       | 3  |
| Introduzione alle turbomacchine .....                                | 4  |
| Turbina Kaplan.....                                                  | 5  |
| Generalità sulle turbine .....                                       | 7  |
| Dimensionamento della macchina .....                                 | 10 |
| Classificazione delle turbine idrauliche .....                       | 10 |
| Allacciamento della turbina alla rete elettrica .....                | 11 |
| Portata nominale e numero di pale.....                               | 12 |
| Condotto meridiano .....                                             | 13 |
| Triangoli di velocità.....                                           | 16 |
| Vortice libero .....                                                 | 18 |
| Profili palari .....                                                 | 23 |
| Parametri caratteristici.....                                        | 23 |
| Profilo alare isolato.....                                           | 24 |
| Profili alari in schiera .....                                       | 26 |
| Legame tra portanza, velocità e linea di corrente indisturbata ..... | 28 |
| Scelta del profilo aerodinamico e cavitazione.....                   | 29 |
| Distributore .....                                                   | 34 |
| Predistributore .....                                                | 37 |
| Diffusore .....                                                      | 38 |
| Altezza di installazione della girante .....                         | 42 |
| Simulazione fluidodinamica computazionale.....                       | 45 |
| Distributore .....                                                   | 48 |
| Diffusore .....                                                      | 49 |
| Analisi qualitativa del modello a flusso libero .....                | 49 |
| Risultati del modello base .....                                     | 53 |
| Ottimizzazioni del modello .....                                     | 59 |
| Evoluzione sezioni di passaggio del flusso.....                      | 59 |
| Conclusioni .....                                                    | 69 |
| Ringraziamenti.....                                                  | 70 |
| Bibliografia.....                                                    | 71 |

## Parte Introduttiva

### Premessa

Questo lavoro di tesi è la naturale prosecuzione del tirocinio svolto presso l'azienda Pro.e.Pro Sas di Bra; si evidenzia inoltre che durante tutto il percorso di tirocinio e tesi vi è stata la totale collaborazione tra gli studenti Giorgio Marchiaro e Marco Monge Pero.

Oggetto di studio è il mondo del micro-idroelettrico, con la finalità di rendere appetibile sul mercato l'impiego della turbina Kaplan per lo sfruttamento di salti di modesta entità.

Durante l'intero lavoro verrà dato peso alla semplificazione impiantistica volta ad ottimizzare l'installazione e la manutenzione e conseguentemente a minimizzarne i costi.

Dopo un'introduzione alle turbomacchine si passerà alla definizione dei parametri fondamentali delle turbine idrauliche necessari per il loro dimensionamento.

Le turbine Kaplan oggetto di studio sono due macchine preesistenti (una monoregolante, una biregolante), ormai prossime al fine vita meccanico, delle quali si conoscono le condizioni di funzionamento per cui sono state impiegate.

Si vogliono determinare i parametri ottimali di funzionamento di tali macchine andando a confrontare le dimensioni reali con quelle che si ricavano dal metodo di dimensionamento utilizzato in questa trattazione.

Per verificare la correttezza del metodo di dimensionamento si utilizza una ulteriore turbina di cui si conoscono e sono certe le condizioni di funzionamento.

La turbina biregolante sarà utilizzata come modello per la semplificazione impiantistica della macchina e verrà utilizzata per le simulazioni computazionali CFD. Inoltre, nell'ottica di minimizzare i costi, si cercherà di riprogettare la macchina con un numero di pale della girante inferiore.

La turbina monoregolante sarà oggetto prevalentemente di un dimensionamento analitico volto ad ottenere un profilo palare della girante da confrontare a quello preesistente ed un'integrale riprogettazione del distributore sul modello validato della biregolante. Inoltre, i vari componenti sono tutti progettati nell'ottica di facilitare il montaggio e minimizzare i costi.

## Introduzione alle turbomacchine

La parola turbomacchina deriva dalla parola latina turbo, che significa vortice.

Il termine descrive vari tipi di macchine che comportano un salto di pressione, come compressori, pompe, turbine, e così via.

Una turbomacchina può essere definita come un dispositivo in cui il trasferimento di energia avviene tra un fluido in movimento e un albero rotante a causa di un'azione dinamica.

La caratteristica comune di tutte queste macchine è quella di avere un albero rotante sul quale vengono montate le palette che andranno a contatto con il fluido di lavoro. Tale contatto produce una variazione della quantità di moto del fluido, e questo si traduce in una coppia all'albero rotante per le macchine motrici o in un aumento della pressione sul fluido in quelle operatrici.

Lo sviluppo delle macchine idrauliche è riconducibile al matematico svizzero Leonhard Euler. Mentre lavorava all'Accademia delle Scienze di Berlino con suo figlio Albert, egli pubblicò l'ormai famosa "equazione di Eulero" nel 1754. Essa si basa sulla seconda legge di Newton ove la coppia è proporzionale alla variazione del momento angolare della corrente fluida.

Il termine stesso turbina non fu coniato fino al 1822, quando un francese di nome Claude Burdin usò la parola latina *turbo-turbinis* per descrivere "ciò che gira, come una trottola".

La prima turbina a flusso interno può essere attribuita a Poncelet, che la concettualizzò nel 1826. Il primo brevetto è stato ottenuto da Howard nel 1838. Tuttavia, fu James B. Francis ad analizzare e testare questa tipologia di macchina per diversi anni a partire dal 1849. Sebbene i progetti iniziali fossero puramente radiali, furono successivamente modificati per adattarsi a flussi misti. Così, tutte le moderne turbine a flusso misto interne possono essere ricondotte a James Francis, e sono generalmente chiamate turbine Francis. Sono altamente efficienti e rappresentano una parte importante dell'energia idroelettrica prodotta nel mondo di oggi.

L'altro tipo di turbina a reazione è stato concepito tra il 1910 e il 1924 da un professore ceco di nome Victor Kaplan da cui la macchina stessa prende il nome. Tale macchina, di tipo assiale, nasce dall'esigenza di sfruttare salti idrici di modesta entità avendo a disposizione portate consistenti di acqua.

A differenza delle turbine a gas e a vapore, le turbine idrauliche presentano efficienze molto più elevate. Considerando che le turbine idrauliche possono raggiungere rendimenti fino al 93%-94% e che sfruttano l'energia idrica gratuita presente in natura, risultano già appetibili al mercato senza la necessità di significative migliorie. Di conseguenza, il maggiore interesse di ricerca in questo tipo di macchine si è limitato a rendere i materiali più resistenti alla cavitazione e, in termini di considerazioni ambientali, vi è anche l'interesse a rendere le turbine idrauliche più "fish friendly".

## Turbina Kaplan

Tali turbine si sono sviluppate dall'esigenza di sfruttare salti idrici di modesta entità avendo a disposizione elevati volumi d'acqua. Infatti, a parità di diametro esterno, una girante assiale elabora una portata maggiore di quella di una turbina Francis, con cadute idriche minori.

Le giranti delle turbine ad elica hanno le pale non orientabili, montate su mozzo cilindrico mentre le turbine Kaplan, dispongono di giranti con pale orientabili in funzione del carico.

Le turbine ad elica, non avendo possibilità di regolare le pale della girante, sono caratterizzate da perdite per incidenza che ne fanno decadere il rendimento non appena ci si allontana dalla condizione di progetto.

Le Kaplan, si possono suddividere in due categorie:

- Kaplan monoregolanti: caratterizzate dalla sola regolazione delle pale della girante
- Kaplan biregolanti: caratterizzate dalla regolazione delle pale della girante e del distributore.

Potendo regolare l'inclinazione delle pale della girante si riescono a limitare le perdite per incidenza del flusso e quindi, si riesce a mantenere un valore del rendimento elevato in un intervallo molto ampio del carico. La Kaplan ha però una peculiarità negativa, infatti all'aumentare della portata, aumentano le dimensioni della turbina e, di conseguenza, il costo per kW installato.

Questo è l'inconveniente che accompagna gli impianti aventi cadute idriche molto basse dove è sulla portata che si deve agire per aumentare la potenza da produrre.

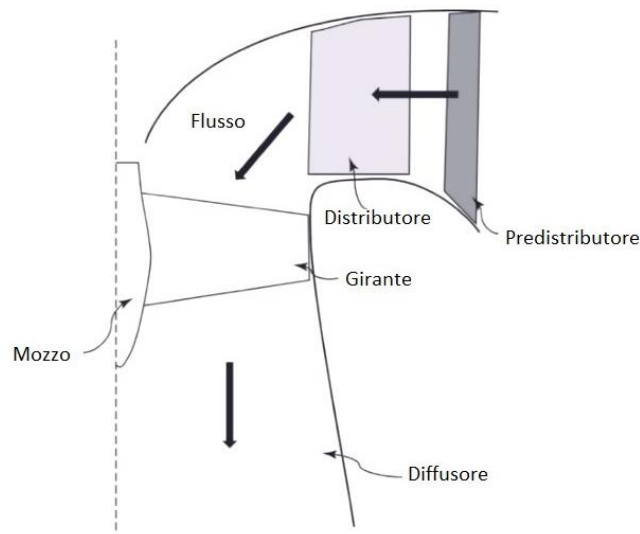
In molti casi si tende, per mantenere bassi i costi della macchina, a installare Kaplan monoregolanti o, se la stagionalità della portata lo consente, giranti ad elica.

L'eventuale scelta di una girante ad elica è molto critica nel caso in cui, nello studio preliminare, non si determinino in modo preciso le condizioni di efflusso della macchina; in quanto, al di fuori del range di progetto, la macchina risulterebbe caratterizzata da un rendimento insoddisfacente.

Gli impianti utilizzando turbine Kaplan sono normalmente privi di condotte forzate, e in alcuni casi il bacino di prelievo è collegato direttamente con una camera che circonda il distributore; da questa l'acqua passa nel distributore, che è a pale con inclinazione variabile (nel caso della biregolante).

Lo spazio libero fra distributore e girante permette all'acqua di compiere una deviazione di  $90^\circ$  prima di giungere alla girante, che ha l'aspetto di una ruota assiale con poche pale (da 3 ad 8). Dato il forte sviluppo radiale, la pala è svergolata e presenta quindi l'aspetto tipico di un'elica. La girante è sempre seguita da un diffusore, in quanto la velocità dell'acqua all'uscita di essa è elevata e se non recuperata in termini di energia di pressione comporterebbe un notevole spreco energetico.

Qui di seguito viene riportato uno schema indicativo del condotto meridiano di una turbina Kaplan in cui vengono posti in evidenza i principali elementi.



*Figura 1 Sezione meridiana turbina Kaplan*

Nel mondo del microidroelettrico, oltre alla tecnologia Kaplan, si sfruttano spesso anche le coclee idrauliche. Tale tecnologia alternativa è caratterizzata da punti di forza e di debolezza che devono essere tenuti in considerazione per fare un bilancio di convenienza rispetto alla tecnologia Kaplan. Le coclee idrauliche, a parità di potenza estratta sono caratterizzate da ingombri notevolmente superiori e ciò va spesso in conflitto con la morfologia del sito di installazione; nonostante ciò, spesso viene comunque preferita l'installazione di una coclea idraulica poiché caratterizzata da un minor costo d'investimento iniziale. In conseguenza a quanto detto, il trend di ricerca sta andando verso una standardizzazione delle turbine Kaplan per snellire i costi di realizzazione e renderle preferibili sotto tutti gli aspetti alle alte tecnologie applicabili nel mondo del microidroelettrico.

## Generalità sulle turbine

Si tratta ora un'introduzione ai principali parametri caratterizzanti una turbina idraulica partendo dal seguente schema generale.

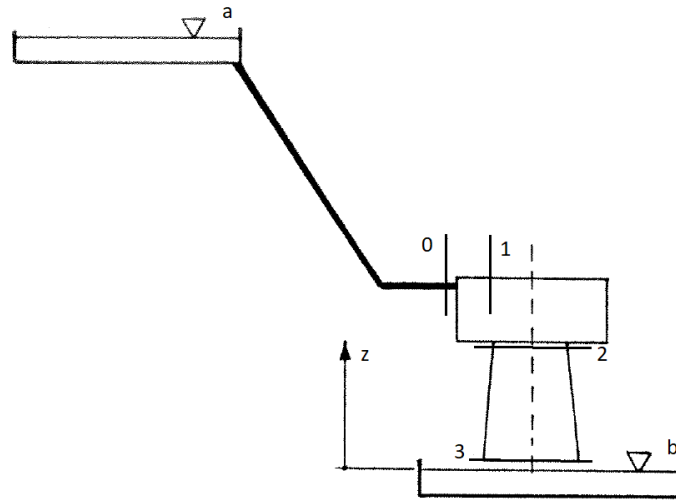


Figura 2 Schema generale di una turbina idraulica

Si identificano le seguenti sezioni notevoli:

- a: pelo libero del canale di alimentazione
- b: pelo libero del canale di scarico
- 0: ingresso distributore
- 1: ingresso girante
- 2: uscita girante
- 3: uscita diffusore

Consideriamo un tratto di condotto compreso tra la sezione 1 e la sezione 2 ed ammettiamo che in tale tratto sia inserita una macchina idraulica motrice che produce lavoro  $l_i$  estraendolo dalla corrente fluida che l'attraversa. Se in tale condotto il liquido è in moto stazionario, il primo principio della termodinamica, scritto in forma euleriana, nell'ipotesi di moto unidimensionale, permette di affermare che:

$$l_i = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) - l_w \quad [1.1]$$

dove con  $p$  si indica la pressione statica, con  $\rho$  la densità del liquido, con  $c$  la sua velocità, con  $z$  la quota della sezione corrispondente (misurata lungo un asse verticale con verso positivo nel senso delle quote crescenti), con  $l_w$  il lavoro massico delle resistenze passive generate nel condotto.

A partire dall'equazione [1.1], è possibile isolare dei termini caratteristici riportandoli all'unità di misura del metro:

- $\frac{p_1 - p_2}{\rho g}$  : differenza delle altezze piezometriche
- $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$  : differenza delle altezze cinetiche
- $(z_1 - z_2)$  : dislivello geodetico

La somma della altezza geodetica, di quella piezometrica e dell'altezza cinetica prende il nome di carico totale  $H^0$ :

$$H^0 = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} \quad [1.2]$$

E' possibile inoltre definire anche la pressione totale  $p^0$  nel seguente modo:

$$p^0 = p + \frac{1}{2}\rho c^2 \quad [1.2.1]$$

Introducendo l'equazione [1.2] nella [1.1] si ricava:

$$l_i = g(H_1^0 - H_2^0) - l_w \quad [1.3]$$

Dalla [1.3] deriva che, in assenza di lavoro ricevuto e di resistenze passive, il carico totale rimane costante (Teorema di Bernoulli).

Si definisce caduta disponibile  $H_d$  la differenza tra i carichi totali corrispondenti ai peli liberi dei due serbatoi di monte e valle della turbina:

$$H_d = H_a^0 - H_b^0 = (z_a - z_b) + \frac{p_a - p_b}{\rho g} + \frac{c_a^2 - c_b^2}{2g} \quad [1.4]$$

Se, come accade solitamente, i serbatoi comunicano con l'ambiente, la differenza tra le pressioni statiche è trascurabile, coincidendo con la differenza tra le pressioni atmosferiche; di solito, inoltre, è trascurabile anche la differenza tra le altezze cinetiche; in tali condizioni dalla [1.4] si ottiene:

$$H_d = (z_a - z_b) \quad [1.5]$$

cioè la caduta disponibile si riduce al solo dislivello geodetico.

Si definisce caduta netta o utile  $H_u$  la differenza tra i carichi totali della sezione 0 e 3:

$$H_u = H_0^0 - H_3^0 = (z_0 - z_3) + \frac{p_0 - p_3}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2g} \quad [1.6]$$

Pertanto, non tutta la caduta disponibile è utilizzabile nella turbina, a causa delle perdite di carico nella condotta forzata o nel collegamento tra bacino e turbina quando non esista la condotta forzata e dell'eventuale altezza cinetica non recuperata allo scarico; indicando con  $Y_t$  l'altezza totale equivalente alle perdite di carico nella condotta forzata (sia quelle distribuite che quelle localizzate) e con  $Y$  la somma complessiva delle perdite di carico esterne alla macchina si ha:

$$H_u = H_d - Y_t - \frac{c_3^2}{2g} = H_d - Y \quad [1.7]$$

Non tutta la caduta utile viene trasformata in lavoro, a causa delle resistenze passive incontrate dal fluido nell'attraversamento della turbina; se tali perdite equivalgono ad un'altezza  $H_w$  dalla [1.1] e [1.6] si ottiene:

$$l_i = g(H_0^0 - H_3^0) - l_w = gH_u - l_w = g(H_u - H_w) \quad [1.8]$$

dove  $l_w$  sono le perdite per attrito nel distributore, girante e diffusore.

Si definisce inoltre rendimento idraulico della turbina il rapporto:

$$\eta_y = \frac{l_i}{l_{i,max}} = \frac{l_i}{gH_u} = \frac{l_i}{l_i + l_w} = \frac{H_u - H_w}{H_u} \quad [1.9]$$



Non tutta la portata che attraversa la turbina compie lavoro sugli organi mobili della macchina; una frazione  $\Delta\dot{m}$ , infatti, sfugge attraverso i giochi e quindi non agisce sugli organi mobili della macchina fornendo lavoro.

Si può quindi introdurre un rendimento volumetrico nella forma:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \Delta\dot{m}}{\dot{m}} \quad [1.10]$$

Tenendo conto delle perdite associate alle fughe, la potenza interna è pari a:

$$P_i = \eta_v \cdot \dot{m} \cdot l_i = \eta_v \cdot \eta_y \cdot \rho \cdot Q \cdot g \cdot H_u = \eta_v \cdot \eta_y \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_u \quad [1.11]$$

Dove  $Q$  è la portata volumetrica e  $\gamma$  è il peso specifico dell'acqua.

Non tutta la potenza interna della macchina è utilizzabile, a causa della potenza persa per attrito tra gli organi in moto relativo e della potenza spesa per azionare gli ausiliari; si definisce rendimento organico il rapporto tra la potenza utile e la potenza interna:

$$\eta_o = \frac{P_u}{P_i} \quad [1.12]$$

Il lavoro utile ottenuto, rapporto tra la potenza utile e la portata in massa che attraversa la turbina, risulta espresso da:

$$l_u = \frac{P_u}{\dot{m}} = \eta_o \cdot \eta_v \cdot \eta_y \cdot g \cdot H_u \quad [1.13]$$

Il rapporto tra il lavoro utile ottenuto e la caduta utile prende il nome di rendimento totale della turbina; dalla [1.13] risulta:

$$\eta_t = \eta_o \eta_v \eta_y \quad [1.14]$$

Il rendimento totale è generalmente compreso tra 0,85 e 0,90; la maggior parte delle perdite è normalmente di natura idraulica, poichè il rendimento organico e volumetrico sono dell'ordine dello 0,98÷0,92, riducendosi leggermente per turbine di piccola potenza.

## Dimensionamento della macchina

Per il dimensionamento della turbina idraulica i dati a disposizione sono la caduta disponibile  $H_d$  e la portata volumetrica massima  $Q_{max}$ . E' necessario inoltre ipotizzare la velocità di rotazione della girante in modo tale che sia compatibile con il range di applicazione della tipologia di turbina che si vuole installare.

## Classificazione delle turbine idrauliche

Il campo di applicabilità di ciascuna tipologia di macchina è definito da un parametro adimensionale identificativo chiamato velocità specifica. Tale parametro permette di confrontare macchine differenti ma accumulate dall'essere fluidodinamicamente simili.

Esistono in letteratura varie definizioni di tale parametro, nella nostra trattazione ne verranno utilizzate due di queste, in quanto necessarie entrambe per l'interpolazione in appositi grafici. Il primo, anche chiamato numero tipico, ha la seguente formulazione:

$$K = \omega \frac{\sqrt{Q}}{(gH_u)^{\frac{3}{4}}} \quad [1.15]$$

Il secondo, definito come il numero di giri di una turbina che sotto la caduta di 1 m assorbe la portata di 100 l/s, ha la seguente formulazione:

$$n_s = n \frac{\sqrt{10 \cdot Q}}{H_u^{\frac{3}{4}}} \quad [1.15.1]$$

Viene ora presentata la classificazione delle principali tipologie di turbina idraulica sulla base dei parametri sopra descritti.

| Pelton             |                       |                       |
|--------------------|-----------------------|-----------------------|
| Pelton (1 getto)   | $n_s = 2 \div 34$     | $K = 0.04 \div 0.035$ |
| Pelton (2÷4 getti) | $n_s = 31 \div 48$    | $K = 0.04 \div 0.035$ |
| Pelton (5÷6 getti) | $n_s = 45 \div 70$    | $K = 0.04 \div 0.035$ |
| Francis            |                       |                       |
| Francis lente      | $n_s = 70 \div 150$   | $K = 0.35 \div 0.60$  |
| Francis normali    | $n_s = 150 \div 250$  | $K = 0.60 \div 1.20$  |
| Francis veloci     | $n_s = 250 \div 450$  | $K = 1.20 \div 2.50$  |
| Kaplan o Elica     |                       |                       |
| Kaplan o Elica     | $n_s = 400 \div 1100$ | $K = 2.50 \div 5.50$  |

Figura 3 Classificazione delle turbine idrauliche

### Allacciamento della turbina alla rete elettrica

Una turbina idraulica, al fine di convertire energia meccanica in energia elettrica, necessita di un generatore di corrente, il quale sarà collegato alla rete elettrica.

Per la taglia dell'impianto da dimensionare si sfrutta un motore asincrono trifase; tale motore sfrutta il principio dei campi magnetici rotanti. Il motore asincrono per poter funzionare come generatore preleva energia reattiva dalla rete per magnetizzare il circuito rotorico (essendo i circuiti rotorici a gabbia di scoiattolo privi d'eccitazione), il rotore viene poi avviato tramite una sorgente energetica esterna (fonte meccanica che coincide con la turbina) e portato in ipersincronismo (il campo magnetico del rotore ruota più velocemente del campo magnetico dello statore), diventando generatore di energia. In questa condizione, mentre eroga potenza attiva verso la rete prevalente, assorbe contemporaneamente potenza reattiva per tenere alimentato il campo magnetico rotante.

La differenza di velocità tra il rotore e il campo magnetico rotante è valutata tramite il parametro di scorrimento:

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_s} \quad [1.16]$$

dove  $n_s$  è la velocità di rotazione del campo magnetico e  $n_r$  è la velocità di rotazione del rotore.

Come già teorizzato, si deduce che nel funzionamento da generatore, lo scorrimento è negativo.

La velocità sincrona (velocità di rotazione del campo magnetico) di un motore è definita in funzione della frequenza di rete e dal numero di paia poli  $p$  del motore adottato secondo la formula seguente:

$$n_s = \frac{120 f}{p} \quad [1.16.1]$$

Considerando la frequenza di rete europea pari a  $f = 50 \text{ Hz}$  si deducono le seguenti velocità sincrone in funzione del numero di paia poli  $p$ .

| $p$ | $n_s[\text{rpm}]$ |
|-----|-------------------|
| 2   | 3000              |
| 4   | 1500              |
| 6   | 1000              |
| 8   | 750               |

Tabella 1 Velocità di sincronismo motore ad induzione

Trascurando lo scorrimento del motore, la scelta del generatore dovrebbe ricadere su un numero di paia poli che garantisce la velocità di sincronismo pari a quella di rotazione della turbina. Ciò porterebbe però all'utilizzo di un generatore con un numero di paia polari elevato, che richiederebbe uno spazio per ospitare le coppie polari eccessivo rispetto alle dimensioni del generatore stesso. Nel caso si optasse per un generatore con un numero di poli elevato, per rimanere all'interno degli spazi disponibili, sarebbe inevitabile la riduzione del quantitativo di ferro di ciascun avvolgimento polare che comporterebbe una significativa riduzione dell'efficienza del generatore stesso. E' quindi plausibile scegliere un generatore con un numero di paia poli minore (tra le 4 e le 8) ed inserire un riduttore tra il generatore e l'albero della turbina. Tale scelta, seppur introduce una perdita di potenza dovuta al rendimento del riduttore, è comunque da preferirsi.

### Portata nominale e numero di pale

Una turbina idraulica deve essere progettata per una portata che massimizza il rendimento della stessa, denominata portata nominale; tale portata è diversa da quella massima che una turbina può smaltire.

Per diverse turbine, la curva di rendimento idraulico in funzione della portata è differente come visibile nel grafico seguente.

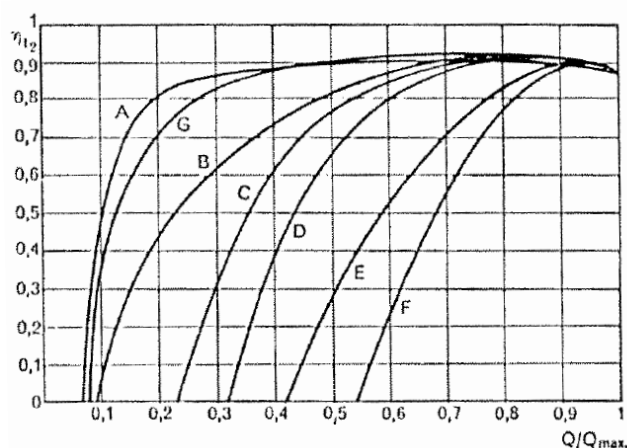


Figura 4 Caratteristica di rendimento idraulico delle diverse turbine

In tale grafico le diverse curve sono così definite:

A: turbina idraulica Pelton

B: turbina idraulica Francis (K=0.65)

C: turbina idraulica Francis (K=1.3)

D: turbina idraulica Francis (K=1.82)

E: turbina ad elica (K=2.6)

F: turbina ad elica (K=3.64)

G: turbina Kaplan

Si può notare come la turbina Kaplan, essendo dotata della regolazione delle pale della girante, abbia un rendimento elevato per un ampio intervallo di portate a differenza delle turbine ad elica.

Inoltre, il numero tipico della macchina K, per una stessa tipologia di macchina idraulica, influenza il rapporto di portate  $\frac{Q}{Q_{max}}$  per cui si ha il picco di rendimento e quindi la portata nominale. Per le turbine Kaplan si può fare affidamento alla seguente tabella, in cui viene presentato il valore di  $\frac{Q}{Q_{max}}$  che massimizza il rendimento in funzione del numero tipico della macchina.

| K           | 2   | 3    | 3.5 | 4    | 4.5 | 5   |
|-------------|-----|------|-----|------|-----|-----|
| $Q/Q_{max}$ | 0.8 | 0.65 |     | 0.62 |     | 0.6 |
| Z           | 8   | 7    | 5   | 5    | 4   | 4   |

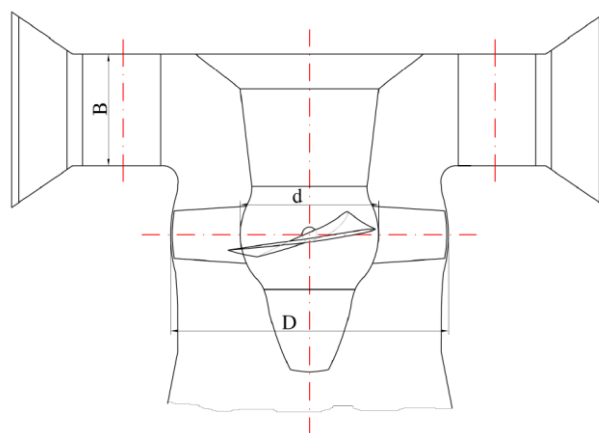
Tabella 2 Portata nominale e numero di pale turbina Kaplan

Si può notare che più il numero tipico della macchina cresce, minore sarà il rapporto tra la portata nominale e quella massima che la turbina può smaltire.

Dalla tabella 2 è ricavabile anche il numero di pale della girante  $Z$ , anch'esso decrescente all'aumentare del numero tipico di macchina.

### Condotto meridiano

Il condotto meridiano ha la funzione di convogliare il flusso dal distributore verso la girante, e le sue dimensioni sono interdipendenti con quelle del distributore e della girante. Di seguito viene riportata una rappresentazione di massima di un condotto meridiano di una turbina Kaplan.



*Figura 5 Sezione meridiana di una turbina Kaplan*

Le dimensioni principali di tale condotto sono:

- $D$ : diametro della corona esterna
- $d$ : diametro del mozzo all'altezza del calettamento della girante
- $B$ : altezza del distributore

Tali dimensioni sono ricavabili da appositi grafici che si basano sulla conoscenza dei parametri delle turbine preesistenti.

Il diametro della corona esterna della girante  $D$  può essere ricavato in due modi differenti, uno utilizzando il parametro diametro specifico  $D_s$ , l'altro utilizzando la velocità specifica  $n_1^1$  che verrà definita in seguito.

Il diametro specifico  $D_s$  di una turbina si può ricavare dal diagramma di Balje, il quale mette in relazione tale parametro con la velocità specifica  $K$  in funzione della tipologia di turbina e del rendimento idraulico ottenibile.

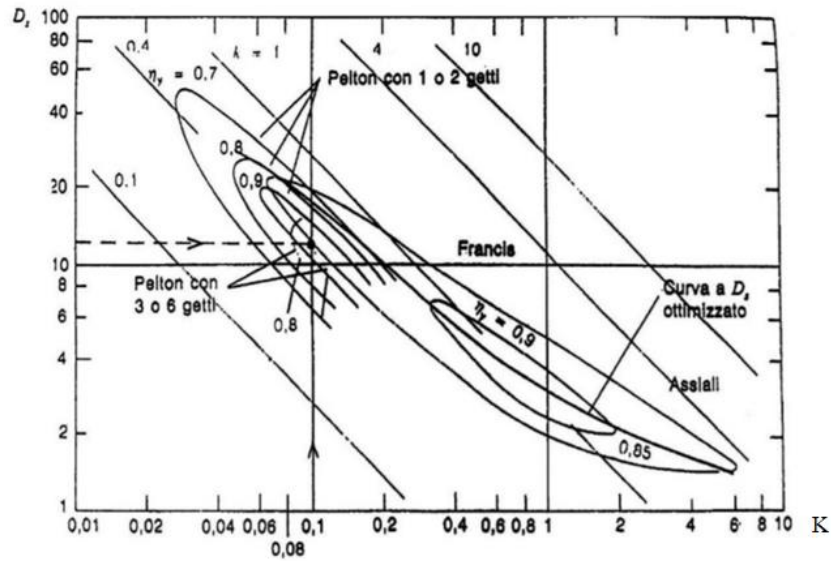


Figura 6 diagramma di Balje per le turbine idrauliche

Da tale diagramma, entrando con la velocità tipica  $K$ , si determina il diametro specifico  $D_s$  in modo tale da massimizzare il rendimento idraulico della macchina (curva a  $D_s$  ottimizzato). In questo modo ottengo oltre al diametro specifico anche il rendimento idraulico della macchina da dimensionare.

Dal diametro specifico  $D_s$  è possibile ricavare il diametro della corona esterna  $D$  in quanto essi sono legati dalla seguente formula:

$$D_s = D \frac{(gH_u)^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{Q}} \quad [1.17]$$

Inoltre, come già accennato in precedenza, si può ricavare  $D$  anche attraverso la velocità specifica  $n_1^1$  che viene definita come:

$$n_1^1 = n \frac{D}{\sqrt{H_u}} \quad [1.18]$$

Tale velocità rappresenta il numero di giri al minuto di una turbina di diametro pari a 1 m, funzionante sotto la caduta di 1 m ed è ricavabile dal seguente grafico in funzione della velocità specifica  $n_s$ .

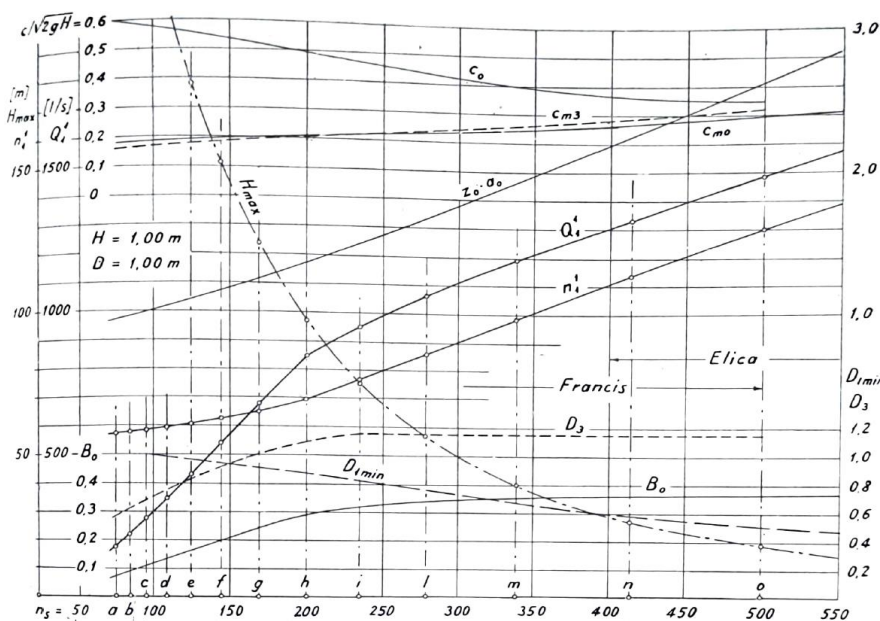


Figura 7 Parametri caratteristici del condotto meridiano

Determinata la velocità specifica  $n_s^1$ , dalla formula inversa alla [1.18] si può ricavare il diametro  $D$  della corona.

Per quanto riguarda il calcolo dei parametri  $d$  e  $B$  si sfrutta invece il seguente grafico, in cui sono ricavabili i predetti parametri relativizzati rispetto a  $D$  in funzione della velocità specifica  $n_s$ .

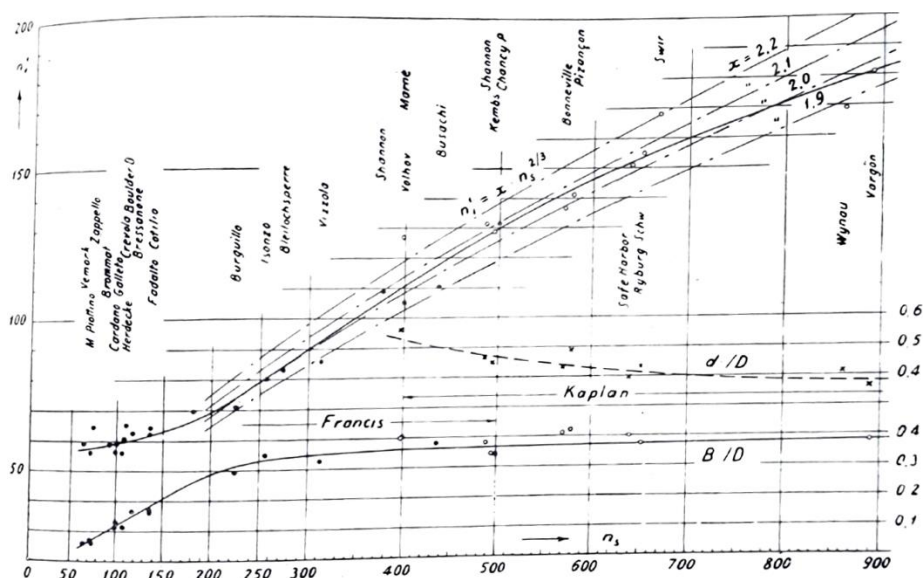


Figura 8 Parametri caratteristici del condotto meridiano

Per quanto riguarda la geometria del mozzo, bisogna fare attenzione alla parte terminale chiamata ogiva per evitare il distacco della corrente sotto la girante e la conseguente formazione di vortici. Si è quindi scelto di ottenere l'ogiva come rivoluzione di metà di un profilo alare simmetrico della serie NACA (00) con uno spessore opportuno.

## Triangoli di velocità

I triangoli di velocità sono uno strumento grafico che è necessario introdurre nel dimensionamento della turbina poiché permettono di valutare la direzione delle linee di corrente del flusso di acqua necessarie per dimensionare i vari elementi che compongono la turbina.

Nell'ambito unidimensionale, studiando l'evoluzione del flusso e basandosi sulla teoria dei moti relativi, è possibile definire tre componenti notevoli di velocità:

- $\vec{c}$ : velocità del fluido rispetto ad un sistema di riferimento fisso
- $\vec{w}$ : velocità del fluido rispetto ad un sistema di riferimento non inerziale solidale con l'asse di rotazione della macchina
- $\vec{u}$ : velocità di trascinamento della macchina

I triangoli di velocità vengono tracciati in un piano individuato da due direzioni tra di loro perpendicolari: *direzione meridiana* e *direzione tangenziale*.

La *direzione meridiana* è la direzione della velocità nella sezione meridiana che è quella che si ottiene sezionando la macchina con un piano passante per l'asse della macchina stessa, cioè è la somma vettoriale delle componenti radiale e assiale della macchina. Essa è la componente di velocità legata alla portata.

La *direzione tangenziale* è la direzione della velocità perpendicolare a quella della sezione meridiana.

Le tre velocità sopra descritte sono legate dalla seguente relazione vettoriale derivata dai moti relativi:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad [1.19]$$

Tale formulazione è rappresentabile graficamente con il cosiddetto triangolo delle velocità riportato qui di seguito.

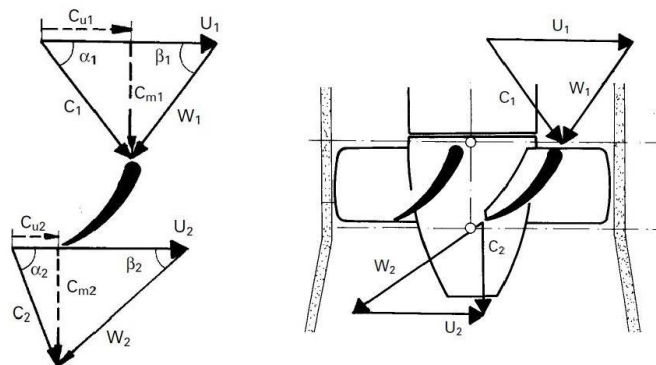


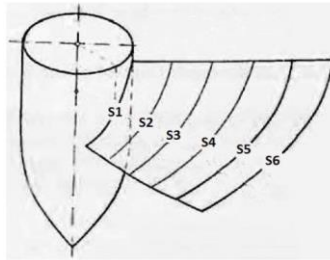
Figura 9 Esempio di triangoli delle velocità

Si definiscono ora i seguenti angoli cinematici interni al triangolo di velocità:

- $\alpha$ : angolo tra la componente assoluta di velocità e la direzione tangenziale
- $\beta$ : angolo tra la componente relativa di velocità e la direzione tangenziale



Suddividendo il canale meridiano in corrispondenza della girante in un numero congruo di sezioni cilindriche si devono valutare i triangoli di velocità della corrente fluida in ingresso e uscita della girante in corrispondenza di tutte le sezioni generate. Un esempio della suddivisione potrebbe essere quello della figura seguente:



*Figura 10 suddivisione della pala in layer cilindrici*

### Vortice libero

E' necessario ora introdurre la teoria del vortice libero in quanto quella utilizzata per ricavare i triangoli di velocità sulla pala della girante.

Una particella in uscita dal distributore, trascurando l'attrito con le pareti del condotto meridiano e la viscosità, conserva la sua quantità di moto:

$$dm \cdot r_{1'} \cdot c_{1'} \cdot \cos(\alpha_{1'}) = dm \cdot r \cdot c_u = cost \quad [1.20]$$

dove:

- $dm$ : massa infinitesima dell'elemento fluido considerato
- $r_{1'}$ : raggio all'uscita del distributore
- $c_{1'} \cdot \cos(\alpha_{1'}) = c_{1u'}$ : componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita del distributore (l'unica che genera momento rispetto all'asse di rotazione della macchina)
- $r$ : raggio generico tra l'uscita del distributore e l'ingresso della girante
- $c_u$ : componente tangenziale della velocità assoluta al raggio  $r$

Dalla [1.20], semplificando la massa infinitesima, si ricava l'equazione del vortice libero:

$$r \cdot c_u = cost \quad [1.21]$$

Esso comporta la presenza di un campo radiale delle pressioni e un elemento di filetto di corrente dovrà essere in equilibrio sotto l'effetto combinato del campo radiale di pressioni e della forza centrifuga dovuta alla sua componente tangenziale di velocità.

Si considera ora l'elemento di corrente rappresentato nella figura seguente e si applica l'equilibrio radiale ricordandosi di inserire anche la forza centrifuga.

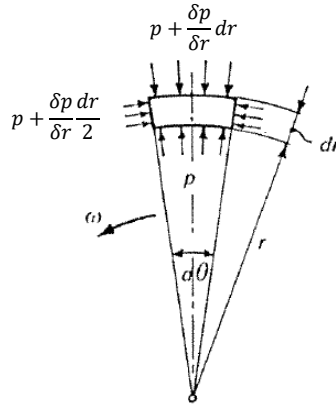


Figura 11 Equilibrio radiale della corrente

$$p \cdot r \cdot d\theta + 2 \left( p + \frac{\delta p}{\delta r} \cdot \frac{dr}{2} \right) \cdot \frac{d\theta}{2} \cdot dr - \left( p + \frac{\delta p}{\delta r} \cdot dr \right) \cdot (r + dr) \cdot d\theta + r \cdot d\theta \cdot dr \cdot \rho \cdot \frac{c_u^2}{r} = 0 \quad [1.22]$$

Dalla [1.22], effettuando le dovute semplificazioni e trascurando gli infinitesimi di ordine superiore, si ottiene la seguente formulazione:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta r} = \frac{c_u^2}{r} \quad [1.23]$$

Si applica ora la formula [1.23] a due punti A e B che si trovano alla stessa quota nel condotto meridiano tra il distributore e la girante.

$$\int_A^B dp = p_B - p_A = \int_A^B \rho \cdot \frac{(c_u \cdot r)^2}{r^3} dr = \rho (c_u \cdot r)^2 \cdot \left[ -\frac{1}{2r^2} \right]_A^B \quad [1.24]$$

Si ottiene quindi la seguente formulazione:

$$p_B - p_A = \rho \left[ \frac{c_{uA}^2 - c_{uB}^2}{2} \right] \quad [1.25]$$

Applicando l'equazione [1.1] tra 1'(uscita del distributore) e il punto A e tra 1' e il punto B si ottengono le seguenti formulazioni:

$$p_A - p_{1'} = -\rho \left[ \frac{c_A^2 - c_{1'}^2}{2} + g(z_A - z_{1'}) \right] \quad [1.26]$$

$$p_B - p_{1'} = -\rho \left[ \frac{c_B^2 - c_{1'}^2}{2} + g(z_B - z_{1'}) \right] \quad [1.27]$$

Sottraendo l'equazione [1.27] alla [1.26] e ricordando che  $z_B = z_A$  si ottiene:

$$p_B - p_A = \rho \left[ \frac{c_A^2 - c_B^2}{2} \right] \quad [1.28]$$

Ricordando che, per il vortice libero la componente radiale di velocità è nulla in quanto sussiste l'equilibrio radiale, il modulo della componente di velocità assoluta si può ricavare come combinazione della componente assiale e tangenziale. La [1.28] diventa così:

$$p_B - p_A = \rho \left[ \frac{(c_u^2 + c_a^2)_A - (c_u^2 + c_a^2)_B}{2} \right] \quad [1.29]$$

Dalle equazioni [1.25] e [1.29] si ricava la seguente proprietà del vortice libero:

$$c_{aA}^2 = c_{aB}^2 \quad [1.30]$$

La componente di velocità assiale si mantiene costante ad una stessa quota; ipotizzando preliminarmente il profilo della pala all'ingresso della girante radiale ad una quota costante si può ragionevolmente considerare la velocità meridiana (che coincide con quella assiale) costante lungo tutti i cilindri concentrici creati sulla pala.

Considerando di poter applicare la teoria del vortice libero anche all'uscita della girante e supponendo il profilo della pala simile a quello all'ingresso si ottiene che la velocità meridiana è costante lungo la pala anche all'uscita.

Inoltre, considerando le sezioni di passaggio della corrente fluida uguali all'ingresso e all'uscita della girante, si deduce che la componente meridiana di velocità è la stessa e considerando l'ingombro delle pale con un coefficiente  $\xi$  prossimo all'unità si ottiene:

$$c_{m1} = c_{m2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi(D^2 - d^2)\xi} \quad [1.31]$$

In termini grafici, si deduce che il triangolo di velocità tra ingresso e uscita della girante ha la stessa altezza.

Per determinare la componente tangenziale di velocità assoluta all'ingresso della girante è necessario ricordare la formula di Eulero valida per le macchine motrici.

$$l_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad [1.32]$$

Considerando la turbina Kaplan una macchina assiale le velocità periferiche della macchina a pari raggio coincidono, pertanto la [1.32] diventa:

$$l_i = u(c_{u1} - c_{u2}) \quad [1.33]$$

Ipotizzando, in condizioni di progetto, la componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante nulla ( $c_{u2} = 0$ ) al fine di massimizzare il rendimento del diffusore, si può ricavare la componente tangenziale di velocità assoluta all'ingresso della girante ai vari layer cilindrici introdotti precedentemente tramite la formula seguente:

$$c_{u1} = \frac{l_i}{u} \quad [1.34]$$

dove:

- $l_i$ : è il lavoro interno calcolabile tramite la formula inversa della [1.9]; risulta costante ad ogni layer cilindrico avendo considerato la teoria del vortice libero (formula [1.21]) all'ingresso e all'uscita della pala della girante.
- $u = \omega r$ : è la velocità periferica calcolata ad ogni layer cilindrico utilizzando il corrispettivo raggio.

Conoscendo le componenti della velocità assoluta all'ingresso della girante, applicando il teorema di Pitagora si può determinare la componente  $c_1$  e l'angolo  $\alpha_1$  con le seguenti formule:

$$c_1 = \sqrt{c_{u1}^2 + c_{m1}^2} \quad [1.35]$$

$$\alpha_1 = \text{atan}\left(\frac{c_{m1}}{c_{u1}}\right) \quad [1.36]$$

Si determinano poi le componenti della velocità relativa all'ingresso della girante con le seguenti formule:

$$w_{1m} = c_{1m} \quad [1.37]$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad [1.38]$$

Conoscendo le componenti della velocità relativa all'ingresso della girante, applicando il teorema di Pitagora si può determinare la componente  $w_1$  e l'angolo  $\beta_1$  con le seguenti formule:

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + w_{m1}^2} \quad [1.39]$$

$$\beta_1 = \text{atan}\left(\frac{w_{m1}}{w_{u1}}\right) \quad [1.40]$$

All'uscita, ricordando che la componente tangenziale di velocità assoluta è nulla, si ricava la velocità assoluta  $c_2$  e l'angolo  $\alpha_2$  come segue:

$$c_2 = c_{2m} \quad [1.41]$$

$$\alpha_2 = 90^\circ \quad [1.42]$$

Si determinano poi le componenti della velocità relativa all'uscita della girante con le seguenti formule:

$$w_{2m} = c_{2m} \quad [1.43]$$

$$w_{2u} = -u_2 \quad [1.44]$$

Conoscendo le componenti della velocità relativa all'uscita della girante, applicando il teorema di Pitagora si può determinare la componente  $w_2$  e l'angolo  $\beta_2$  con le seguenti formule:

$$w_2 = \sqrt{w_{u2}^2 + w_{m2}^2} \quad [1.45]$$

$$\beta_2 = \text{atan}\left(\frac{w_{m2}}{w_{u2}}\right) \quad [1.46]$$

Si definisce ora una velocità, detta *velocità indisturbata*  $w_\infty$ , che è la media geometrica tra le velocità relative  $w_1$  e  $w_2$ ; tale velocità sarà utile nel seguito per il calcolo dei profili palari ed è legata alla deviazione che la corrente deve subire nella girante.

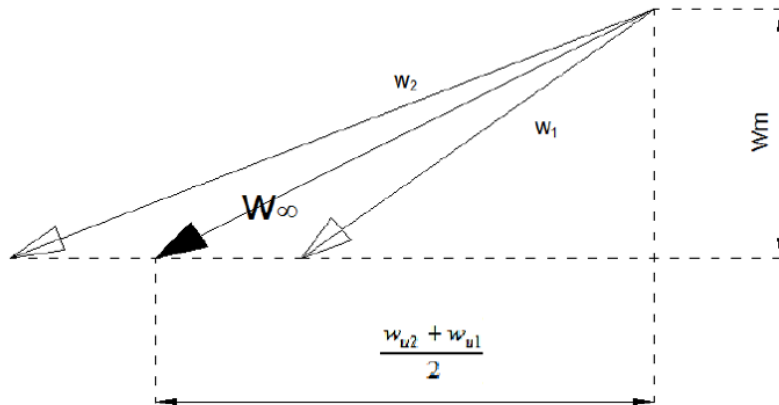


Figura 12 velocità indisturbata  $w_\infty$

Tale velocità e il relativo angolo di inclinazione si possono ricavare dalle seguenti formule:

$$w_\infty = \frac{w_1 + w_2}{2} \quad [1.47]$$

$$w_{\infty m} = w_{1m} = w_{2m} \quad [1.48]$$

$$w_{\infty u} = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2} \quad [1.49]$$

$$\beta_\infty = \text{atan}\left(\frac{w_{\infty m}}{w_{\infty u}}\right) \quad [1.50]$$

## Profili palari

In questa sezione verrà analizzata la scelta e la disposizione delle pale della girante all'interno della turbina. Per fare ciò è necessario introdurre i parametri fondamentali di una schiera di pale e successivamente correlare tali parametri alla scelta ottimale dei profili alari per il dimensionamento corretto della turbina in analisi.

### Parametri caratteristici

La figura seguente mostra lo schema di base con il quale viene studiata la girante di una turbomacchina idraulica assiale, caratterizzata da un deflusso attraverso un reticolo di pale il quale viene analizzato dopo essere stato svolto su un piano.

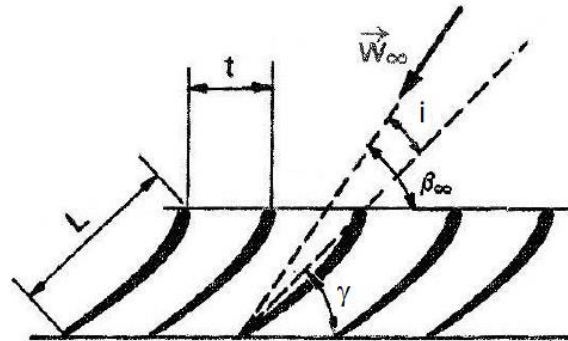


Figura 13 Reticolo di pale della girante

In tale figura sono rappresentati i parametri principali dello svolgimento piano del reticolo palare della girante. Essi sono:

- $t$ : passo palare, si calcola tramite la formula  $t = \frac{2\pi r}{Z}$
- $l$ : lunghezza della corda, definita come il segmento congiungente gli estremi della linea media del profilo alare
- $i$ : angolo di incidenza formato tra la direzione della velocità indisturbata  $w_\infty$  e la direzione della corda
- $\gamma$ : angolo di calettamento formato tra la direzione tangenziale e quella della corda.

Il metodo bidimensionale è anche noto come metodo aerodinamico, che abbandona l'ipotesi del metodo unidimensionale su cui si basa l'applicazione dell'equazione di Eulero.

Le pale non sono più considerate generatrici di condotti, ma bensì profili alari immersi nel flusso. Tale metodo è l'unico applicabile alle turbine Kaplan caratterizzate da un basso numero di pale e quindi da un elevato passo palare tra di esse.

Una definizione molto importante, che verrà utilizzata in seguito per la progettazione delle pale, è la *solidità della schiera*, la quale viene definita come il rapporto tra la corda del profilo e il passo palare, entrambi calcolati per la stessa sezione radiale.

$$\sigma = \frac{l}{t} = \frac{l \cdot Z}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad [1.51]$$

### Profilo alare isolato

L'aerodinamica considera di solito un'ala isolata in una corrente illimitata e le esperienze sono state estese sistematicamente a parecchie centinaia di profili variando lo spessore, la curvatura e la tipologia.

Un'ala immersa in una corrente fluida uniforme subisce una spinta  $S$  che si può considerare come la risultante di altre due forze misurabili sperimentalmente cioè una componente di *portanza*  $P$  (in inglese *lift*  $L$ ), che spinge l'ala in direzione normale alla velocità  $w_\infty$  che la corrente possiede prima di essere deviata dalla pala stessa e una componente di *resistenza*  $R$  (in inglese *drag*  $D$ ) agente nella direzione della corrente, che cerca di trascinare l'ala. Nella figura sottostante vi è una rappresentazione del fenomeno appena descritto.

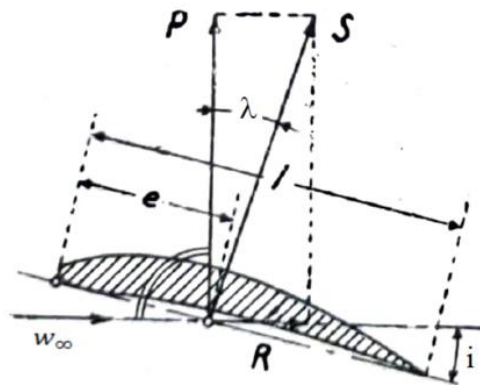


Figura 14 Forze agenti su un profilo alare

Nella figura precedente si possono osservare due parametri non ancora descritti che sono:

- $\lambda$ : angolo d'attrito formato tra la spinta risultante e la portanza, tale angolo deve essere il minore possibile al fine di massimizzare la componente di portanza
- $e$ : distanza tra il bordo d'attacco del profilo e il centro di spinta del profilo alare, tale distanza è variabile in funzione dell'incidenza, ma con buona approssimazione si può definire per i profili NACA pari al 25% della corda.

La portanza  $P$  è dovuta alla deviazione della corrente verso il basso, la resistenza  $R$  è dovuta all'attrito, ed in parte anche ad una deviazione in basso conseguenza della larghezza finita dell'ala (resistenza indotta). Tali forze hanno la seguente formulazione:

$$P = \frac{1}{2} \cdot C_P \cdot l \cdot b \cdot \rho \cdot w_\infty^2 \quad [1.52]$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot C_R \cdot l \cdot b \cdot \rho \cdot w_\infty^2 \quad [1.53]$$

in cui  $b$  è lo spessore del profilo e  $C_P$  e  $C_R$  sono due coefficienti (di portanza e di resistenza) adimensionali sperimentali, dipendenti dalla forma del profilo e dall'angolo d'incidenza.



I valori sperimentali di questi coefficienti si trovano su appositi grafici di cui si riporta un esempio di seguito per un profilo della serie Göttingen.

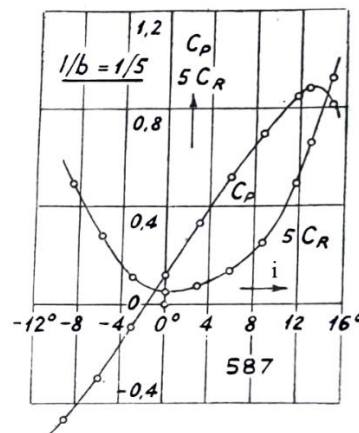


Figura 15 Coefficiente di portanza e resistenza del profilo 587 Göttingen

Si può notare da tale grafico come il coefficiente di portanza cresca all'aumentare dell'incidenza fino ad un massimo per poi decrescere; tale comportamento è giustificabile dal fatto che, quando l'incidenza supera un certo limite, la corrente si stacca dal dorso del profilo lasciando uno spazio pieno di vortici, che interrompono la regolare azione della corrente sulla pala.

In pratica però, non interessa tanto conoscere la esatta dipendenza di  $C_P$  e  $C_R$  dall'angolo d'incidenza, quanto il rapporto tra  $C_P$  e  $C_R$  (che coincide con il rapporto  $L/D$ ), che si rappresenta nella cosiddetta curva polare di cui viene riportato un esempio di seguito per un profilo della serie NACA a 4 cifre.

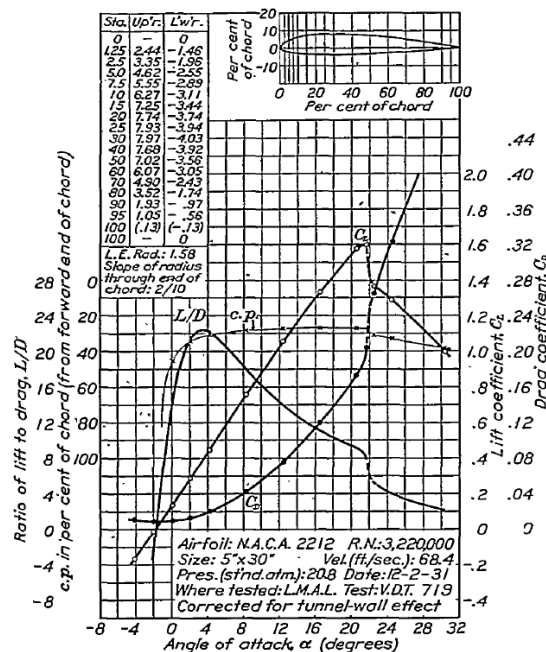


Figura 16 Curva polare per il profilo NACA 2212

Come si può notare dal grafico, i coefficienti di portanza e di resistenza dipendono dal numero di Reynolds, è quindi necessario utilizzare il corretto grafico in funzione di tale parametro adimensionale.

E' da notare come l'ala di un aeroplano o la pala di una turbina hanno una larghezza  $b$  limitata rispetto all'ampiezza della corrente, per cui formandosi alle due estremità uno stato di squilibrio, il fluido in pressione tende ad espandersi lateralmente e girare intorno alle estremità dell'ala per portarsi sulla faccia in depressione. Il moto elicoidale assunto dalla corrente lungo i fianchi dell'ala si prolunga dietro l'ala stessa in una coppia di vortici permanenti di senso opposto, che danno luogo ad una *velocità indotta* verso il basso.

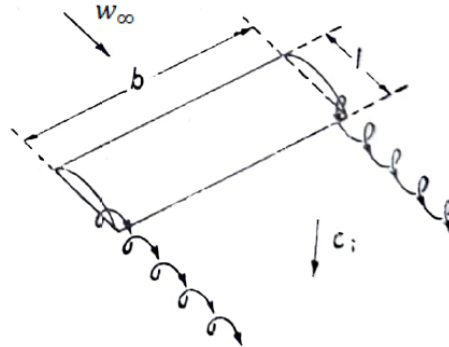


Figura 17 Vortici terminali di un'ala di larghezza finita

Tale fenomeno porta alla generazione della cosiddetta *resistenza indotta*  $R_i$  che riduce la portanza. Nelle turbine, la presenza di pareti laterali (pareti del mozzo e della corona) permette in generale di escludere la resistenza indotta, essendo eliminate le correnti secondarie vorticosi sui fianchi. Si può quindi ragionevolmente considerare la pala di larghezza infinita e quindi considerare la sola resistenza del profilo  $R$  trascurando quella indotta.

#### Profili alari in schiera

I risultati così ottenuti per una pala isolata non si possono senz'altro estendere ad una schiera di pale poiché, in questo caso, si manifesta su ciascuna pala l'influenza della vicina, che ha come conseguenza una variazione del coefficiente di portanza, dipendente dal passo delle pale.

Si introduce perciò un rapporto nella seguente forma:

$$K = \frac{C_{P,S}}{C_{P,\infty}} \quad [1.54]$$

dove:

- $C_{P,S}$ : coefficiente di portanza della schiera
- $C_{P,\infty}$ : coefficiente di portanza della pala isolata, ottenibile dai grafici sopra riportati (ad esempio da figura 15)

Il coefficiente  $K$  è ricavabile da un apposito grafico e dipende dal rapporto  $t/l$  e dall'inclinazione delle pale della girante.

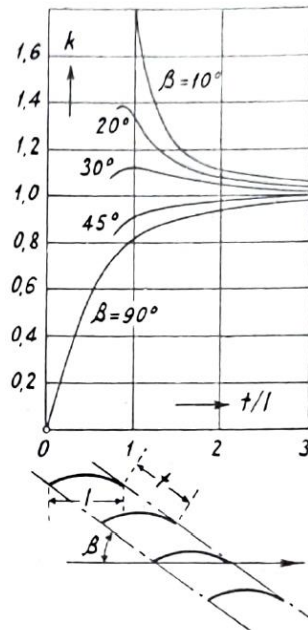


Figura 18 Correzione per una schiera di pale

Si nota che, per valori elevati di  $t/l$ , il valore del coefficiente  $K$  si avvicina ad 1 per qualsiasi valore dell'incidenza potendo quindi trascurare l'effetto schiera; per valori di  $t/l$  minori il coefficiente  $K$  massimizza il coefficiente di portanza della griglia per angoli di incidenza minori.

Busmann (1931) suggerisce però come non sia consigliabile sfruttare la possibilità di una maggiorazione del coefficiente di portanza nel calcolo delle turbine. Lo stesso Busmann, a seguito di prove sperimentali su una turbina Kaplan a 6 pale con un rapporto  $t/l$  compreso tra 0.88 e 0.96 verifica che le curve polari di un profilo isolato e quelle dello stesso profilo appartenente alla schiera risultano sovrapponibili.

Inoltre, come già accennato in precedenza, il ridotto numero di pale della turbina Kaplan può ragionevolmente portarci a dire che l'influenza reciproca delle pale sia nulla.

Pertanto, si può, in fase di progetto, approssimare il coefficiente  $K$  all'unità e considerare

$$C_{P,s} \cong C_{P,\infty}.$$

Legame tra portanza, velocità e linea di corrente indisturbata

Per la procedura di dimensionamento occorre trovare una relazione tra alcune delle grandezze già descritte in precedenza, per aiutarci nella trattazione utilizziamo il seguente grafico.

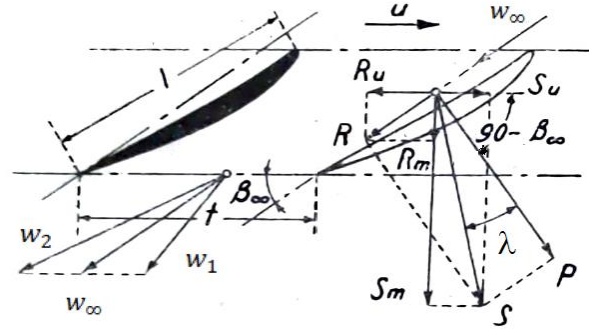


Figura 19 Spinta in una pala facente parte di una griglia

$$S_u = S \cdot \cos(90 - \beta_\infty + \lambda) = S \cdot \sin(\beta_\infty - \lambda) \quad [1.55]$$

Considerando un angolo di attrito  $\lambda$  molto piccolo (circa  $1^\circ$ ), ipotesi che va poi verificata al termine del dimensionamento, è lecito confondere  $S$  con  $P$ .

La relazione [1.55], ricordando anche la [1.52], diventa così:

$$dS_u \cong dP \cdot \sin(\beta_\infty - \lambda) = \frac{1}{2} \cdot C_{p,s} \cdot l \cdot dr \cdot \rho \cdot w_\infty^2 \cdot \sin(\beta_\infty - \lambda) \quad [1.56]$$

EsPLICITIAMO la formulazione della potenza elementare secondo due diversi approcci.

Aerodinamica: 
$$dW = dS_u \cdot u \cdot Z \quad [1.57]$$

Eulero: 
$$dW = \rho \cdot dQ \cdot l_i = \rho \cdot dQ \cdot u \cdot \Delta c_u = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot c_m \cdot u \cdot \Delta c_u \quad [1.58]$$

Uguagliando le equazioni [1.57] e [1.58] e ricordando la definizione del passo palare  $t$  si ricava:

$$C_{p,s} = \frac{t}{l} \cdot \frac{2 \cdot c_m \cdot \Delta c_u}{w_\infty^2 \cdot \sin(\beta_\infty - \lambda)} \quad [1.59]$$

Inoltre, ricordando i triangoli di velocità, si ha che:

$$\Delta c_u = \Delta w_u \quad [1.60]$$

$$c_m = w_m = w_\infty \cdot \sin \beta_\infty \quad [1.61]$$

Si giunge quindi alla formulazione finale:

$$C_{p,s} \cdot \frac{l}{t} = \frac{2 \cdot \Delta w_u \cdot \sin \beta_\infty}{w_\infty \cdot \sin(\beta_\infty - \lambda)} \quad [1.62]$$

#### Scelta del profilo aerodinamico e cavitazione

A questo punto della trattazione è opportuno valutare quale sia la scelta ottimale del profilo aerodinamico per il progetto della girante.

Tale scelta si basa sull'esperienza e tiene in conto tre fattori:

- *efficienza aerodinamica*: è un parametro valutabile in termini di rapporto tra la componente di portanza e quella di resistenza di un profilo (o tra il  $C_p$  e  $C_R$ ); tanto più questo rapporto è elevato, tanto più l'efficienza aerodinamica aumenta (in quanto l'angolo di attrito  $\lambda$  diminuisce)
- *resistenza strutturale*: il profilo deve avere adeguata resistenza alle sollecitazioni prevalentemente flessionali esercitate dalla corrente fluida impattante sulla palettatura della girante. Si tende quindi ad utilizzare un profilo che si assottiglia andando dal mozzo alla corona poiché il massimo momento flettente si verifica all'incastro.
- *cavitazione*: il profilo deve essere idoneo a prevenire il fenomeno della cavitazione in cui si verifica la vaporizzazione localizzata dell'acqua con conseguente esplosione che danneggia la superficie delle pale della girante.

L'ultimo fattore merita una trattazione più completa che verrà esaminata qui di seguito.

Quando le linee di corrente del fluido incontrano la girante deviano predisponendosi ad imboccare i corrispondenti canali formati dalle pale, all'uscita di esse gradatamente si compensano per raggiungere una velocità uniforme di scarico. Nella zona delle pale si rilevano questi due fatti:

- la velocità sulle due facce della pala è molto differente, cioè è massima sul dorso convesso e minima sulla faccia opposta. A questa differenza di velocità corrisponde appunto la spinta motrice trasmessa dalla corrente alla pala.
- su una stessa faccia della pala la velocità è molto variabile.

Questi fenomeni appena descritti sono visibili nella seguente immagine.

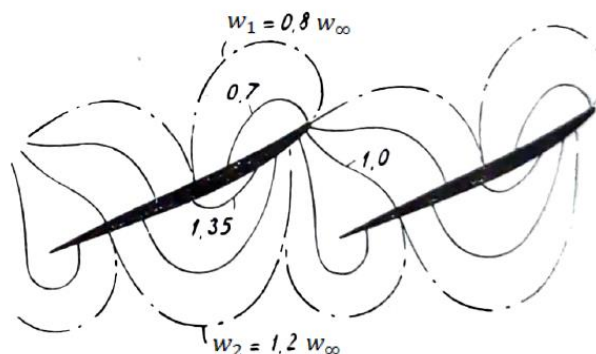


Figura 20 Curve isovelocità attorno ad un profilo palare

Per la legge di Bernoulli, le curve isovelocità possono essere viste come curve di isopressione ma con tendenza inversa; si ha quindi sul dorso della pala una zona centrale di minima pressione, corrispondente alla massima velocità, seguita da una zona di pressione gradualmente crescente, ammesso che la corrente aderisca alla pala e rallenti secondo il tracciato teorico.

Se si tiene conto che le giranti delle turbine scaricano in un ambiente a pressione minore dell'atmosferica, appare evidente come nella zona di massima velocità la pressione assoluta possa scendere di tanto da raggiungere e oltrepassare il limite corrispondente alla vaporizzazione dell'acqua a quella temperatura. Si presenta quindi il fenomeno della *cavitazione*, con il quale si intende la formazione di bolle contenenti vapore; le conseguenze sono spesso evidenti, perché oltre alla diminuzione di rendimento dovuta all'irregolarità o anche al distacco della corrente dalla parete, compaiono le caratteristiche corrosioni del metallo della pala.

In modo analogo, le cavitazioni possono essere provocate dalla depressione corrispondente ad una rapida svolta della corrente, o al distacco della corrente dalla parete dietro ad uno spigolo o ad una curva troppo brusca, specialmente se l'ambiente si trova a pressione ridotta. Nel nucleo dei vortici che si creano in queste condizioni si concentra la massima depressione ed il nucleo stesso diventa sorgente delle cavitazioni. L'effetto distruttivo, in questo caso, è molto più energico data la sua concentrazione, ed il vortice traccia un vero solco lungo il suo cammino.

Risulta quindi evidente che l'andamento delle pressioni sul profilo della pala debba essere il più omogeneo possibile, senza presentare picchi di depressione sul dorso del profilo. Un possibile andamento delle pressioni sul profilo di una pala è quello rappresentato nella figura seguente.

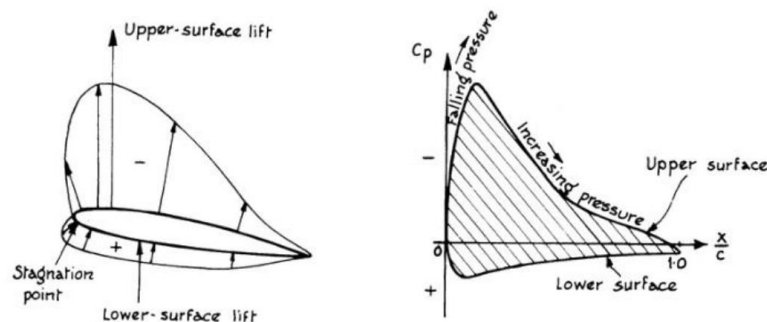


Figura 21 Andamento di pressione su un profilo palare

L'andamento di pressione sul profilo di una pala è influenzato dalla velocità del flusso impattante, dall'incidenza della pala, dal parametro  $l/t$ , dallo spessore e dalla curvatura del profilo.

Dopo aver chiarito il legame tra la pressione e la velocità, si può intendere che la zona più soggetta alla cavitazione risulta essere la periferia dove si hanno le velocità maggiori; si anticipa che quindi sarà quella la sezione in cui si andrà a verificare che la turbina non vada in cavitazione.

L'incidenza della pala influisce sullo squilibrio di pressione in quanto se essa aumenta, aumenta la portanza e quindi lo squilibrio della pressione che genera tale risultante. Il fenomeno può essere visualizzabile nella seguente figura.

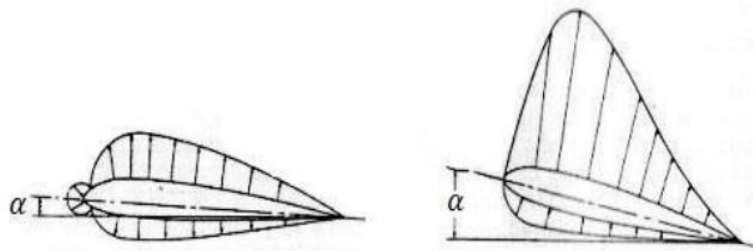


Figura 22 Influenza dell'incidenza della pala sullo squilibrio di pressione

E' quindi buona norma scegliere un profilo opportuno che garantisca la portanza voluta con un'incidenza contenuta.

Inizialmente si era pensato che il rapporto  $l/t$  non fosse correlato al fenomeno della cavitazione. Successivamente, dalle esperienze eseguite dall'Istituto sperimentale aerodinamico di Göttingen su un sistema di pale è risultato che la depressione sul dorso del profilo della pala aumentava con l'aumentare del passo palare fino ad un massimo corrispondente al caso della pala isolata, e cioè con  $\frac{l}{t} \rightarrow 0$ . Tale comportamento può essere visualizzabile nel grafico seguente in cui viene rappresentato l'andamento della componente dinamica di pressione sul profilo 587 della serie Göttingen.

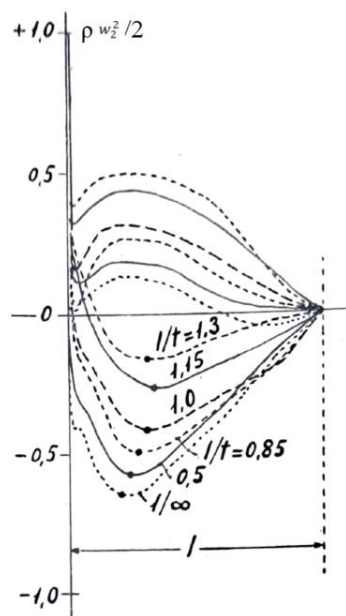


Figura 23 Profilo di pressione dinamica in funzione di  $l/t$

E' necessario quindi limitare inferiormente il parametro  $l/t$  in una turbina per evitare uno squilibrio elevato di pressioni lungo la pala. Sperimentalmente si è ricavato che un buon limite inferiore di tale parametro per evitare la cavitazione è di  $l/t = 0.95$ .

Per comprendere invece l'effetto dello spessore del profilo sulla cavitazione, si può utilizzare la figura seguente realizzata con uno stesso profilo ma con spessore variabile.

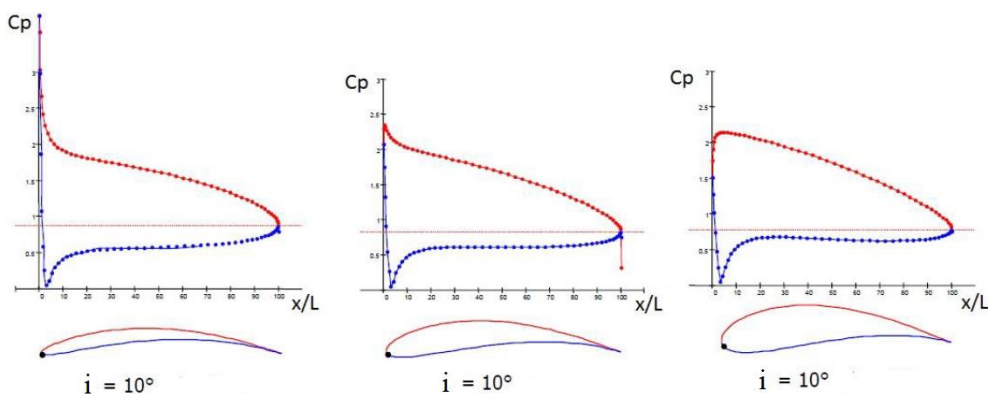


Figura 24 Effetto dello spessore sullo squilibrio di pressione

Si nota come il decremento dello spessore del profilo porti ad uno squilibrio maggiore delle pressioni sulla pala e quindi renda favorevole la cavitazione. Inoltre, la diminuzione dello spessore comporta inevitabilmente una minore resistenza strutturale.

Di contro, le prestazioni aerodinamiche incrementano al diminuire dello spessore, poiché viene massimizzato il rapporto  $P/R$  (in inglese  $L/D$ ). Tale comportamento può essere visibile nel seguente grafico realizzato per due profili della serie NACA a 4 cifre in cui viene variato lo spessore (NACA 4312 ha uno spessore del 12% della corda mentre il NACA 4306 ha uno spessore del 6% della corda).

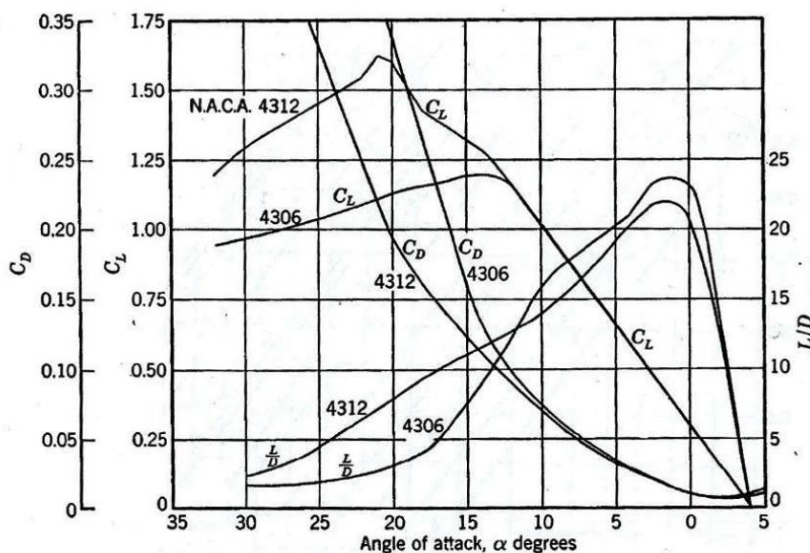


Figura 25 Effetto dello spessore del profilo sull'efficienza aerodinamica

Si può vedere come il profilo più sottile (4306) raggiunga un massimo più elevato del parametro  $L/D$  rispetto al profilo più tozzo (4312).

E' necessario, per quanto detto, scegliere lo spessore che vada a soddisfare contemporaneamente i vari criteri.



Per comprendere infine l'effetto della curvatura del profilo sulla cavitazione, si può utilizzare la figura seguente realizzata con uno stesso profilo ma con curvatura variabile.

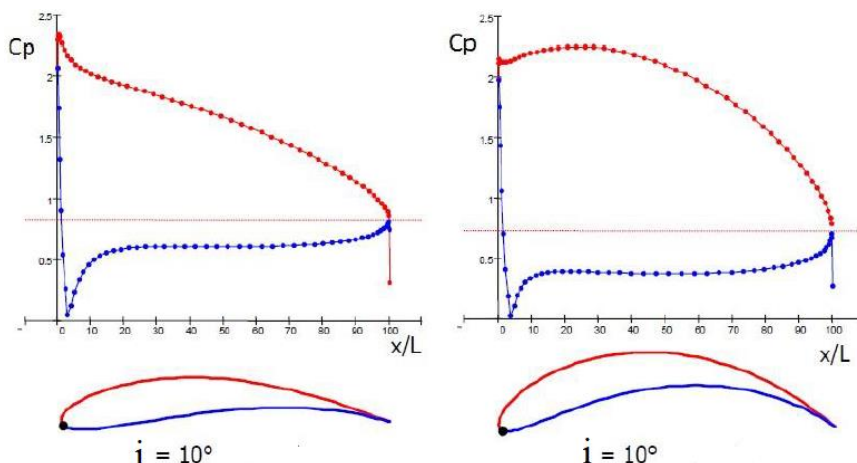


Figura 26 Effetto della curvatura sullo squilibrio di pressione

Si nota come l'aumento della curvatura del profilo porti ad uno squilibrio minore delle pressioni sulla pala e quindi sfavorisca la cavitazione.

Di contro, le prestazioni aerodinamiche si riducono all'aumentare della curvatura, poiché viene minimizzato il rapporto  $P/R$  (in inglese  $L/D$ ). Tale comportamento può essere visibile nel seguente grafico realizzato per due profili della serie NACA a 4 cifre in cui viene variata la curvatura (NACA 6306 ha una curvatura del 6% della corda mentre il NACA 2306 ha una curvatura del 2% della corda).

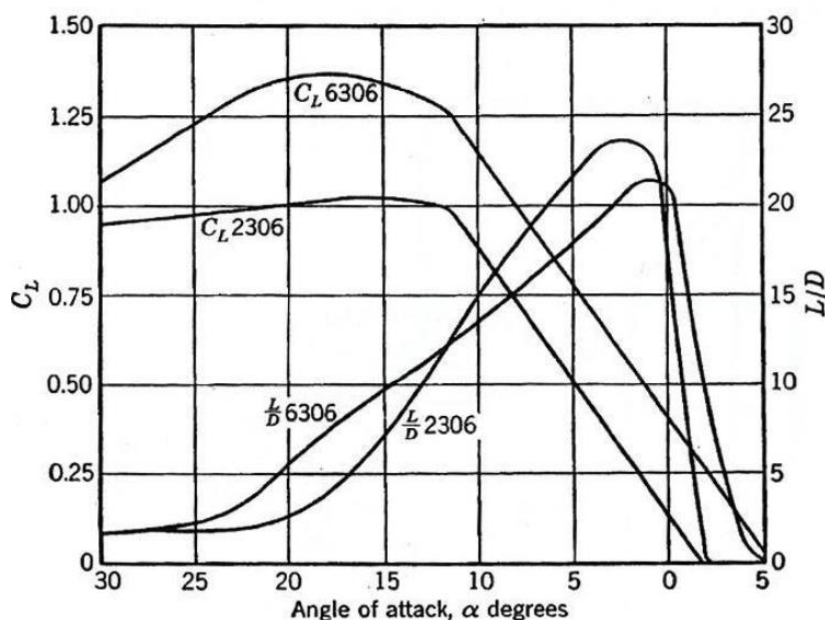


Figura 27 Effetto della curvatura del profilo sull'efficienza aerodinamica

Si può vedere come il profilo meno curvo (2306) raggiunga un massimo più elevato del parametro  $L/D$  rispetto al profilo più curvo (6306).

E' necessario, per quanto detto, scegliere la curvatura che vada a soddisfare contemporaneamente i vari criteri.

## Distributore

Il compito delle pale distributrici è quello di garantire la corretta alimentazione della girante sia per quanto riguarda il modulo della velocità che per la direzione; inoltre è buona norma progettare le pale del distributore per garantire una completa interruzione del flusso. Ne segue che è soprattutto l'angolo del bordo di fuga delle pale distributrici a rivestire importanza; per il resto, la geometria ha l'obiettivo di evitare la formazione di vortici che provocherebbero delle perdite energetiche.

Di seguito viene riportato uno schema del distributore.

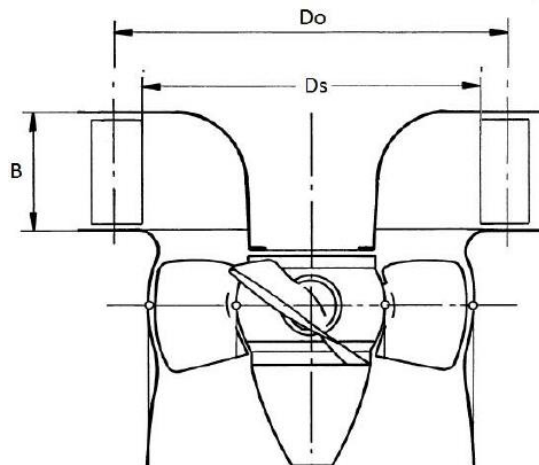


Figura 28 Dimensioni caratteristiche del distributore

Il diametro  $D_0$  su cui calettare le pale del distributore viene definito in modo tale che il  $D_s$  (bordo d'uscita del distributore) nelle condizioni di massima apertura (portata massima) si trovi in corrispondenza dello spigolo di inizio curvatura della parte sottostante del canale meridiano; tale accorgimento va nella direzione di guidare al meglio il fluido per ottimizzare l'ingresso nelle pale della girante.

Secondo la letteratura, un valore ragionevole di primo tentativo risulta essere:

$$D_0 = 1.2D \quad [1.63]$$

dove  $D$  è il diametro della corona della girante. E' necessario, al termine del dimensionamento, verificare iterativamente il soddisfacimento della condizione sopra spiegata.

Il numero delle pale del distributore può essere definito utilizzando la seguente formula proposta dal Nechleba:

$$Z_D = \frac{1}{4} \sqrt{D_0} + 4 \div 6 \quad [1.64]$$

dove  $D_0$  è espresso in mm.

Il numero di pale distributrici deve differire da quello della girante o da un suo multiplo per evitare variazioni periodiche della portata quando le pale della girante passano simultaneamente sotto quelle del distributore e per evitare che il sistema entri in risonanza.

Il profilo delle pale distributrici è lo stesso lungo tutta la larghezza del distributore, le pale hanno cioè una geometria a semplice curvatura per assicurare il contatto delle superfici delle pale e

garantire la tenuta nelle condizioni di totale chiusura. A tale scopo la lunghezza minima delle pale del distributore è la seguente:

$$l_{min} = \frac{\pi D_0}{Z_D} \quad [1.65]$$

Per definire l'inclinazione delle pale del distributore occorre calcolare il triangolo di velocità all'uscita di esso (sezione 0) ipotizzando che la direzione della velocità assoluta all'uscita coincida con la direzione del bordo d'uscita delle pale. La componente meridiana della velocità, considerando anche un coefficiente d'ingombro della palettatura del distributore  $\xi_D$ , è definita nel seguente modo:

$$c_{m0} = \frac{Q}{\pi \cdot D_s \cdot B \cdot \xi_D} \quad [1.66]$$

La componente tangenziale  $c_{u0}$  si può ricavare applicando la teoria del vortice libero tra l'uscita delle pale del distributore e l'ingresso delle pale della girante. Si ricava quindi:

$$c_{u0} = \frac{r_1 \cdot c_{u1}}{D_s/2} \quad [1.67]$$

Si fa notare come sia indifferente la scelta del raggio della girante  $r_1$  a cui calcolare il prodotto  $r_1 \cdot c_{u1}$  in quanto esso è costante lungo le pale per le ipotesi di vortice libero fatte nel dimensionamento della girante.

Siccome le linee di flusso della corrente all'uscita del distributore non sono completamente radiali, la velocità meridiana in uscita da esso ha una componente sia radiale che assiale come può essere visibile nella rappresentazione delle velocità seguente.

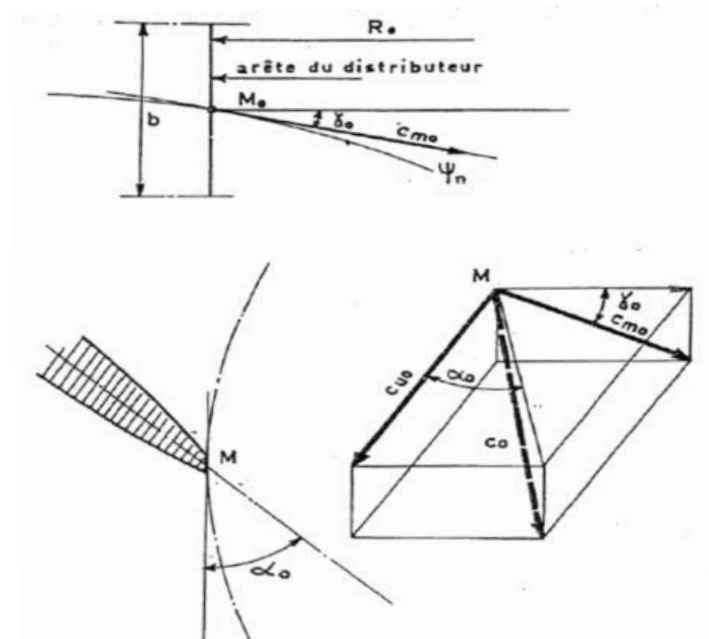


Figura 29 velocità in uscita dal distributore

Siccome non si conosce l'angolo  $\gamma_0$  è lecito, in fase di progetto, sceglierlo pari a  $0^\circ$  in quanto esso sarebbe comunque piccolo e non influirebbe troppo sulla componente radiale di velocità.

Si calcola dunque l'angolo che le pale del distributore devono avere per garantire il triangolo di velocità appena riportato:

$$\alpha_0 = \operatorname{atan} \frac{c_{m0}}{c_{u0}} = \operatorname{atan} \frac{Q}{2\pi \cdot B \cdot \xi_D \cdot r_1 \cdot c_{u1}} \quad [1.68]$$

Il diametro  $D_s$  per la verifica, ipotizzando di calettare la pala al 60% della corda, può essere determinato nel modo seguente:

$$D_s = D_0 - 2 \cdot 0.6 \cdot l \cdot \operatorname{sen}(\alpha_0) \quad [1.68.1]$$

dove  $l$  è la lunghezza della corda della pala scelta compatibilmente con il valore ricavato precedentemente di  $l_{min}$ .

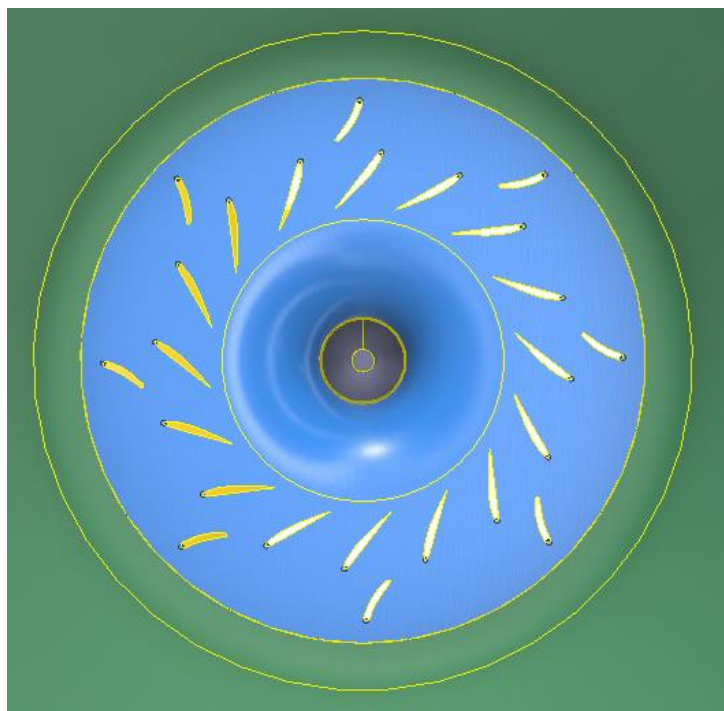
### Predistributore

Al fine di guidare al meglio il fluido si può prendere in considerazione l'eventuale adozione di un predistributore che pre-indirizza il flusso di acqua a monte del distributore. Tale organo, al fine di minimizzare i costi deve essere il più semplice possibile, è ragionevole utilizzare un lamierato a semplice curvatura.

Il bordo d'attacco è prossimo alla direzione radiale poiché, essendo la turbina in camera libera, l'afflusso del fluido avviene in tale direzione; per quanto riguarda il bordo d'uscita l'inclinazione della pala è circa pari a quella del distributore ma più inclinata di  $10^\circ$  rispetto alla direzione radiale. Al fine di rendere tale pala simile a quella di un profilo alare, si è scelto di smussare di circa  $10^\circ$  l'intradosso della pala in corrispondenza del bordo d'uscita, la stessa lavorazione non può essere eseguita sull'estradosso per evitare il distacco della vena fluida.

L'altezza del predistributore coincide con quella del distributore mentre la lunghezza e lo spessore sono minori per ridurre al minimo gli effetti d'attrito.

Il numero delle pale del predistributore è stato scelto pari alla metà di quello del distributore e sono state disposte in modo che risultino in corrispondenza della metà dei canali formati dalle pale del distributore. Un esempio grafico di predistributore e distributore può essere visibile nell'immagine seguente:



*Figura 30 esempio di predistributore e distributore*

## Diffusore

Nelle turbine a reazione, dove la girante lavora con un salto di pressione, è necessario massimizzare tale salto di pressione per aumentare il lavoro estratto; ciò porta però alla necessità del recupero dell'energia cinetica allo scarico della girante. Tale recupero è sempre più importante quanto più la velocità specifica della macchina è elevata e la Kaplan ricade in tale categoria. Al fine di ottenere il recupero dell'energia cinetica voluto, è necessario sfruttare un tubo diffusore posto all'uscita della girante.

La componente di velocità che viene ridotta maggiormente nel diffusore è quella meridiana che viene convertita in energia di pressione.

L'evoluzione tecnologica ha portato alla realizzazione di molteplici tipologie di diffusori, alcune delle quali ormai obsolete, che verranno trattate nel seguito.

- *Idrocono*: sviluppato in America da White e Moody, esso è un tubo ad asse verticale con una forma a campana. Tale tipologia di diffusore non è più in uso per l'elevato attrito che si sviluppa dovuto all'incremento del perimetro bagnato e per via della creazione di correnti secondarie rotanti da parte della componente circonferenziale della velocità.

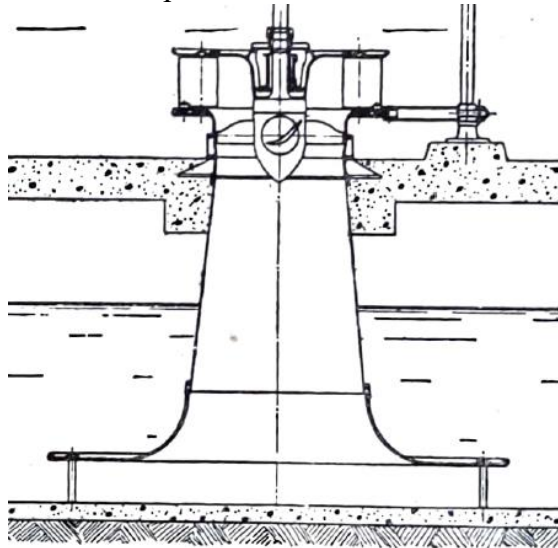


Figura 31 Diffusore ad idrocono

- *Conico rettilineo*: è costituito da un tubo conico rettilineo con angolo massimo della generatrice di  $7^{\circ}$ - $8^{\circ}$  necessario per evitare il distacco della vena fluida e quindi la creazione di vortici. La curva delle velocità è iperbolica, ossia tende asintoticamente all'asse verso lo scarico con un rallentamento via via decrescente. Di conseguenza l'effetto di recupero della pressione, che è massimo all'inizio, va rapidamente diminuendo verso lo scarico. Tale tipologia è vantaggiosa rispetto alla prima dove la tendenza al distacco della vena era accentuata dal progressivo aumento della divergenza della parete.

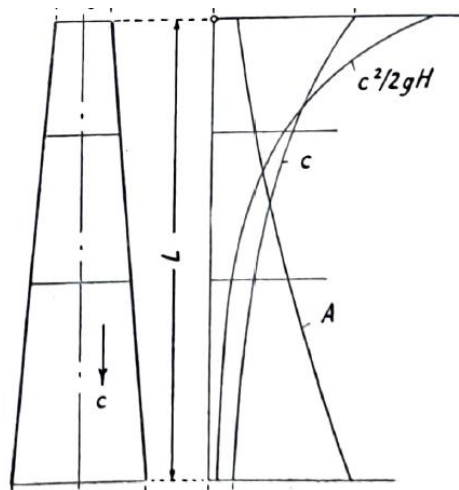


Figura 32 Diffusore conico rettilineo

- *Gomito Kaplan*: quando la lunghezza del tubo è maggiore dello spazio verticale disponibile è necessario eseguire un gomito per proseguire orizzontalmente. Kaplan realizza il suo diffusore a partire da quello conico rettilineo aggiungendo un settore circolare di diffusore orizzontale a valle di un gomito a 90°. Tale gomito permette di ottenere una variazione graduale della geometria della sezione passando da una circolare ad una rettangolare pur mantenendo costante la sezione di passaggio per scongiurare la formazione di vorticosità dovute a variazioni di velocità.

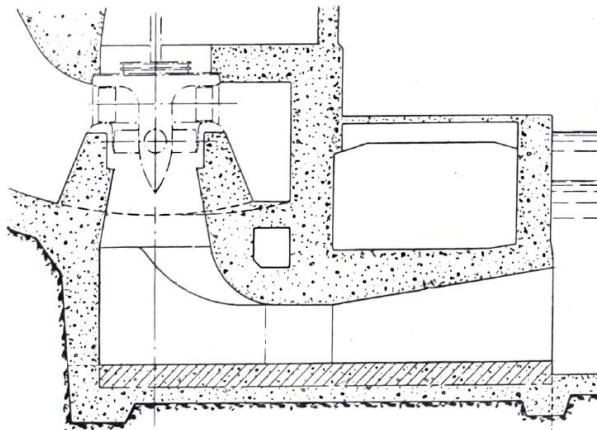


Figura 33 Diffusore a gomito Kaplan

Il gomito ad angolo retto è riempito da un cuscino d'acqua che, tuttavia non è stazionario, ma bensì sede di vorticosità che produce attriti interni. Tale fenomeno incide negativamente sull'efficienza di questo diffusore, inferiore rispetto a quello con gomito arrotondato.



- *Gomito curvilineo*: mantiene i pregi del gomito Kaplan per quanto riguarda gli ingombri ma aggiunge il vantaggio di avere un gomito arrotondato che migliora le prestazioni fluidodinamiche. Il gomito può permettere una variazione di sezione mantenendo costante l'area di passaggio.

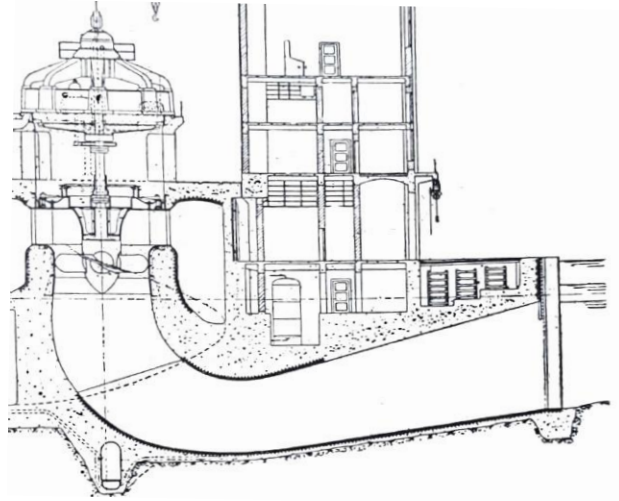


Figura 34 Diffusore a gomito curvilineo

- *Gomito con parete divisoria*: per attenuare le irregolarità della corrente in un gomito, oltre a mantenere costante la sezione, si può introdurre una parete divisoria che guida in modo migliore il fluido. Così facendo si introducono però delle superfici d'attrito, che assorbono parte del vantaggio ottenuto dalla maggior regolarità del movimento, e difatti le esperienze dimostrano come in generale non convenga introdurre più di una parete. Un ulteriore vantaggio della parete è quello di distruggere la componente tangenziale della velocità che, per effetto giroscopico, tende a mantenersi nel suo piano di rotazione anche quando il diffusore diventa orizzontale. Infatti, nel ramo di scarico orizzontale, la corrente rotatoria, combinandosi con la corrente principale dà luogo ad un acceleramento su un lato, dove le correnti si sommano, e ad un rallentamento dove le due correnti hanno direzione opposta; tale fenomeno provoca lo spostamento della corrente principale su un lato del diffusore e, nel lato opposto, si può avere una controcorrente che facilita l'ingresso di aria che impedisce il corretto funzionamento del diffusore. E' però anche ovvio che, la distruzione della componente tangenziale, provochi una perdita di energia cinetica e quindi di rendimento del diffusore. E' necessario quindi valutare caso per caso se sia necessaria o meno la parete divisoria.

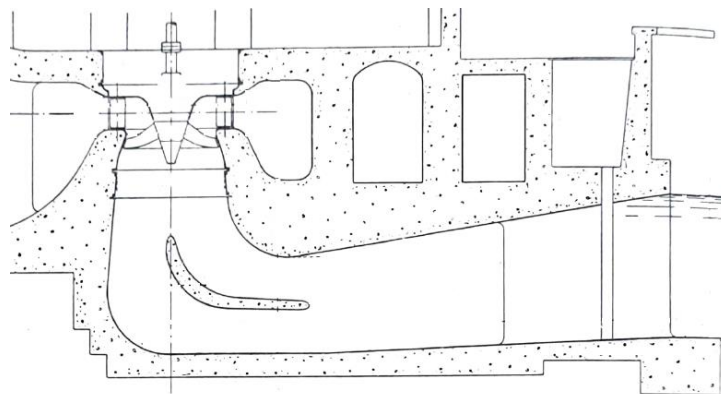


Figura 35 Diffusore con parete divisoria



Si è scelto un diffusore a gomito curvilineo a sezione rettangolare costante, che costruttivamente è più semplice rispetto ad un gomito a sezione circolare e/o variabile. Oltre all'aspetto costruttivo, è importante sottolineare che dal punto di vista fluidodinamico l'adozione di una sezione rettangolare contrasta fortemente la formazione di correnti circolatorie secondarie, fonte di perdita energetica. Il raggio di curvatura interno del gomito deve essere scelto in modo tale da evitare la formazione dei vortici e quindi deve essere il più grande possibile compatibilmente con gli ingombri, una buona scelta può essere quella di adottare un raggio di curvatura pari a 1.5 volte il diametro della sezione equivalente.

A monte di tale gomito vi è un tratto verticale necessario ad ottenere un passaggio graduale dalla sezione circolare d'uscita del canale meridiano a quella rettangolare del gomito stesso mantenendo però costante il valore numerico dell'area di passaggio per evitare la formazione di vortici.

Dopo la curva a  $95^\circ$ , finalizzata a ridurre la profondità dello scavo, si ha l'intero tratto divergente a sezione rettangolare. Per valutare la lunghezza del tratto divergente si sfrutta un calcolo che si basa su un'equivalenza di aree; in particolare si suppone tale tratto a sezione circolare per poter sfruttare la definizione di conicità. Successivamente si trasforma la sezione circolare in una rettangolare di area equivalente scegliendo arbitrariamente base e altezza.

Si è scelta una conicità di  $7^\circ$  utile ad evitare il distacco della vena fluida e prevenire così la formazione dei vortici. Si ipotizza che il diffusore rallenti la corrente fluida fino a  $c_3 = 1 \text{ m/s}$  e quindi si ricava il diametro della sezione d'uscita del diffusore supposta circolare imponendo la continuità della portata.

Infine, conoscendo i diametri della sezione d'ingresso  $i$  del tratto divergente (che coincide con l'area d'uscita del canale meridiano) e della sezione d'uscita  $u$ , si ricava la lunghezza totale del tratto divergente utilizzando una semplice relazione trigonometrica.

$$l = \frac{\frac{d_u - d_i}{2}}{\tan(7^\circ)} \quad [1.69]$$

### Altezza di installazione della girante

Dopo l'introduzione sulla cavitazione, risulta ora necessario valutare l'altezza di installazione della girante rispetto al pelo libero, al fine di evitare tale fenomeno deleterio. Come già accennato, la cavitazione dipende dalla pressione locale raggiunta sul dorso delle pale della girante, bisogna quindi valutare quantitativamente tale pressione sfruttando il primo principio della termodinamica [1.1].

La verifica della cavitazione va eseguita considerando le condizioni peggiori, ovvero quelle di portata massima poiché si avranno le massime velocità di efflusso attraverso la turbina.

Nella figura seguente viene riportato uno schema esemplificativo di un diffusore utile per la trattazione.

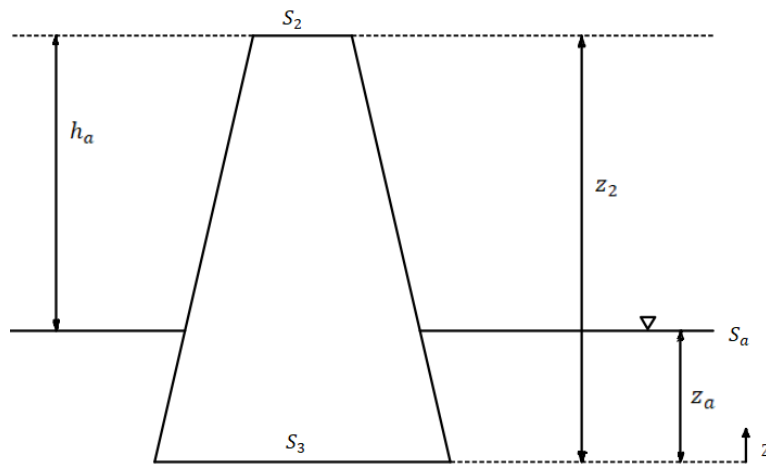


Figura 36 Schema esemplificativo di un diffusore

Nella figura precedente si distinguono tre livelli notevoli:

- $S_2$ : sezione d'uscita della girante
- $S_3$ : sezione d'uscita del diffusore
- $S_a$ : pelo libero a pressione ambiente

Applicando il primo principio della termodinamica [1.1] tra i livelli 2 e 3 e tra i livelli 3 e  $a$  e ricordando che il lavoro svolto dal fluido nel diffusore è nullo e la velocità del fluido al pelo libero trascurabile, ne risultano le seguenti espressioni:

$$S_2 \rightarrow S_3 \quad \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + l_{w,23} \quad [1.70]$$

$$S_3 \rightarrow S_a \quad \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} = \frac{p_a}{\rho} + gz_a + l_{w,3a} \quad [1.71]$$

Supponendo che tutta l'energia cinetica all'uscita del diffusore venga dissipata per attrito  $\left(\frac{c_3^2}{2} = l_{w,3a}\right)$  ne deriva che:

$$\frac{p_3}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} + gz_a \quad [1.72]$$

Introducendo l'equazione [1.72] nella [1.70]:

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 = \frac{p_a}{\rho} + gz_a + \frac{c_3^2}{2} + l_{w,23} \quad [1.73]$$

Elaborando l'equazione precedente e ricordando che  $h_a = z_2 - z_a$  si ottiene:

$$\frac{p_2}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} - gh_a - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} + l_{w,23} \quad [1.74]$$

Ricordando che l'obiettivo del diffusore è quello di recuperare l'energia cinetica allo scarico della girante e massimizzare il salto di pressione su di essa si può definire il rendimento di tale organo nel modo seguente:

$$\eta_D = \frac{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} - l_{w,23}}{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2}} \quad [1.75]$$

Introducendo la [1.75] nella [1.74] si ricava:

$$\frac{p_2}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} - gh_a - \eta_D \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \quad [1.76]$$

Si può notare come la pressione in uscita dalla girante sia minore di quella al pelo libero, considerata pari a quella ambiente, per due contributi:

- $gh_a$ : contributo statico legato all'altezza d'installazione della girante
- $\eta_D \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$ : contributo dinamico legato all'effetto di recupero delle velocità del diffusore.

Al fine di prevenire il fenomeno della cavitazione è necessario che la pressione  $p_2$  sia maggiore della tensione di vapore  $p_T$  alla temperatura della corrente fluida.

La pressione  $p_2$  all'uscita della girante non è però la minima che si ha sulla pala ma essa si trova sul dorso del profilo e dipende da numerosi fattori già analizzati in precedenza. Esiste però, in letteratura, una formula che permette di valutare la depressione sulla pala tra il punto di pressione minima e l'uscita della pala stessa.

Tale differenza di pressione è quantificabile nel seguente modo:

$$\Delta p = \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{w_2^2}{2g} \quad [1.77]$$

dove:

- $\gamma$  è il peso specifico dell'acqua
- $\lambda$  è un coefficiente ricavabile da un apposito grafico in funzione della velocità specifica della macchina
- $w_2$  è la velocità relativa all'uscita della girante al raggio esterno perché, come già detto, è quella la zona più pericolosa per la cavitazione.

Di seguito viene riportato il grafico dove è possibile ricavare  $\lambda$  in funzione del numero di giri  $n_s$  della macchina.

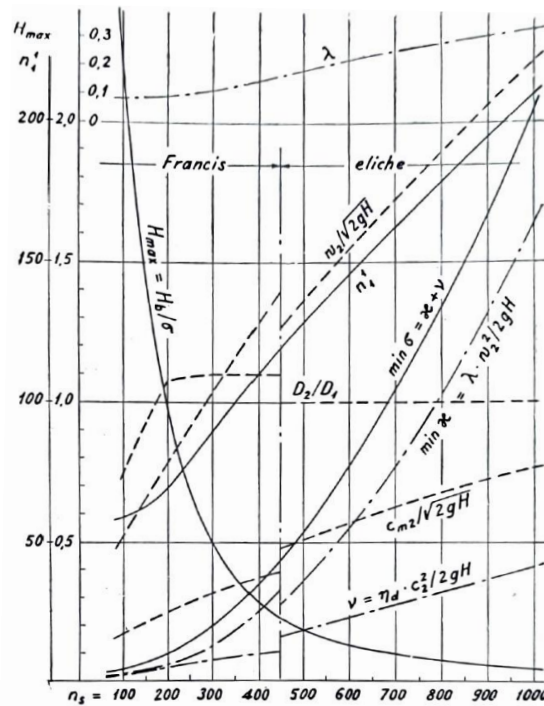


Figura 37 coefficiente  $\lambda$

Sapendo che  $\frac{p_{min}}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} - \frac{\Delta p}{\rho} > \frac{p_T}{\rho}$  e ricordando le equazioni [1.76] e [1.77] si ottiene:

$$\frac{p_{min}}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} - gh_a - \eta_D \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} - \lambda \cdot \frac{w_2^2}{2} > \frac{p_T}{\rho} \quad [1.78]$$

Si ricava quindi l'altezza di installazione  $h_a$  massima al fine di prevenire la cavitazione.

$$h_a < \frac{p_a - p_T}{\rho g} - \eta_D \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} - \lambda \cdot \frac{w_2^2}{2g} \quad [1.79]$$

## Simulazione fluidodinamica computazionale

La fluidodinamica computazionale (CFD) è l'analisi dei sistemi che riguardano il movimento di fluidi, scambi di calore ed i fenomeni annessi attraverso la simulazione sfruttando appositi software.

Il mondo CFD ingloba il modello fisico alle equazioni matematiche che lo governano e, poiché tali equazioni non sono risolvibili in forma chiusa, la simulazione risulta andare a convergenza solamente dopo svariati step iterativi.

Le equazioni utilizzate per la convergenza del modello necessitano di essere applicate ad un sistema precedentemente discretizzato nello spazio attraverso la tecnica dei volumi finiti; il modello in esame viene pertanto discretizzato nello spazio per mezzo di un'opportuna meshatura.

Tale approccio progettuale garantisce vantaggi considerevoli quali:

- riduzione dei tempi di progettazione;
- analisi e valutazioni preliminari di condizioni difficili da replicare sperimentalmente;
- valutazione di grandezze del sistema difficili da misurare direttamente;

I principali campi di applicazione per le simulazioni CFD sono:

- ingegneria industriale: profili di flusso attorno ad aerei/auto/navi, scambiatori di calore, reattori chimici, ecc;
- ingegneria ambientale: meteorologia, correnti oceaniche, dispersione di inquinanti in atmosfera;
- ingegneria biomedica: protesi vascolari/valvolari, sistemi di dialisi;
- biologia: flusso sanguigno in arterie/vene, flusso d'aria nei polmoni, ecc.

L'analisi CFD effettuata in questa trattazione è volta ad indagare aspetti costruttivi inerenti al distributore e al diffusore poiché nella letteratura disponibile vi era una forte propensione a demandare all'esperienza del progettista la loro modellazione.

Si ritiene ora opportuno fornire uno schema generale relativo ad una sessione CFD; è possibile suddividere tale iter procedurale in tre macroblocchi:

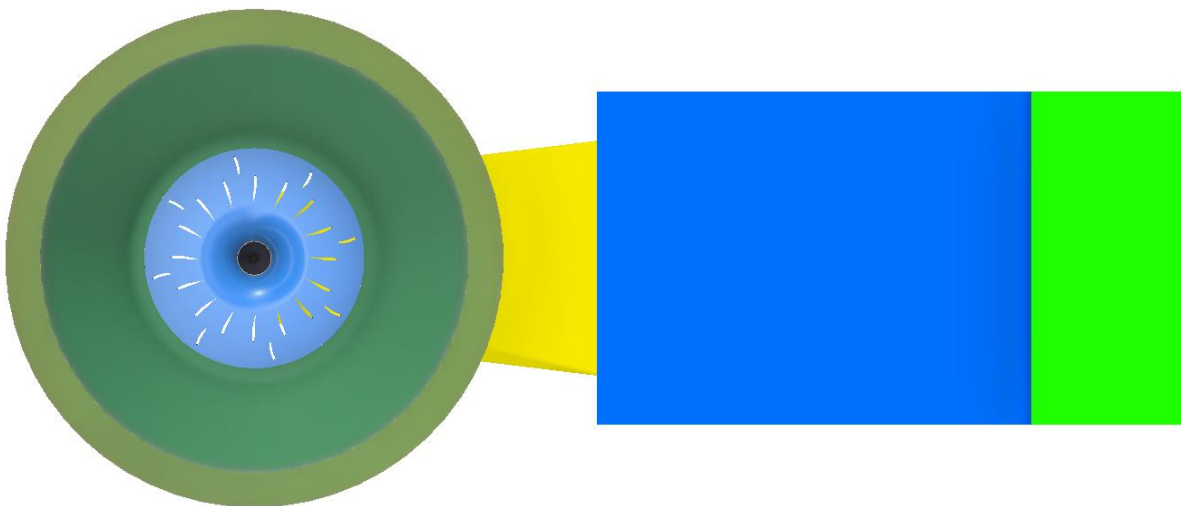
- **PRE-PROCESSING:**
  - (1) Identificazione del dominio di simulazione;
  - (2) Modellazione geometrica;
  - (3) Generazione della mesh;
- **CALCOLO:**
  - (4) Settaggio dei parametri per la soluzione;
  - (5) Definizione delle condizioni al contorno;
  - (6) Calcolo iterativo e salvataggio dei risultati;
- **POST-PROCESSING:**
  - (7) Analisi dei risultati.

Si ricorda che l'analisi CFD interesserà la turbina biregolante a cinque pale; tale turbina è stata modellata utilizzando il software Inventor in modo tale da risultare idonea ad una simulazione CFD.

La modellizzazione della macchina, per essere compatibile con il software di simulazione CFD, è necessario che tenga conto di alcune accortezze:

- l'intera macchina deve essere concepita come un unico volume chiuso attraversato dal fluido stesso e delimitato non da corpi solidi ma bensì da superfici;
- è necessario eliminare superfici comuni che potrebbero generare ulteriori volumi chiusi, ciò risulterebbe critico poiché il software potrebbe non riconoscere correttamente il volume in cui fisicamente scorre il fluido;
- sempre nell'ottica di avere un unico volume, è necessario eliminare la presenza dei giochi meccanici fisicamente necessari nella realtà, ad esempio ciò comporta la completa adesione delle pale della girante su mozzo e corona;
- è opportuno unire tra loro le superfici appartenenti allo stesso macro-componente della macchina in modo da indirizzare il software a riconoscere le diverse parti della stessa;
- è necessario aggiungere superfici ausiliarie tali da permettere l'identificazione univoca di sotto-volumi in cui le pareti siano mobili o fisse;
- per simulare l'interazione tra mondo esterno e macchina è necessario modellare un'interfaccia tra canale di alimentazione e predistributore ed analogamente tra diffusore e canale di scarico.

Per meglio comprendere quanto spiegato, si ritiene opportuno inserire qui di seguito alcune immagini catturate da tale modello CAD:



*Figura 38 Vista superiore della macchina*



*Figura 39 Vista frontale in sezione della macchina*

## Distributore

Si eseguono ora i calcoli per la definizione della geometria del distributore utilizzando le formule spiegate nel capitolo introduttivo a riguardo del distributore.

Il calcolo risulta iterativo e può essere così riassunto:

- determinazione del diametro  $D_0$  tramite la formula [1.63];
- valutazione del range ottimale per il numero delle pale utilizzando la formula [1.64];
- calcolo dell'angolo di calettamento  $\alpha_0$  a portata massima utilizzando la formula [1.68];
- calcolo della lunghezza minima della pala al fine di ottenere una completa chiusura del flusso tramite la formula [1.65];
- ottenimento del diametro di uscita delle pale del distributore  $D_s$  con la formula [1.68.1];
- verifica che il diametro  $D_s$  ottenuto sia superiore al diametro per cui inizia il raccordo del canale meridiano tra la parte radiale e quella assiale  $D_r$ ;
- aumentare il diametro  $D_0$  finché non viene verificata la condizione precedente.

I risultati ottenuti al termine del processo iterativo sono riassunti nella tabella seguente:

|                |       |
|----------------|-------|
| $D_0$ [m]      | 1,690 |
| $\alpha_o$ [°] | 64,67 |
| $Z_{D,min}$    | 14    |
| $Z_{D,max}$    | 16    |
| $Z_D$          | 16    |
| $l_{min}$ [m]  | 0,332 |
| $l$ [m]        | 0,34  |
| $D_s$ [m]      | 1,321 |
| $D_r$ [m]      | 1,320 |

*Figura 40 Geometria del distributore a portata massima*

Si valuta ora l'apertura angolare che il distributore deve avere a portata nominale utilizzando i dati inerenti ai triangoli di velocità a portata nominale con la formula [1.68]; l'angolo risultante è pari a 50,5°.

Come attendibile, dai calcoli risulta che a portata minore corrisponde una direzione della pala del distributore più tangenziale in modo da occludere parzialmente il canale; tale comportamento è analogo a quello della palettatura della girante.

Il profilo scelto per il distributore è un NACA 3410, poiché in prima battuta risulta idoneo a prevenire un distacco di vena fluida.



## Diffusore

Per quanto riguarda la morfologia del diffusore si è già discusso delle scelte effettuate nel capitolo relativo al dimensionamento della macchina; risulta ora opportuno riassumere le dimensioni del diffusore ottenuto, suddividendolo nelle tre parti caratteristiche:

- **Porzione verticale**

La lunghezza del tratto assiale è stata scelta pari a  $0.8\text{ m}$  poiché risulta un buon compromesso tra l'aver un graduale passaggio dalla sezione circolare all'uscita della corona a quella quadrata del gomito e tra dover effettuare uno scavo eccessivamente profondo.

Il valore costante dell'area è pari a  $0.709\text{ m}^2$ , che coincide con la sezione netta (epurata dalla sezione dell'ogiva) di uscita dalla corona.

La sezione quadrata al termine del tratto assiale risulta quindi essere di lato pari a  $0.842\text{ m}$ .

- **Gomito**

Si ricorda che il gomito è caratterizzato dall'aver una sezione quadrata costante con curvatura di  $95^\circ$ ; inoltre, poiché il raggio di curvatura è stato scelto pari a 1.5 volte il diametro della sezione circolare equivalente, risulta pari a  $1265\text{ mm}$ .

- **Porzione orizzontale divergente**

La sezione finale di tale tratto, avendo imposto una velocità di scarico pari ad  $1\text{ m/s}$ , risulta pari a  $3.782\text{ m}^2$ .

Cercando di evitare una profondità eccessiva dello scavo, si è imposto che il fondo del diffusore fosse orizzontale; avendo scelto una divergenza pari a  $7^\circ$ , la lunghezza del tratto divergente calcolata con la formula [1.69] risulta essere pari a  $4.9\text{ m}$ .

La geometria della sezione d'uscita, tenendo in conto di quanto appena detto, risulta caratterizzata da una base di  $2.226\text{ m}$  ed un'altezza pari a  $1.699\text{ m}$ .

## Analisi qualitativa del modello a flusso libero

Dopo aver ottenuto una modellizzazione completa della macchina solamente attraverso passaggi analitici, risulta ora opportuno indagare la bontà di tale dimensionamento attraverso delle simulazioni CFD.

Innanzitutto, come prima simulazione propedeutica, è necessario valutare l'efflusso d'acqua attraverso la macchina elidendo la palettatura della girante e orientando la palettatura del distributore puramente radiale; in questo modo l'intera macchina è equivalente ad un condotto in cui si ha una portata tra monte e valle a causa di un delta di pressione.

Per valutare l'idoneità della macchina si opera un confronto tra la portata ottenuta dalla simulazione e quella teorica.

La portata teorica viene calcolata come prodotto tra la sezione netta di passaggio nella sezione ristretta della macchina e la velocità di efflusso libero, ricavata semplicemente dal teorema di Bernoulli come  $v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$  (dove con  $h$  si intende il dislivello geodetico tra il pelo libero di monte e la sezione ristretta).

Imponendo il piano di scarico alla stessa quota della sezione ristretta della girante, il valore di  $h$  coincide con il carico disponibile pari a  $3,2\text{ m}$ .

Effettuando il calcolo della portata teorica di efflusso libero si ottiene un valore pari a  $Q = 7.3\text{ m}^3/\text{s}$ .

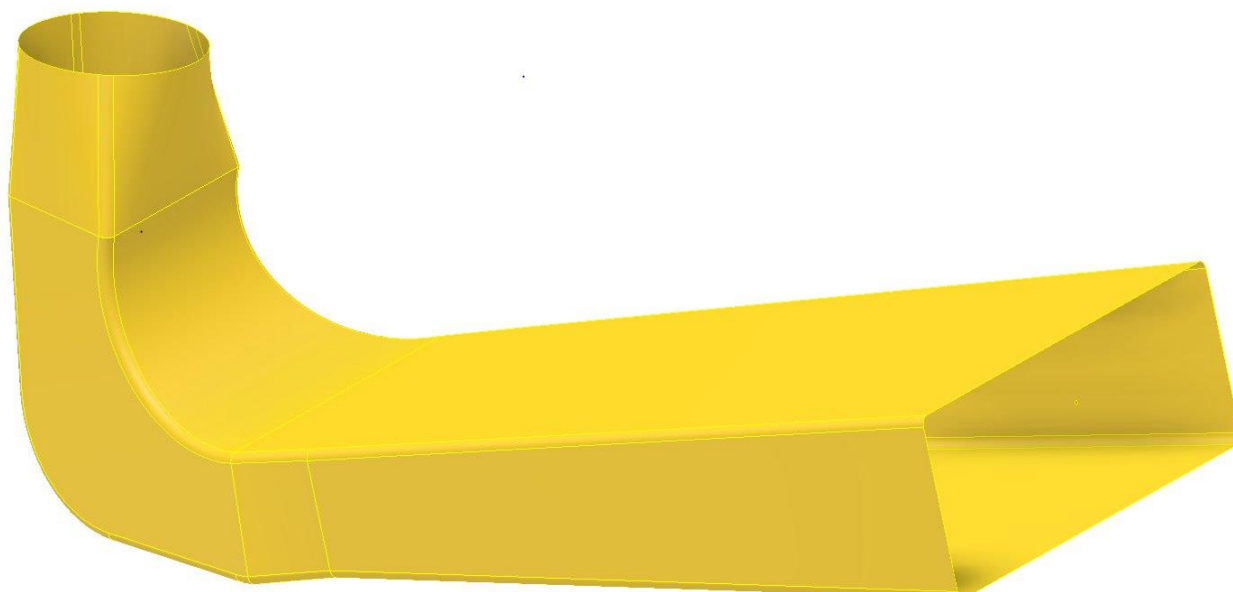
Mentre invece la portata simulata è frutto dell'aver imposto sul software le pressioni al pelo libero

di monte e di valle; essa è risultata sensibilmente minore a quella teorica a causa della presenza di vorticosità innescatesi nel tratto terminale del diffusore.

E' stato quindi necessario apportare delle modifiche al diffusore per cercare di ottenere la portata teorica desiderata.

Dopo vari tentativi di modellazione, si è riusciti ad ottenere una geometria che soddisfacesse tali requisiti.

Di seguito viene riportata un'immagine del diffusore ottenuto:



*Figura 41 Diffusore rimodellato*

Come si può notare dall'immagine sovrastante, sono state applicate svariate modifiche che vengono qui di seguito elencate:

- Il cambiamento di sezione nel tratto verticale avviene da una sezione circolare ad una trapezia;
- la curva ricalca il tradizionale gomito Kaplan ma con l'accortezza di applicare opportuni raccordi alla curva interna e a quella esterna;
- sia durante la curva che durante il tratto divergente finale si è cercato di ottenere un'altezza contenuta privilegiando l'allargamento laterale in modo da contrastare la formazione di turbolenze.

Anche con il nuovo diffusore non si riusciva a raggiungere la portata voluta ed in particolare veniva smaltita una portata pari a circa l'82% della portata nominale. Tale risultato si è ritenuto accettabile in quanto nella metodologia analitica di dimensionamento del vortice libero non si teneva in conto degli effetti viscosi del fluido. Si è deciso quindi, al fine di raggiungere la portata nominale, di progettare la turbina sovradimensionandola per una nuova portata pari a  $1.18Q_n$  ipotizzando, in prima battuta, un andamento lineare della portata smaltibile.

Si è effettuato lo stesso procedimento analitico già spiegato nei capitoli precedenti ed in particolare si sono ricavati il nuovo angolo di incidenza del distributore, il nuovo svergolamento della pala della girante, nonché gli angoli di calettamento relativi ai diversi layer.

I risultati ottenuti sono riassunti qui di seguito:

- angolo di incidenza delle pale del distributore:  $\alpha_0 = 55^\circ$
- angoli di calettamento delle pale della girante con  $Q = 1.18Q_n$ :

|                                | <b>LAYER<br/>1</b> | <b>LAYER<br/>2</b> | <b>LAYER<br/>3</b> | <b>LAYER<br/>4</b> | <b>Svergolamento<br/>TOT</b> |
|--------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------------|
| <b><math>\gamma</math> [°]</b> | 47,04              | 30,52              | 23,83              | 18,71              | <b>28,33</b>                 |

Tabella 3 Angoli di calettamento a  $1.18Q_n$

Di seguito vengono riportati gli angoli sopra riportati e quelli a portata nominale per effettuare un confronto.

| <b>Angoli <math>\gamma</math> [°]</b>                | <b>Layer 1</b> | <b>Layer 2</b> | <b>Layer 3</b> | <b>Layer 4</b> | <b>Svergolamento<br/>TOT</b> |
|------------------------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------------------|
| <b><math>\gamma (Q_n = 3780 \text{ l/s})</math></b>  | 40,25          | 26,10          | 18,79          | 15,89          | <b>24,37</b>                 |
| <b><math>\gamma (Q = 1.18Q_n \text{ l/s})</math></b> | 47,04          | 30,52          | 23,83          | 18,71          | <b>28,33</b>                 |
| <b><math>\Delta\gamma</math></b>                     | 6,78           | 4,42           | 5,04           | 2,82           | <b>3,96</b>                  |

Tabella 4 Confronto tra gli angoli di calettamento

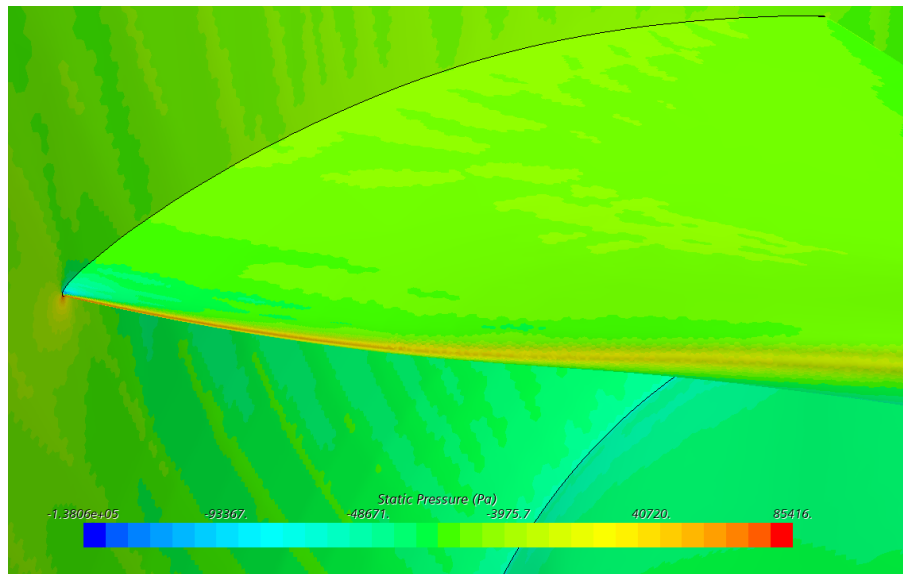
Si nota come previsto che lo svergolamento aumenta quando la portata aumenta e quindi la differenza degli angoli di calettamento dei profili ai vari layer è differente. Si è scelto di utilizzare per la simulazione la pala con svergolamento pari a quello della portata nominale ma ruotando la pala di  $4^\circ$ , ovvero un angolo medio tra i due layer più esterni che si ricorda essere quelli dove si estrae la maggior potenza. Gli angoli di calettamento ottenuti sono:

|                                | <b>LAYER<br/>1</b> | <b>LAYER<br/>2</b> | <b>LAYER<br/>3</b> | <b>LAYER<br/>4</b> | <b>Svergolamento<br/>TOT</b> |
|--------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------------|
| <b><math>\gamma</math> [°]</b> | 44,25              | 30,10              | 22,79              | 19,89              | <b>24,37</b>                 |

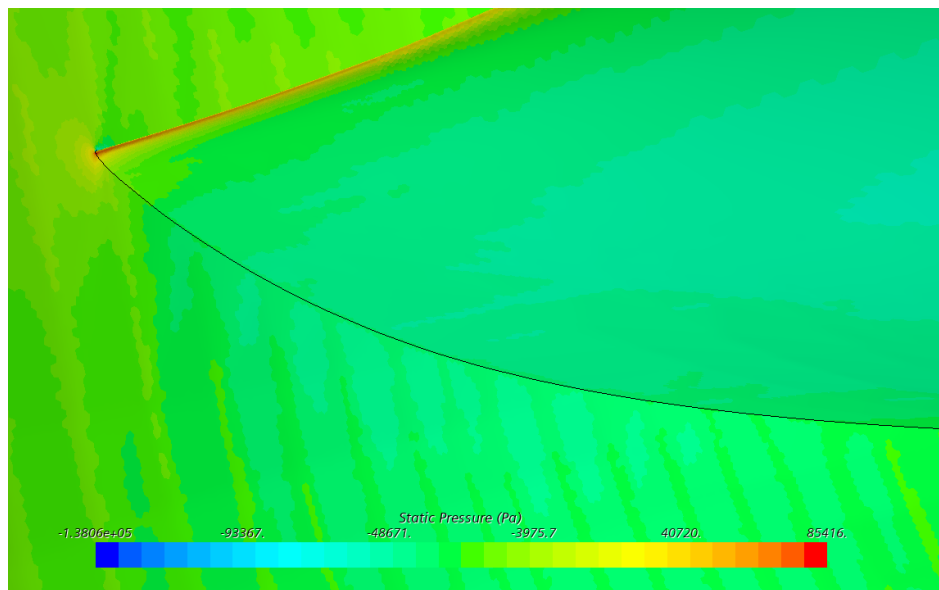
Tabella 5 Nuovi angoli di calettamento

A valle della simulazione fluidodinamica la portata era incrementata fino a poco più di quella nominale ma si aveva un problema nella pala della girante in quanto nella parte esterna vicino alla corona essa funzionava da pompa, sintomo che lo svergolamento della pala non era quello corretto.

Di seguito viene presentata un'immagine che evidenzia la problematica appena descritta.



*Figura 42 Andamento pressioni statiche sull'intradosso della girante*



*Figura 43 Andamento pressioni statiche sull'estradosso della girante*

Nelle due immagini si può notare come i campi di pressione nella parte esterna della girante in prossimità del bordo d'attacco, siano invertiti rispetto a come dovrebbero essere nel funzionamento da turbina.

Si è scelto pertanto di modificare ulteriormente il modello andando ad utilizzare lo svergolamento della pala a portata  $Q = 1.18Q_n$  e mantenendo però l'angolo di calettamento della pala della girante nel layer più interno pari a  $44,25^\circ$  perché in tale zona la pala è caratterizzata da un comportamento soddisfacente. Tale nuovo modello verrà appellato come modello base, in quanto utilizzato come punto di partenza per sviluppare dei modelli ottimizzati.

I nuovi angoli di calettamento della pala risultano come segue:

|                                | <b>LAYER<br/>1</b> | <b>LAYER<br/>2</b> | <b>LAYER<br/>3</b> | <b>LAYER<br/>4</b> | <b>Svergolamento<br/>TOT</b> |
|--------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------------|
| <b><math>\gamma</math> [°]</b> | 44,25              | 27,70              | 21,01              | 15,89              | <b>28,33</b>                 |

*Tabella 6 Angoli di calettamento del modello base*

### Risultati del modello base

La simulazione è stata eseguita imponendo le pressioni nelle sezioni di inlet ed outlet e verificando al termine la portata circolante nella macchina.

I risultati in termini di potenza estratta e portata sono descritti nella tabella seguente e confrontati con i valori massimi teorici derivanti dal metodo di dimensionamento analitico. Si ricorda che la potenza analitica viene calcolata come  $P = \eta_y \cdot Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_u$

|                             | <b>Analitico</b> | <b>Simulato</b> |
|-----------------------------|------------------|-----------------|
| <b><math>Q</math> [l/s]</b> | 3780             | 3657            |
| <b><math>P</math> [kW]</b>  | 100              | 89,7            |

*Tabella 7 Confronto tra i risultati analitici e simulati*

Si nota che i parametri portata e potenza simulati sono confrontabili ma minori di quelli teorici; le cause di tali prestazioni inferiori sono da indagare nelle irreversibilità che si generano nell'attraversamento della macchina.

La presenza di tali fenomeni è visibile dai risultati della simulazione CFD effettuata che verranno esplicitati di seguito.

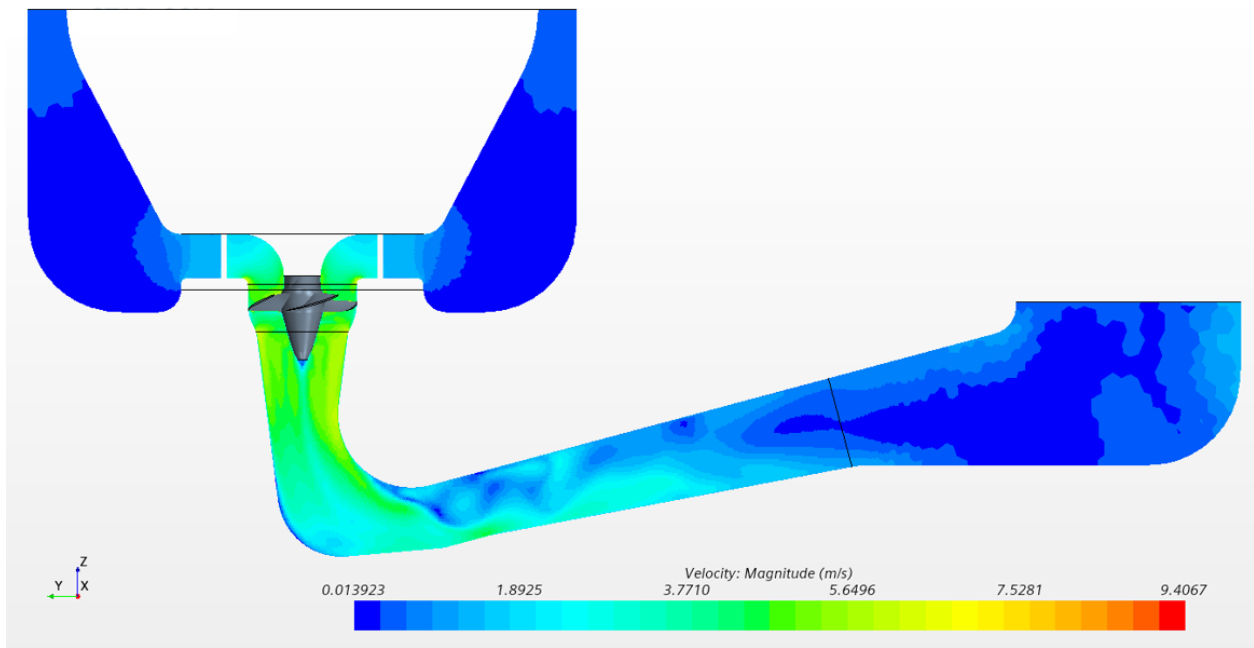


Figura 44 Campo di velocità attraverso la macchina (vista laterale)

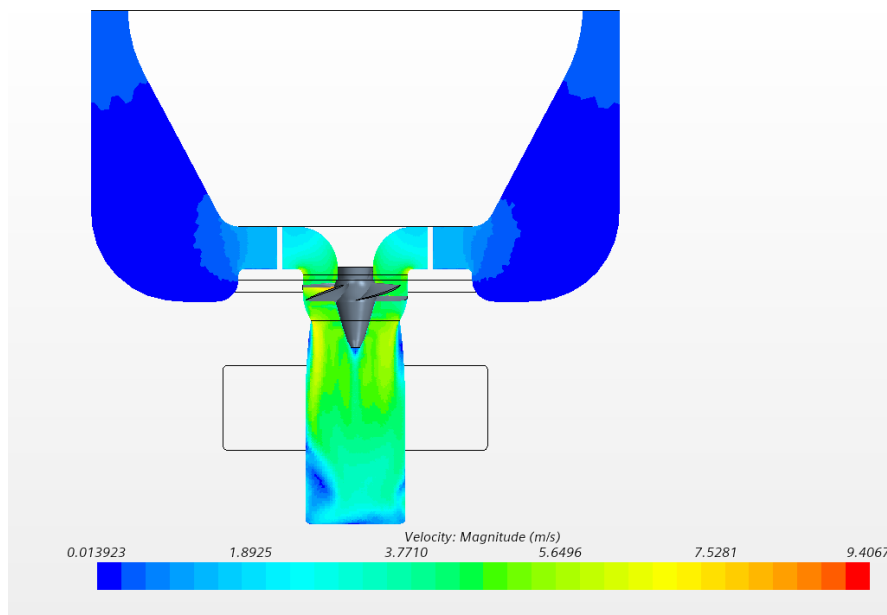


Figura 45 Campo di velocità attraverso la macchina (vista frontale)

Si può affermare che l'andamento delle velocità rispecchia quello atteso ovvero che la velocità incrementa dall'ingresso nella macchina alla girante e poi decresce fino all'uscita. Sono però riscontrabili delle zone di stazionamento del fluido sedi di vorticosità e perdita conseguente di energia. Tali vorticosità sono presenti nella parte superiore del diffusore dopo il gomito, sulla curvatura esterna del gomito e sulla parte sinistra del gomito nella vista frontale, sulla terminazione dell'ogiva e tra l'uscita della corona e l'ingresso nel diffusore; in tali situazioni il fluido non rimane attaccato alle pareti ma si distacca creando i vortici.

Il vortice che si crea a valle del gomito nel diffusore può essere visibile anche nell'immagine seguente dove vengono riportati i vettori velocità.

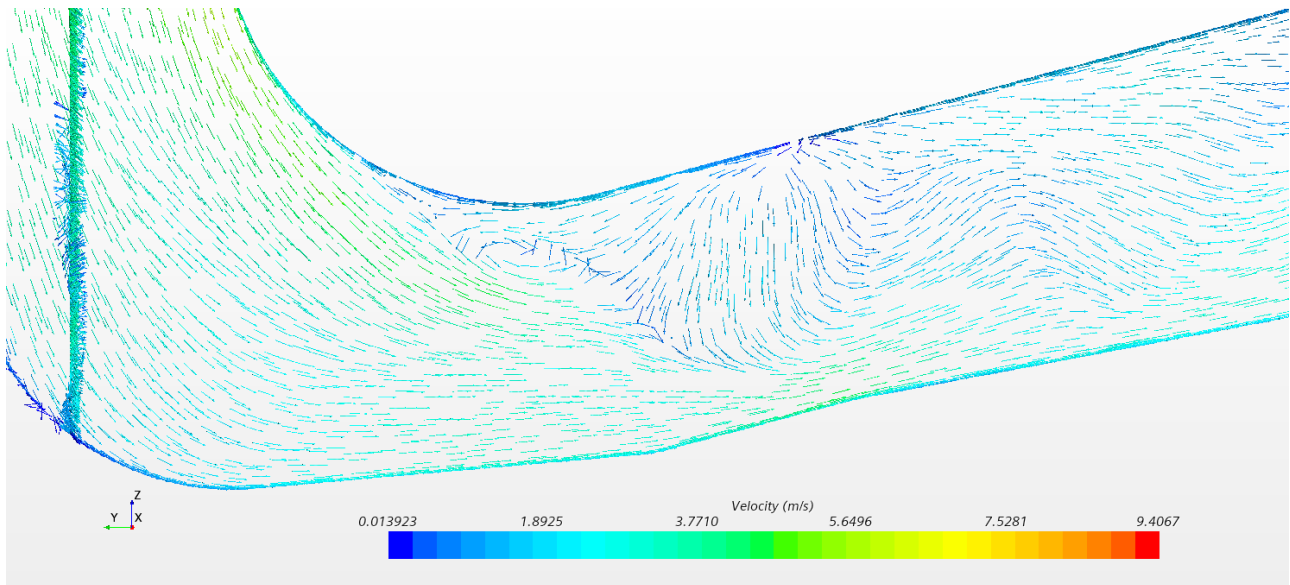


Figura 46 Vettori velocità nel diffusore

Un'ulteriore riprova della presenza dei vortici è visibile nell'immagine seguente dove vengono riportate le linee di flusso della corrente all'interno della macchina.

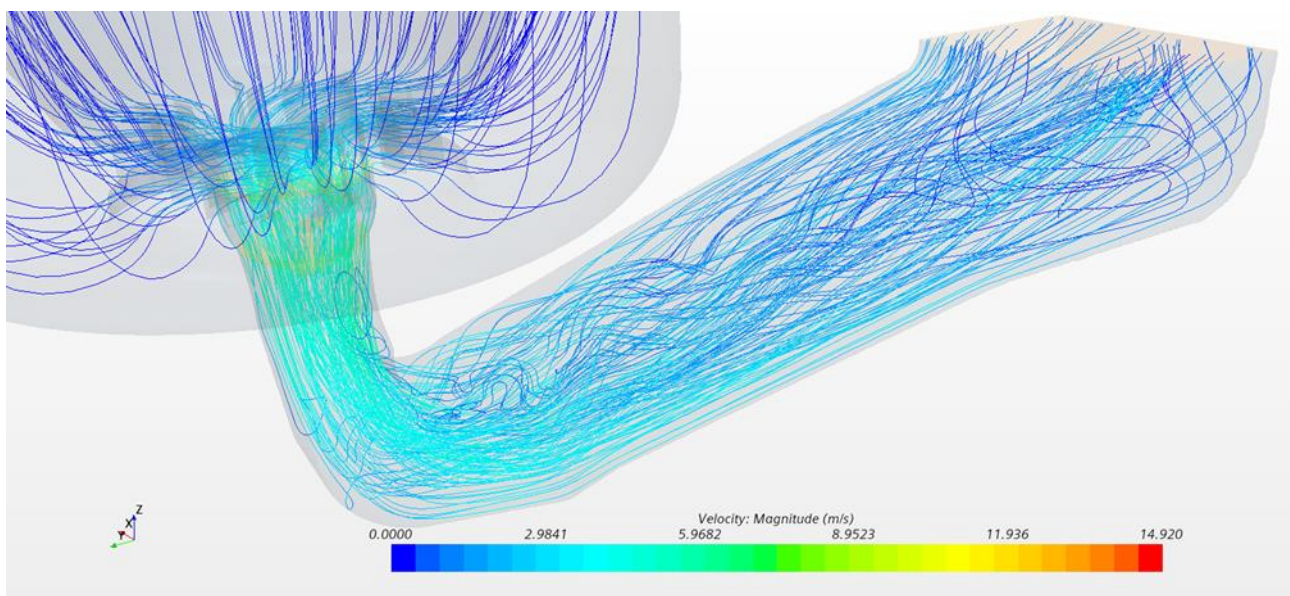


Figura 47 Linee di flusso della corrente

Gli output della simulazione sono risultati comunque adeguati in quanto l'andamento delle pressioni statiche sulle pale della girante è consono a quello di una turbina ed inoltre la velocità assoluta del flusso in uscita dalla girante è pressoché assiale come ci si aspettava dalle ipotesi teoriche. Tali comportamenti sono visibili nelle immagini seguenti.



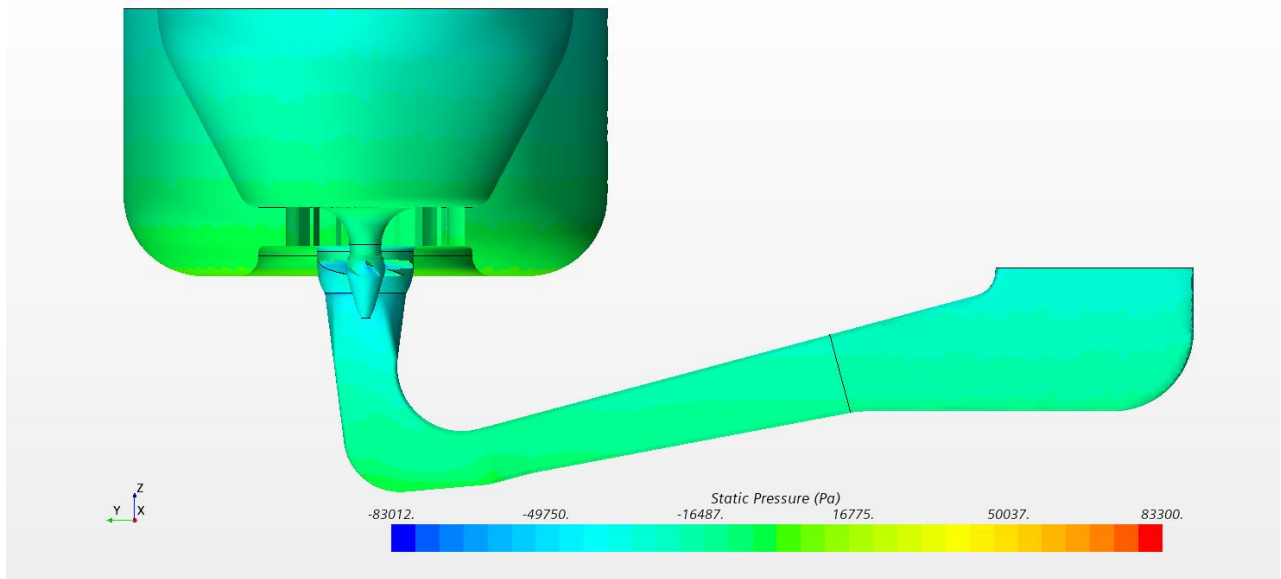


Figura 48 Andamento delle pressioni statiche

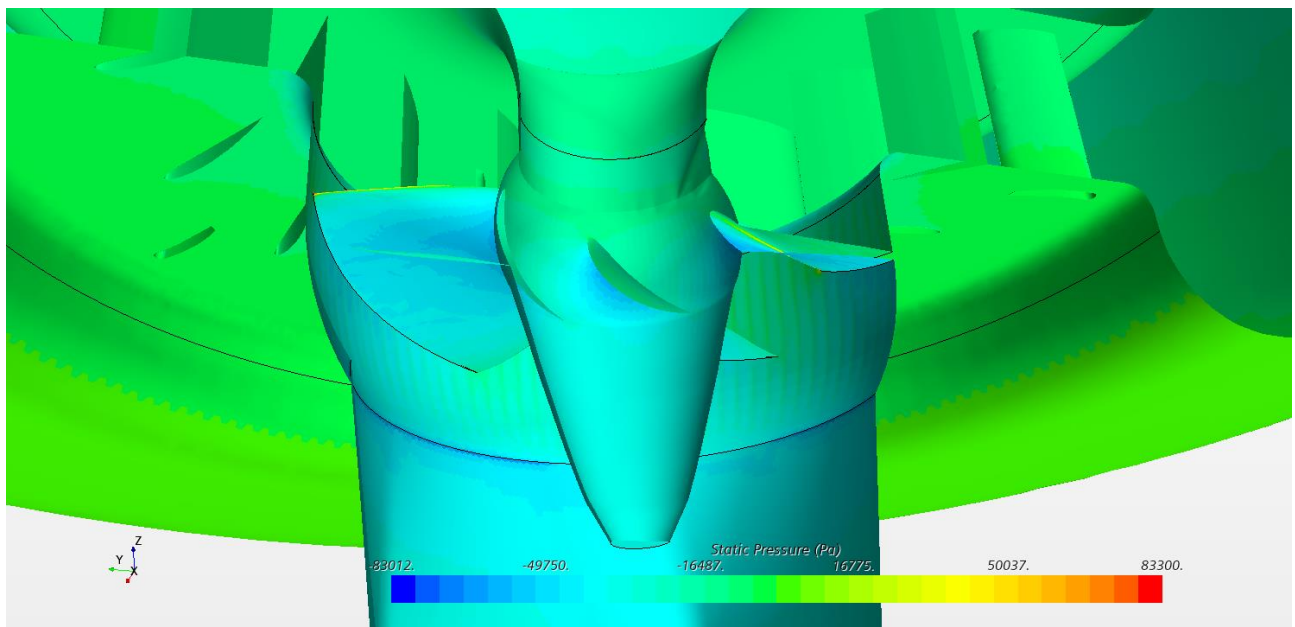


Figura 49 Andamento delle pressioni statiche sulla girante (estradosso)



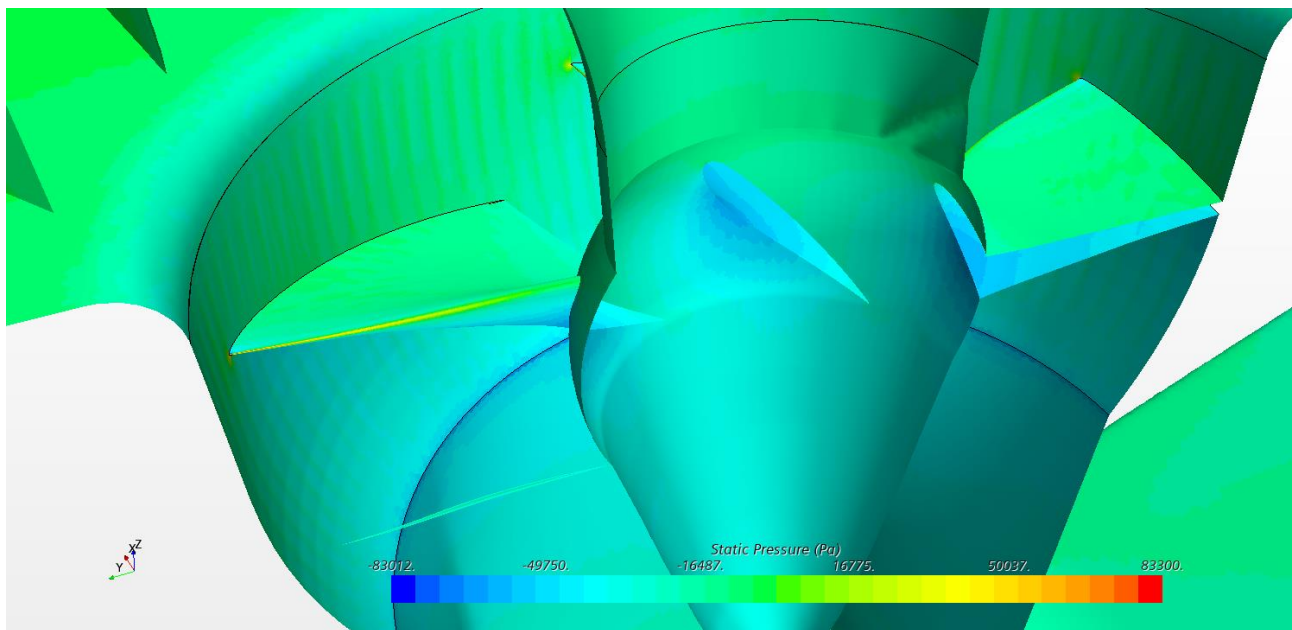


Figura 50 Andamento delle pressioni statiche sulla girante (intradosso)

Si può notare che, come ci si aspettava dalla teoria, la pressione minima la si ha sull'estradosso della pala della girante ed all'interno del profilo palare e non in prossimità del bordo d'uscita.

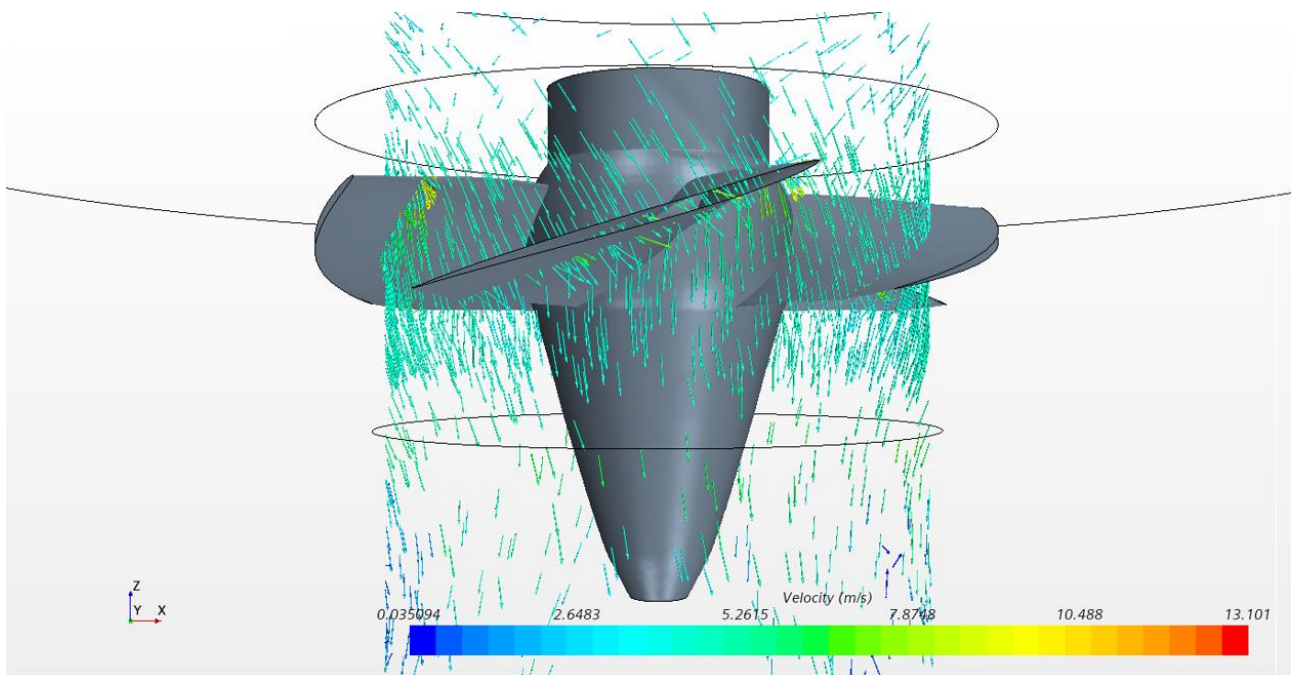
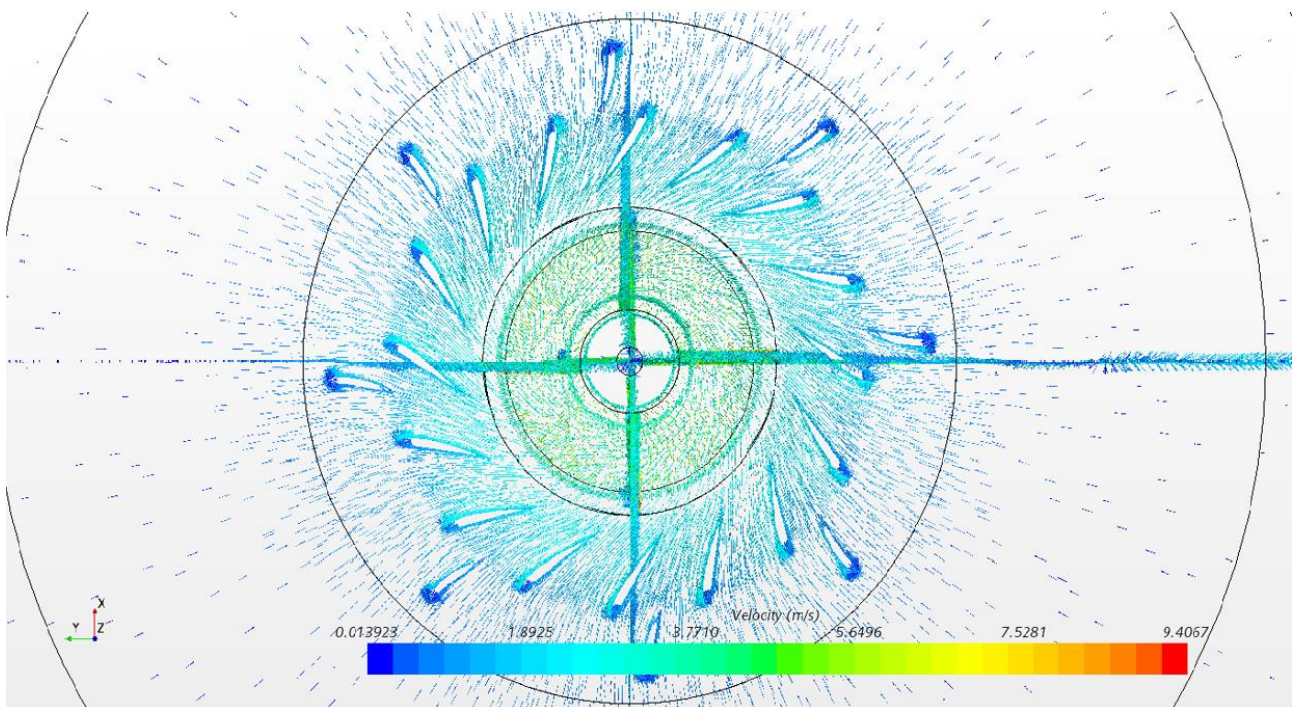


Figura 51 Vettori velocità a cavallo della girante

Si nota che i vettori velocità all'uscita dalla girante sono verticali, tale comportamento è sintomo di un corretto moto vorticoso donato al fluido dal distributore la cui inclinazione risulta corretta. Nella seguente immagine è visibile il moto vorticoso del fluido imposto dal distributore.



*Figura 52 Vista di predistributore e distributore*

### Ottimizzazioni del modello

Dopo aver ottenuto un primo modello base, si è proceduto con l'intento di migliorare le prestazioni della macchina. I parametri oggetto di confronto sono la portata smaltita, la potenza estratta e la presenza di vorticosità soprattutto nel diffusore.

Sono quindi stati realizzati due ulteriori modelli CAD caratterizzati rispettivamente da modifiche sul condotto meridiano e sul diffusore.

In questa trattazione si porrà l'attenzione sulla modifica inerente al condotto meridiano, mentre per i risultati inerenti alle modifiche sul diffusore, si rimanda all'elaborato del mio collega Giorgio Marchiaro.

### Evoluzione sezioni di passaggio del flusso

Un aspetto che si è ritenuto opportuno ancora indagare è lo studio delle sezioni di passaggio del fluido attraverso la macchina. Tale studio nasce dall'idea di assimilare la macchina ad un ugello convergente- divergente dove la sezione ristretta si verifica in corrispondenza della girante. Questa assunzione si basa sul voler imporre un'accelerazione naturale al flusso fino al bordo d'uscita della girante al fine di massimizzare la potenza estratta. Dopo la sezione ristretta, parte il tratto divergente.

La valutazione quantitativa delle sezioni di passaggio avviene sfruttando superfici circolari piane, cilindriche e tronco-coniche; in particolare viene svolta tra l'ingresso del pre-distributore e l'uscita dell'ogiva:

- nella zona del pre-distributore e distributore sono superfici cilindriche;
- nella curva tra il distributore e la girante sono superfici tronco-coniche;
- nella zona della girante fino alla fine dell'ogiva sono superfici piane.

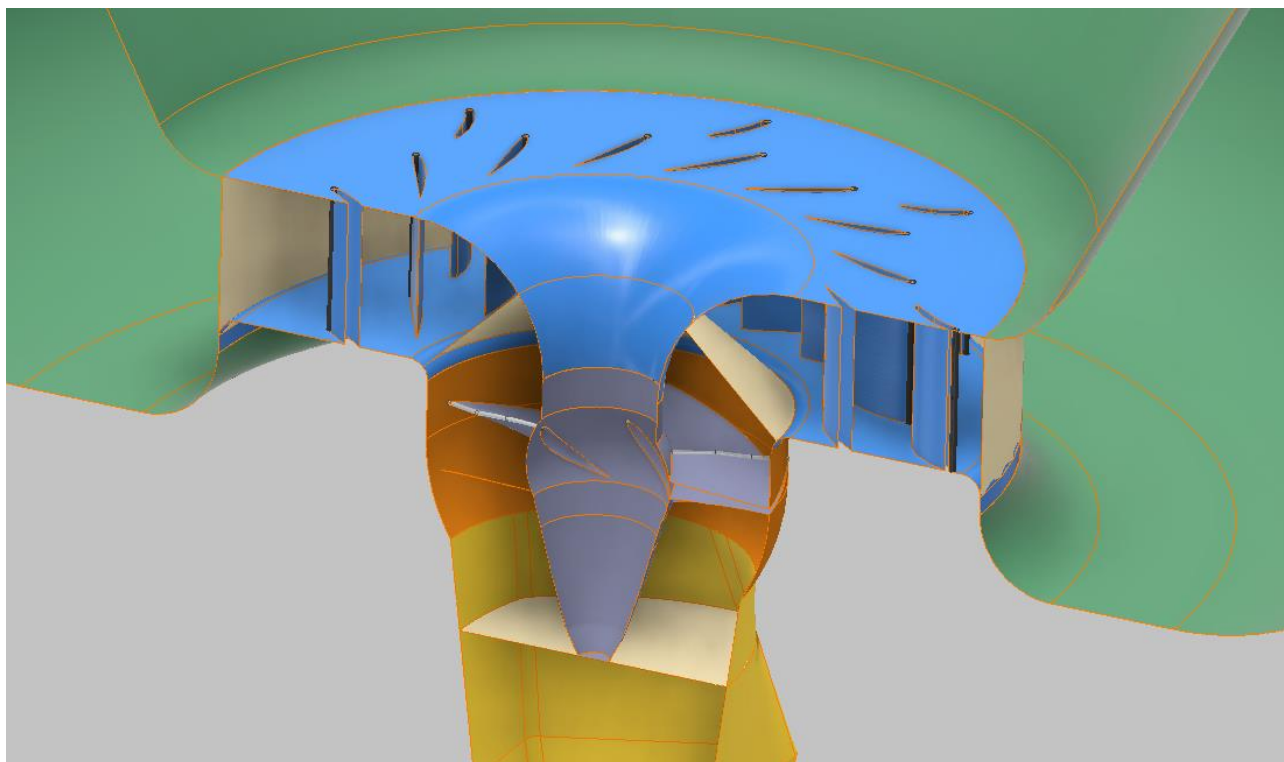


Figura 53 Rappresentazione delle tre tipologie di superfici utilizzate

Per il calcolo delle aree si è tenuto in conto di un coefficiente di ingombro delle pale qualora la superficie intersecasse il pre-distributore, il distributore o la girante; tali coefficienti sono frutto di una valutazione grafica quantitativa sulla reale occupazione delle pale sulle superfici interessate.

Di seguito sono riportati i valori areici delle superfici a partire dalla prima cilindrica fino all'ultima piana rappresentate nella figura precedente; ciascuna superficie intermedia è identificata con un numero in successione e con la relativa distanza vista su una linea media di corrente dalla prima superficie di ingresso cilindrica.

| <i>N° sezione</i> | <i>Distanza da ingresso macchina [mm]</i> | <i><math>\xi</math> pale</i> | <i>A [mm<sup>2</sup>]</i> |
|-------------------|-------------------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| 1                 | 0                                         | 1                            | 3993090                   |
| 2                 | 100                                       | 1                            | 3691497                   |
| 3                 | 200                                       | 0.965                        | 3271257                   |
| 4                 | 300                                       | 0.961                        | 2967867                   |
| 5                 | 400                                       | 0.904                        | 2519193                   |
| 6                 | 500                                       | 0.877                        | 2179455                   |
| 7                 | 600                                       | 0.951                        | 2076539                   |
| 8                 | 664                                       | 1                            | 1990513                   |
| 9                 | 726                                       | 1                            | 1794730                   |
| 10                | 794                                       | 1                            | 1584413                   |
| 11                | 851                                       | 1                            | 1420346                   |

|    |      |       |         |
|----|------|-------|---------|
| 12 | 897  | 1     | 1303286 |
| 13 | 938  | 1     | 1213367 |
| 14 | 976  | 1     | 1142587 |
| 15 | 1016 | 1     | 1086731 |
| 16 | 1052 | 1     | 1043276 |
| 17 | 1059 | 1     | 1010622 |
| 18 | 1114 | 1     | 990280  |
| 19 | 1164 | 1     | 988102  |
| 20 | 1214 | 1     | 948064  |
| 21 | 1264 | 0.863 | 798741  |
| 22 | 1314 | 0.837 | 769700  |
| 23 | 1364 | 0.889 | 813531  |
| 24 | 1428 | 1     | 916562  |
| 25 | 1484 | 1     | 884015  |
| 26 | 1544 | 1     | 827775  |
| 27 | 1594 | 1     | 765473  |
| 28 | 1634 | 1     | 691660  |
| 29 | 1684 | 1     | 731622  |
| 30 | 1734 | 1     | 754265  |
| 31 | 1784 | 1     | 775716  |
| 32 | 1834 | 1     | 795754  |
| 33 | 1884 | 1     | 816295  |
| 34 | 1939 | 1     | 836587  |

*Tabella 8 Valutazione quantitativa delle aree - geometria di default*

Di seguito viene graficato l'andamento delle aree di passaggio.

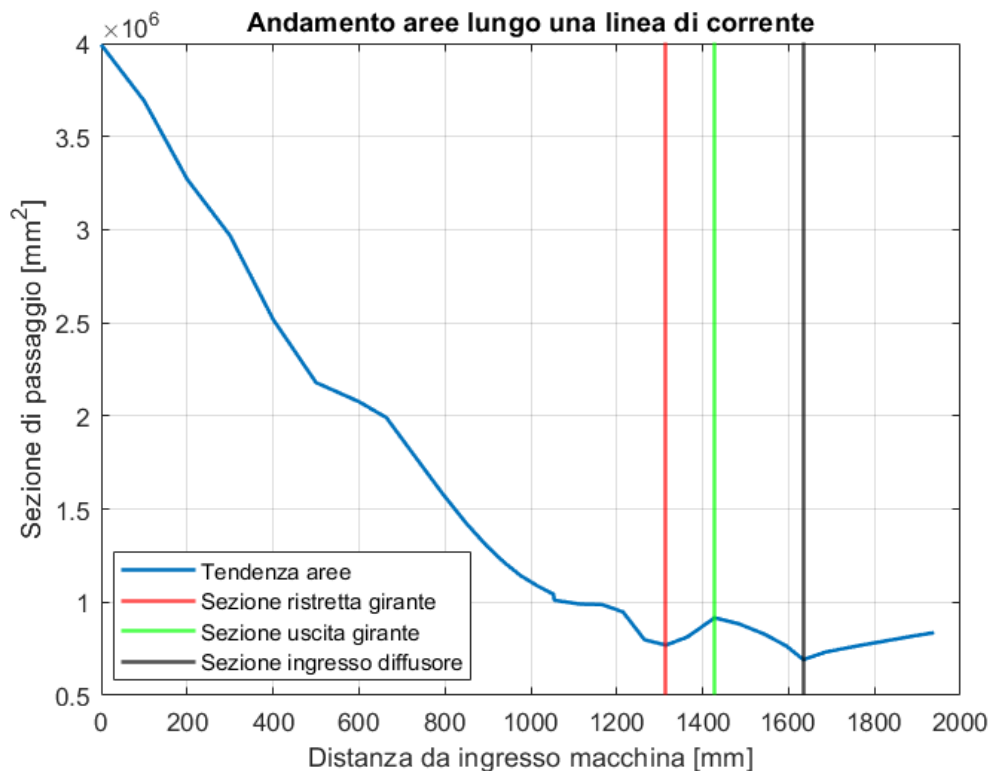


Figura 54 Andamento aree lungo una linea di corrente

Nella figura sovrastante si distinguono le seguenti linee verticali:

- *sezione ristretta girante*: si trova all'altezza dei perni di calettamento delle pale;
- *sezione uscita girante*: corrisponde alla fine della porzione sferica del mozzo che coincide con il bordo d'uscita delle pale della girante a portata massima;
- *sezione ingresso diffusore*: corrisponde all'interfaccia geometrica tra la terminazione della corona e l'inizio del diffusore stesso.

Si può notare che, con la modellizzazione attuale della macchina, l'evoluzione delle aree non è esattamente riconducibile ad un condotto convergente-divergente. In particolare, si nota come dalla sezione d'uscita della girante alla sezione di ingresso al diffusore la sezione di passaggio decresce per via della corona che si stringe troppo. Inoltre, si nota che il condotto diventa divergente a partire dalla sezione ristretta della girante.

L'obiettivo di questo lavoro sulle aree è la valutazione di un aspetto costruttivo della macchina al fine di incrementare la potenza estraibile; si vuole infatti evitare la decrescita di area tra l'uscita della girante e l'ingresso del diffusore al fine di ottenere una tendenza univoca del tratto convergente-divergente.



#### Condotto meridiano ottimizzato dal punto di vista fluidodinamico

Si procede ora con l'ottimizzazione del condotto meridiano al fine di ottenere un'evoluzione delle aree di passaggio che rispecchi quella di un ugello convergente-divergente.

Per fare ciò è risultato necessario apportare delle modifiche contemporaneamente a:

- ogiva: riduzione moderata della lunghezza e dello spessore;
- corona: aumento del raggio di raccordo della terminazione sferica della corona;
- diffusore: al fine di mantenere il primo tratto verticale con un valore areico costante, è stato necessario aumentare la sezione di ingresso al gomito in quanto, la sezione iniziale del diffusore è aumentata come conseguenza delle modifiche apportate a ogiva e corona.

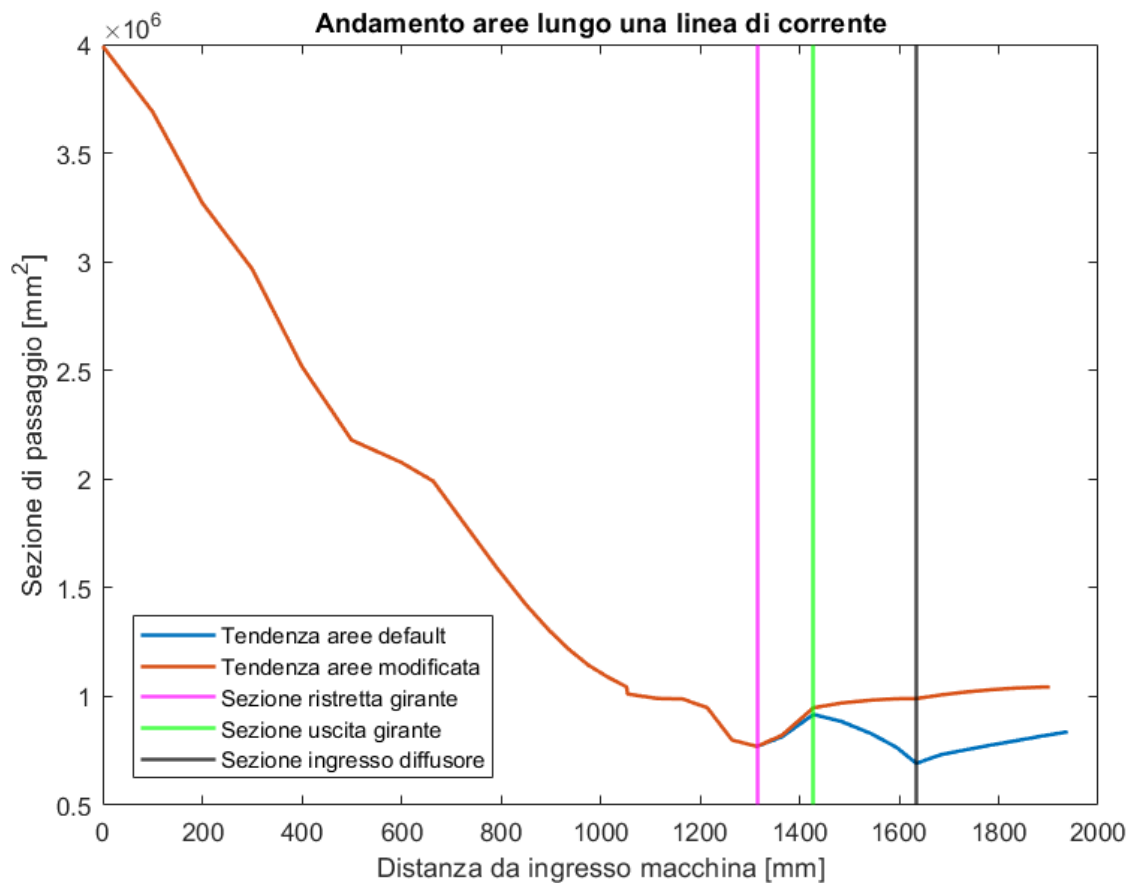
Di seguito vengono riportati i valori areici per le medesime sezioni del caso di default:

| <i>N° sezione</i> | <i>Distanza da ingresso<br/>macchina [mm]</i> | <i><math>\xi</math> pale</i> | <i>A [mm<sup>2</sup>]</i> |
|-------------------|-----------------------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| 1                 | 0                                             | 1                            | 3993090                   |
| 2                 | 100                                           | 1                            | 3691497                   |
| 3                 | 200                                           | 0.965                        | 3271257                   |
| 4                 | 300                                           | 0.961                        | 2967867                   |
| 5                 | 400                                           | 0.904                        | 2519193                   |
| 6                 | 500                                           | 0.877                        | 2179455                   |
| 7                 | 600                                           | 0.951                        | 2076539                   |
| 8                 | 664                                           | 1                            | 1990513                   |
| 9                 | 726                                           | 1                            | 1794730                   |
| 10                | 794                                           | 1                            | 1584413                   |
| 11                | 851                                           | 1                            | 1420346                   |
| 12                | 897                                           | 1                            | 1303286                   |
| 13                | 938                                           | 1                            | 1213367                   |
| 14                | 976                                           | 1                            | 1142587                   |
| 15                | 1016                                          | 1                            | 1086731                   |
| 16                | 1052                                          | 1                            | 1043276                   |
| 17                | 1059                                          | 1                            | 1010622                   |
| 18                | 1114                                          | 1                            | 990280                    |
| 19                | 1164                                          | 1                            | 988102                    |
| 20                | 1214                                          | 1                            | 948064                    |
| 21                | 1264                                          | 0.863                        | 798741                    |
| 22                | 1314                                          | 0.837                        | 769700                    |
| 23                | 1364                                          | 0.889                        | 820759                    |
| 24                | 1428                                          | 1                            | 947335                    |
| 25                | 1484                                          | 1                            | 969329                    |
| 26                | 1544                                          | 1                            | 982776                    |

|    |      |   |         |
|----|------|---|---------|
| 27 | 1594 | 1 | 988895  |
| 28 | 1634 | 1 | 989816  |
| 29 | 1684 | 1 | 1006620 |
| 30 | 1734 | 1 | 1020223 |
| 31 | 1784 | 1 | 1030464 |
| 32 | 1834 | 1 | 1037994 |
| 33 | 1884 | 1 | 1042514 |
| 34 | 1903 | 1 | 1043274 |

Tabella 9 Valutazione quantitativa delle aree - geometria modificata

Si ritiene ora opportuno inserire l'andamento delle aree nelle due casistiche in modo da evidenziare visivamente lo scostamento tra i due andamenti:



Si può notare come le due tendenze risultino completamente sovrapposte fino alla sezione ristretta della girante (in corrispondenza dei perni di calettamento), per poi dividersi progressivamente. In particolare, si osserva che il modello ottimizzato è caratterizzato da un andamento monotono crescente a partire dalla sezione ristretta.



Qui di seguito vengono riportati i risultati in termini di portata smaltita e potenza estratta del modello ottimizzato confrontati con quelli del modello base.

|           | analitico | Simulato base | Simulato ugello |
|-----------|-----------|---------------|-----------------|
| $Q$ [l/s] | 3780      | 3657          | 3694            |
| $P$ [kW]  | 100       | 89,7          | 94,4            |

Tabella 10 Confronto risultati analitici e simulati

Come sperato, si è effettivamente ottenuto un significativo avvicinamento dei dati simulati a quelli teorici, indice di un miglioramento delle prestazioni della macchina.

A riprova di quanto affermato, si presentano delle immagini simulate che permettono di confrontare il comportamento della macchina pre e post modifica.

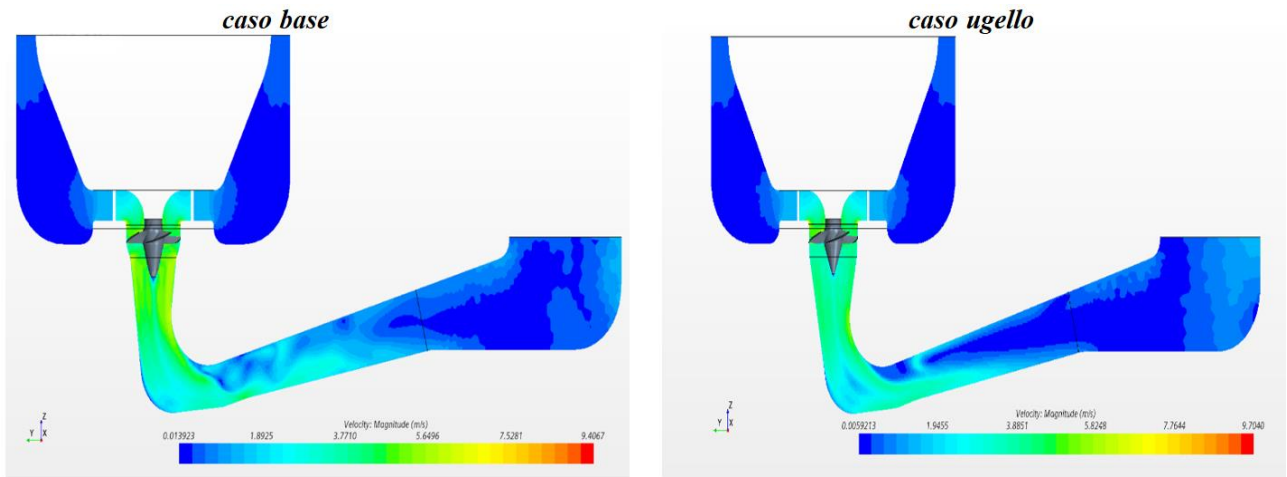


Figura 55 Confronto del campo di velocità attraverso la macchina (vista laterale)

Si può osservare come, dopo il gomito la presenza di vorticosità sia più contenuta.

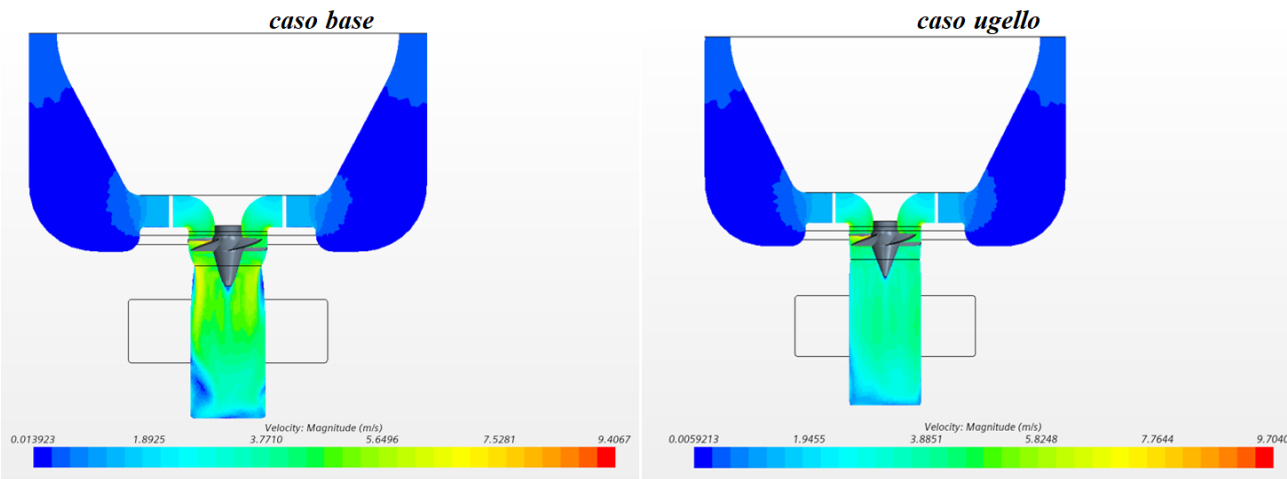


Figura 56 Confronto del campo di velocità attraverso la macchina (vista frontale)

Invece dalla vista frontale si può osservare come sia svanito il vortice presente a sinistra nel gomito ed anche un miglior comportamento delle linee di flusso attorno all’ogiva. Quindi si può affermare che l’adozione di un profilo alare come forma dell’ogiva non abbia prodotto un effetto benefico, a differenza di quanto atteso in prima battuta.

Inoltre, il nuovo canale meridiano elimina la problematica della vorticosità che si generava tra la terminazione della corona e l'ingresso del diffusore poiché è stato eliminato la discontinuità geometrica presente tra le due parti.

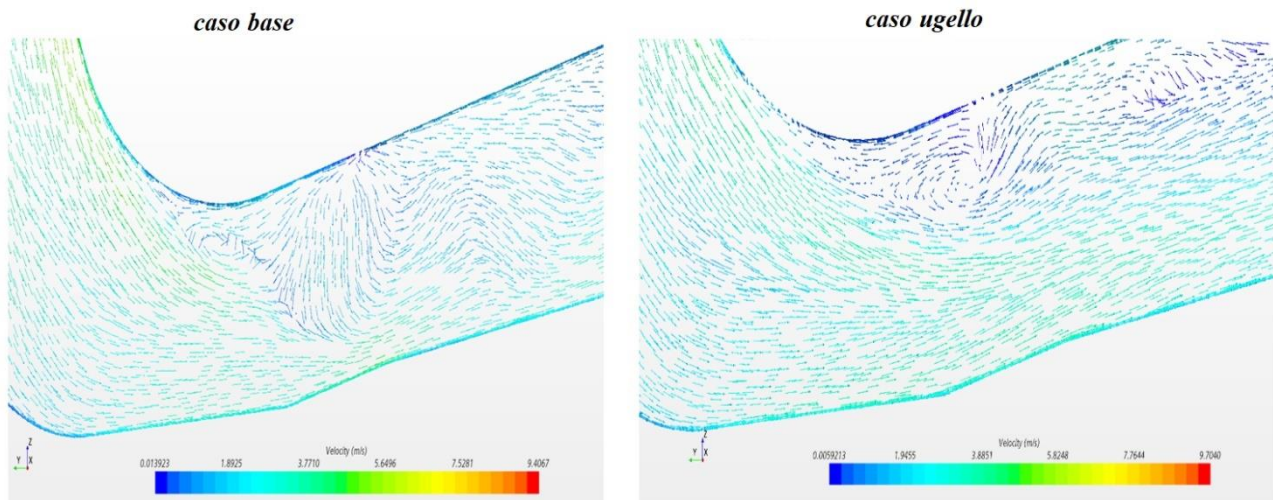


Figura 57 Confronto tra i vettori velocità nel diffusore

Dalla figura sovrastante è possibile osservare nel dettaglio la diversa entità del ricircolo di corrente presente a valle del gomito.

Perciò si può affermare che una modifica a monte del diffusore abbia una notevole incidenza sulle prestazioni del diffusore stesso; di conseguenza per ottimizzare le prestazioni del diffusore è necessario eliminare le criticità presenti in tutta la macchina.

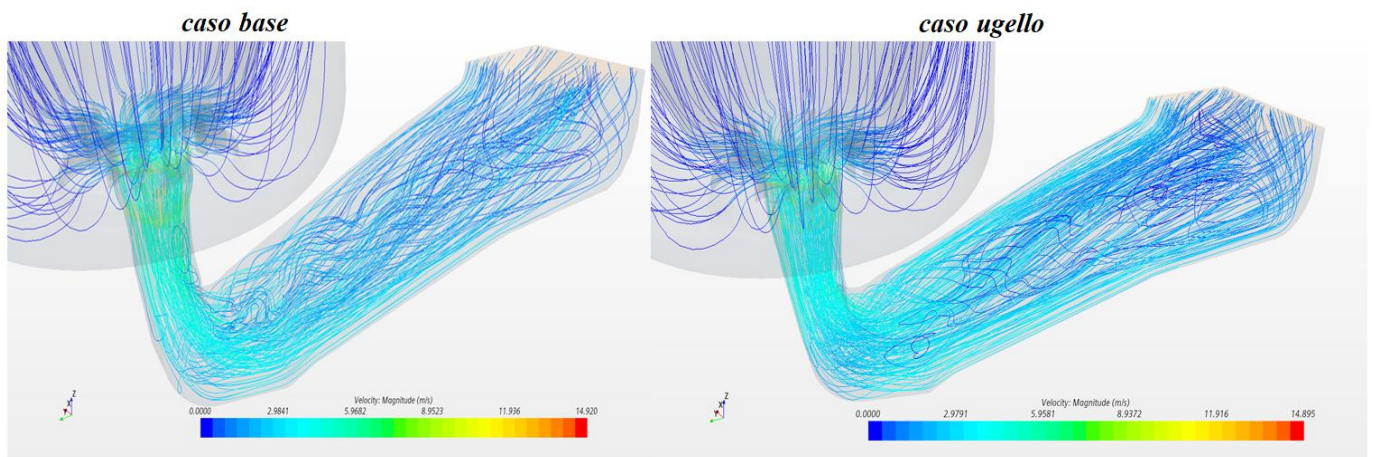


Figura 58 Confronto tra le linee di flusso

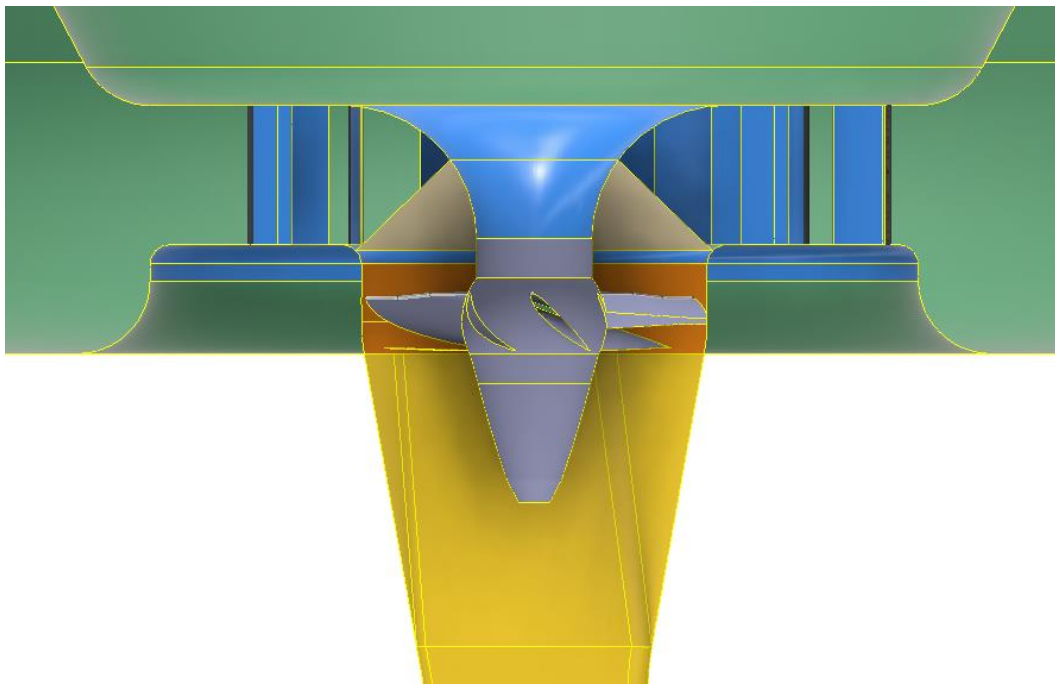
Infine, per completezza sono state riportate le linee di corrente dell'acqua attraverso la macchina.

#### *Condotto meridiano ottimizzato dal punto di vista costruttivo*

Dopo aver constatato la bontà delle migliorie apportate al modello rendendo il canale meridiano analogo ad un ugello convergente-divergente, ci si è posti il problema di rendere tale miglioria anche applicabile in un modello meccanicamente realistico.

Di conseguenza, al fine di evitare la presenza di spazio vuoto tra la pala della girante e la corona, che comporterebbe sia una perdita di portata attiva sia la formazione di vorticosità all'apice della pala stessa, entrambi fenomeni deleteri.

Il nuovo modello è stato realizzato facendo terminare alla stessa quota la porzione sferica del mozzo e l'ogiva; questa modifica deriva dalla constatazione che alla massima apertura le pale della girante saranno sempre contenute all'interno della porzione sferica del mozzo stesso.



*Figura 59 Nuovo condotto meridiano*

Si ritiene quindi opportuno confrontare l'evoluzione delle aree di passaggio post modifica con quelle del caso base.

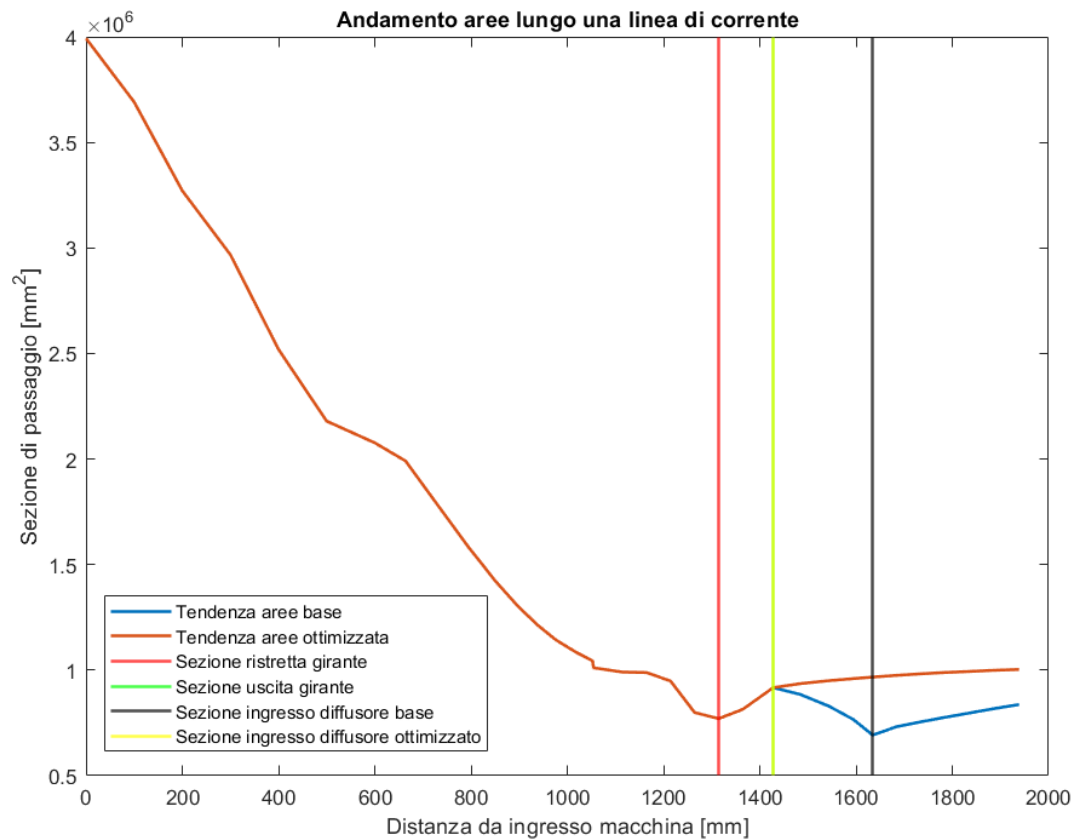


Figura 60 Andamento delle sezioni di passaggio

E' importante sottolineare che nella tendenza ottimizzata si ha l'esatta sovrapposizione tra la sezione d'uscita della girante e quella di ingresso del diffusore in quanto, come già detto in precedenza, a portata massima il bordo d'uscita della palettatura al mozzo si trova alla stessa quota per cui si ha la terminazione della corona.

Si può inoltre affermare che esiste un limite geometrico che non permette alla pala di trovarsi completamente in un condotto convergente; è pertanto accettato il fatto che la pala funzioni in modo ottimale sono a monte della sezione ristretta.

## Conclusioni

E' opportuno riassumere i tratti salienti dell'intero lavoro svolto in collaborazione con il mio collega.

Questo lavoro si è proposto di ottemperare i seguenti obiettivi:

- valutare quale, tra i vari layout di impianto preesistenti, sia il più adatto per applicazioni nel microidroelettrico;
- elaborare un metodo di dimensionamento per le turbine Kaplan che renda l'iter standardizzato rendendo tale macchina appetibile sul mercato;
- sfruttando lo strumento della simulazione CFD, migliorare la geometria del modello per ottenere delle prestazioni superiori della macchina.

Per l'elaborazione del metodo di dimensionamento analitico si è proceduto consultando diversi manuali e cercando una linea guida comune.

Tale metodo parte con tre parametri di input (salto disponibile, portata massima e velocità di rotazione dell'albero della girante) e definisce completamente la geometria delle varie parti della macchina.

Al fine di validare tale metodo si è applicato un confronto tra i risultati analitici ed una macchina preesistente correttamente funzionante.

I risultati ottenuti sono stati ingegneristicamente soddisfacenti, perciò si è potuto considerare tale iter progettuale come un effettivo metodo di dimensionamento da applicare per la progettazione di impianti analoghi.

Di conseguenza si è applicato tale metodo a due impianti soggetti a significativi problemi di funzionamento nell'ottica di ottenere una corretta riprogettazione delle macchine.

Come attendibile, è effettivamente emerso che tali macchine lavoravano in siti non idonei alle loro caratteristiche.

Nell'ottica della riduzione dei costi si è effettuata una riprogettazione di una delle due macchine passando da cinque a quattro pale per la girante.

La stessa macchina è stata poi analizzata al CFD per valutare se effettivamente la portata smaltita e la potenza estratta erano affini alle valutazioni teoriche.

Dopo una serie di tentativi volti a migliorare il layout della macchina si sono ottenuti risultati soddisfacenti.

Gli sviluppi futuri di codesto lavoro prevedono un'analisi al CFD più accurata per poter ottenere una validazione effettiva del modello fluidodinamico impostato.

Infine, al termine dell'iter progettuale e simulativo si potrà effettivamente passare alla fase realizzativa degli impianti trattati in questo lavoro di tesi.

## Ringraziamenti

Innanzitutto, un doveroso ringraziamento alla Prof.ssa Raffaella Sesana e al Prof. Domenic D'Ambrosio per la loro disponibilità e cortesia durante tutto lo svolgimento del lavoro.

Inoltre, un sentito ringraziamento all'organico dell'azienda Pro.e.Pro Sas, in particolare gli ingegneri Angelo Costamagna e Luca Cavaglià, per il clima instauratosi durante il percorso di formazione e per essere stato risorsa valorizzata a pieno all'interno dell'azienda.

Nondimeno, un sincero grazie al collega Giorgio Marchiaro con cui ho svolto l'intero lavoro in perfetta sintonia, in un clima di rispetto reciproco e confronto continuo.

Ringrazio anche tutti i miei colleghi di corso con cui ho condiviso la vita universitaria, indispensabili per la buona riuscita del percorso intrapreso e per aver reso le lezioni meno noiose.

Per ultimo, ma non certo per importanza, vorrei ringraziare la mia famiglia per avermi sempre sostenuto moralmente durante tutto il mio percorso universitario e soprattutto negli ultimi due anni vissuti in un clima pesante e surreale a causa della pandemia.

## Bibliografia

- Turbomachinery, Concepts, Applications, and Design, V. Dakshina Murty, Taylor & Francis 2018
- Procedure per la progettazione standardizzata delle turbine delle piccole centrali idroelettriche, Santolin Alberto, Università di Padova, 2009
- Turbine idrauliche, Andrea Emilio Catania, Appunti dai corsi seminariali di Vercelli, Anno accademico 1991/1992
- Hydraulic turbines-Their Design and Equipment, Miroslav Nechleba, ARTIA Prague, 1957
- Le moderne turbine idrauliche ed i regolatori di velocità-Teoria e pratica, Giacomo Büchi, Editore Ulrico Hoepli Milano, 1957
- Diseño Hidráulico y Mecánico de una Pico Turbina de Flujo Axial para Muy Bajos Saltos, Rojas Néstor Fabián, Universidad Nacional del Comahue, 2015
- XFoil, version 6.91, Subsonic Airfoil Developement System, Mark Drela
- <http://airfoiltools.com>
- Low Head Hydro Market Assessment, Volume 1 - Main Report, Hatch energy, March 2008