



**Università  
degli Studi  
di Palermo**

AREA QUALITÀ, PROGRAMMAZIONE E SUPPORTO STRATEGICO  
SETTORE STRATEGIA PER LA RICERCA  
U. O. DOTTORATI

Corso di dottorato in CIVIL, ENVIRONMENTAL AND MATERIALS ENGINEERING, D074  
Dipartimento di Ingegneria  
Settore Scientifico Disciplinare: ICAR/01

**RECUPERO ENERGETICO ALL'INTERNO  
DELLE RETI ACQUEDOTTISTICHE  
MEDIANTE MICROTURBINE IDRAULICHE**

IL DOTTORE  
**Ing. CALOGERO PICONE**

*Calogero Picone*

IL COORDINATORE  
**Prof.ssa Ing. ANTONINA PIRROTTA**

IL TUTOR  
**Prof. Ing. TULLIO TUCCIARELLI**

*Tullio Tucciarelli*

IL CO TUTOR  
**Prof.ssa Ing. COSTANZA ARICÒ**

*Costanza Aricò*

XXXIV CICLO  
ANNO CONSEGUIMENTO TITOLO - 2022



# INDICE

<i>INDICE</i> .....	1
<i>INDICE DELLE FIGURE</i> .....	3
<i>INDICE DELLE TABELLE</i> .....	6
<i>INTRODUZIONE</i> .....	7
<b>1. PRODUZIONE IDROELETTRICA</b> .....	<b>9</b>
1.1 Teoria delle turbomacchine.....	9
1.2 Impianti di produzione per mini idroelettrico .....	17
1.3 Criterio di progettazione della PRS: stato dell'arte .....	18
<b>2. MODELLAZIONE CFD</b> .....	<b>24</b>
2.1 Equazioni di Navier-Stokes .....	24
2.2 Schemi di soluzione: metodi accoppiati e segregati.....	26
2.3 Modello di turbolenza.....	27
2.4 Ansys® CFX .....	29
2.5 Ansys® Fluent .....	31
<b>3. EVOLUZIONE DELLA PRS</b> .....	<b>33</b>
3.1 Criterio di progettazione del diffusore di una PRS .....	33
3.2 Geometria delle pale del rotore .....	38
3.3 Stima delle tensioni massime ammissibili per la paletta più sollecitata.....	48
3.4 Criterio di progettazione del rotore tramite CFD 2D e FEM semplificate.....	54
3.5 Caso studio: PRS "Fontes Episcopi" .....	58
<b>4. PRS PER IMPIANTI CON DISLIVELLO ELEVATO: H-PRS</b> .....	<b>66</b>
4.1 Turbine con scarico in pressione per alti carichi: stato dell'arte .....	66
4.2 Definizione di una nuova geometria per la girante .....	68
4.3 Definizione di una nuova geometria di distributore .....	70

4.4	Descrizione del modello numerico utilizzato per la caratterizzazione della turbina	74
4.5	Analisi di convergenza.....	76
4.6	Caratterizzazione della H-PRS.....	80
5.	<i>RICERCA IN CORSO E SVILUPPI FUTURI</i> .....	88
5.1	Resilienza della gestione idrica in microturbine idroelettriche con generatori asincroni	88
5.2	Cavitazione e rumore .....	91
5.3	Smart Water Metering and Management (SWAMM) .....	94
6.	<i>CONCLUSIONI</i> .....	96
	<i>LISTA DEI SIMBOLI</i> .....	97
	<i>BIBLIOGRAFIA</i> .....	101



## INDICE DELLE FIGURE

Figura 1. Triangoli di velocità di un singolo stadio di una turbina assiale. ....	10
Figura 2. Volume di controllo $\Omega$ compreso tra due pale consecutive (canale) al quale si applica l'equazione di conservazione del momento. ....	11
Figura 3. Scenario tipico di installazione di una turbina idroelettrica. ....	13
Figura 4. Triangoli di velocità per una turbina ad azione. ....	14
Figura 5. Triangoli di velocità ottimali per una turbina ad azione. ....	16
Figura 6. Schema di un impianto idroelettrico con generatore asincrono connesso direttamente alla rete di distribuzione elettrica. ....	18
Figura 7. Turbina idroelettrica di tipo cross-flow. ....	19
Figura 8. Distributore: Bilancio di portate per il generico volume parziale. ....	21
Figura 9. Vista in sezione della geometria del distributore con relativi angoli costruttivi. .	22
Figura 10. Distribuzione delle velocità delle particelle fluide in prossimità di una parete solida [41]. ....	29
Figura 11. Definizione del volume di controllo in CFX intorno al nodo di calcolo in un dominio bidimensionale [26]. ....	30
Figura 12. Soluzione di problemi in regime stazionario in CFX. [26] ....	30
Figura 13. Confronto tra la risoluzione dei due differenti algoritmi pressure-based in FLUENT: (a) segregato; (b) accoppiato [40]. ....	32
Figura 14. Vista in sezione del nuovo diffusore. ....	34
Figura 15. Nuovo Diffusore - Zona I: Bilancio di portate per il generico volume parziale.	35
Figura 16. Confronto tra le linee di flusso, ottenute per via numerica, di due geometrie differenti: (a) Zona II con riduzione della sezione; (b) Zona II a sezione costante. ....	36
Figura 17. Tratto IV del diffusore. ....	37
Figura 18. Vista 3D del diffusore. ....	37
Figura 19. Geometria dell'intradosso. ....	38
Figura 20. Paletta con estradosso circolare e spessore $t$ : (a) costante; (b) variabile con $\delta$ . .	39
Figura 21. Griglia di calcolo 2D di convergenza per la PRS1. ....	41
Figura 22. Valori di coppia ottenuti tramite simulazioni CFD 3D al variare del numero di elementi del rotore. ....	41
Figura 23. Griglia di calcolo 3D di convergenza per la PRS1. ....	42
Figura 24. Vista in 3D della mesh esterna dello statore. ....	42
Figura 25. Velocità: (a) 2D; (b) 3D. ....	43
Figura 26. Pressioni: (a) 2D; (b) 3D. ....	44

Figura 27. Rendimenti per rotori con pale ad estradosso circolare. ....	44
Figura 28. Spessore massimo $t_{max}$ e forma dell'estradosso per differenti valori di $\phi$ . ....	45
Figura 29. (a) In rosso il nuovo profilo dell'estradosso; (b) dettaglio del raccordo di estremità. ....	46
Figura 30. Confronto dei rendimenti ottenuti per i due differenti profili di estradosso al variare di $t_{max}$ . ....	47
Figura 31. Rendimenti ottenuti per pale con differenti $t_{max}$ al variare del numero di pale per la PRS1. ....	47
Figura 32. Numeri di pale ottimali ottenuti al variare di $t_{max}$ , per la PRS1. ....	48
Figura 33. Andamento di $\tau$ per differenti posizioni della pala durante una rotazione completa del rotore. ....	49
Figura 34. Valori di $\tau_{max}$ per differenti numeri di pale. ....	50
Figura 35. Geometria del provino standard per la macchina di R.R. More a flessione rotante. Se la rottura non avviene nella sezione resistente più piccola il test non è da ritenersi valido [46]. ....	51
Figura 36. Un tipico diagramma di Wöhler nel caso di provini in acciaio [46]. ....	52
Figura 37. Diagrammi di Wöhler per materiali non ferrosi [46]. ....	53
Figura 38. Diagramma di flusso della procedura di progettazione del rotore di una PRS. .	55
Figura 39. Modello CAD per una pala della PRS2 con $t_{max}=7$ mm. ....	56
Figura 40. Tensioni massime $\sigma_{max}$ al variare di $rf/t_{max}$ . ....	57
Figura 41. Modello CAD per una pala della PRS1 con la presenza del setto di rinforzo. ..	57
Figura 42. Schema idraulico dell'acquedotto "Gela-Aragona". ....	59
Figura 43. PRS installata a Fontes Episcopi. ....	59
Figura 44. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 1. ....	60
Figura 45. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 2. ....	61
Figura 46. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 3. ....	61
Figura 47. Tensioni di von Mises calcolate con il modello FEM 3D della singola pala della girante 3. ....	62
Figura 48. Linee di flusso e distribuzione delle pressioni per la PRS2 con girante 3. ....	62
Figura 49. Distribuzione delle pressioni calcolata tramite simulazione CFD 3D transient della paletta più sollecitata: (a)intradosso; (b) estradosso. ....	63
Figura 50. Distribuzione delle pressioni imposta per la FEM 3D di una singola pala: (a)intradosso; (b) estradosso. ....	63

Figura 51. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 3 nel caso di frenata di emergenza. .....	64
Figura 52. Stampo in sabbia della girante, ottenuto tramite prototipazione rapida 3D, da utilizzare per il successivo processo di fusione. ....	65
Figura 53. Rendimenti per differenti rapporti tra larghezza e diametro del rotore B/D. ....	67
Figura 54. Efficienze per diversi valori del rapporto $B^*/B$ . ....	69
Figura 55. (a) Vista in sezione, rispetto al piano di simmetria della turbina, di un setto e delle pale del rotore; (b) vista 3D del setto. ....	71
Figura 56. Vista in sezione, rispetto al piano di simmetria della turbina, del distributore. In linea continua, rispettivamente il profilo del primo (First), dell'ultimo (Last) e dell'n-esimo setto ( $n^{\text{th}}$ baffle), in linea tratteggiata le traiettorie delle particelle fluide. ....	72
Figura 57. Confronto tra il distributore (a) della H-PRS e (b) di una PRS tradizionale. ....	73
Figura 58. Viste in sezione della H-PRS. ....	74
Figura 59. Vista in sezione della mesh rispetto al piano di simmetria della turbina. ....	77
Figura 60. Mesh superficiale della H-PRS: (a) strato di elementi in prossimità delle pareti laterali del rotore (rotor walls) (b) strato di elementi in prossimità della parete circolare della sezione di uscita. ....	77
Figura 61. Distribuzione dei valori di $y^+$ : (a) da destra (b) da sinistra, rispetto alla direzione del flusso. ....	78
Figura 62. Valori di coppia e rendimento ottenuti per le 5 mesh di Tabella 7. ....	78
Figura 63. Dettaglio della mesh di convergenza nella zona: (a) delle pale; (b) dei setti del distributore. ....	79
Figura 64. Rendimento ottenuto con la mesh di convergenza al variare del passo temporale $dt$ . ....	80
Figura 65. Mappa dell'efficienza e curve caratteristiche della H-PRS per varie posizioni dell'organo di regolazione. ....	81
Figura 66. Distribuzione delle velocità sul piano di simmetria della turbina per 4 distinte ampiezze dell'arco della sezione di uscita dal distributore: (a) $\lambda = 90^\circ$ , (b) $\lambda = 67.5^\circ$ , (c) $\lambda = 45^\circ$ , (d) $\lambda = 22.5^\circ$ . ....	82
Figura 67. Distribuzione delle pressioni sul piano di simmetria della turbina per 4 distinte ampiezze dell'arco della sezione di uscita dal distributore: (a) $\lambda = 90^\circ$ , (b) $\lambda = 67.5^\circ$ , (c) $\lambda = 45^\circ$ , (d) $\lambda = 22.5^\circ$ . ....	83
Figura 68. Andamento dell'angolo di inclinazione del vettore della velocità assoluta $\alpha_1$ in ingresso alla girante. ....	84

Figura 69. Distribuzione delle velocità sul piano di simmetria della PRS tradizionale, assumendo la condizione “free slip condition” per le pareti laterali. ....	85
Figura 70. Distribuzione delle pressioni sul piano di simmetria della PRS tradizionale, assumendo la condizione “free slip condition” per le pareti laterali. ....	85
Figura 71. Distribuzione delle velocità relative (a) nella PRS tradizionale risolta assumendo la condizione “free slip condition” per le pareti laterali e (b) nella H-PRS assumendo perfetta aderenza del fluido alle pareti. ....	86
Figura 72 Diagramma a mosaico con gli usuali campi di impiego delle più comuni turbine idrauliche usate nelle reti acquedottistiche, in funzione delle condizioni di progetto in termini di portata Q e salto disponibile $\Delta H$ [60]. ....	87
Figura 73. Banco prova utilizzato per la sperimentazione: (a) banco sperimentale dove è installata la turbina; (b) schema di connessione elettrica del generatore asincrono connesso alla turbina. ....	89
Figura 74. Fenomeno di cavitazione all’interno della PRS: (a) ipotesi teorica; (b) distribuzione della Vapor volume fraction. ....	92
Figura 75. Contromisura in fase di studio: (a) ricircolo esterno; distribuzione della Vapor volume fraction. ....	92
Figura 76. Emissione sonora misurata nello spettro delle frequenze udibili. ....	93
Figura 77. Turbina PRS: posizione del microfono per la misura delle emissioni sonore....	94

## **INDICE DELLE TABELLE**

Tabella 1. Parametri PRS. ....	40
Tabella 2. Rendimenti calcolati per differenti configurazioni di PRS1 tramite simulazioni 2D e 3D. ....	43
Tabella 3. Numeri di pale ottimali consigliati per turbine di tipo Cross-Flow. ....	50
Tabella 4. Confronto tra le giranti. ....	63
Tabella 5. PRS1 riprogettata per diverse portate di progetto e relative larghezze B. ....	67
Tabella 6. Parametri di progetto per la H-PRS. ....	75
Tabella 7. Parametri delle mesh usate per l’analisi di convergenza della griglia di calcolo. ....	76
Tabella 8. Parametri per l’analisi di convergenza del passo temporale. ....	79
Tabella 9. Riepilogo delle simulazioni eseguite per la caratterizzazione della H-PRS. ....	81

## INTRODUZIONE

Sempre più crescente risulta l'attenzione nei confronti del valore energetico della risorsa idrica presente negli acquedotti e nelle reti di distribuzione idrica. Tale attenzione è giustificata dal valore economico dell'energia tradizionalmente dissipata nella regolazione idrica, ovvero dall'opportunità di reperire in loco mediante microturbine, piuttosto che mediante l'allaccio alla rete elettrica nazionale, l'energia necessaria alla movimentazione degli impianti di regolazione ed alla trasmissione/ricezione dei dati. Da questo punto di vista possiamo vedere le microturbine come parte di una "internet of things" che costituisce, per il gestore, l'opportunità di ricevere informazioni sulla rete idrica (e quindi di ottimizzarne la gestione), nonché di manovrarla a distanza e, per gli utenti, la possibilità di reperire informazioni in tempo reale su pressioni e consumi, in modo da renderli utilizzatori sempre più consapevoli e responsabili.

La significativa energia potenziale in eccesso derivante dalla quota topografica della risorsa idrica posta a monte della rete, ad oggi viene principalmente dissipata mediante valvole di regolazione della pressione (PRV) o della portata [1]. Tale energia, tuttavia, può essere recuperata e convertita in energia elettrica mediante la realizzazione di impianti idroelettrici [2].

In un nuovo sistema di produzione energetica, sempre più orientato ad una generazione dell'energia per mezzo di impianti di piccole e medie dimensioni, preferibilmente a fonte rinnovabile, distribuiti omogeneamente sul territorio e collegati direttamente alle utenze tramite le cosiddette reti intelligenti o "smart grids", risulterà fondamentale sfruttare ogni risorsa energetica disponibile, seppur di piccola entità. In quest'ottica è auspicabile ridurre ogni spreco energetico con la sostituzione delle tradizionali valvole a fuso o PRV [3, 4] e l'installazione di turbine mini-idroelettriche con pressione di scarico superiore alla pressione atmosferica ed installate lungo le condotte per la regolazione. In tale tipologia di applicazione, dove le potenze estraibili sono spesso piccole e non superiori a 100 kW, sono poche le tipologie di turbine economicamente convenienti che possano garantire una pressione in uscita sufficiente per la distribuzione idrica. A tal fine sono disponibili sul mercato le pompe utilizzate in modalità inversa (PAT) [3-5], le turbine con giranti controrotanti [6] o le turbine cross-flow con scarico in pressione (PRS) [7-11]. Caratteristica fondamentale che devono possedere queste turbine è la capacità di regolazione, cioè la possibilità di modificare la curva caratteristica, secondo le necessità primarie del servizio idropotabile, pur mantenendo una buona efficienza in un ampio intervallo intorno alle condizioni di progettazione della macchina.

Nel capitolo 1, dopo una descrizione delle turbine idrauliche e la trattazione della teoria alla base del loro funzionamento [12], verranno illustrate le tipologie di turbine più comunemente usate nel caso di piccoli impianti all'interno delle reti acquedottistiche e verrà quindi affrontata nel dettaglio la progettazione delle turbine di tipo cross-flow [13-25] e della loro variante con scarico in pressione, denominata PRS [7-11].

Nel capitolo 2 verranno presentate le Equazioni di Navier-Stokes, sarà introdotto il concetto di fluidodinamica computazionale per la loro risoluzione e verranno quindi descritti i due solutori commerciali utilizzati per la risoluzione dei modelli numerici nei successivi capitoli [26-45].

Nel capitolo 3 verranno presentate una serie di simulazioni 2D e 3D finalizzate all'ottimizzazione fluidodinamica della geometria del diffusore e della forma delle pale del rotore delle PRS. Verrà poi presentato un criterio di progettazione innovativo [10] che, nella ricerca della miglior efficienza idraulica, tenga conto delle sollecitazioni meccaniche massime ammissibili in esercizio, riducendo così al minimo i fuori servizio dovuti alla rottura a fatica delle pale [46-52]. Il criterio proposto verrà infine applicato ad un caso studio.

Nel capitolo 4 verranno illustrate le problematiche dell'installazione di turbine di piccola potenza in quegli impianti che presentano dislivelli motori elevati, superiori a 150 m, e portate inferiori a  $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ . Verrà introdotta quindi una nuova tipologia di turbina pensata proprio per queste particolari condizioni di funzionamento: la H-PRS. Alla descrizione della nuova geometria, seguirà una valutazione delle curve caratteristiche ottenuta per via numerica.

Infine, nel capitolo 5, verranno accennate le soluzioni ancora in fase di studio per ridurre le criticità degli impianti idroelettrici di piccole potenze, nonché nuovi campi di applicazione di queste turbine, come ad esempio la loro miniaturizzazione per l'installazione al posto dei misuratori volumetrici per piccole e medie utenze.

## 1. PRODUZIONE IDROELETTRICA

### 1.1 Teoria delle turbomacchine

Si definisce “Macchina a fluido” un complesso meccanico di organi fissi e mobili che si scambiano vicendevolmente delle forze, con trasferimento di energia tra gli organi mobili e un fluido. Nello specifico, si indicano con turbine idrauliche quelle particolari macchine operanti con fluido a densità costante, usualmente acqua, che compie lavoro sugli organi mobili per variazione del momento della quantità di moto [12].

Le turbine idrauliche sono costituite da un condotto fisso, detto distributore o statore, in cui la pressione del liquido diminuisce mentre quest'ultimo acquista velocità, e da un condotto mobile, solitamente indicato con il nome di girante o rotore, che trasforma parte dell'energia posseduta dal fluido in energia meccanica all'albero per variazione del momento della quantità di moto. Se la diminuzione di pressione del fluido avviene esclusivamente all'interno del distributore la turbina viene detta ad azione, se una parte della riduzione di pressione avviene all'interno della girante, la turbina si dice a reazione. In quest'ultimo caso si indica con  $\chi$ , grado di reazione, il rapporto tra la riduzione di pressione in girante e la riduzione complessiva.

Si parla di turbine idrauliche a scarico libero se il fluido viene restituito in atmosfera, come nel caso delle turbine Pelton o delle Banki-Michell, si parla di turbine idrauliche con restituzione in pressione se la corrente in uscita dalla girante viene accompagnata da un diffusore opportunamente sagomato sino al raccordo con la condotta in pressione collegata in uscita, come nel caso delle turbine Francis, delle Kaplan, delle Pump As Turbines (PATs) o delle innovative turbine di tipo cross-flow provviste di scarico in pressione, denominate Power Recovery System (PRS) [7-11].

Per lo studio delle turbine risulta fondamentale la relazione vettoriale (1) che lega, per le particelle di fluido in ingresso e in uscita dalla palettatura mobile, le velocità assolute  $\bar{V}$ , alle velocità relative alla girante  $\bar{W}$  e alle velocità di trascinamento (o periferiche) del punto solidale alla girante  $\bar{U}$ :

$$\bar{V}_i = \bar{W}_i + \bar{U}_i \quad (1)$$

La rappresentazione grafica della (1) è detta “triangolo di velocità”. Si suole indicare con il pedice 1 tutte le grandezze riferite alla sezione di ingresso e con il pedice 2 quelle riferite alla sezione di uscita rispetto alla palettatura mobile; con  $\alpha$  e  $\beta$  rispettivamente l'angolo di inclinazione del vettore della velocità assoluta  $\bar{V}$  e della velocità relativa  $\bar{W}$  rispetto

alla direzione della velocità periferica  $\bar{U}$ . In Figura 1 un esempio di triangoli di velocità in ingresso ed in uscita dalla girante per la singola pala di una turbina assiale.

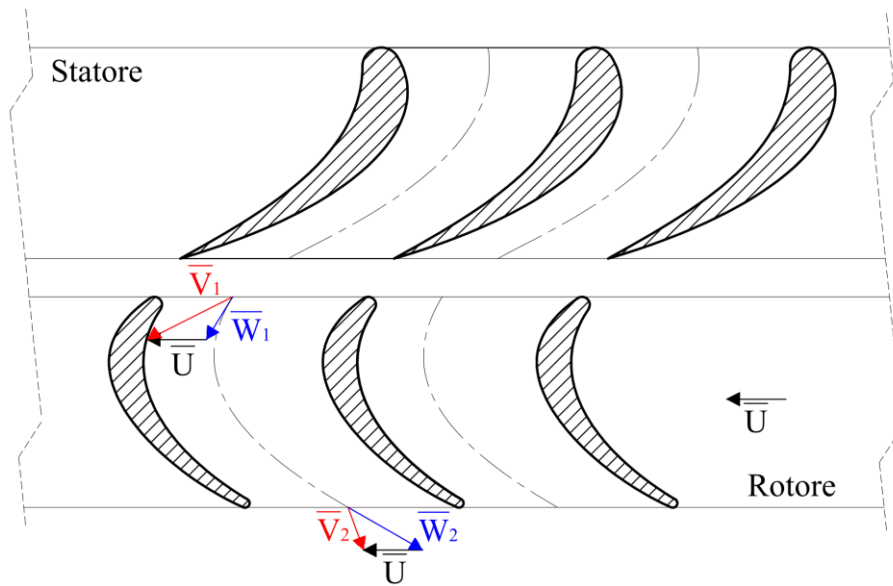


Figura 1. Triangoli di velocità di un singolo stadio di una turbina assiale.

Possiamo scrivere l'equazione della conservazione del momento, per assegnato volume fisso  $\Omega$ , nella seguente forma:

$$\int_{\Gamma} \bar{r} \mathbf{\Lambda} [\rho \bar{V} (\bar{V} \times \hat{n}) + \bar{\sigma}_n] d\Gamma + \int_{\Omega} \bar{r} \mathbf{\Lambda} \rho \left( \bar{g} - \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} \right) d\Omega = 0 \quad (2)$$

dove:

- $\bar{r}$  è la distanza tra l'asse di rotazione del rotore e il generico volume  $d\Omega$ ;
- $\mathbf{\Lambda}$  è l'operatore prodotto vettoriale;
- $\times$  è l'operatore prodotto scalare;
- $\Gamma$  è la superficie di contorno dell'intero volume  $\Omega$ ;
- $\bar{\sigma}_n$  è lo sforzo normale alla superficie elementare  $d\Gamma$ ;
- $\rho$  è la densità del fluido del generico volume  $d\Omega$ ;
- $\bar{V}$  è il vettore della velocità assoluta;
- $\hat{n}$  è il versore diretto come la normale alla superficie  $d\Gamma$ ;
- $d\Gamma$  è la generica superficie di contorno elementare;
- $d\Omega$  è il generico volume di fluido elementare;
- $\bar{g}$  è l'accelerazione di gravità;
- $\frac{\partial \bar{V}}{\partial t}$  è la derivata del vettore velocità rispetto al tempo, per fissata posizione.



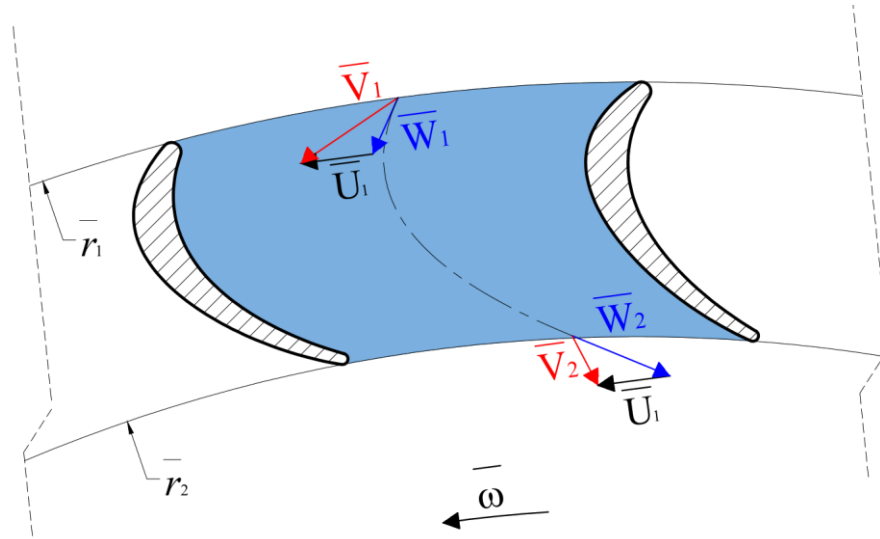


Figura 2. Volume di controllo  $\Omega$  compreso tra due pale consecutive (canale) al quale si applica l'equazione di conservazione del momento.

Applichiamo quindi l'equazione (2) al volume di controllo  $\Omega$  coincidente con il canale compreso tra due pale consecutive (Figura 2). Nell'ipotesi di trascurare sia le inerzie locali che la forza gravitazionale, il bilancio di momenti dato dalla (2) si riduce al bilancio fra i momenti generati dalle forze di superficie. Dividiamo quindi la superficie  $\Gamma$  di contorno del volume di controllo  $\Omega$  in quattro distinte parti: la superficie del fluido a contatto con le palette che indichiamo con  $\Gamma_0$ , le superfici di ingresso e di uscita  $\Gamma_1$  e  $\Gamma_2$ , la restante superficie del canale che indichiamo infine con  $\Gamma_3$ . La (2) può quindi essere riscritta come:

$$\sum_{j=0}^3 \int_{\Gamma_j} \bar{r} \Lambda [\rho \bar{V} (\bar{V} \times \hat{n})] d\Gamma = - \sum_{j=0}^3 \int_{\Gamma_j} \bar{r} \Lambda \bar{\sigma}_n d\Gamma \quad (3)$$

Il primo addendo a sinistra della (3), rappresenta la somma dei momenti dei flussi di quantità di moto entranti od uscenti dalle superfici prossime alle palette rispetto al centro del rotore ed integrati lungo le rispettive superfici (Figura 2). Nell'ipotesi di corpo rigido, assumendo che le pale abbiano la stessa forma, il momento dei flussi di quantità di moto sulle due pale sono opposti e quindi è nullo il termine indicato con  $j = 0$ . Risulta nullo anche il termine indicato con  $j = 3$ , essendo la relativa superficie solida e rigida.

A destra della (3) il primo addendo è pari all'integrale del momento delle spinte su ogni punto della superficie delle pale rispetto al centro del rotore mentre nelle altre superfici risulta trascurabile l'integrale dei momenti generati dalla componente tangenziale dello sforzo e rigorosamente nullo quello generato dalla componente radiale. Alla luce di quanto appena illustrato, se indichiamo con  $\bar{T}$  la risultante del momento degli sforzi normali agenti sulle superfici delle palette del canale, possiamo riscrivere la (3) come:

$$\int_{\Gamma_1} \bar{r} \Lambda [\rho \bar{V} (\bar{V} \times \hat{n})] d\Gamma + \int_{\Gamma_2} \bar{r} \Lambda [\rho \bar{V} (\bar{V} \times \hat{n})] d\Gamma = - \int_{\Gamma_0} \bar{r} \Lambda \bar{\sigma}_n d\Gamma = \bar{T} \quad (4)$$

Distinguiamo ora il caso in cui la palettatura sia fissa (distributore) o mobile (girante). Nel primo caso la (4), cambiata di segno, permette di calcolare la coppia che devono fornire le pareti delle palette del distributore per variare il momento della quantità di moto del fluido. In questo caso il lavoro scambiato tra fluido e distributore è nullo perché quest'ultimo è fisso.

Nel caso di palettatura mobile, se moltiplichiamo la (4) per il modulo della velocità angolare della girante  $\omega$ , otteniamo il seguente bilancio di potenza:

$$P_{Mecc} = \bar{T} \cdot \omega = \int_{\Gamma_1} \omega \bar{r} \Lambda [\rho \bar{V} (\bar{V} \times \hat{n})] d\Gamma + \int_{\Gamma_2} \omega \bar{r} \Lambda [\rho \bar{V} (\bar{V} \times \hat{n})] d\Gamma \quad (5)$$

Nell'ipotesi di moto piano tutte le componenti di  $\bar{U}$  e di  $\bar{V}$  giacciono su un piano ortogonale all'asse di rotazione. Se indichiamo con  $U = \omega r$  il modulo delle velocità di trascinamento e con  $V_u$  e  $V_n$  le componenti delle velocità delle particelle rispettivamente lungo  $\bar{U}$  ed  $\hat{n}$ :

$$P_{Mecc} = T \cdot \omega = \int_{\Gamma_1} \rho \bar{U} V_u V_n d\Gamma + \int_{\Gamma_2} \rho \bar{U} V_u V_n d\Gamma \quad (6)$$

Le superfici  $\Gamma_1$  e  $\Gamma_2$  sono cilindriche con asse coincidente con l'asse del rotore e di raggio rispettivamente  $r_1$  ed  $r_2$  (Figura 2). Se consideriamo tutte le variabili funzioni della sola distanza  $\bar{r}$  dal centro del rotore, la (6) può essere scritta come:

$$P_{Mecc} = T \cdot \omega = \rho_1 V_{n1} \Gamma_1 V_{U1} U_1 - \rho_2 V_{n2} \Gamma_2 V_{U2} U_2 \quad (7)$$

Per la continuità della portata deve essere:

$$\rho Q = \rho_1 \Gamma_1 V_{n1} = \rho_2 \Gamma_2 V_{n2} \quad (8)$$

Sostituendo la (8) nella (7):

$$P_{Mecc} = \rho Q (V_{U1} U_1 - V_{U2} U_2) \quad (9)$$

La (9) è nota come equazione di Eulero per le turbomacchine e permette di determinare la potenza meccanica disponibile all'albero, noti la portata massica  $\rho Q$  ed i triangoli di velocità in ingresso e in uscita dalla girante.

Applichiamo la teoria finora descritta alla generica turbina idraulica ad azione installata come schematizzato in Figura 3.

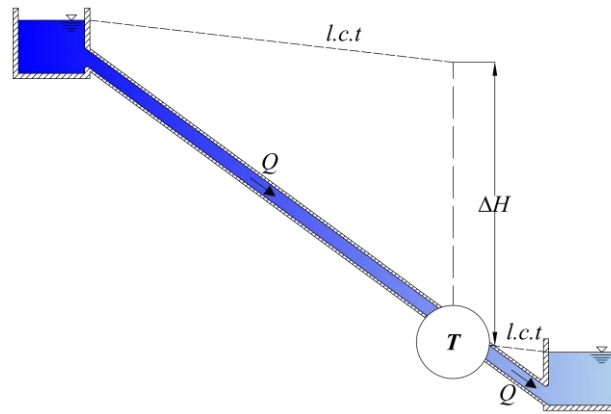


Figura 3. Scenario tipico di installazione di una turbina idroelettrica.

Per il tracciamento del triangolo di velocità riferito alla sezione in ingresso alla girante (1 in Figura 4), è necessario ricavare il modulo della velocità assoluta  $V_1$  dal bilancio dell'energia specifica tra la sezione di ingresso del distributore e la sezione di ingresso della girante, trascurando eventuali perdite per attrito fluidodinamico e ricordando che in una turbina ad azione l'intera riduzione di pressione avviene nel distributore:

$$V_1 = \sqrt{2g\Delta H} \quad (10)$$

Se il raggio  $R$  in 1 e 2 è il medesimo, le velocità periferiche  $\bar{U}$  in ingresso e in uscita dalla girante assumono lo stesso valore in modulo, pari a  $\omega R$ , dalla (1) possiamo ricavare la velocità relativa  $\bar{W}_1$ :

$$\bar{W}_1 = \bar{V}_1 - \bar{U} \quad (11)$$

relazione vettoriale che possiamo scomporre nelle due relazioni scalari:

$$W_1 \cos \beta_1 = V_1 \cos \alpha_1 - \omega R \quad (12)$$

$$W_1 \sin \beta_1 = V_1 \sin \alpha_1 \quad (13)$$

Analogamente nel punto 2:

$$\bar{V}_2 = \bar{W}_2 + \bar{U} \quad (14)$$

relazione vettoriale che possiamo scomporre nelle due relazioni scalari:

$$V_2 \cos \alpha_2 = W_2 \cos \beta_2 - \omega R \rightarrow W_2 \cos \beta_2 = V_2 \cos \alpha_2 + \omega R \quad (15)$$

$$V_2 \sin \alpha_2 = W_2 \sin \beta_2 \quad (16)$$

Dalla (12) e (13) ricaviamo  $\beta_1$ , per dati  $\alpha_1$  e  $\omega$ :

$$\beta_1 = \arctan \frac{V_1 \sin \alpha_1}{V_1 \cos \alpha_1 - \omega R} \quad (17)$$

Nel caso di turbina ad azione non vi è nessuna ulteriore variazione di pressione all'interno della girante che provochi un incremento del modulo della velocità relativa. Quindi per la sezione di uscita (2 in Figura 4), trascurando eventuali perdite per attrito fluidodinamico, possiamo scrivere:

$$W_2 = W_1 \quad (18)$$

Indicando con  $A$  l'area della sezione in ingresso e in uscita dalla girante e con  $\rho$  la densità del fluido, per il principio di conservazione della massa, la portata massica transitante sarà costante e pari a:

$$\rho Q = \rho A V_1 \sin \alpha_1 = \rho A V_2 \sin \alpha_2 \quad (19)$$

Dalla (13), (16), (18) e (19):

$$\beta_1 = \beta_2 \quad (20)$$

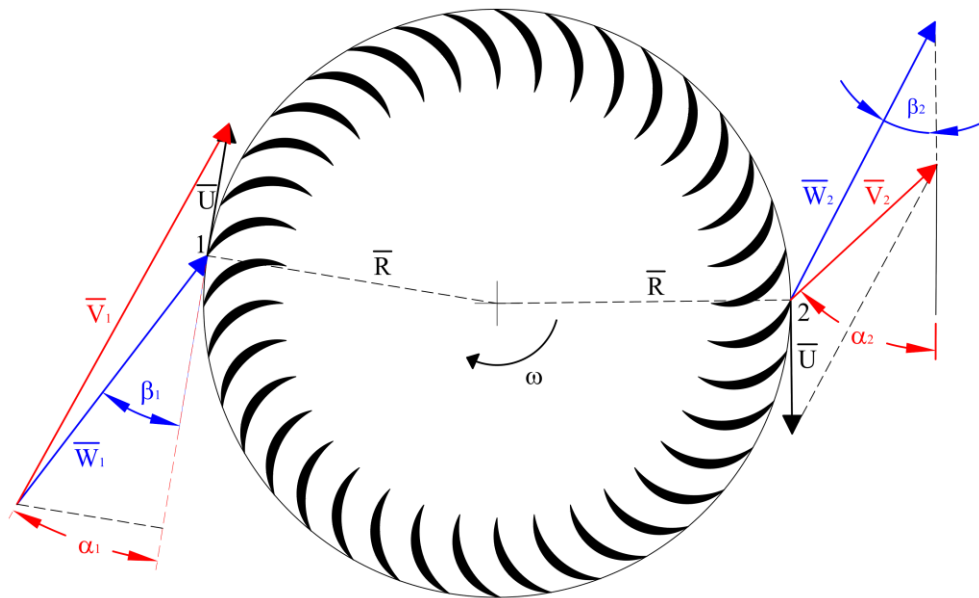


Figura 4. Triangoli di velocità per una turbina ad azione.

Noti i triangoli di velocità in ingresso e in uscita dalla girante (Figura 4), possiamo calcolare la potenza meccanica disponibile all'albero, applicando l'equazione di Eulero per le turbomacchine (9):

$$P_{Mecc} = \rho A V_1 \sin \alpha_1 (V_1 \cos \alpha_1 + V_2 \cos \alpha_2) \omega R \quad (21)$$

e sostituendo le (12), (15), (18) e (20) nella (21):

$$P_{Mecc} = \rho A V_1 \sin \alpha_1 2(V_1 \cos \alpha_1 - \omega R) \omega R \quad (22)$$

Il lavoro specifico per unità di massa e di tempo trasferito alla girante è pari a:

$$L_{ott} = 2(V_1 \cos \alpha_1 - \omega R)\omega R \quad (23)$$

Ricordando che l'energia specifica dell'unità di massa fluida alla sezione di ingresso della girante è pari a:

$$E_1 = \frac{1}{2}V_1^2 \quad (24)$$

Possiamo calcolare il rendimento come:

$$\eta = \frac{L_{ott}}{E_1} = \frac{4(V_1 \cos \alpha_1 - \omega R)\omega R}{V_1^2} \quad (25)$$

Definiamo il parametro  $V_r$  come il rapporto fra la componente della velocità assoluta in ingresso lungo la direzione della velocità di trascinamento  $\bar{U}_1$  e il modulo di quest'ultima:

$$V_r = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{\omega R} \quad (26)$$

Moltiplicando numeratore e denominatore della (25) per il termine  $\left(\frac{\cos \alpha_1}{\omega R}\right)^2$ , pari al quadrato del rapporto tra il coseno dell'angolo  $\alpha_1$  e il modulo della velocità di trascinamento, è possibile ottenere dalla (26) il valore di  $V_r$  ottimale che massimizza il rendimento, annullando la derivata della (25) rispetto a  $V_r$ :

$$\eta = \frac{4(V_r - 1) \cos^2 \alpha_1}{V_r^2} \quad (27)$$

$$\frac{\delta \eta}{\delta V_r} = \frac{4 \cos^2 \alpha_1 (2 - V_r)}{V_r^3} = 0 \rightarrow V_r = 2 \quad (28)$$

La condizione ottimale si verifica quando la componente della velocità assoluta in ingresso alla girante ha modulo doppio alla velocità di trascinamento. In questa particolare configurazione la velocità assoluta in uscita dalla girante  $\bar{V}_2$  assume direzione ortogonale alla velocità periferica (Figura 5). Si può pervenire allo stesso risultato osservando che se si trascurano eventuali perdite per attrito fluidodinamico, come nel caso finora trattato, l'energia meccanica in ingresso nella girante si ripartisce in una aliquota di energia meccanica trasferita all'asse della girante e in una aliquota residua posseduta dalla corrente in uscita. Tale energia residua si può scomporre nelle componenti proprie della velocità delle particelle

in uscita  $\bar{V}_2$  lungo la direzione concorde e lungo quella normale alla velocità di trascinamento  $\bar{U}_2$ :

$$E_2 = \frac{1}{2} V_2^2 = \frac{1}{2} (V_2^2 \cos^2 \alpha_2 + V_2^2 \sin^2 \alpha_2) \quad (29)$$

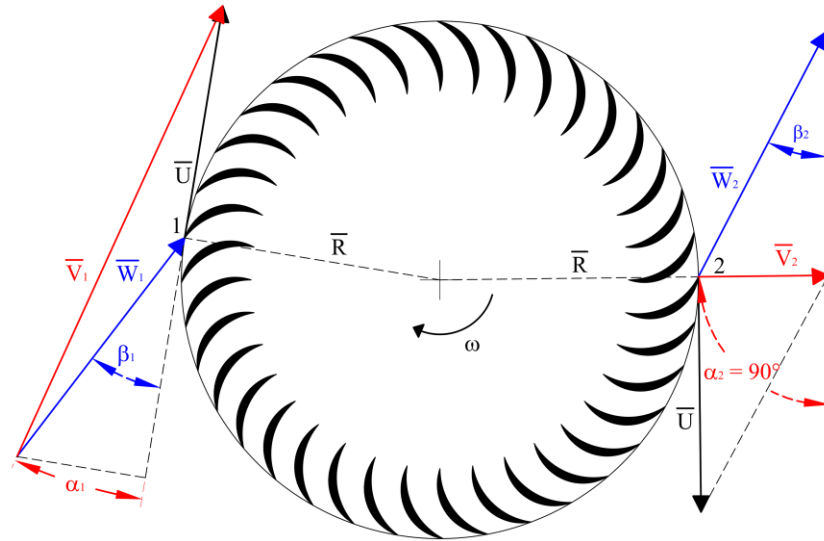


Figura 5. Triangoli di velocità ottimali per una turbina ad azione.

Ipotizzando che la superficie A di uscita dalla girante sia uguale a quella di ingresso, dalle equazioni (13), (16), (18) e (20) il termine  $V_2^2 \sin^2 \alpha_2$  risulta costante e noto in funzione dell'angolo di ingresso  $\alpha_1$  e del modulo della velocità  $V_1$ :

$$V_2 \sin \alpha_2 = W_2 \sin \beta_2 = W_1 \sin \beta_1 = V_1 \sin \alpha_1 \quad (30)$$

Il prodotto  $V_2 \cos \alpha_2$  sarà invece funzione della velocità di rotazione. Ricordando le relazioni (12), (15), (18) e (20) la componente della velocità lungo  $\bar{U}_2$  sarà quindi pari a:

$$V_2 \cos \alpha_2 = W_2 \cos \beta_2 - \omega R = W_1 \cos \beta_1 - \omega R = V_1 \cos \alpha_1 - 2\omega R \quad (31)$$

La (29) assume il valore minimo se è nullo il termine  $V_2^2 \cos^2 \alpha_2$ , cioè per  $\alpha_2 = 90^\circ$  e dalla (31) per  $V_r = 2$ .

Per quanto riguarda il valore di  $\alpha_1$ , dall'analisi della (27) e della (28) risulta che:

$$\eta_{(V_r=2)} = \cos^2 \alpha_1 \quad (32)$$

Se da un lato il rendimento teorico mostra quindi dalla (32) un andamento monotono crescente al ridursi di  $\alpha_1$ , dall'altro c'è un vincolo di natura tecnologica al valore minimo di  $\alpha_1$ , a parità di portata massica transitante, infatti, il raggio della girante  $R$  deve aumentare tendendo ad assumere valore infinito per  $\alpha_1 = 0$ .

## 1.2 Impianti di produzione per mini idroelettrico

Negli ultimi anni, sempre più gestori delle reti acquedottistiche stanno rivolgendo la loro attenzione all'opportunità della produzione idroelettrica nelle reti idriche. In esse infatti è presente una significativa energia potenziale in eccesso derivante dalla quota topografica della risorsa idrica posta a monte della rete, eccesso che tradizionalmente viene dissipato mediante valvole di regolazione della pressione (PRV) o della portata [1]. Tale energia, tuttavia, può essere recuperata e convertita in energia elettrica mediante la realizzazione di impianti idroelettrici [2]. Il principio di funzionamento alla base di questi impianti è il seguente: le turbine idrauliche all'interno del proprio distributore convertono parte dell'energia potenziale in eccesso posseduta dal flusso idrico in energia cinetica, che poi restituiscono sotto forma di energia meccanica all'albero della girante. A questo è collegato solidalmente l'albero di un generatore elettrico, per convertire ulteriormente l'energia meccanica in energia elettrica. L'energia viene solitamente immessa nella rete elettrica di distribuzione tramite il quadro di connessione elettrica. La scelta della tipologia di turbina è strettamente legata alle condizioni idrauliche del sito, quali salto di pressione e portata, nonché alla tipologia di installazione, se con restituzione a pressione atmosferica o in pressione. In questo contesto, sulla base del nuovo sistema distribuito di produzione energetica, risulta spesso conveniente l'installazione di turbine mini-idroelettriche con pressione di scarico superiore alla pressione atmosferica ed installate lungo le condotte, specialmente quando tali dispositivi rappresentano un'alternativa alle tradizionali valvole a fuso o PRV [3, 4]. In tale tipologia di applicazione, specialmente quando le potenze estraibili sono piccole e non superiori a 100 kW, sono poche le tipologie di turbine economicamente convenienti che possano garantire una pressione in uscita sufficiente per la distribuzione idrica. A tal fine sono disponibili sul mercato le pompe utilizzate in modalità inversa (PAT) [3-5], le turbine con giranti controrotanti [6] o le turbine cross-flow con scarico in pressione (PRS) [7-11].

Per quanto riguarda la macchina elettrica accoppiata alla turbina, gran parte degli impianti in acquedotto, per ragioni economiche, di semplicità e di affidabilità, si basano sull'impiego della macchina asincrona quale generatore elettrico.

Questa in genere è collegata alla rete elettrica di distribuzione in modo diretto, senza l'interposizione di apparecchiature di elettronica di potenza, come ad esempio inverter, rendendo così molto più semplice, robusto ed economico l'intero impianto. Tale tradizionale schema, tuttavia, presenta lo svantaggio di non essere in grado di produrre energia quando disconnesso dalla rete elettrica, venendo a mancare l'energia reattiva che la macchina asincrona preleva dalla rete, necessaria per il proprio funzionamento. Nei casi di disconnessione

improvvisa dalla rete elettrica di distribuzione, la cessazione istantanea della produzione del generatore asincrono provoca un'accelerazione incontrollata della girante della turbina oltre all'interruzione dell'alimentazione elettrica dei servizi ausiliari, con significative ripercussioni sulla gestione idrica, con rischio di pericolosi transitori in condotta. Per evitare tutto ciò, in questi impianti vanno previsti sistemi in grado di deviare il flusso idrico dalla condotta principale, in cui è posta la turbina, verso una condotta secondaria (by-pass), mediante apparecchiature idrauliche più sofisticate che necessitano di una fonte energetica alternativa, senza creare perturbazioni nella rete idrica.

Nel caso di collegamento diretto, la velocità di rotazione  $n$  del generatore asincrono è funzione della frequenza  $f$  della rete (50 Hz in Europa) e del numero  $p$  delle coppie polari del generatore elettrico selezionato, secondo la seguente equazione:

$$n [rpm] = \frac{60 [s] \cdot f [Hz]}{p} \quad (33)$$

Il valore fornito dalla (33) è quindi una costante e ciò non permette di adeguare i triangoli di velocità della turbina al variare delle condizioni idrauliche del sito, modificando la velocità di trascinamento della girante  $\bar{U}$  della turbina ad esso collegata. Ciò invece sarebbe possibile se venisse interposto un inverter tra il generatore e il quadro elettrico o se si utilizzasse un generatore sincrono. In caso di connessione diretta del generatore asincrono alla rete di distribuzione elettrica (Figura 6) vanno quindi previsti metodi per la regolazione della macchina idraulica ad esso collegata alternativi alla variazione della velocità di rotazione.

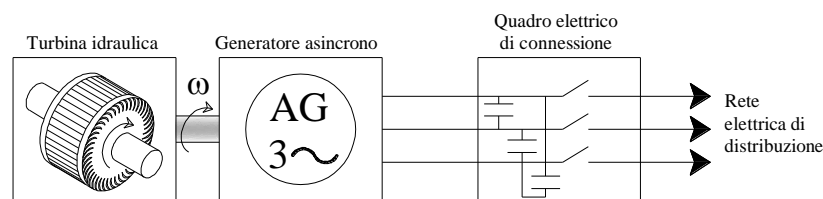


Figura 6. Schema di un impianto idroelettrico con generatore asincrono connesso direttamente alla rete di distribuzione elettrica.

### 1.3 Criterio di progettazione della PRS: stato dell'arte

Le turbine di tipo cross-flow (dette anche Banki-Michell) sono nate come turbine a scarico libero in cui il flusso idrico entra nella girante in direzione normale all'asse della macchina, in modo tale che la velocità assoluta delle particelle  $\bar{V}_1$  formi un prefissato angolo  $\alpha_1$  con la tangente alla superficie di ingresso nella girante. Il flusso attraversa quindi i canali



fra le pale della turbina, una volta in ingresso ed una volta in uscita dalla girante (da cui il nome cross-flow), scambiando ad ogni passaggio una percentuale della propria energia meccanica con il rotore della turbina. La macchina ha una forma cilindrica, con generatrici parallele all'asse, e questo le conferisce una particolare semplicità costruttiva. Nella versione con scarico in pressione, denominata PRS, la corrente in uscita dalla girante viene accompagnata da un diffusore opportunamente sagomato sino al raccordo con la condotta in uscita. La turbina è fornita di un dispositivo di regolazione (indicato come 3 in Figura 7) che permette di modificarne la curva caratteristica secondo le necessità primarie del servizio idropotabile, parzializzando la sezione di ingresso del rotore, pur mantenendo una buona efficienza in un ampio intervallo intorno alle condizioni di progettazione della macchina.

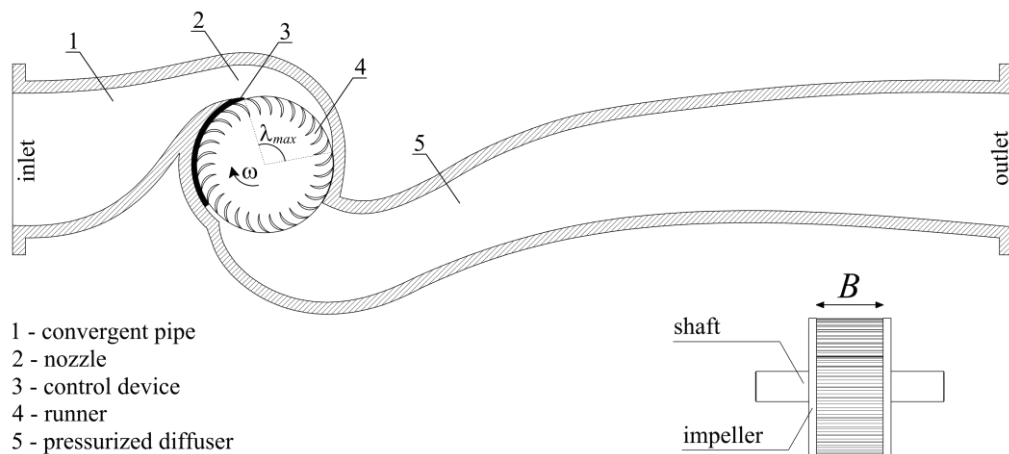


Figura 7. Turbina idroelettrica di tipo cross-flow.

Ad oggi la progettazione si basa sulle equazioni (34), (35) e (36), che, fissata una velocità di rotazione  $n$ , legano il carico  $\Delta H$  disponibile (Figura 3) al diametro esterno della girante  $D$ , e sulla relazione (37) che permette di determinare la larghezza del rotore, indicata con  $B$ , in funzione della portata  $Q$  massima transitabile quando il carico è pari a  $\Delta H$ . L'equazione (34) deriva dalla conservazione dell'energia della particella liquida fra la condotta di ingresso e l'interno della girante. Per tenere conto delle dissipazioni di energia rispetto alla (10), nel funzionamento reale, vengono inseriti nella (34): il coefficiente  $c_v$  per tenere conto delle perdite per attrito fluidodinamico, il coefficiente  $\xi$  ed il termine  $\frac{\omega^2 D^2}{8g}$  per tener conto del fatto che la pressione in ingresso alla girante non è pari a quella a valle della turbina, ma maggiore a causa delle forze centrifughe [17]. I valori dei coefficienti  $c_v$  e  $\xi$ , sono stati ricavati per via numerica e validati successivamente per via sperimentale [8].

$$V_1 = c_v \sqrt{2g \left( \Delta H - \xi \frac{\omega^2 D^2}{8g} \right)} \quad (34)$$

$$V_r = \frac{2 \cdot V_1 \cos \alpha_1}{\omega D} \quad (35)$$

$$\omega \left[ \frac{rad}{s} \right] = \frac{2 \cdot \pi \cdot n [rpm]}{60 [s]} \quad (36)$$

$$B = \frac{2Q}{D \cdot \lambda_{max} \cdot V_1 \sin \alpha_1} \quad (37)$$

L'equazione (35) è la riproposizione della (26). Nel funzionamento reale il valore ottimale di  $V_r$  ricavato per via numerica e validato poi per via sperimentale, risulta pari a 1.8 [8] leggermente inferiore al valore ricavato per via analitica tramite la (28). Ciò può essere giustificato dal fatto che nella realtà la turbina non è puramente ad azione, ma presenta un certo grado di reazione  $\chi$  ricavabile dalla (34):

$$\chi = \frac{\Delta H_{girante}}{\Delta H} = \xi \frac{\omega^2 D^2}{8g \Delta H} \quad (38)$$

Infine l'equazione (37) deriva dalla conservazione della massa fra la condotta di ingresso e l'ingresso della girante, dove con  $\lambda_{max}$  è indicata l'ampiezza dell'arco della sezione di ingresso della girante (Figura 7).

Per quanto concerne la forma del distributore (indicato con 2 in Figura 7), la sua sezione di ingresso è di forma rettangolare di larghezza pari a  $B$  e altezza  $S_0$ . Quest'ultimo può essere calcolato applicando il principio di conservazione della massa, nell'ipotesi che il modulo della velocità resti costante e le traiettorie delle particelle mantengano sempre un angolo costante con la direzione radiale:

$$Q = \frac{D \cdot \lambda_{max} \cdot B \cdot V_1 \sin \alpha_1}{2} = V_1 \cdot B \cdot S_0 \quad (39)$$

Dalla (39) è possibile calcolare  $S_0$ .

$$S_0 = \frac{Q}{V_1 \cdot B} = \frac{D \cdot \lambda_{max} \cdot \sin \alpha_1}{2} \quad (40)$$

Il distributore prosegue con sezioni di forma rettangolare di larghezza costante pari a  $B$  ed altezza che si riduce secondo una legge lineare con  $\lambda$ , essendo questo l'angolo tra il

vettore  $\vec{r}$ , che congiunge il centro del rotore con l'estradosso del distributore e la direzione radiale in corrispondenza della parte finale del distributore (Figura 8 e Figura 9.). La riduzione dell'altezza e quindi di  $r$ , in funzione di  $\lambda$  è finalizzata ad ottenere un vettore velocità assoluta  $\vec{V}_1$  costante in modulo e inclinato di  $\alpha_1$  rispetto alla direzione tangenziale alla girante in ogni punto del distributore.

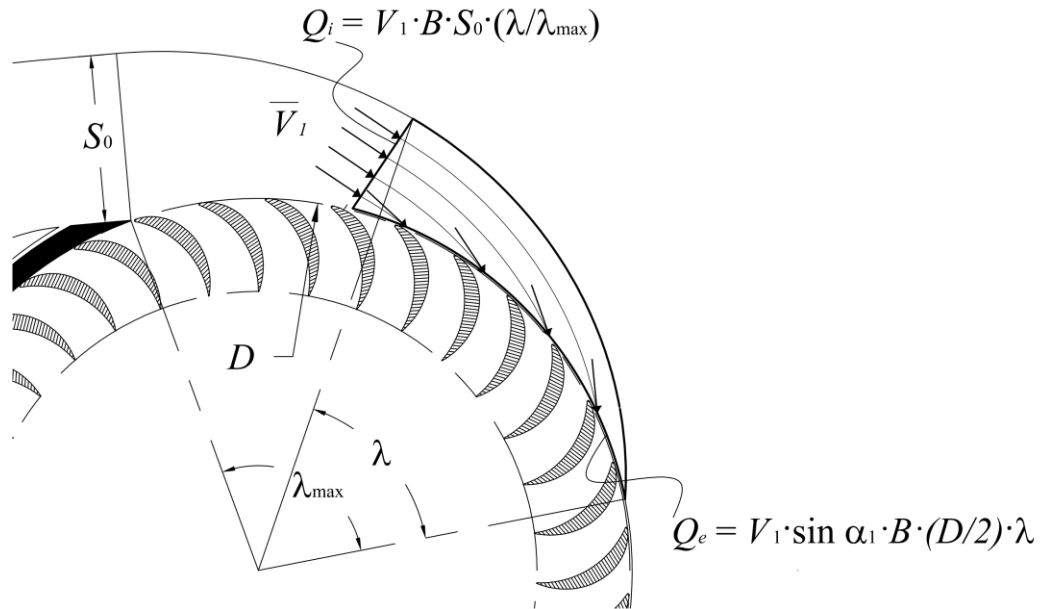


Figura 8. Distributore: Bilancio di portate per il generico volume parziale.

Con una variazione lineare con  $\lambda$  di  $r$ , la superficie del flusso in entrata è proporzionale alla rimanente superficie di ingresso della girante e ciò garantisce che il principio di conservazione della massa sia globalmente soddisfatto per ogni volume parziale. In ogni volume parziale, rappresentato in Figura 8, possiamo quindi ipotizzare che tutte le particelle fluide abbiano modulo della velocità assoluta costante e pari a  $V_1$ , se trascuriamo le particelle fluide aderenti alle pareti, che hanno velocità rigorosamente nulla, e le zone di transizione tra la parete e il getto. Con questa ipotesi le portate in entrata e in uscita (indicate rispettivamente con  $Q_i$  e  $Q_e$ ) sono pari a:

$$Q_i = V_1 \cdot B \cdot S_0 \frac{\lambda}{\lambda_{max}} \quad (41)$$

$$Q_e = Q_i = \frac{V_1 \sin \alpha_1 \cdot B \cdot D}{2} \lambda \quad (42)$$

In accordo con quanto finora descritto:

$$r(\lambda) = \frac{D}{2} + K\lambda \quad (43)$$

Noti il diametro della girante  $D$ , l'altezza della sezione iniziale  $S_0$ , l'angolo di inclinazione del vettore velocità assoluta  $\alpha_1$  e l'arco di ingresso massimo della girante  $\lambda_{max}$  possiamo determinare il valore della costante  $K$  come:

$$r(\lambda_{max} - \gamma) = \frac{D}{2} + K \cdot (\lambda_{max} - \gamma) = \frac{S_0 \cos \alpha_1 + \frac{D}{2}}{\cos \gamma} \quad (44)$$

$$\gamma = \arctan \frac{S_0 \sin \alpha_1}{S_0 \cos \alpha_1 + \frac{D}{2}} \quad (45)$$

$$K = \frac{1}{(\lambda_{max} - \gamma)} \cdot \left( \frac{S_0 \cos \alpha_1 + \frac{D}{2}}{\cos \gamma} - \frac{D}{2} \right) \quad (46)$$

Nella pratica tecnica i valori utilizzati usualmente per  $\alpha_1$  sono compresi tra  $12^\circ$  e  $22^\circ$ , per  $\lambda_{max}$  tra  $90^\circ$  e  $110^\circ$ .

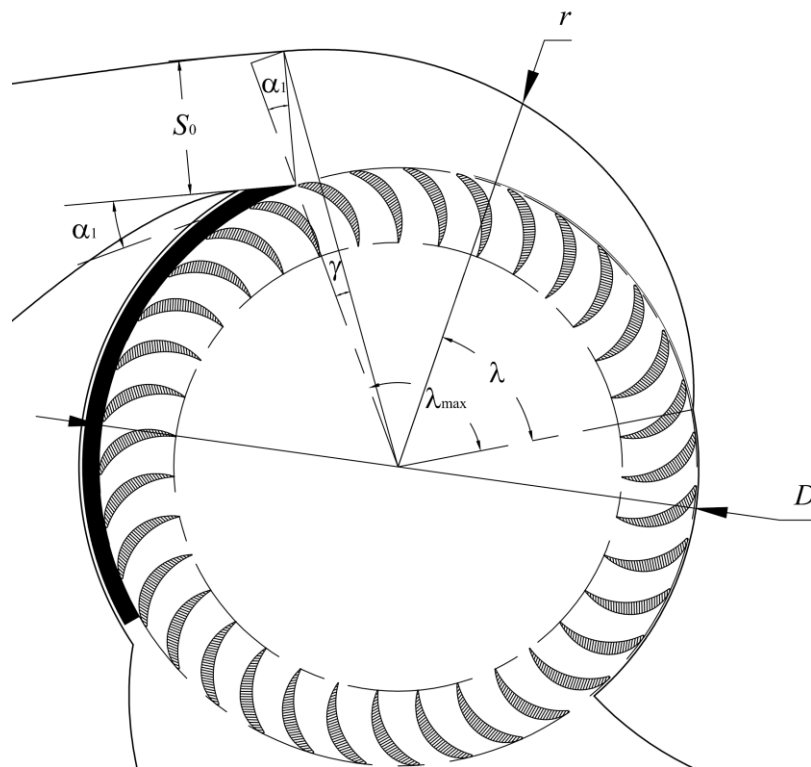


Figura 9. Vista in sezione della geometria del distributore con relativi angoli costruttivi.

Il criterio di progettazione finora descritto è abbastanza robusto, ma mostra dei limiti:

- Mancano in letteratura indicazioni sulla forma che deve assumere la parte finale del diffusore (5 in Figura 7) per ridurre la formazione di vortici a discapito dell'efficienza complessiva della macchina.

- Le relazioni ottenute tengono conto solo di aspetti di natura fluidodinamica, non fornendo nessun criterio per il dimensionamento a fatica delle pale del rotore (forma, dimensioni e spessori tali da incrementare l'efficienza riducendo al minimo i fuori servizio dovuti proprio alla rottura a fatica di questi importanti e delicati organi meccanici) [46-52]. Per quanto ne sappiamo, pochissimi documenti di ricerca, come ad esempio il [19], tentano di fornire un criterio di progettazione che ricerchi l'efficienza idraulica ottimale della turbina, nel rispetto delle sollecitazioni meccaniche massime ammissibili in esercizio.
- Le turbine così progettate mantengono buone efficienze solo per  $\frac{B}{D} \geq 0.25$ . Il criterio non è performante se usato per dimensionare impianti con elevati  $\Delta H$  e ridotte portate ( $\frac{B}{D} \ll 0.1$ ). Viceversa per impianti dove sono previsti bassi carichi e portate in transito notevoli ( $\frac{B}{D} \gg 1$ ) le deformazioni della palettatura in esercizio sono notevoli e la loro riduzione richiederebbe una maggiore complessità e ad un aumento di costi di produzione della girante, annullando di fatto uno dei principali vantaggi delle turbine cross-flow: i bassi costi di produzione rispetto a turbine più complesse, come le Francis o le Kaplan.

## 2. MODELLAZIONE CFD

### 2.1 Equazioni di Navier-Stokes

Le equazioni di Navier-Stokes (NSEs), note anche come equazioni di governo di un fluido, sono un sistema matematico di equazioni di bilancio alle derivate parziali non lineari. Per il generico volume elementare di fluido possiamo scrivere:

$$\frac{\partial(\rho\bar{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{V}\Lambda\bar{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} + S_M \quad (47)$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{V}) = 0 \quad (48)$$

$$\frac{\partial(\rho i_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{V} i_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\bar{V} \cdot \bar{\tau}) + \bar{V} \cdot S_M + S_E \quad (49)$$

Dove gli operatori  $\nabla \cdot$ ,  $\nabla$  e  $\Lambda$  sono rispettivamente gli operatori divergenza, gradiente e prodotto vettoriale. Indichiamo con:

- $\bar{V}$  il vettore velocità;
- $p$  il valore della pressione;
- $\bar{\tau}$  il tensore degli sforzi viscosi;
- $S_M$  il termine sorgente, pari agli sforzi agenti sulle superfici esterne;
- $i_{tot}$  l'entalpia totale;
- $\lambda$  il coefficiente di conducibilità termica;
- $T$  la temperatura in kelvin;
- $S_E$  il termine sorgente pari agli apporti di energia dall'esterno.

La (47) è detta equazione di equilibrio (o equazione del momento) ed è la rappresentazione matematica della condizione di equilibrio globale delle forze e dei momenti applicati sul fluido; la (48) è detta equazione di continuità e rappresenta il principio di conservazione della massa per il volume di fluido elementare; la (49) rappresenta il bilancio energetico totale del fluido, inclusivo del gradiente termico ed entalpico. I termini  $\nabla \cdot (\bar{V} \cdot \bar{\tau})$  e  $\bar{V} \cdot S_M$  rappresentano rispettivamente il lavoro interno degli sforzi viscosi e il lavoro delle forze esterne e solitamente vengono trascurati [26].

Il tensore degli sforzi,  $\bar{\tau}$ , nei fluidi newtoniani è correlato alla deformazione  $\delta$  per mezzo del coefficiente di viscosità dinamica  $\mu$  dalla seguente formula:

$$\bar{\tau} = \mu \left( \nabla \bar{V} + (\nabla \bar{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \bar{V} \right) \quad (50)$$

Per fluidi incomprimibili e nel caso specifico di turbine idrauliche, la densità  $\rho$  è costante,  $\delta$  è nulla e le variazioni di energia termica ed entalpica sono trascurabili. Il sistema si riduce quindi alle sole prime due equazioni e può essere riscritto nella seguente formulazione:

$$\rho \left( \frac{\partial(\bar{V})}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \nabla) \bar{V} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \mu (\nabla^2 \bar{V}) + S_M \quad (51)$$

$$\nabla \cdot (\bar{V}) = 0 \quad (52)$$

Integriamo le NSEs su ciascun volume di controllo  $\Omega$  di superficie esterna  $S$  e applichiamo il teorema della divergenza di Gauss per convertire integrali di volume che coinvolgono gli operatori divergenza e gradiente in integrali di superficie. Se i volumi di controllo non si deformano nel tempo, le derivate temporali possono essere spostate al di fuori degli integrali di volume e le equazioni assumono la forma del tipo:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_S (\rho \bar{V}) (\bar{V} \cdot \hat{n}) dS + \int_S (\bar{\tau} \cdot \hat{n}) dS + \int_S (p \hat{n}) dS = 0 \quad (53)$$

La (53) prende il nome di equazione di trasporto e può essere scomposta in 4 termini: il termine delle derivate temporali; il termine convettivo o di avvezione; il termine diffusivo e il termine sorgente.

Le NSEs, non hanno una soluzione generale in forma chiusa, e non possono essere risolte in maniera esatta, se non per particolari casi, dove è possibile introdurre alcune ipotesi semplificative.

Nella loro forma non semplificata, che riguarda la gran parte dei campi di applicazione nella pratica ingegneristica, per la loro risoluzione si utilizzano metodologie di calcolo numerico conosciute come fluidodinamica computazionale (CFD).

Le equazioni di governo permettono di ricavare per ogni punto del dominio e in funzione del tempo le soluzioni in termini di velocità e pressioni, qualora siano accoppiate alle opportune condizioni iniziali (ICs) e al contorno (BCs). Si può dimostrare che, nel caso di fluidi incomprimibili, la condizione al contorno da assegnare ad ogni punto della superficie che contiene il dominio di calcolo è costituita o dalle tre componenti della velocità o dalle tre componenti dello sforzo.

Poiché, lo sforzo non sempre è ricavabile facilmente nelle più comuni situazioni di interesse tecnico, è consuetudine sostituire quest'ultimo con la pressione e la direzione del vettore velocità, di cui rimane incognito solo il modulo.

## 2.2 Schemi di soluzione: metodi accoppiati e segregati

Nel caso di flussi di fluidi comprimibili, pressione e densità sono legate da equazioni di stato di natura algebrica, come ad esempio l'equazione di stato dei gas perfetti. Per flussi di fluidi incomprimibili, invece, la densità del fluido risulta costante e la pressione deve essere calcolata insieme alla velocità risolvendo il sistema di equazioni (51)-(52).

Gli algoritmi di risoluzione delle NSEs vengono quindi suddivisi in base all'approccio utilizzato: nel caso si utilizzi un legame algebrico tra densità e pressione si parla di solutori “*density-based*”, se la densità è costante di solutori “*pressure-based*” [27-28]. Solutori “*density-based*” sono comunemente applicati a flussi comprimibili supersonici e con alto numero di Mach, mentre originariamente i solutori “*pressure-based*” erano stati proposti per risolvere problemi con fluidi incomprimibili. Successivamente il loro uso è stato esteso con successo anche al caso di flussi di fluidi comprimibili [28]. Nel caso di solutori di tipo “*pressure-based*” due sono gli approcci generalmente utilizzati per il calcolo di pressioni e velocità: l'approccio diretto (o accoppiato) e l'approccio segregato [29]. Nel primo caso, le equazioni di conservazione del momento e di continuità vengono risolte simultaneamente al livello temporale incognito, rispettando così la forte correlazione spaziale esistente tra pressioni e velocità. Il principale svantaggio di questo metodo è l'enorme onere computazionale richiesto in termini di risorsa di calcolo e di memoria [30]. Nell'approccio segregato pressioni e velocità vengono calcolate separatamente ed in sequenza; i rispettivi valori vengono aggiornati tramite iterazioni successive, utilizzando ogni volta i valori precedentemente calcolati per l'altra variabile dipendente. Il problema principale è riuscire ad aggiornare il campo di pressione in modo che venga rispettata la conservazione della massa e che quindi la divergenza dei vettori velocità resti nulla (52).

Negli algoritmi di tipo *Fractional step projection method* [31] o in quelli della famiglia SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) [32-33], le equazioni del moto vengono risolte nelle incognite velocità ad ogni passo temporale assumendo costante il gradiente piezometrico. Viene quindi introdotta una correzione della pressione per migliorare le velocità calcolate dalla soluzione delle equazioni della quantità di moto e per soddisfare l'equazione di continuità. Mentre nei *projection methods* l'equazione di Poisson di correzione della pressione viene risolta una sola volta per passo temporale, per il metodo



SIMPLE le equazioni di correzione della quantità di moto e di pressione vengono risolte più volte in ogni passo temporale. Per questo motivo i *projection methods* dovrebbero gestire in maniera più robusta problemi di flusso instabile rispetto agli algoritmi della famiglia SIMPLE [34].

SIMPLER, SIMPLEC, SIMPLEX, sono estensioni e miglioramenti dell'algoritmo originario SIMPLE. Tra gli altri metodi di correzione della pressione che possono essere considerati come ulteriori estensioni del modello SIMPLE, ricordiamo il PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) [35].

### 2.3 Modello di turbolenza

Le NSEs sono in grado di descrivere completamente qualsiasi flusso fluido, anche in regime turbolento. La risoluzione diretta del sistema in regime turbolento (DNS) richiede risorse di calcolo quasi proporzionali al cubo del numero di Reynolds. In alternativa alla DNS è possibile adottare sistemi meno onerosi quali la formulazione *Large Eddy Simulation* (LES) o le NSEs mediate, note anche come *Reynolds Averaged Navier-Stokes equations* (RANS).

Per quanto riguarda le RANS le grandezze ottenute dalla loro risoluzione, non sono più istantanee, ma mediate in un certo periodo di tempo, sufficientemente piccolo rispetto ai fenomeni che si vogliono seguire, sufficientemente grande rispetto ai disturbi della turbolenza. Per molte applicazioni pratiche, la sola conoscenza delle grandezze medie può essere sufficiente per la soluzione del problema. Questo approccio consente una notevole riduzione dei tempi di calcolo, poiché le scale del moto medio sono molto più grandi di quelle delle fluttuazioni turbolente. Questo approccio sfrutta proprio la possibilità di considerare il moto turbolento come la sovrapposizione di un moto medio e di un moto fluttuante nel tempo.

Negli anni sono stati sviluppati vari modelli di turbolenza. Tra i modelli a due equazioni di trasporto i più utilizzati sono: il modello  $k-\varepsilon$ , il modello  $k-\omega$  e il modello *Menter's Shear Stress Transport* (SST) [17].

Il modello di turbolenza  $k-\varepsilon$ , dove la variabile  $k$  è l'energia cinetica turbolenta e la variabile  $\varepsilon$  è la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta, è descritto nello studio [36]. È il modello di turbolenza più indicato nel caso di flussi con scorrimento libero tra gli strati e gradienti di pressione non elevati. Per la modellazione degli strati fluidi a contatto con le pareti solide, dove solitamente lo scorrimento è nullo e si presentano gradienti di pressione elevati, i modelli di turbolenza che usano equazioni basate su  $\varepsilon$ , necessitano del cosiddetto “metodo della funzione di parete” [37-39]. Per aggirare l'incapacità di prevedere

un profilo di velocità di tipo logaritmico negli strati in prossimità delle pareti solide, i modelli di parete utilizzano leggi di tipo empirico per assegnare il legame tra velocità, sforzo tangenziale e distanza dalla parete. In caso di elevati gradienti di pressione, i modelli di turbolenza basati sulla funzione di parete portano a sovrastimare la scala di lunghezza turbolenta e quindi lo sforzo di taglio della parete negli strati più vicini ad essa.

Per ridurre questo errore, sono state proposte alcune varianti del modello k- $\epsilon$  standard, tra cui si annoverano l’RNG k- $\epsilon$  e il Realizable k- $\epsilon$  [40].

I modelli della funzione di parete sono molto sensibili alla qualità della griglia di calcolo per le celle adiacenti alle pareti. Per valutare questa qualità si suole utilizzare la distanza normalizzata dei nodi del primo strato dalla parete, nota come  $y^+$ :

$$y^+ = \frac{\rho u_t y}{\mu} \quad (54)$$

dove:

- $\rho$  è la densità del fluido all’interno della cella di calcolo [ $\text{kg m}^{-3}$ ];
- $u_t$  è il valore della cosiddetta “*shear or friction velocity*”, la velocità relativa tra due strati di fluido adiacenti [ $\text{m s}^{-1}$ ];
- $y$  è la distanza della cella dalla parete [m];
- $\mu$  è la viscosità dinamica del fluido all’interno della cella di calcolo [Pa s].

Come si può notare dalla (54),  $y^+$  ha una formulazione analoga al numero di Reynolds. Come quest’ultimo quindi,  $y^+$  è un indice del regime di moto (laminare, di transizione o turbolento) che si viene ad instaurare all’interno delle celle di calcolo dello strato aderente alle pareti.

Per valori di  $y^+ < 5$  le forze di inerzia sono preponderanti e le celle si possono ritenere in regime laminare (“*linear sublayer*”) [41], il legame tra le velocità delle particelle e  $y^+$  è di tipo lineare (Figura 10), per  $30 < y^+ < 300$  (“*log-law layer*”) la relazione tra velocità delle particelle e  $y^+$  viene meglio approssimata da una relazione di tipo logaritmico. Nella zona di transizione con  $5 < y^+ < 30$  detta “*buffer layer*” [41], il legame tra la velocità e  $y^+$  non è definito da una relazione univoca (Figura 10), quindi, nella pratica, valori di  $y^+$  ricadenti in questo intervallo di valori andrebbero evitati tramite un’opportuna discretizzazione della griglia di calcolo in prossimità della parete. Per evitare l’uso di funzioni di parete e consentire l’integrazione delle equazioni del flusso totale, Willcox nel 1993 propone un nuovo modello di turbolenza: il k- $\omega$  [42], dove la seconda equazione di trasporto è scritta per la variabile  $\omega$ , la frequenza caratteristica dei vortici turbolenti.

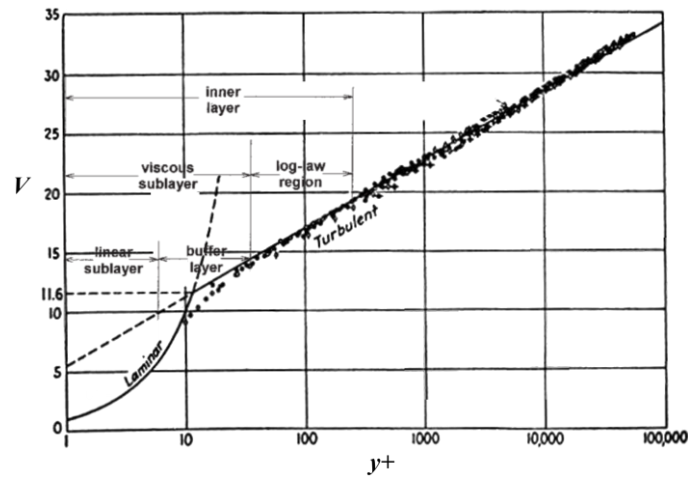


Figura 10. Distribuzione delle velocità delle particelle fluide in prossimità di una parete solida [41].

Il principale vantaggio dell'utilizzo di modelli che utilizzano un'equazione basata su  $\omega$  è l'accuratezza della previsione della scala di lunghezza turbolenta in condizioni di bruschi cali di pressione in prossimità della parete. Di contro, il modello presenta un'elevata sensibilità a piccole variazioni dei parametri numerici nella zona del flusso dove gli strati sono liberi di scorrere; inoltre richiede un maggiore onere computazionale poiché, per la regione in prossimità della parete, il modello usa un approccio chiamato “basso numero di Reynolds” [43] che necessita di distanze normalizzate dei nodi del primo strato dalla parete  $y^+$  molto piccole per risolvere nel dettaglio lo strato limite.

Per ovviare a questi inconvenienti, un nuovo modello è stato proposto da Menter: il modello SST. Questo modello utilizza un approccio combinato dei due modelli precedentemente illustrati: il modello  $k-\varepsilon$  viene usato nelle zone lontane dalle pareti, dove si è dimostrato più performante, mentre all'interno dello strato limite la turbolenza viene modellata tramite  $k-\omega$ , che è risultato molto accurato in prossimità delle pareti, dove si presentano elevati gradienti di pressione [44-45].

Per le simulazioni che verranno presentate nei capitoli 3, 4 e 5 si è optato per l'utilizzo del modello RNG  $k$ -epsilon [9-11, 18 e 20], che offre un buon compromesso tra accuratezza della soluzione e velocità di calcolo, in combinazione con un modello di parete di tipo “*scalable wall function*” con valori di  $y^+$  inferiori a 300 [41].

## 2.4 Ansys® CFX

Ansys® CFX è un solutore CFD ai volumi finiti. La griglia di calcolo (mesh) usata per la discretizzazione spaziale del dominio è sempre tridimensionale (3D). La griglia è suddivisa in volumi finiti, e tutte le grandezze al termine di ogni passo temporale (*time-step*)

sono riferite ai centri di questi volumi. Tuttavia tutte le variabili e le proprietà del fluido sono calcolate ai nodi (i vertici della mesh) [26]. Il volume di controllo a cui sono applicate le NSEs è costruito attorno ad ogni nodo, utilizzando il duale mediano, definito dalle linee (nel 2D) o dai piani (nel 3D) ortogonali ai lati congiungenti i nodi e passanti per il rispettivo punto medio (diagramma di Voronoi). In Figura 11 è mostrata la costruzione del volume di controllo a titolo esemplificativo nel caso bidimensionale.

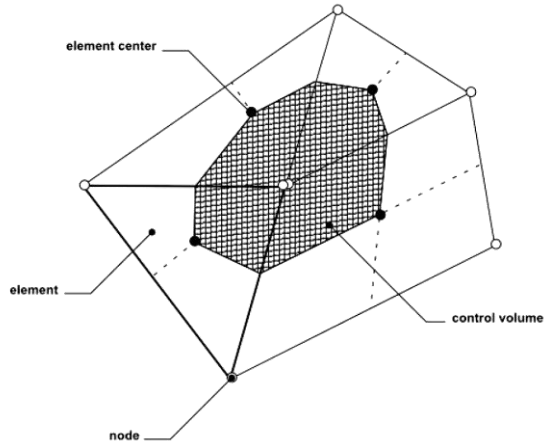


Figura 11. Definizione del volume di controllo in CFX intorno al nodo di calcolo in un dominio bidimensionale [26].

Ansys CFX usa un solutore con approccio di tipo accoppiato, risolvendo in un unico sistema velocità e pressioni. È un solutore di tipo implicito e ciò lo rende molto robusto anche per numeri di Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) superiori ad 1.

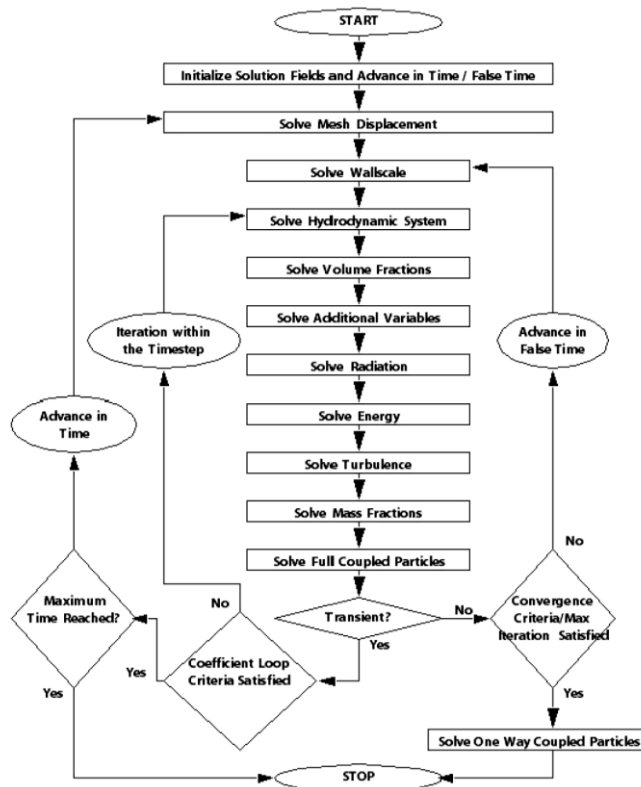


Figura 12. Soluzione di problemi in regime stazionario in CFX. [26]

Per la soluzione di problemi in regime stazionario in cui la soluzione è indipendente dall'istante di simulazione (problemi *steady-state*), viene usato un falso time-step che riduce il numero di iterazioni necessarie per il raggiungimento della convergenza richiesta (Figura 12).

Tutte le simulazioni CFD 3D, sia *steady* che *unsteady (transient)*, presentate nei prossimi capitoli sono state risolte usando CFX, per la sua robustezza anche con  $CFL > 1$ . Ciò ha permesso di usare time-step maggiori con una riduzione dei tempi di calcolo a parità di tempo simulato.

## 2.5 Ansys® Fluent

Ansys® FLUENT è un solutore CFD ai volumi finiti. La mesh usata per la discretizzazione spaziale del dominio di calcolo può essere sia tridimensionale (3D) che bidimensionale (2D). Per il caso bidimensionale il fenomeno da studiare può avere simmetria piana o assialsimmetrica.

FLUENT permette la scelta di due differenti schemi di soluzione: *density-based* o *pressure-based*. Nel caso di *pressure-based*, FLUENT permette di risolvere velocità e pressioni in maniera accoppiata o in maniera segregata mediante algoritmi di tipo SIMPLE, SIMPLEC e PISO.

A differenza di CFX, FLUENT risolve le NSEs usando come volume di controllo le celle della griglia di calcolo.

Le equazioni di governo vengono integrate sui singoli volumi di controllo per costruire equazioni algebriche per le variabili dipendenti discrete incognite, come velocità, pressione e temperatura. Le equazioni discrete così ottenute vengono linearizzate e risolte tramite metodi numerici. Per la soluzione delle grandezze scalari, ad esempio, FLUENT utilizza un risolutore di equazioni lineari implicite (Gauss-Seidel) in combinazione con un metodo algebrico multigriglia (AMG) [40].

Nel caso di *pressure-based*, sia per la risoluzione accoppiata che per quella segregata, il processo di discretizzazione è simile (a volume finito), ma l'approccio usato per la linearizzazione e la risoluzione delle equazioni discretizzate è diverso (Figura 13).

Si è preferito utilizzare FLUENT per la risoluzione delle simulazioni CFD 2D, anziché eseguire delle simulazioni CFD quasi 2D con CFX usando domini 3D di spessore costante e trascurabile rispetto alle altre due dimensioni.

La discretizzazione di domini 2D rispetto a domini 3D di spessore costante, a parità di numero di elementi, permette di ottenere griglie più regolari e riduce il numero di equazioni da risolvere. Ogni grandezza vettoriale presenta, infatti, due sole componenti, con un risparmio sia in termini di memoria (minor numero di variabili da salvare) sia in termini di onere computazionale, poiché ogni equazione vettoriale viene proiettata su 2 e non più su 3 dimensioni.

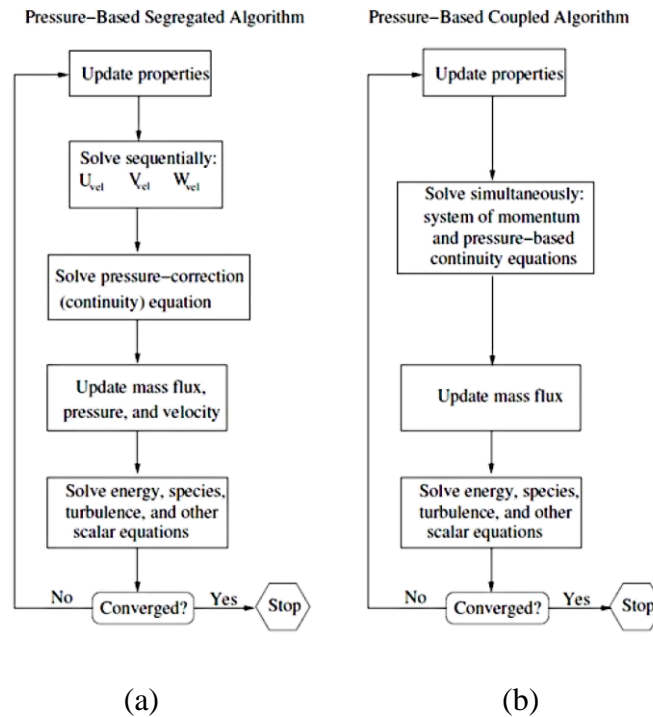


Figura 13. Confronto tra la risoluzione dei due differenti algoritmi pressure-based in FLUENT: (a) segregato; (b) accoppiato [40].

### 3. EVOLUZIONE DELLA PRS

La procedura di progettazione delle turbine PRS descritta al paragrafo 1.3 è molto dettagliata per quanto riguarda il dimensionamento ottimale della girante, in termini di larghezza  $B$  e diametro esterno  $D$ . Definita una velocità di rotazione  $n$  della girante, questi sono funzione della portata  $Q$  massima transitabile in corrispondenza del carico disponibile  $\Delta H$ . Tale procedura non fornisce però strumenti sufficienti per la scelta del numero di pale e della forma che queste debbano assumere per massimizzare il rendimento, nel rispetto dell'integrità strutturale del rotore. Determinate le dimensioni del rotore e fissato l'angolo ottimale di inclinazione del vettore velocità in ingresso alla girante  $\alpha_1$ , la forma del distributore è totalmente definita, mentre viene lasciata ampia discrezionalità al progettista per la definizione della forma del diffusore di raccordo con la condotta in uscita.

Nel presente capitolo verrà prima presentata una procedura innovativa per la progettazione e standardizzazione di questo importante componente della PRS, a cui seguirà poi la trattazione di un criterio di ottimizzazione della forma e del numero delle pale del rotore, in cui verranno analizzati sia aspetti meccanici che fluidodinamici. Verrà infine illustrato un caso studio in cui sono state applicate le procedure di progettazione descritte.

#### 3.1 Criterio di progettazione del diffusore di una PRS

La principale differenza tra le turbine di tipo cross-flow a scarico libero e le turbine PRS, con restituzione in pressione, è la presenza di un diffusore a valle della sezione di uscita della girante (indicato con 5 in Figura 7). Questo diffusore ha lo scopo di riportare il flusso idrico in uscita dalla turbina con velocità concorde all'asse della condotta e modulo pari al valore posseduto originariamente in ingresso alla turbina. La sua geometria deve essere tale da ridurre al minimo la formazione di vortici che causerebbero una diminuzione dell'efficienza complessiva della macchina. Infine, la sua forma deve essere semplice, per limitare la complessità dell'intera macchina e mantenere bassi i costi di produzione.

In Figura 14 si mostra una vista in sezione della PRS, ottenuta con un piano ortogonale all'asse di rotazione della girante e posto in mezzzeria rispetto alla larghezza della girante. Nella figura il nuovo diffusore proposto è indicato con il numero 5.

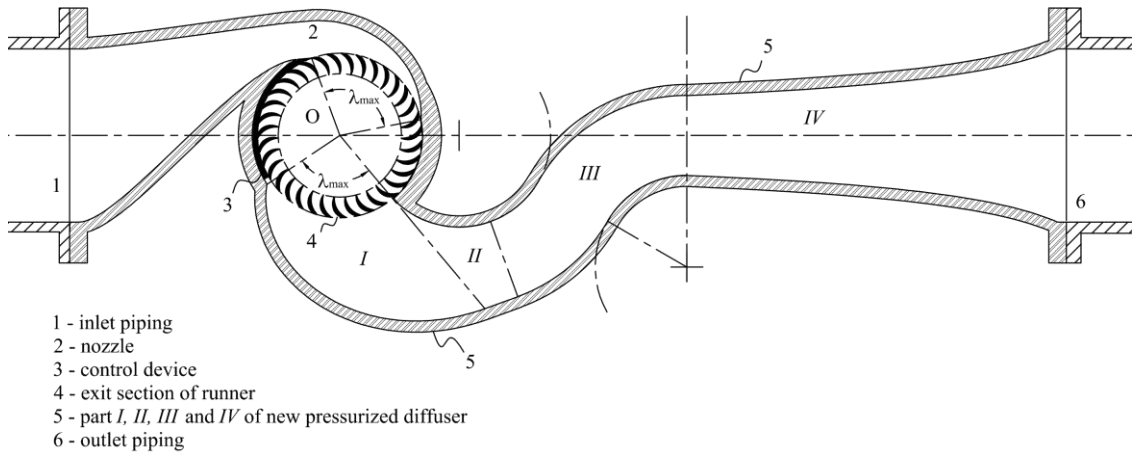


Figura 14. Vista in sezione del nuovo diffusore.

La prima zona del diffusore (I in Figura 14) presenta una sezione di forma rettangolare con larghezza costante e pari a  $B$  (la larghezza della girante) ed altezza  $S$  che segue una legge lineare con  $\lambda$  (Figura 15). Per la sua progettazione sono state applicate le seguenti linee guida:

- il fluido in uscita dalla girante ha velocità puramente radiale, in accordo con la (29), che assume valore minimo per  $\alpha_2 = 90^\circ$ ;
- la sua velocità ha modulo  $V_2$  costante e ricavabile applicando l'equazione di continuità della portata lungo tutta la sezione di uscita della girante (55);

$$Q = \frac{D \cdot \lambda_{max} \cdot B \cdot V_2}{2} \rightarrow V_2 = \frac{2Q}{D \cdot \lambda_{max} \cdot B} \quad (55)$$

In ogni volume parziale rappresentato in Figura 15, possiamo ipotizzare che tutte le particelle fluide abbiano velocità assoluta costante e pari in modulo a  $V_2$ , se si trascurano le particelle fluide aderenti alle pareti, che hanno velocità rigorosamente nulla, e le zone di transizione tra la parete e il getto. Sotto queste ipotesi le portate in entrata e in uscita del generico volume parziale, rispettivamente indicate con  $Q_i$  e  $Q_e$ , sono pari a:

$$Q_i = \frac{V_2 \cdot B \cdot D}{2} \lambda \quad (56)$$

$$Q_e = Q_i = V_2 \cdot B \cdot S_{max} \frac{\lambda}{\lambda_{max}} \quad (57)$$

Dalle (56) e (57) risulta che l'altezza massima  $S_{max}$  della sezione di uscita è pari a:

$$S_{max} = \frac{D}{2} \lambda_{max} \quad (58)$$



In accordo con quanto finora descritto, indicando con  $r$  la distanza tra l'asse della girante e la parte inferiore del primo tratto del diffusore si ottiene:

$$r(\lambda) = \frac{D}{2}(1 + \lambda) \quad (59)$$

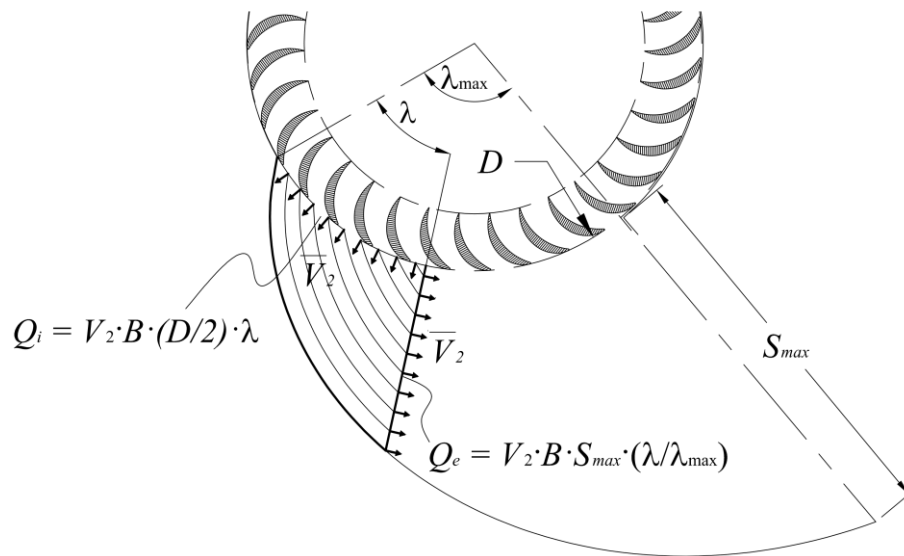


Figura 15. Nuovo Diffusore - Zona I: Bilancio di portate per il generico volume parziale.

Il secondo tratto del diffusore (indicato con *II* in Figura 14), ha sezione iniziale rettangolare con larghezza  $B$  e altezza pari a  $S_{max}$ , in continuità con il primo tratto. La sua sezione si riduce con legge lineare e la sezione terminale è quadrata di lato  $L$ , pari alla media tra la larghezza ed il raggio esterno del rotore:

$$L = \frac{1}{2} \left( \frac{D}{2} + B \right) \quad (60)$$

Questa riduzione della sezione, seppur provochi un leggero aumento della velocità media del fluido, contrae le linee di flusso (Figura 16a). Ciò impedisce la generazione di vortici che ridurrebbero in maniera incontrollata la sezione utile al passaggio del fluido, introducendo dissipazioni per attrito fluidodinamico tra il getto e i vortici (Figura 16b). La parete superiore è una superficie cilindrica, con asse ortogonale all'asse della condotta di uscita e parallelo all'asse della girante; la parete inferiore è invece una parete piana, tangente alla superficie della prima parte del diffusore.

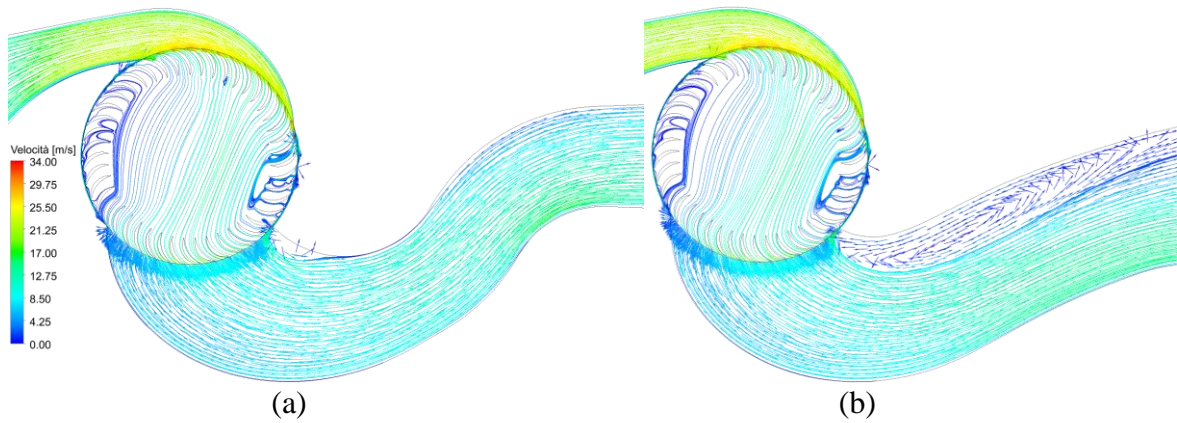


Figura 16. Confronto tra le linee di flusso, ottenute per via numerica, di due geometrie differenti: (a) Zona II con riduzione della sezione; (b) Zona II a sezione costante.

La terza zona (indicata con *III* in Figura 14) è un condotto a S con sezione costante, di forma quadrata e lato  $L$ . Le pareti superiori ed inferiori sono cilindriche e sono tangenti nei punti di flesso. In particolare la parete superiore del primo gomito, in continuità con la parete superiore della parte *II*, ha la stessa curvatura, mentre le pareti laterali sono invece piane. Le due curve hanno lo stesso raggio di curvatura. La sezione di uscita ha asse coincidente con l'asse della condotta. Questa particolare conformazione consente di riportare il flusso in direzione della condotta di uscita, con un cambio di curvatura graduale e riducendo al minimo gli ingombri.

All'ultima parte del diffusore è demandato il compito di riportare il flusso alla velocità iniziale  $V$  che possedeva nella condotta in ingresso. Ha uno sviluppo rettilineo, la sua sezione iniziale è di forma quadrata di lato  $L$ , in continuità con il tratto precedente, mentre la sezione finale è circolare e di diametro  $D_{pipe}$ , pari al diametro della condotta di uscita. La sua sezione  $\sigma$  varia riducendo gradualmente la velocità del flusso con legge lineare rispetto a  $l$ , la distanza tra la generica sezione  $\sigma$  e l'asse del rotore (Figura 17).

Per la continuità della portata:

$$Q = \sigma(l) \cdot V(l) = cost \quad (61)$$

Dalla (61) ricaviamo le velocità nelle sezioni di ingresso e di uscita, che distano rispettivamente  $l_0$  e  $l_{max}$  dall'asse del rotore (Figura 17):

$$V(l_0) = \frac{Q}{L^2} \quad (62)$$

$$V(l_{max}) = \frac{4Q}{\pi D_{pipe}^2} \quad (63)$$

Nell'ipotesi che la velocità del flusso  $V$  vari linearmente con  $l$ :

$$V(l) = V(l_0) + k \cdot (l - l_0) \quad (64)$$

$$k = Q \frac{4L^2 - \pi D_{pipe}^2}{\pi D_p^2 L^2 \cdot (l_{max} - l_0)} \quad (65)$$

$$\sigma(l) = \frac{Q}{V(l)} \quad (66)$$

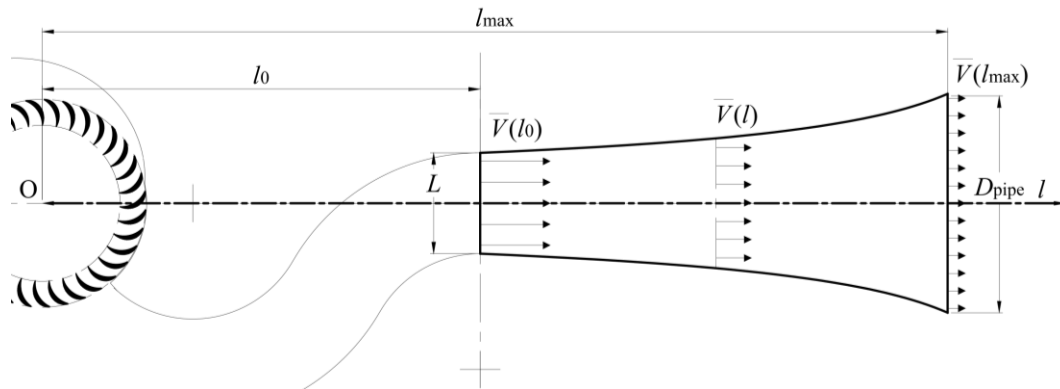


Figura 17. Tratto IV del diffusore.

A valori della distanza  $l_{max}$  maggiori, corrisponde una minore probabilità di formazione di vortici, di contro aumenta l'ingombro e la complessità del diffusore. Un buon valore di compromesso è  $l_{max}$  pari a  $4.5 D$ , dove con  $D$  è indicato il diametro della girante.

In Figura 18 una vista 3D completa dell'intero diffusore.

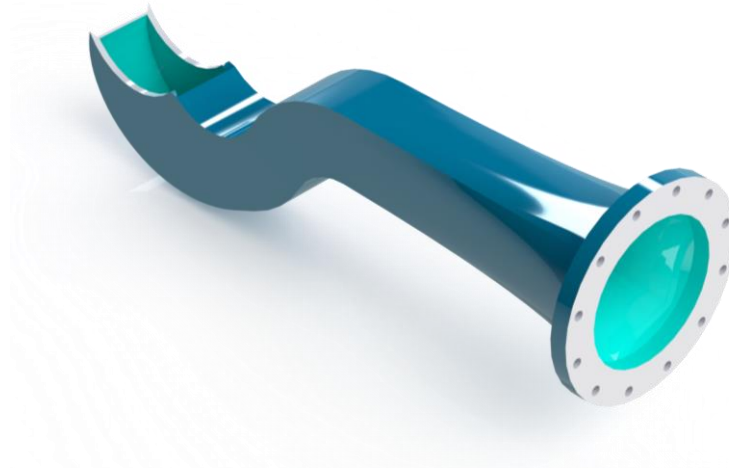


Figura 18. Vista 3D del diffusore.

Per la geometria del nuovo diffusore è stata depositata domanda di brevetto italiano in data 22.01.2021 con No. 102021000001214.

### 3.2 Geometria delle pale del rotore

La superficie interna delle pale del rotore, detta intradosso, è di forma cilindrica con asse parallelo all'asse della girante (Figura 19). Presenta un angolo di attacco nel punto  $P$  pari a  $\beta_1$ , dove  $\beta_1$  è l'angolo di inclinazione del vettore della velocità relativa  $\bar{W}_1$  in ingresso alla girante rispetto alla direzione della velocità periferica  $\bar{U}$ , calcolato tramite la (17), ed un angolo in uscita tale da restituire il getto con un vettore della velocità relativa con direzione radiale, come suggerito in letteratura [13-16]. Indicando con  $D_i$  il diametro della sezione cilindrica di uscita del flusso dal primo stadio e con  $\rho_b$  e  $\Theta$ , rispettivamente, il raggio e l'angolo al centro dell'intradosso, valgono le seguenti relazioni:

$$\rho_b = \frac{D}{4} \left[ 1 - \left( \frac{D_i}{D} \right)^2 \right] (\cos \beta_1)^{-1} \quad (67)$$

$$\tan \left( \frac{\Theta}{2} \right) = \arctan \frac{\cos \beta_1}{\sin \beta_1 + \frac{D_i}{D}} \quad (68)$$

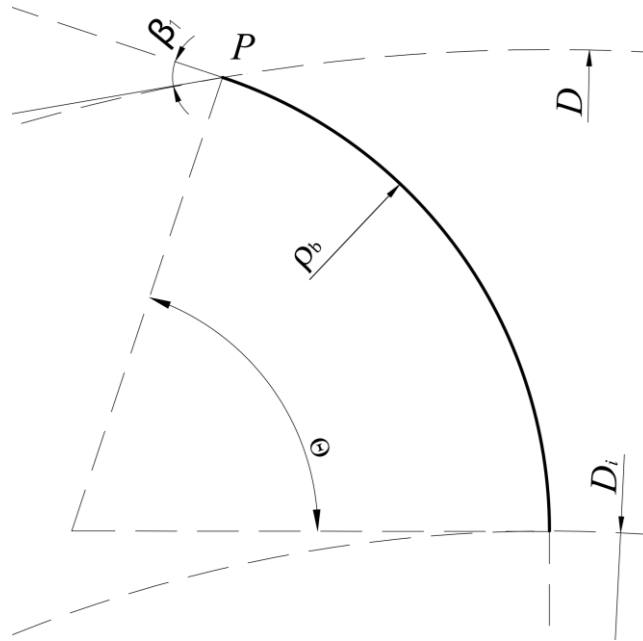


Figura 19. Geometria dell'intradosso.

Ad un incremento di  $D_i/D$ , rapporto tra i diametri delle sezioni di ingresso e di uscita della palettatura, corrisponde una maggiore curvatura dell'intradosso della paletta e una minore lunghezza del canale in cui il getto scambia parte della propria energia meccanica con il rotore. Se da un lato una curvatura maggiore implica maggiori turbolenze, dall'altro, una minore lunghezza del canale corrisponde ad una minore superficie di contatto tra le particelle fluide e le pale, quindi a minori perdite per attrito fluidodinamico. Da studi numerici, validati

successivamente per via sperimentale, l'efficienza massima si raggiunge per un rapporto  $D_i/D$  ottimale pari a 0.75 [7].

Nella trattazione teorica affrontata al capitolo 1, si ipotizza un rotore ideale composto da un numero infinito di palette aventi spessore nullo. Nella realtà le palette devono avere uno spessore in direzione radiale all'intradosso  $t$ , tale da garantire la resistenza alle sollecitazioni meccaniche sia statiche che di fatica a cui sono sottoposte in esercizio.

L'entità di  $t$  determina la forma della superficie esterna della palette, detto estradosso, per data geometria dell'intradosso. Se lo spessore  $t$  è costante, le pale presentano un estradosso di forma cilindrica concentrico all'intradosso (Figura 20a); pale di questa forma sono state proposte in letteratura [13, 15] per la loro semplicità realizzativa, che permette di ottenerle da lavorazioni di taglio eseguite su tubi cilindrici, riducendo notevolmente i costi di produzione. Queste pale presentano però l'inconveniente di avere delle estremità con superficie proporzionale allo spessore delle pale. Il getto in ingresso impatta su queste superfici causando dissipazioni e quindi una riduzione del rendimento globale della turbina. Per ovviare a questo inconveniente, in letteratura [18] è stata proposta una nuova geometria delle pale con estradosso di forma cilindrica non concentrico all'intradosso. In questo caso lo spessore  $t$ , varia con  $\delta$ , l'angolo compreso tra la direzione radiale all'intradosso passante per  $P$  e la direzione del generico spessore  $t$ , e raggiunge il suo valore massimo  $t_{max}$  per  $\delta$  pari a  $\Theta/2$  (Figura 20b). A parità di spessore massimo, le pale così progettate presentano delle estremità più rastremate rispetto alla geometria classica con pale di spessore costante.

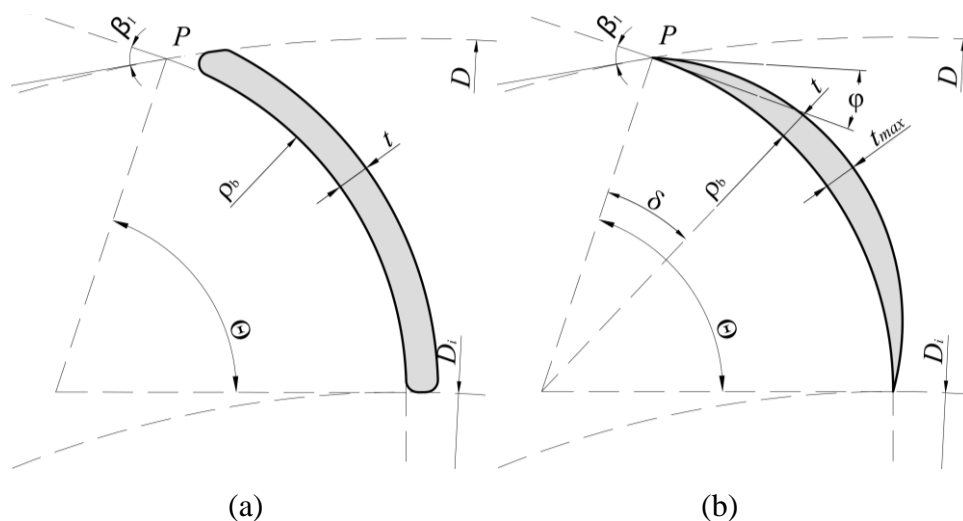


Figura 20. Palette con estradosso circolare e spessore  $t$ : (a) costante; (b) variabile con  $\delta$ .

Una prima parte della ricerca è stata finalizzata alla definizione di una geometria ottimale delle pale, che consentisse di ottimizzarne l'efficienza nel rispetto delle tensioni

massime ammissibili. Per questo scopo, si è proceduto alla definizione della geometria di due PRS, di cui in Tabella 1 sono riportati i parametri usati per la progettazione. Per la forma delle pale, si è scelto un estradosso circolare con raggio di curvatura minore di quello dell'intradosso e spessore variabile, come in Figura 20b.

Tabella 1. Parametri PRS.

Parametri PRS	PRS1	PRS2
$\Delta H$	40 m	100 m
$Q$	0.210 m <sup>3</sup> /s	0.100 m <sup>3</sup> /s
$D$	297 mm	234 mm
$D_i/D$	0.75	0.75
$B$	144 mm	55 mm
$n$	755 rpm	1500 rpm
$\alpha_1$	15°	15°
$\beta_1$	28.2°	28.2°
$\lambda_{\max}$	100°	100°

Per lo studio di ciascuna delle due PRS, il dominio di calcolo è stato suddiviso in due zone:

- lo statore, indicato come *fixed mesh* e con un sistema di riferimento inerziale, composto dal piping, il distributore e il diffusore pressurizzato;
- il rotore, indicato come *rotating mesh*, con un sistema di riferimento non inerziale.

Si è optato per due differenti approcci: una modellazione fluidodinamica bidimensionale (CFD 2D) e una tridimensionale (CFD 3D).

Per la modellazione 2D si è scelto come solutore CFD Ansys FLUENT. Il dominio è stato discretizzato con una griglia di calcolo bidimensionale, composta da elementi isoparametrici di secondo ordine. La densità della mesh è stata incrementata fino ad ottenere un valore di coppia costante all'aumentare del numero degli elementi. In Figura 21 è mostrata la mesh di convergenza ottenuta per la PRS1. Come modello di turbolenza è stato selezionato il modello RNG k-epsilon [9-11, 18 e 20]. Il passo temporale adottato è stato di  $2.5 \times 10^{-4}$  s. Come criterio di convergenza è stato utilizzato lo scarto quadratico medio con un target residuo pari a  $1.0 \times 10^{-5}$  ed un numero di iterazioni massime per ogni passo temporale pari a 25.

Sono state applicate le seguenti condizioni al contorno: per la sezione di ingresso è stato fissato il valore della pressione totale, che corrisponde alla pressione statica aumentata del termine cinetico; per la sezione di uscita si è fissato il valore della portata massica per unità di larghezza.

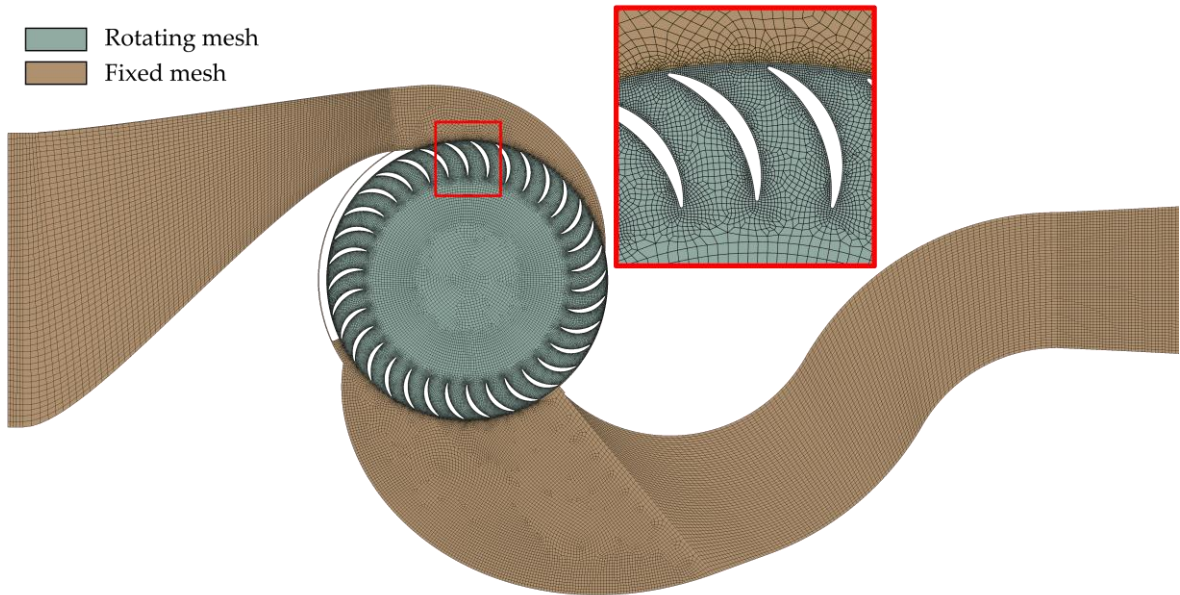


Figura 21. Griglia di calcolo 2D di convergenza per la PRS1.

I risultati ottenuti tramite simulazioni 2D, nel caso della PRS1, sono stati confrontati con i risultati ottenuti con simulazioni 3D, usando come solutore CFD Ansys CFX. Le simulazioni 3D sono state eseguite usando una mesh di convergenza composta, per il solo rotore, da 14 milioni di elementi, sia tetraedrici che esaedrici, di secondo ordine. Come si può osservare in Figura 22, il valore della coppia non varia in maniera apprezzabile per domini in cui il rotore è stato discretizzato con un numero di elementi maggiore.

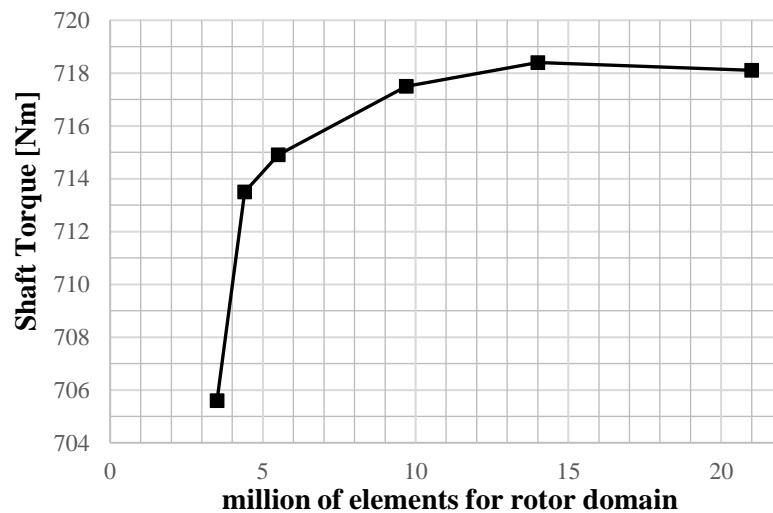


Figura 22. Valori di coppia ottenuti tramite simulazioni CFD 3D al variare del numero di elementi del rotore.

In Figura 23 e Figura 24 alcune immagini della mesh 3D di convergenza per la PRS1.



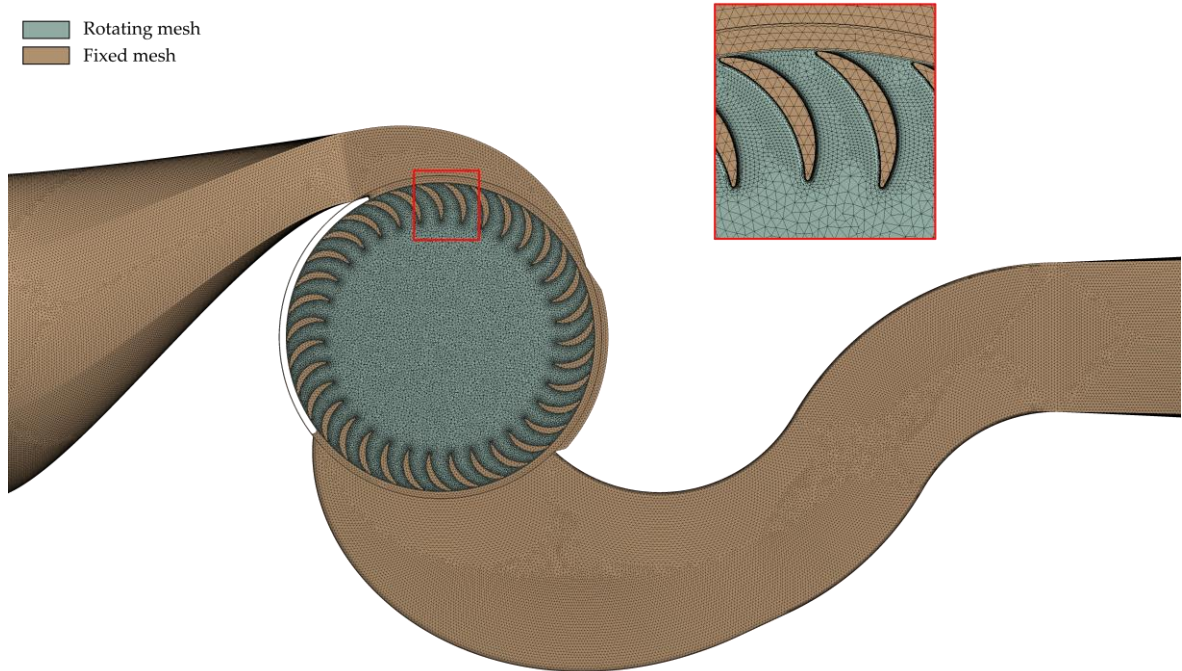


Figura 23. Griglia di calcolo 3D di convergenza per la PRS1.

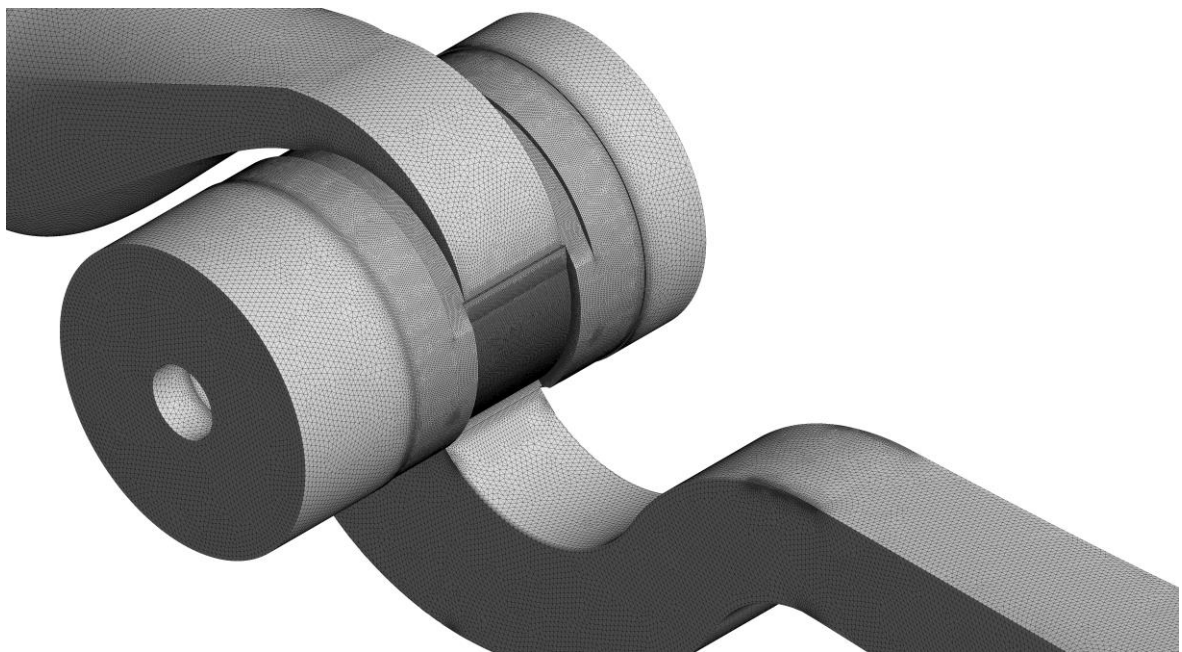


Figura 24. Vista in 3D della mesh esterna dello statore.

Il confronto tra i risultati ottenuti tramite simulazioni 2D e 3D ha confermato che, seppur le simulazioni mostrino differenze per i valori dei rendimenti, queste differenze sono indipendenti da spessore, forma e numero di pale del rotore. A titolo esemplificativo, osservando le efficienze riportate in Tabella 2, calcolate risolvendo tre diverse configurazioni della turbina PRS1 con differente numero di pale del rotore, si nota che, se da un lato i rendimenti 3D sono tutti inferiori a quelli ottenuti tramite simulazioni 2D, la configurazione



ottimale è la medesima per entrambi i modelli. Bisogna sottolineare che per ottenere i risultati in termini di velocità, pressioni e i valori di efficienza della turbina PRS1 riportati nella Tabella 2, nel caso del modello 2D, è stato necessario un tempo di calcolo di 20 ore per ogni configurazione, su un calcolatore dotato di 2 processori Intel® Xeon(R) E5-2650 v3. A parità di potenza di calcolo, la risoluzione del modello 3D ha invece richiesto 16 giorni per ogni configurazione, nonché un maggior quantitativo di memoria. A fronte di una stima per eccesso del rendimento nel caso di simulazioni 2D rispetto alle 3D, adottando l'ipotesi 2D, si può giungere all'individuazione del numero, dello spessore e della forma ottimale delle pale in tempi nettamente inferiori.

Tabella 2. Rendimenti calcolati per differenti configurazioni di PRS1 tramite simulazioni 2D e 3D.

Rotore PRS1	Rendimento 2D	Rendimento 3D
Rotore con 33 pale	0.855	0.779
Rotore con 35 pale	0.856	0.780
Rotore con 37 pale	0.854	0.777

In Figura 25 e Figura 26 sono riportati rispettivamente le distribuzioni delle velocità e delle pressioni per la PRS1 con rotore da 35 pale, nel dominio 2D, indicate con (a), e su un piano di simmetria normale all'asse del rotore, indicato con (b), per la simulazione 3D. Dal confronto dei risultati ottenuti con i due modelli, sembra confermata l'ipotesi di campo di moto piano all'interno della macchina. Il modello 2D trascura le dissipazioni dovute ai vortici che si formano nei filetti fluidi in prossimità delle pareti laterali di statore e rotore, dove nella realtà le velocità delle particelle presentano anche componenti in direzione normale al piano di simmetria, vortici che invece le simulazioni 3D riescono a simulare correttamente. Questo potrebbe essere la causa della sovrastima dell'efficienza che si ottiene con le simulazioni 2D.

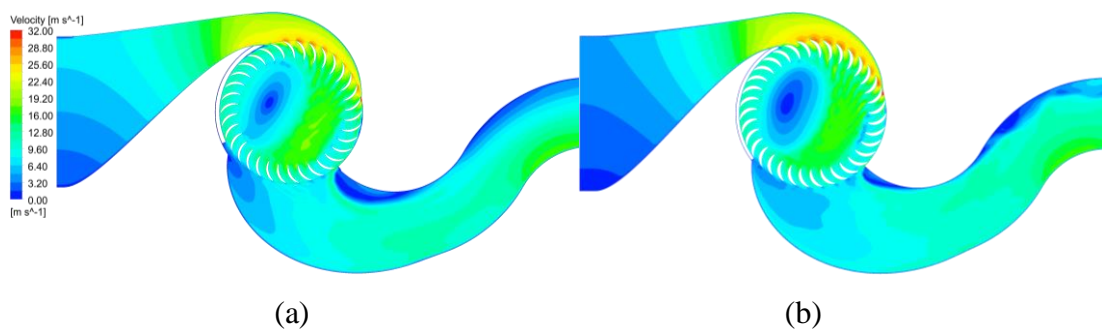


Figura 25. Velocità: (a) 2D; (b) 3D.

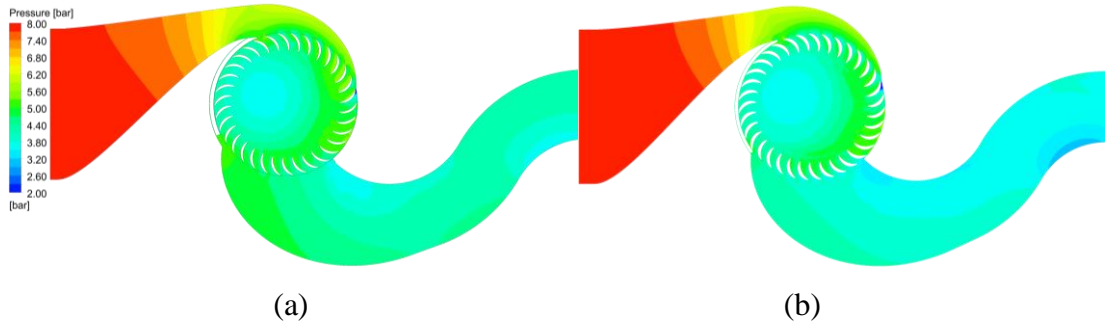


Figura 26. Pressioni: (a) 2D; (b) 3D.

Alla luce dei risultati ottenuti, si è scelto di utilizzare la modellazione 2D per analizzare l'influenza di forma, numero e spessore massimo delle pale sul rendimento, riservandosi di utilizzare la modellazione 3D solo in una fase finale per una stima più accurata di valori di efficienza raggiunti. In Figura 27 sono riportate, per entrambe le PRS, le efficienze calcolate per differenti valori di spessore massimo  $t_{max}$ , a cui corrisponde un angolo  $\varphi$ . Tutte le efficienze sono state scalate di un fattore pari al rendimento massimo ottenuto per un angolo  $\varphi = \beta_1$  (Figura 20). Il numero di pale è stato ottimizzato per ogni valore di  $\varphi$ . È noto che in geometrie con spigoli vivi nascono delle concentrazioni di tensioni localizzate lungo gli stessi bordi, che si possono ridurre raccordando opportunamente gli spigoli. Per raggio di raccordo  $r_f$  pari a  $0.1 t_{max}$ , non si è riscontrata una significativa riduzione del rendimento idraulico rispetto al valore ottenibile con un geometria non raccordata come quella presentata in Figura 20.

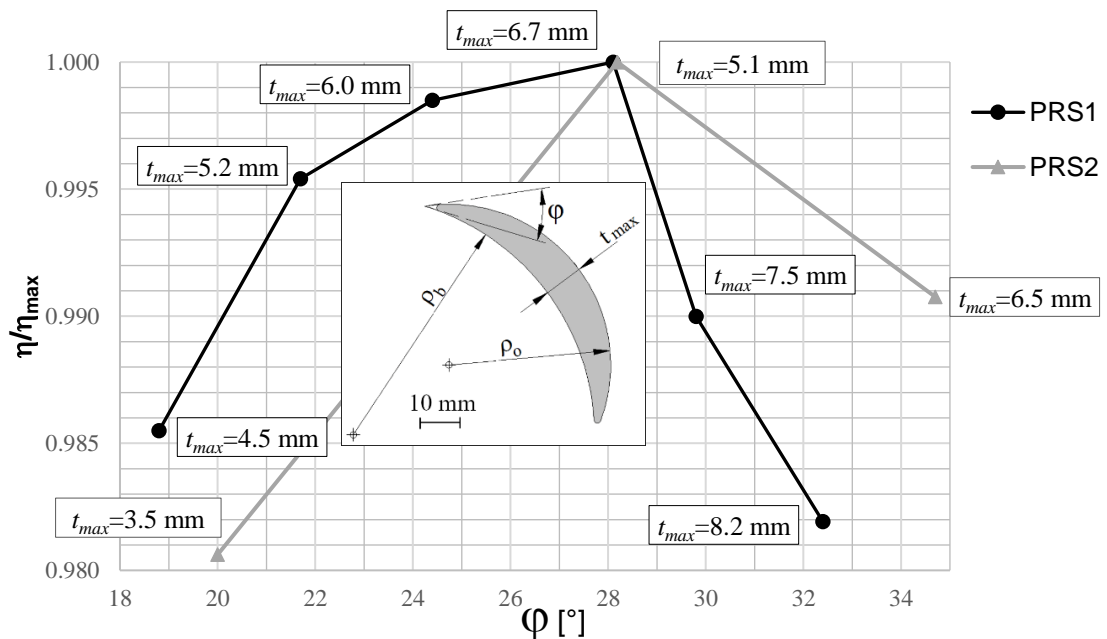


Figura 27. Rendimenti per rotori con pale ad estradosso circolare.

Come si può notare dalla Figura 27, il valore del rendimento massimo, sia per la PRS1 che per la PRS2, si ottiene per un valore di  $\varphi = \beta_1$ , quando l'estradosso della paletta risulta essere tangente alla superficie esterna del rotore, di diametro pari a  $D$ . Il rendimento mostra una sensibile riduzione per  $\varphi > \beta_1$ . Questa drastica riduzione può essere spiegata osservando che per  $\varphi > \beta_1$  l'estradosso della paletta risulta essere in parte al di fuori della superficie esterna del rotore (Figura 28), perturbando i filetti fluidi in ingresso alla girante e variando, di fatto, il diametro effettivo  $D$  del rotore.

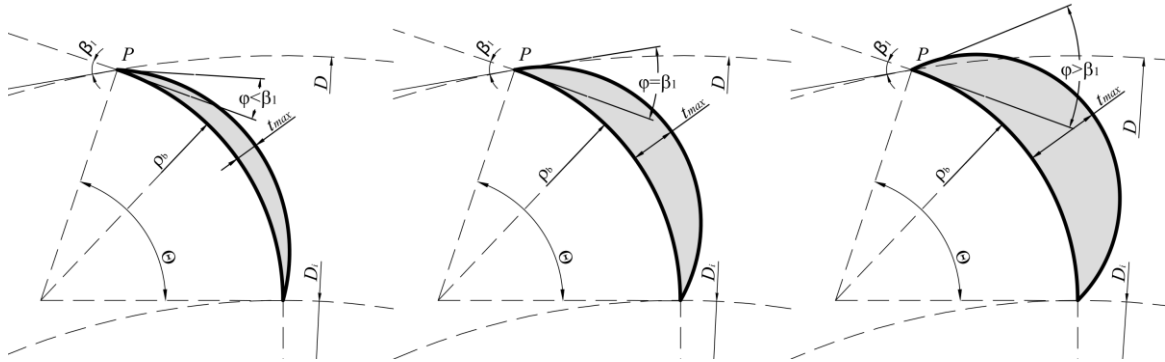


Figura 28. Spessore massimo  $t_{max}$  e forma dell'estradosso per differenti valori di  $\varphi$ .

Il raggiungimento del valore di efficienza massima per  $\varphi$  pari a  $\beta_1$  potrebbe spiegarsi con il fatto che ad un aumento  $\varphi$  in prossimità dell'estradosso corrisponde una riduzione dell'angolo di attacco delle particelle di fluido in ingresso alla girante. Come dimostrato nel capitolo 1, il rendimento teorico massimo mostra un andamento monotono crescente al ridursi di  $\alpha_1$  (32).

Per data PRS progettata secondo le equazioni (34)-(37), con rapporto  $D_i/D$  ottimale pari a 0.75 e pale con estradosso circolare, ad ogni valore di  $\varphi$  è univocamente associato il valore di  $t_{max}$  (Figura 28).

Questo pone un vincolo geometrico sul valore ottimale di  $t_{max}$  che garantisce la condizione di rendimento massimo, che non sempre è sufficiente a garantire che le sollecitazioni statiche e di fatica a cui è sottoposta la paletta più sollecitata siano al di sotto dei limiti di resistenza del materiale.

Per ovviare a questo inconveniente è stata proposta una nuova forma di estradosso con andamento cubico invece che quadratico. L'idea alla base della nuova geometria è quella di mantenere l'estradosso della paletta tangente alla superficie esterna del rotore ( $\varphi = \beta_1$ ) indipendentemente dal valore di spessore massimo  $t_{max}$  scelto. La nuova geometria dell'estradosso prevede un raccordo in corrispondenza della punta della paletta (Figura 29b)

di raggio  $r_f$  pari a  $0.1 t_{max}$ , ottenuto imponendo la condizione di tangenza del profilo dell'estradosso con la circonferenza esterna del rotore. Questo consente di non ridurre il diametro effettivo del rotore e lasciare invariati i triangoli di velocità in ingresso al I stadio. Il raccordo alla radice, infine, è ottenuto tramite un arco di spline tangente ai due profili interni ed esterni, di corda  $t_{min}$  tale da garantire la resistenza a fatica della paletta più sollecitata, senza variare la direzione del flusso in uscita dal primo stadio. Lo spessore  $t$  è ottenuto dalla relazione polinomiale (69) a cui corrisponde il profilo dell'estradosso mostrato in Figura 29.

$$t = a \cdot (\delta\rho_b)^3 + b \cdot (\delta\rho_b)^2 + c \cdot (\delta\rho_b) + d \quad (69)$$

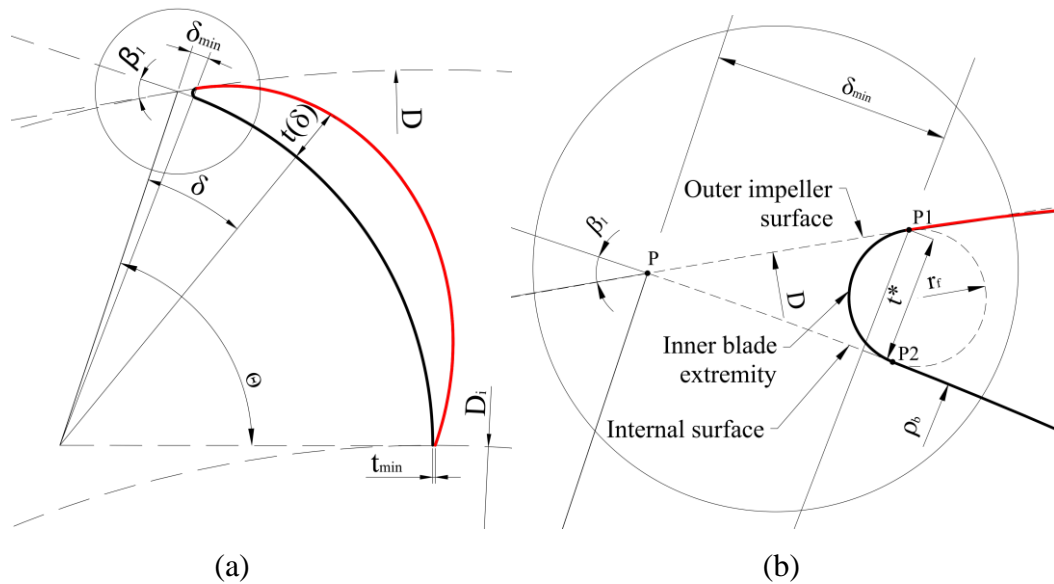


Figura 29. (a) In rosso il nuovo profilo dell'estradosso; (b) dettaglio del raccordo di estremità.

I valori dei coefficienti  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  sono ottenuti imponendo le seguenti condizioni:

$$t(\delta_{min}) = t^* \quad (70)$$

$$t'(\delta_{min}) = \tan(\beta_1 - \delta_{min}) \quad (71)$$

$$t(\Theta) = t_{min} \quad (72)$$

$$t(\delta^*) = t_{max} \quad (73)$$

$$t'(\delta^*) = 0 \quad (74)$$

dove  $t^*$  e  $\delta_{min}$  sono i parametri della punta della pala tali da garantire la condizione di tangenza della superficie esterna della pala alla superficie di ingresso della girante,  $t_{min}$  è lo spessore minimo della pala all'estremità di uscita,  $t'$  è la derivata rispetto a  $\delta$  nell'intervallo  $[\delta_{min}; \Theta]$ . Lo spessore in direzione radiale all'intradosso assumerà valore massimo  $t_{max}$ , non

più per  $\delta$  pari a  $\theta/2$ , ma per  $\delta^*$ , un ulteriore valore incognito ausiliario ricavabile tramite le equazioni (73) e (74).

Il valore di  $t_{max}$  può essere così scelto in modo da garantire la resistenza alle sollecitazioni massime statiche ed a fatica a cui è sottoposta la paletta, senza ridurre in maniera apprezzabile il rendimento della macchina (Figura 30).

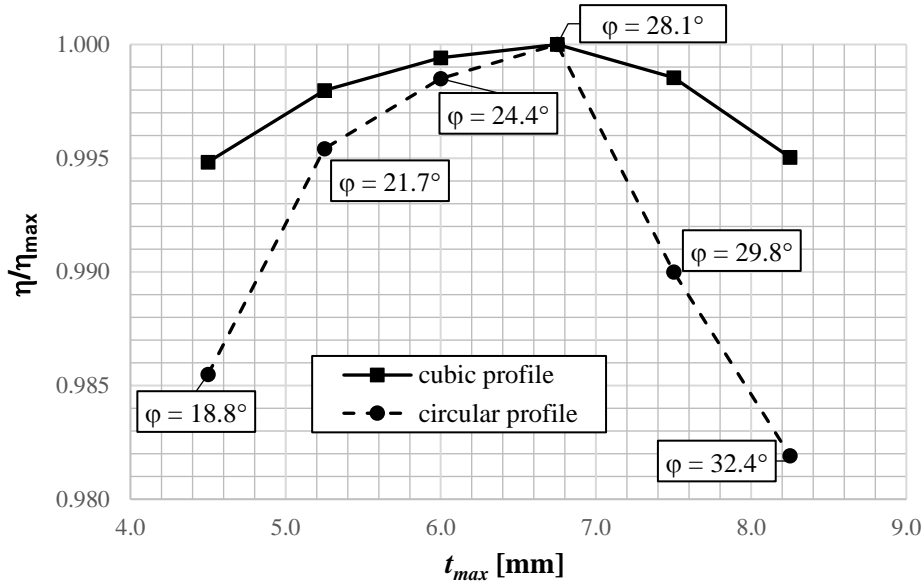


Figura 30. Confronto dei rendimenti ottenuti per i due differenti profili di estradosso al variare di  $t_{max}$ .

I rendimenti riportati in Figura 30 si riferiscono alla PRS1 e sono ottenuti come inviluppo dei massimi rendimenti ottenuti tramite simulazioni 2D, per pale di stesso spessore, ma in numero variabile. A titolo esemplificativo si mostrano i rendimenti ottenuti per la PRS1 con il nuovo estradosso proposto, indicato come “cubic profile”. In Figura 31 vengono riportati i rendimenti in funzione del numero di pale. Ogni curva ha come parametro il massimo spessore  $t_{max}$ .

Tutti i rendimenti sono stati scalati di un fattore pari al rendimento massimo ottenuto per 31 pale con spessore  $t_{max}$  pari a 6.75 mm.

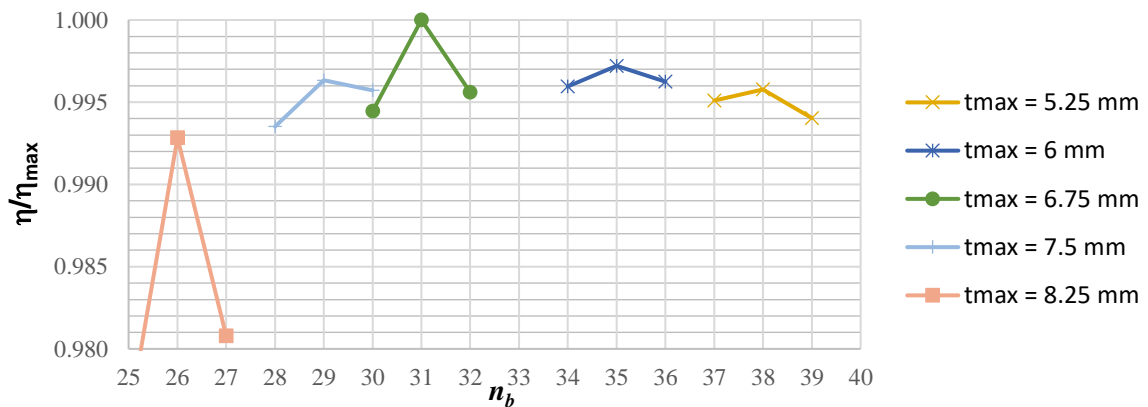


Figura 31. Rendimenti ottenuti per pale con differenti  $t_{max}$  al variare del numero di pale per la PRS1.

I punti indicati in Figura 32 rappresentano il numero ottimale di pale per dato valore di  $t_{max}$ , nel caso della PRS1. Una distribuzione di tipo lineare ( $R^2 = 0.9925$ ) ben approssima i punti ottenuti. Seppur un andamento di tipo lineare tra questi due parametri è stato confermato anche per altre PRS, non è stato ancora possibile determinare un'equazione con coefficienti che siano indipendenti dalla singola PRS. L'unica strada al momento percorribile, per data PRS, è quella di determinare ad hoc la relazione interpolando linearmente due coppie di  $n_b$ ,  $t_{max}$  ottenute tramite simulazioni CFD 2D.

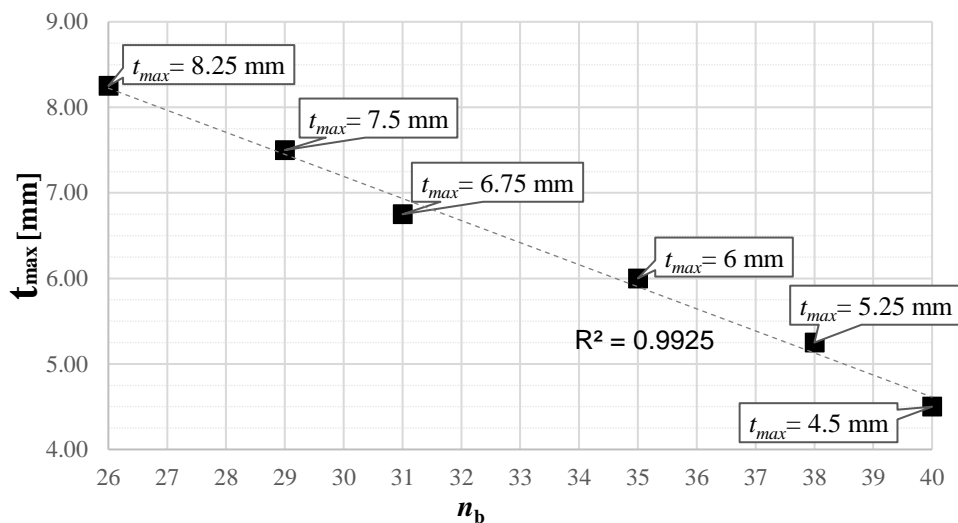


Figura 32. Numeri di pale ottimali ottenuti al variare di  $t_{max}$ , per la PRS1.

### 3.3 Stima delle tensioni massime ammissibili per la paletta più sollecitata

La scelta dello spessore massimo della paletta è legata alle sollecitazioni massime a cui questa è sottoposta in esercizio.

La potenza meccanica totale disponibile all'albero della turbina non è altro che la somma dei contributi delle potenze delle singole palette, a loro volta pari al prodotto tra le coppie agenti su ciascuna pala  $T_b$  e la velocità angolare della girante  $\omega$ .

Definiamo con  $\tau$  il rapporto tra la potenza erogata da una singola pala e la potenza idraulica totale disponibile:

$$\tau = \frac{T_b \omega}{\gamma Q \Delta H} \quad (75)$$

In Figura 33 è mostrato l'andamento di  $\tau$  per una data pala, in funzione della sua posizione, ottenuto per la PRS1 con rotore avente 31 pale.

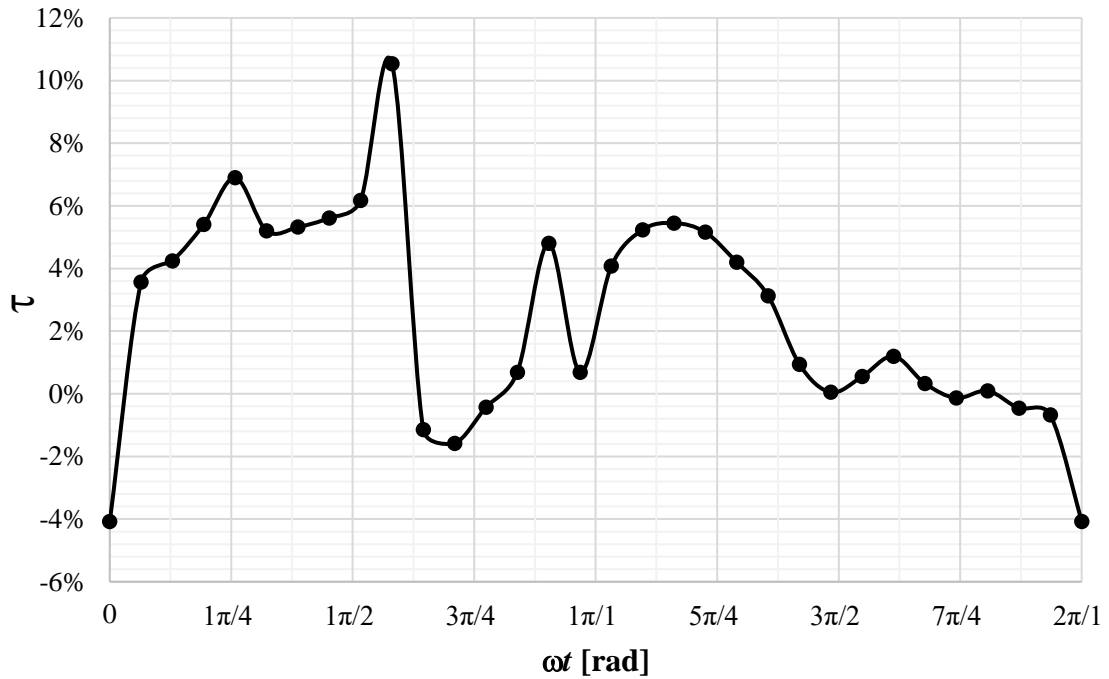


Figura 33. Andamento di  $\tau$  per differenti posizioni della pala durante una rotazione completa del rotore.

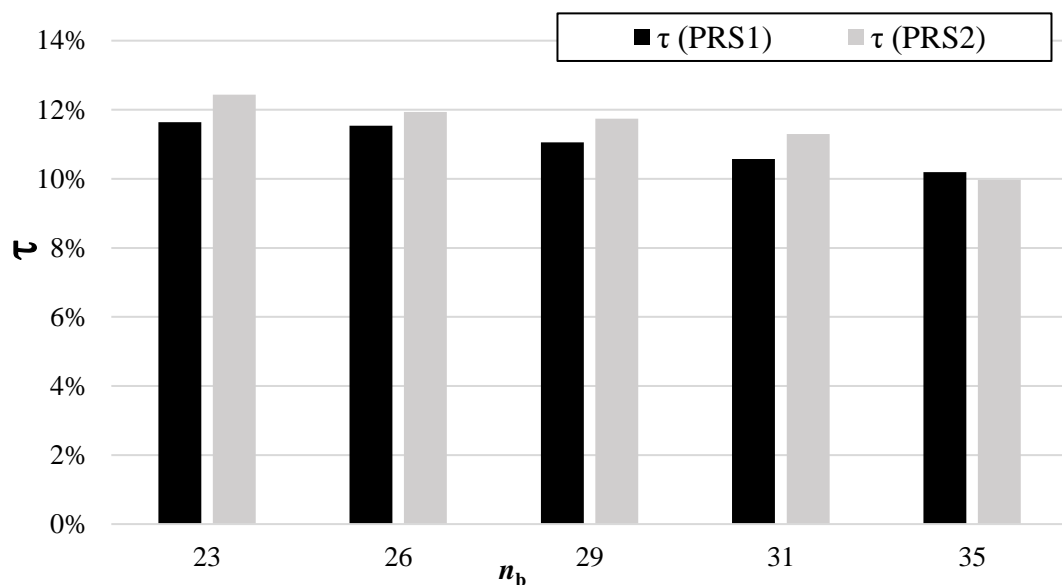
Come possiamo osservare in Figura 33, nelle turbine di tipo Cross-flow le sollecitazioni, proporzionali alla coppia che agisce sulla paletta, variano notevolmente durante una rotazione completa della girante, non solo in modulo ma anche in verso. In prossimità dell'inizio della sezione del distributore, che in Figura 33 corrisponde al valore di ascissa nulla, possiamo notare la presenza di una coppia discorde al verso di rotazione. Come evidenziato dai massimi relativi che presenta l'andamento di  $\tau$ , la pala contribuisce alla potenza complessiva in due distinti stadi. Il contributo alla potenza complessiva del primo stadio è comunque sempre superiore al contributo del secondo stadio, con un valore di picco in uscita dal distributore, che indichiamo con  $\tau_{\max}$ . In questo scenario di alta variabilità dello stato tensionale della singola paletta nel tempo, le sollecitazioni di fatica sono le più critiche per la progettazione della girante.

Sono state eseguite analisi CFD 2D al fine di valutare il comportamento di  $\tau_{\max}$  in funzione del numero di pale della girante, nell'intervallo 22-35, suggerito in letteratura (Tabella 3). I risultati ottenuti per ciascuna delle due PRS descritte in Tabella 1, sono riassunti in Figura 34.

Tabella 3. Numeri di pale ottimali consigliati per turbine di tipo Cross-Flow.

<b>Autori</b>	<b>Numero ottimale di pale <math>n_b</math></b>	<b>Riferimento bibliografico</b>
Aziz N.M., Totapally H.G.S	30	16
Sammartano V., et al.	35	18
Ceballos Y.C. et al.,	28	20
Choi Y. D., et al	30	21
Olgun H., Ulkun A.	28	22
Aziz N. M, Desai V. R.	25	23
Mani S., et al.	22	24
Acharya N., et al.	22	25

Possiamo osservare come il valore di  $\tau_{max}$ , seppur si riduca all'aumentare del numero di pale, (Figura 34) in prima battuta si possa supporre costante per una data PRS.

Figura 34. Valori di  $\tau_{max}$  per differenti numeri di pale.

Nei casi come quello appena mostrato, in cui le tensioni variano nel tempo da un valore massimo ad un valore minimo in maniera ciclica, spesso i componenti di macchine si rompono in maniera inaspettata, anche se un'accurata analisi rivela che la massima tensione raggiunta in esercizio è ben al di sotto della tensione di rottura del materiale, spesso anche sotto la tensione di snervamento. La caratteristica di queste rotture è che i cicli di tensione si ripetono per un numero molto elevato di volte nel tempo. Questo tipo d'avaria è detta rottura a fatica. Nelle avarie degli elementi di macchina sottoposte a carichi statici, spesso questi sviluppano una forte deformazione plastica, poiché la tensione effettiva supera quella di snervamento, dandoci un visibile avvertimento e quindi la possibilità di intervenire prontamente ad esempio con la sostituzione del pezzo prima che questo arrivi a frattura. I guasti a



fatica, invece, non danno alcun preavviso. Le rotture sono improvvise e totali, quindi più pericolose e difficili da diagnosticare per tempo [46].

Alcuni autori sostengono che l'80-90% [47] dei cedimenti di componenti strutturali sia dovuto a questi fenomeni. Per spiegare il meccanismo fisico del danno da fatica [48, 49], va innanzitutto osservato che i materiali da costruzione non sono mai omogenei e isotropi. Anche se non sono presenti intagli, le sollecitazioni sono distribuite in modo non uniforme ed è facile superare localmente il limite di snervamento seppur la sollecitazione nominale rimanga sempre abbondantemente al di sotto di questo limite. Il cedimento per fatica è dovuto all'accumulo di danni localizzati, causati dalla deformazione ciclica in campo plastico. In genere, l'avaria si verifica dopo diverse migliaia di cicli.

Ad oggi non esiste, un modello analitico in grado di descrivere in maniera deterministica il comportamento a fatica dei materiali. Nella pratica ingegneristica l'approccio più utilizzato è di tipo empirico con l'utilizzo dei diagrammi di Wöhler.

I diagrammi di Wöhler sono dei diagrammi rappresentati in scala doppio logaritmica, che danno la resistenza a fatica, in termini di tensione massima ammissibile  $\sigma$  per un dato materiale, in funzione della vita indicata come numero di cicli  $N$  [50].

Sono ottenuti sperimentalmente da test che utilizzano provini standard (Figura 35) sottoposti ad un carico noto, che spesso è di flessione pura e varia con legge sinusoidale e alternata (flessione rotante). I provini controllati in laboratorio vengono lucidati a specchio nella zona d'area minima, per non avere una concentrazione delle tensioni dovuta alla rugosità superficiale.

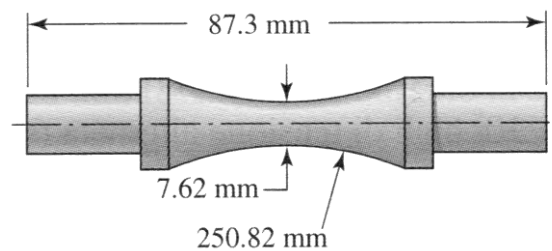


Figura 35. Geometria del provino standard per la macchina di R.R. More a flessione rotante. Se la rottura non avviene nella sezione resistente più piccola il test non è da ritenersi valido [46].

Nel caso di provini in acciaio, il diagramma presenta tre zone (Figura 36):

- per un numero di cicli inferiore a  $10^{3-4}$  (fatica a basso numero di cicli) la tensione massima ammissibile assume valori che variano dal valore della tensione di rottura  $\sigma_r$  fino a circa  $0.9 \sigma_r$ ;

- per numero di cicli compresi tra  $10^{3\pm 4}$  e  $10^6$  (fatica a vita finita) la curva sul diagramma di Wöhler può essere ben approssimata da una curva che assume una forma del seguente tipo

$$\sigma_f = a N^b \quad (76),$$

dove le costanti  $a$  e  $b$  dipendono dal materiale e si possono calcolare sostituendo alla (76) i valori delle tensioni definite per  $N = 10^{3\pm 4}$  e  $10^6$ ;

- la curva, infine, presenta un gomito in corrispondenza di un numero di cicli pari a circa  $10^6$  per poi assumere un andamento orizzontale. Il valore della tensione in questo punto viene spesso indicato come limite di resistenza a fatica del materiale  $\sigma_{lrf}$  e si riferisce al limite di fatica che i provini controllati in laboratorio possono sopportare indefinitamente senza che si verifichi una rottura a fatica (a vita infinita).

In assenza dei diagrammi di Wöhler per un dato acciaio, il valore della tensione limite di resistenza a fatica  $\sigma_{lrf}$  può essere stimato con buona approssimazione dal valore della sua tensione di rottura  $\sigma_r$ .

$$\sigma_{lrf} = 0.5 \sigma_r \rightarrow \sigma_r < 1400 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\sigma_{lrf} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_r \geq 1400 \text{ MPa} \quad (78)$$

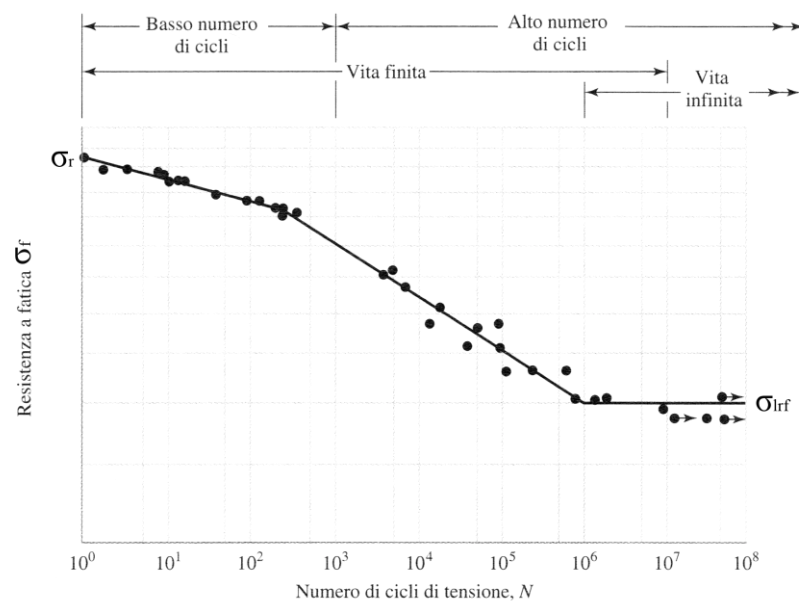


Figura 36. Un tipico diagramma di Wöhler nel caso di provini in acciaio [46].

Per i materiali non ferrosi, la tensione massima ammissibile mostra invece un andamento monotono decrescente con il numero di cicli e quindi non è possibile definire un valore di tensione di resistenza a fatica limite (Figura 37).

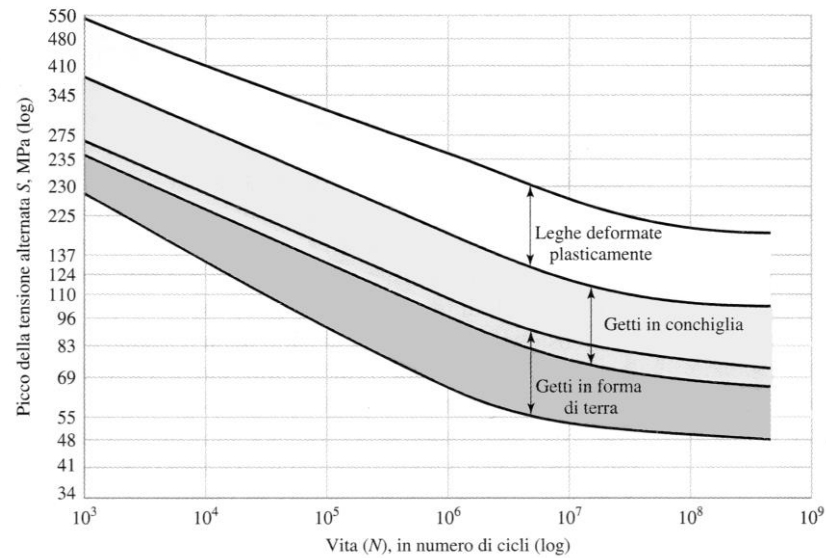


Figura 37. Diagrammi di Wöhler per materiali non ferrosi [46].

I dati della resistenza a fatica dipendono da molte condizioni delle prove di laboratorio; tali condizioni non coincidono mai con quelle a cui è sottoposto un componente di una macchina in esercizio. Per tenere conto di queste differenze, il valore di tensione limite di resistenza a fatica del componente, indicata con  $\sigma'_{lrf}$ , viene corretto moltiplicando  $\sigma_{lrf}$  del materiale per dei coefficienti correttivi che tengono conto della rugosità superficiale, della forma del componente, del tipo di sollecitazione a cui è sottoposto, che salvo rari casi non è mai di flessione pura alternata simmetrica, della temperatura di esercizio, di eventuali trattamenti superficiali, nonché del processo di produzione e del coefficiente di sicurezza da applicare.

Il valore ottenuto con la (79) può essere considerato ragionevole, nel caso di turbina idraulica [51, 52].

$$\sigma'_{lrf} = \frac{\sigma_{lrf}}{3} \quad (79)$$

### 3.4 Criterio di progettazione del rotore tramite CFD 2D e FEM semplificate

Alla luce di quanto finora illustrato viene ora proposta una nuova metodologia di progettazione ottimale del rotore basata sulla seguente procedura iterativa:

1. Calcolo della larghezza  $B$  e del diametro  $D$  secondo la procedura descritta nel paragrafo 1.3.
2. Scelta del valore minimo di  $t_{\max}$  tecnologicamente realizzabile, quale valore iniziale di primo tentativo.
3. Calcolo dei profili della paletta, in accordo a quanto descritto nel paragrafo 3.2.
4. Soluzione di una simulazione CFD 2D della turbina di primo tentativo con rotore da 35 palette ed esportazione della distribuzione di pressione nella paletta più sollecitata.
5. Creazione del modello CAD di una singola paletta, di larghezza pari a  $B$  e con profilo precedentemente calcolato. In questa fase viene aggiunta al modello CAD una porzione del disco laterale della girante raccordata con un raggio di raccordo  $rf$  pari a  $0.833 t_{\max}$  e un setto intermedio di rinforzo, qualora risulti necessario.
6. Valutazione del massimo valore della tensione di von Mises, mediante analisi strutturale FEM 3D del modello CAD della singola pala, utilizzando come carico il campo di pressione sulla paletta precedentemente calcolato al punto 4.
7. Se il valore della tensione massima di von Mises ottenuto è superiore al valore ammissibile per la verifica a fatica calcolato con la (79), viene incrementato il valore di  $t_{\max}$  o valutato l'inserimento di un setto intermedio e si ripete la procedura a partire dal punto 5, fino a quando il valore della tensione di von Mises risulta inferiore al valore ammissibile per la verifica a fatica.
8. Utilizzando la nuova geometria, viene eseguita una procedura di ottimizzazione del numero di palette mediante analisi CFD 2D. Infine può essere utile eseguire una simulazione CFD 3D dell'intera macchina accoppiata ad una FEM 3D dell'intero rotore per una verifica dei risultati ottenuti e per il calcolo dell'efficienza.

In Figura 38 un diagramma di flusso mostra la procedura appena descritta. Di seguito verrà affrontato in dettaglio ogni singolo passaggio.

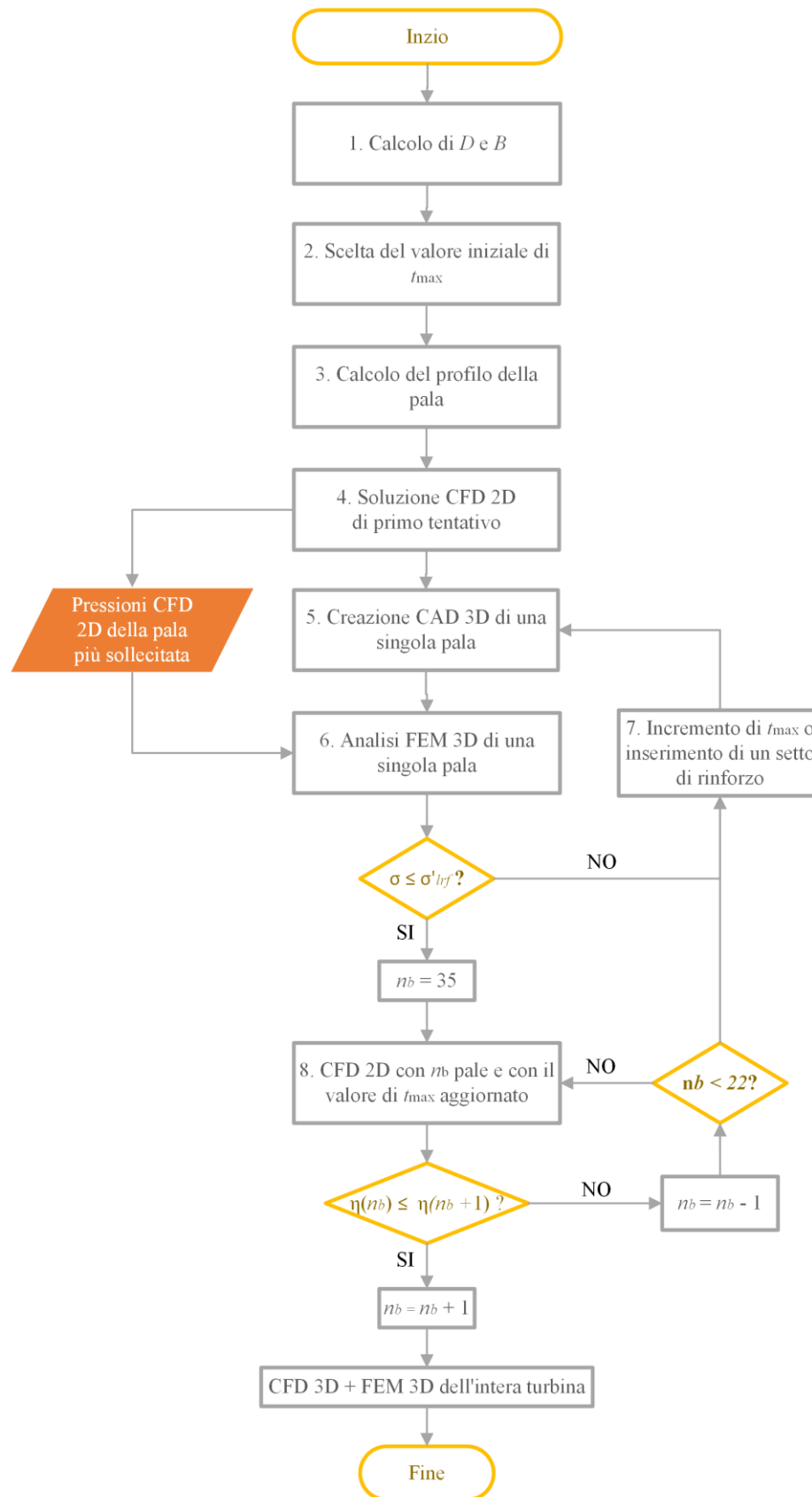


Figura 38. Diagramma di flusso della procedura di progettazione del rotore di una PRS.

Una volta definiti larghezza  $B$  e diametro esterno  $D$  della girante a partire dal valore di portata massima transitabile  $Q$  in corrispondenza del carico disponibile  $\Delta H$ , è necessario scegliere un valore iniziale di  $t_{\max}$  per calcolare intradosso ed estradosso della paletta. Un criterio di scelta ragionevole potrebbe essere quello di iniziare con il più piccolo valore tecnologicamente realizzabile e aumentarlo gradualmente fino a quando lo stress massimo di von Mises calcolato numericamente sia inferiore al valore  $\sigma'_{\text{lr}}$ .

Si realizza quindi il modello CAD 3D di una singola paletta estrudendo la sezione del profilo appena calcolato di una lunghezza pari a  $B$ , la larghezza della girante. Per l'analisi FEM, è inoltre necessario completare il modello CAD aggiungendo le porzioni dei due dischi in corrispondenza delle estremità della pala. In Figura 39 è mostrata la geometria di una pala con  $t_{\max} = 7$  mm ottenuta per la PRS2.

Un raggio di raccordo  $rf$  tra dischi e pala va sempre previsto, per evitare le sollecitazioni eccezionalmente elevate che si verrebbero a creare per la presenza di spigoli vivi.

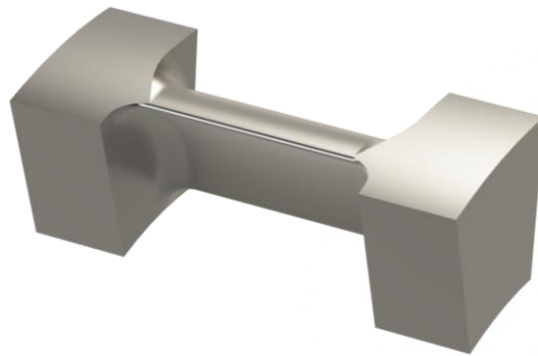


Figura 39. Modello CAD per una pala della PRS2 con  $t_{\max}=7$  mm.

Uno studio parametrico preliminare è stato eseguito per determinare un valore ottimale per  $r$ , in funzione dello spessore massimo  $t_{\max}$ .

Dai risultati ottenuti il livello delle tensioni massime  $\sigma_{\max}$  inizialmente diminuisce molto rapidamente all'aumentare di  $r$ ; poi la riduzione diventa sempre più lenta (Figura 40). Per un rapporto  $rf/t_{\max}$  superiore a 0.833 l'andamento delle tensioni massime mostra un plateau. Il valore di  $rf = 0.833 t_{\max}$  è stato quindi proposto come valore di progetto per il raggio di raccordo.

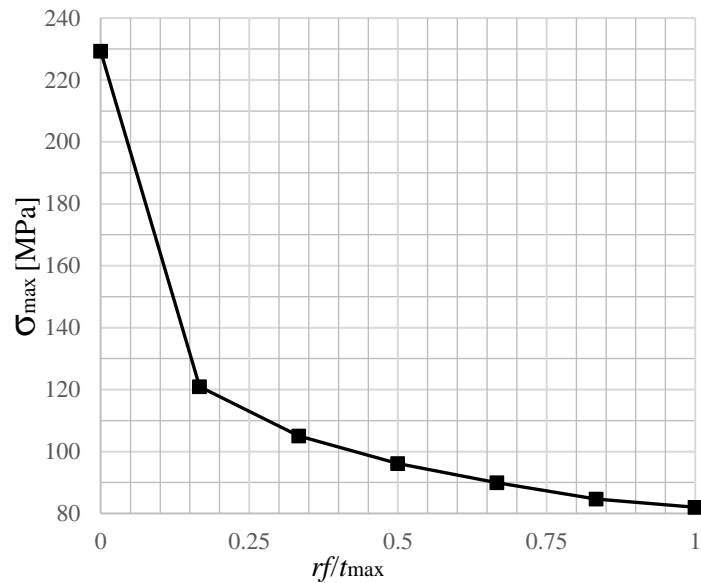


Figura 40. Tensioni massime  $\sigma_{max}$  al variare di  $rf/t_{max}$ .

Qualora incrementare il valore di  $t_{max}$  non sia sufficiente o la procedura di ottimizzazione dovesse portare ad un rotore con un numero di pale inferiore a 22, al di sotto dei valori consigliati da letteratura (Tabella 3), potrebbe rendersi necessario inserire un setto intermedio. Questa soluzione permette di rispettare il vincolo sulla tensione massima ammissibile con uno spessore minore della pala e quindi ottenere un rotore ottimale con un numero di pale maggiore. In questo caso, al punto 5, va anche aggiunta una porzione del setto di rinforzo nel modello CAD della singola pala.

In Figura 41 è mostrato il modello CAD di una pala ottenuta per la PRS1, compresi i due dischi alle estremità e il setto di rinforzo. Gli spigoli vanno opportunamente raccordati con raggio di raccordo pari a  $rf$ .

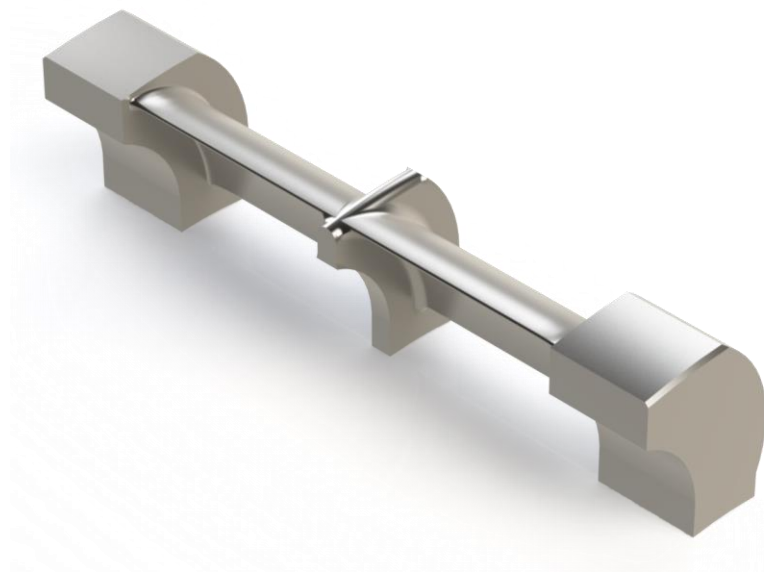


Figura 41. Modello CAD per una pala della PRS1 con la presenza del setto di rinforzo.

Per calcolare le tensioni a cui è sottoposta la pala più sollecitata, viene eseguita un'analisi FEM semplificata usando come carico le pressioni agenti sul profilo della pala più sollecitata, ottenute tramite analisi CFD 2D, assumendo l'ipotesi di un andamento costante delle pressioni lungo la larghezza della girante.

Come ulteriori condizioni al contorno dell'analisi strutturale viene bloccato ogni grado di libertà (Degrees of Freedom o semplicemente DOF) della porzione di disco solidale al generatore elettrico; vengono altresì bloccati tutti i DOF, ad eccezione della rotazione attorno all'asse della turbina, per il disco in corrispondenza dell'altra estremità della pala e per eventuali setti di rinforzo. La simulazione strutturale consente di calcolare tensioni di von Mises e deformazioni della pala. Qualora la tensione di von Mises massima ottenuta risulti inferiore al valore di tensione limite di resistenza a fatica del componente  $\sigma'_{\text{Irf}}$ , si passerà a definire il numero ottimale di pale di spessore massimo  $t_{\text{max}}$  che massimizza il rendimento idraulico, tramite ulteriori simulazioni CFD 2D. In caso contrario la procedura va ripetuta aumentando  $t_{\text{max}}$  o inserendo un setto di rinforzo.

Al termine della procedura di ottimizzazione può essere utile eseguire una simulazione CFD 3D dell'intera macchina accoppiata ad una FEM 3D dell'intero rotore come verifica finale.

### 3.5 Caso studio: PRS “Fontes Episcopi”

La procedura proposta è stata applicata per la riprogettazione di una PRS già installata nel nodo idraulico di regolazione della pressione “Fontes Episcopi”, uno dei nodi di regolazione della rete di trasporto idrico, denominata “Gela-Aragona”. L'acquedotto “Gela-Aragona”, fa parte della Rete di trasporto Siciliana. Parte da una vasca superiore, posta in prossimità della sorgente “Belvedere” e situata ad un'altitudine di 460 m sul livello del mare (s.l.m.), ed alimenta un serbatoio posto a quota inferiore, denominato “Forche”, situato a 335 m s.l.m. Questo serbatoio alimenta la rete di distribuzione idrica della città di Agrigento e un serbatoio posto a 75 m s.l.m., a servizio della rete di distribuzione idrica del comune di Licata. Lungo la condotta sono previsti due nodi di regolazione, detti “Fontes Episcopi” e “San Biagio Mendolito”. Tra di essi vi è una derivazione per garantire la fornitura idrica di un piccolo centro urbano (Figura 42). La portata in uscita dal serbatoio “Belvedere” varia tra 0.07–0.100 m<sup>3</sup>/s ed è attualmente regolata da una valvola a fuso posta immediatamente a valle del serbatoio. Con portate comprese in questo intervallo, la pressione misurata al nodo



“Fontes Episcopi” risulta tra 0.2–0.6 MPa. Se la pressione misurata al nodo “Fontes Episcopi” è superiore 0.5 MPa, il serbatoio “Forche” risulta pieno e il flusso viene convogliato interamente al serbatoio di Licata.

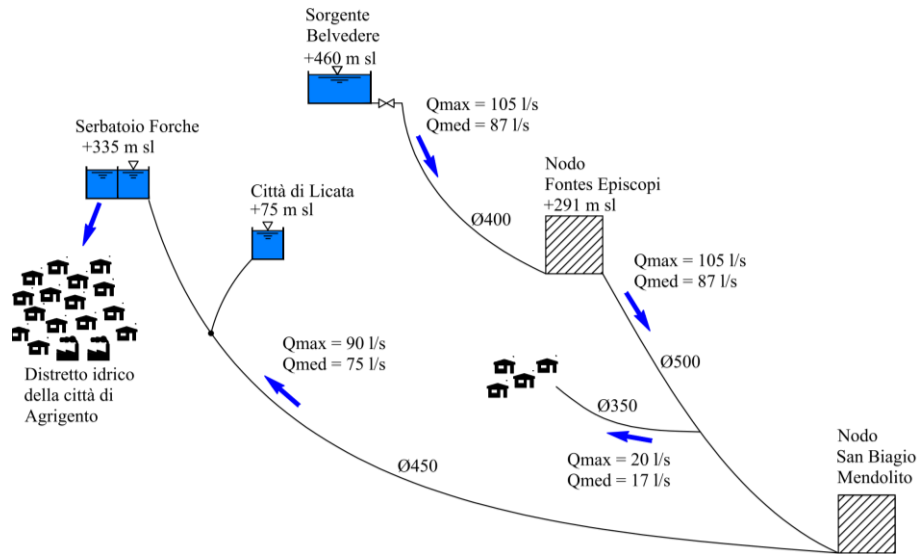


Figura 42. Schema idraulico dell'acquedotto "Gela-Aragona".

La preesistente turbina PRS (Figura 43) era stata progettata per una velocità di rotazione  $n = 1500$  rpm e un salto massimo disponibile  $\Delta H = 100$  m, in modo da garantire il transito della portata massima  $Q = 0.100$  m<sup>3</sup>/s con il salto di progetto, anche nel caso in cui all'uscita del nodo "Fontes Episcopi" la pressione fosse pari al valore massimo misurato di 0.6 MPa. Purtroppo le condizioni operative in termini di salto e portata effettivamente verificatesi nel sito in fase di collaudo e avvio dell'impianto sono risultate differenti dai parametri di progetto e la turbina ha mostrato un rendimento medio di appena il 61%, durante le prove sul campo. La turbina è stata dunque riprogettata secondo i parametri riportati per la PRS2 in Tabella 1.

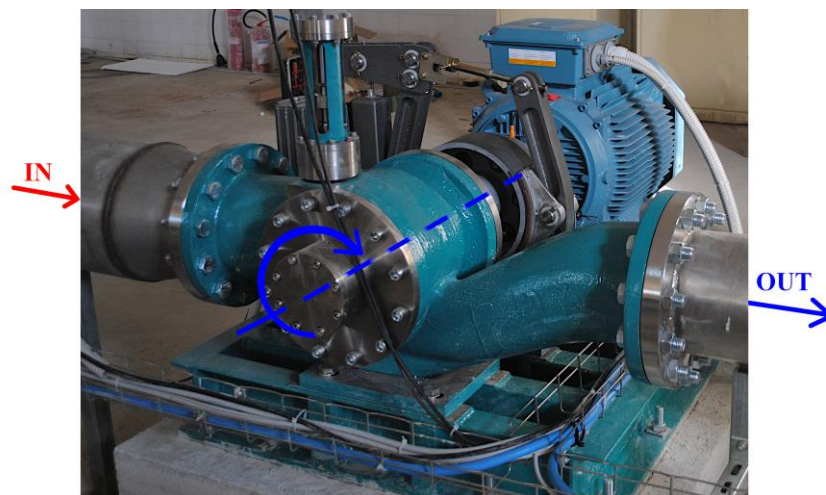


Figura 43. PRS installata a Fontes Episcopi.

Usando un'ampiezza dell'arco della sezione di ingresso della girante  $\lambda_{\max}$  (Figura 7) pari a  $100^\circ$ , sono stati calcolati i valori della larghezza  $B$  e del diametro  $D$  della girante, secondo la procedura descritta nel paragrafo 1.3, risultati rispettivamente pari a 234 mm e 55 mm.

Sono state progettate tre differenti giranti, tutte in acciaio inossidabile. Per le prime due si è utilizzato il tradizionale profilo delle pale con estradosso circolare e spessore variabile (Figura 20b), la terza girante è invece stata progettata secondo il nuovo profilo proposto al paragrafo 3.2.

Per l'acciaio inossidabile è plausibile considerare un valore di tensione di rottura  $\sigma_r$  pari a 500 MPa. In assenza del diagramma di Wöhler, il valore della tensione limite di resistenza a fatica del materiale  $\sigma_{\text{lrf}}$ , può essere stimato con buona approssimazione dal valore della sua tensione di rottura  $\sigma_r$ , tramite la (77) ed è risultato pari a 250 MPa. Nel caso di turbina idraulica la (79) dà una stima ragionevole del valore di tensione limite di resistenza a fatica del componente  $\sigma'_{\text{lrf}}$  pari a 83.3 MPa.

Per la girante 1, con 34 pale aventi profilo dell'estradosso circolare e spessore massimo  $t_{\max} = 5.12$  mm, le simulazioni numeriche CFD 3D hanno mostrato un rendimento massimo  $\eta$  pari al 79.3%. Tramite l'analisi FEM 3D dell'intero rotore si è ottenuto un valore massimo per la tensione di von Mises pari a 117.76 MPa, al di sopra del limite  $\sigma'_{\text{lrf}}$  e quindi non sufficiente a garantire la resistenza a fatica del componente (Figura 44).

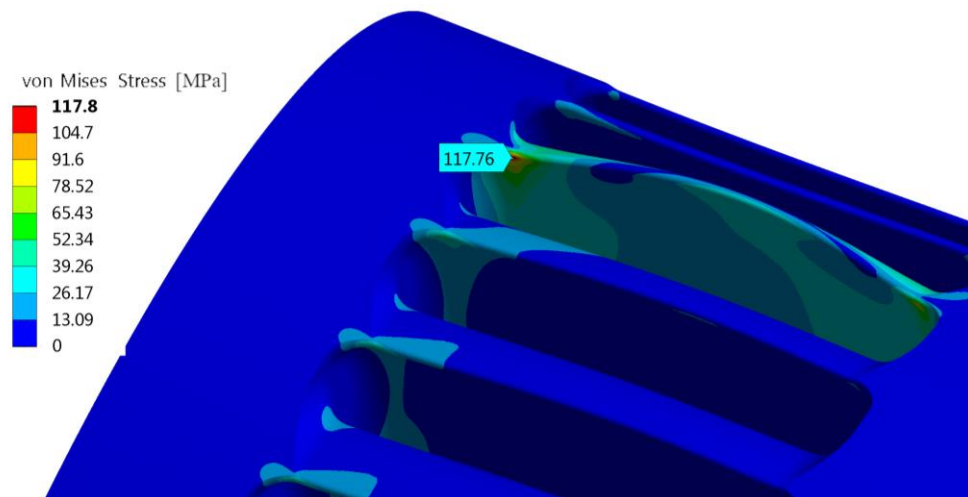


Figura 44. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 1.

La girante 2, come la girante 1, presenta pale aventi profilo dell'estradosso circolare. Lo spessore massimo è stato incrementato fino a  $t_{\max} = 7$  mm, rilassando la condizione ottimale  $\varphi = \beta_1$  (Figura 20). Tramite una serie di simulazioni CFD 2D è stato determinato un numero ottimale di pale  $n_b$  pari a 27. In questo caso l'analisi FEM 3D dell'intero rotore ha

mostrato un valore massimo per la tensione di von Mises inferiore al limite  $\sigma'_{\text{rf}}$  ammissibile (Figura 45), ma il rendimento calcolato con l'analisi CFD 3D si è ridotto fino a  $\eta = 78.2\%$ .

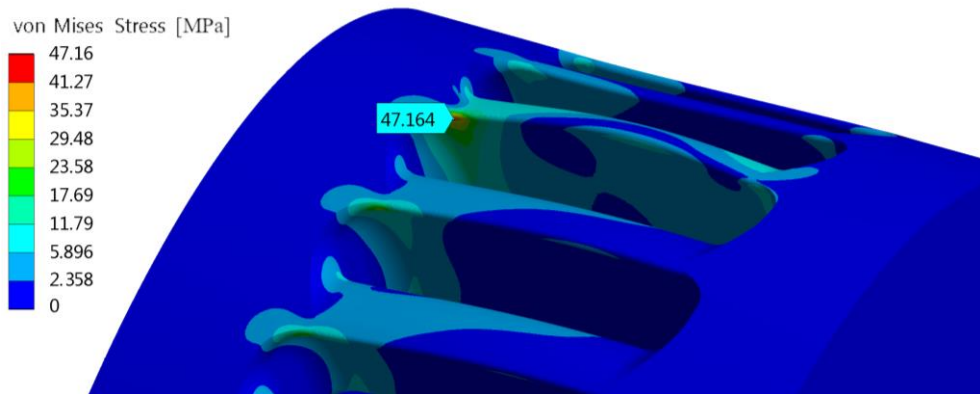


Figura 45. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 2.

Infine la girante 3 è stata progettata con 27 pale aventi profilo dell'estradosso cubico con spessore  $t$  calcolato con la (69) e spessore massimo  $t_{\text{max}} = 7$  mm. Le simulazioni numeriche CFD 3D hanno dato come risultato un rendimento massimo  $\eta$  pari al 79.2%. Tramite l'analisi FEM 3D dell'intero rotore si è ottenuto un valore massimo per la tensione di von Mises pari a 45.14 MPa, compatibile con il limite  $\sigma'_{\text{rf}}$  ammissibile (Figura 46).

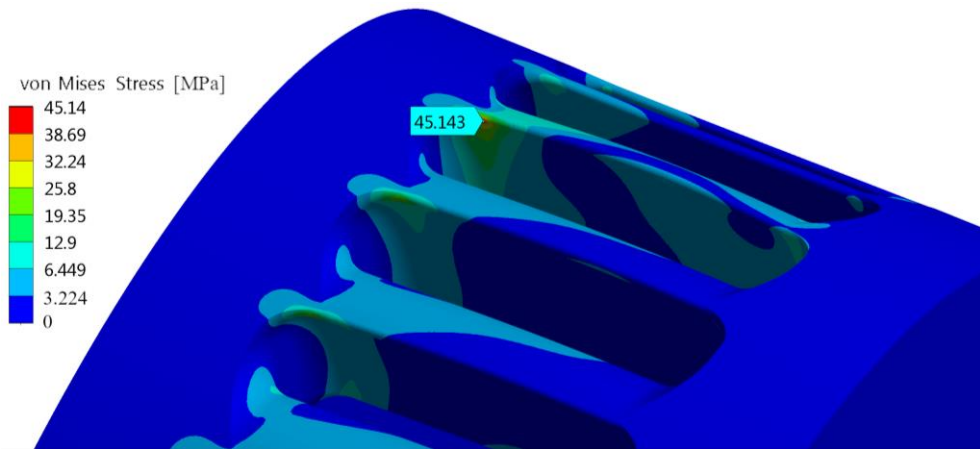


Figura 46. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 3.

In Figura 47 si può notare come la differenza tra il valore massimo delle tensioni di von Mises ottenuto dall'analisi FEM di una singola pala, pari a 45.91 MPa, e quello calcolato con l'analisi CFD 3D finale accoppiata all'analisi FEM dell'intero rotore (Figura 46) sia trascurabile.

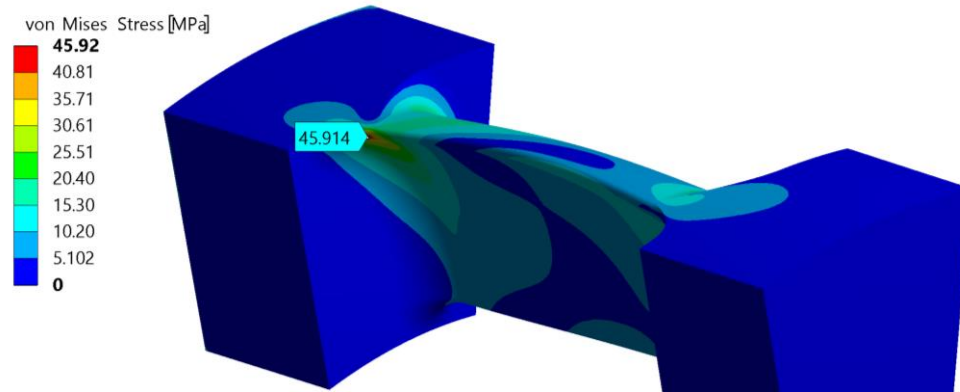


Figura 47. Tensioni di von Mises calcolate con il modello FEM 3D della singola pala della girante 3.

In Figura 48 possiamo vedere le linee di flusso e la distribuzione delle pressioni nel dominio fisso e sulle superfici delle palette, calcolate con l'analisi CFD 3D finale per la PRS2 con girante 3.

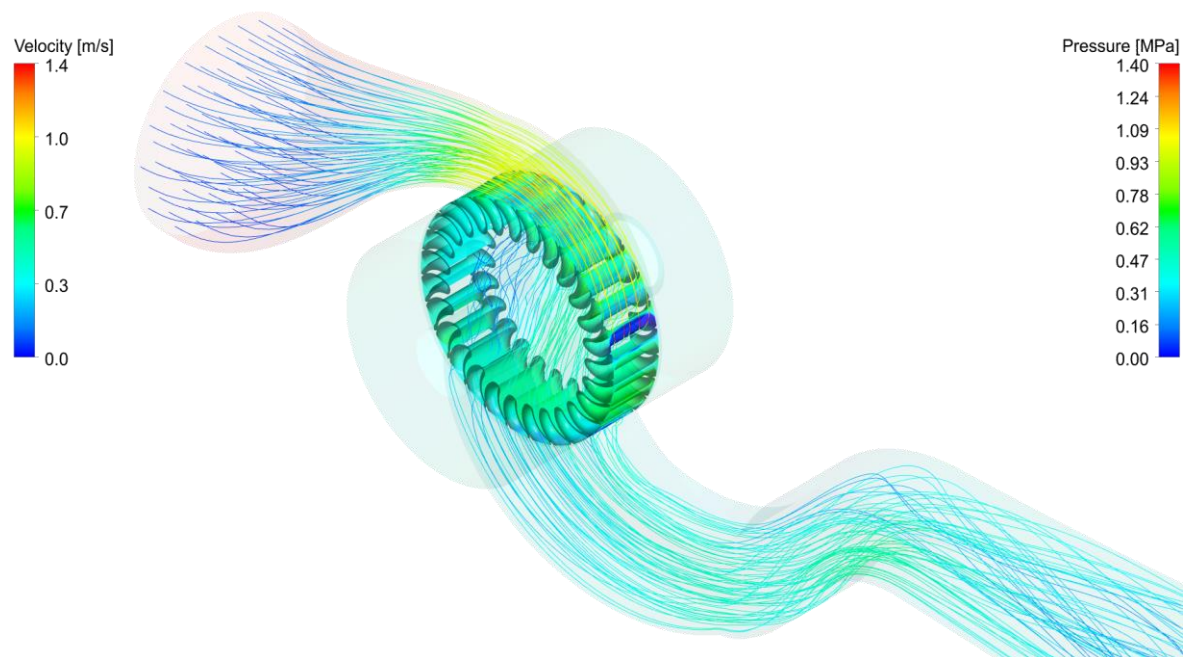


Figura 48. Linee di flusso e distribuzione delle pressioni per la PRS2 con girante 3.

In Figura 49 possiamo vedere un dettaglio della distribuzione delle pressioni sulla superficie dell'intradosso e dell'estradosso della palette più sollecitata. L'ipotesi di un andamento delle pressioni costante per l'intera larghezza, utilizzata per il modello FEM 3D della singola pala (Figura 50), può ritenersi valida e addirittura conservativa rispetto al caso reale, visto che dall'analisi CFD 3D, le pressioni calcolate alle estremità risultano inferiori a quelle calcolate per la zona centrale della pala (Figura 49).

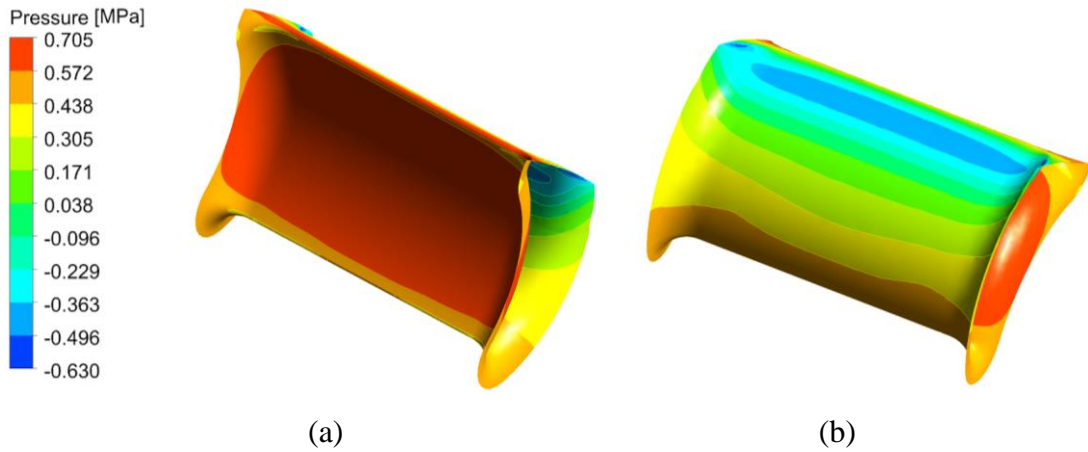


Figura 49. Distribuzione delle pressioni calcolata tramite simulazione CFD 3D transient della paletta più sollecitata: (a)intradosso; (b) estradosso.

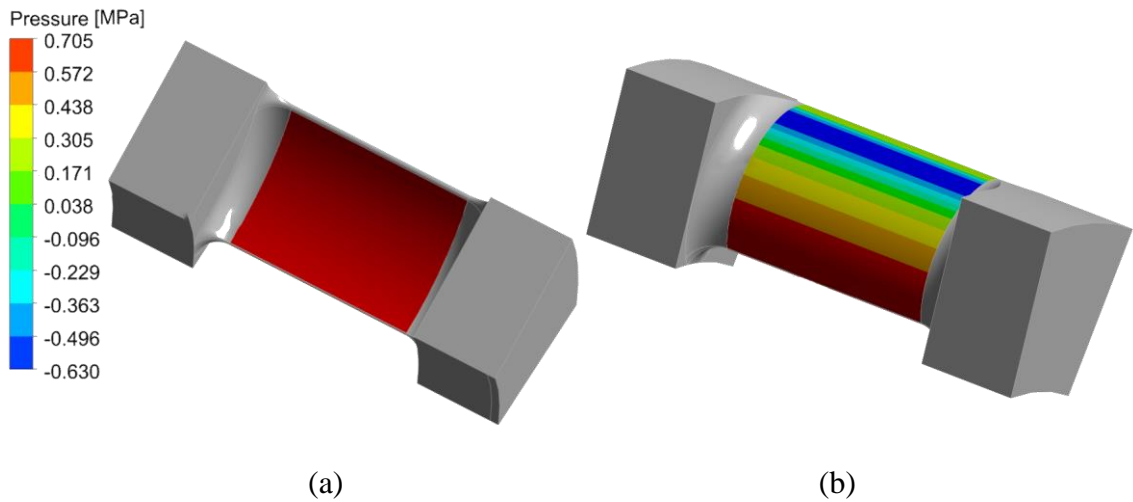


Figura 50. Distribuzione delle pressioni imposta per la FEM 3D di una singola pala: (a)intradosso; (b) estradosso.

In Tabella 4 è riportato un riepilogo dei risultati ottenuti dalle simulazioni della PRS2 con i 3 rotori. Per la girante 3, progettata con pale aventi la nuova geometria, è stato calcolato un rendimento in linea con il rendimento massimo ottenuto per la girante 1 e una tensione di von Mises massima al di sotto della tensione limite di resistenza a fatica.

Tabella 4. Confronto tra le giranti.

<b>Girante</b>	<b>Girante 1</b>	<b>Girante 2</b>	<b>Girante 3</b>
Profilo estradosso	Circolare	Circolare	Cubico
$t_{max}$	5.12 mm	7.00 mm	7.00 mm
$n_b$	34	27	27
$\eta$	79.3%	78.2%	79.2%
$\sigma_{max}$	117.76 MPa	47.16 MPa	45.14 MPa



Nell'impianto reale, la turbina è dotata di freno a ceppi negativo, che interviene automaticamente in caso di guasto improvviso della rete elettrica, per evitare che il rotore, in mancanza della coppia frenante del generatore elettrico, ruoti alla velocità di fuga. Quando il freno blocca la girante il flusso idrico che attraversa la turbina può aumentare fino al 40%, se viene mantenuto il salto di progetto. In questo caso, seppur la girante è soggetta a sollecitazioni superiori a quelle viste in precedenza, queste sono di natura statica e non vanno più confrontate con il limite di resistenza a fatica, ma con la tensione di snervamento del materiale. L'analisi FEM 3D della girante bloccata dal freno ha dato come risultato tensioni di von Mises massime pari a 98.44 MPa (Figura 51), inferiori alla tensione di snervamento, che per l'acciaio inossidabile è di circa 215 MPa.

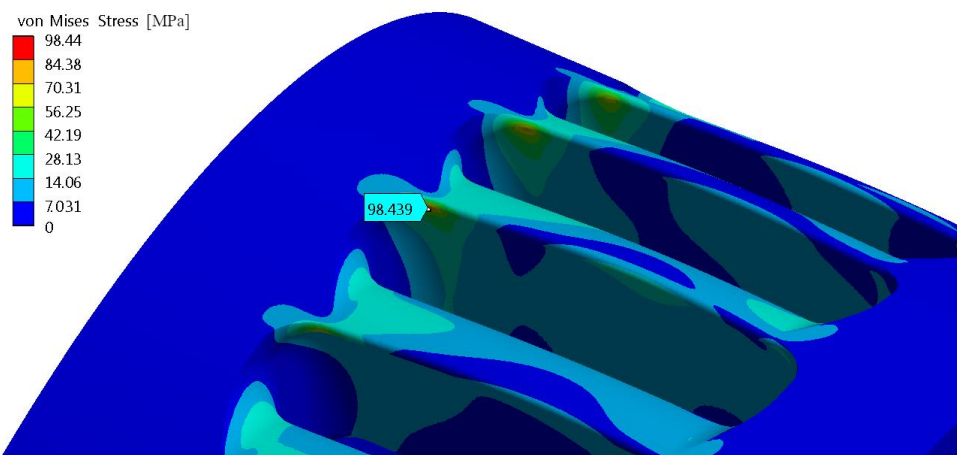


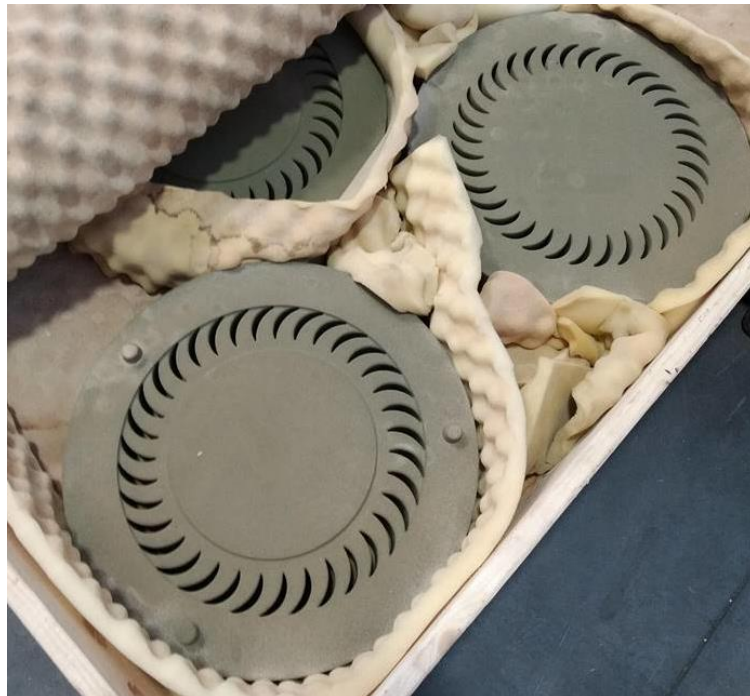
Figura 51. Tensioni di von Mises calcolate per la girante 3 nel caso di frenata di emergenza.

Come mostrato, un corretto utilizzo di modelli CFD 2D abbinati a modelli strutturali FEM 3D di una singola pala, anziché dell'intero rotore, consente di limitare lo sforzo computazionale, in modo da ottenere un progetto definitivo in tempi ragionevoli e con l'utilizzo di una stazione di lavoro dotata di poche decine di processori.

Per il caso studio presentato sono state effettuate in totale 30 simulazioni CFD 2D e 7 analisi strutturali FEM 3D semplificate, che hanno richiesto un tempo di calcolo complessivo di 600 ore, su un computer equipaggiato con 2 CPU Intel® Xeon® E5-2650 v3. Lo stesso problema, risolto con la metodologia classica di ricerca dell'ottimo tramite analisi accoppiate CFD e FEM 3D dell'intera girante, avrebbe richiesto un tempo computazionale di 16 giorni per ogni simulazione. Per la sola ottimizzazione di 2 parametri come ad esempio il numero di pale  $n_b$  e il loro spessore massimo  $t_{max}$ , sarebbe stato necessario un tempo di calcolo di diversi ordini di grandezza superiore, rispetto alla nuova procedura proposta.

La scelta di un profilo complesso per l'estradosso può sembrare in conflitto con uno dei principali vantaggi delle turbine di tipo cross-flow: la loro semplicità costruttiva rispetto

a turbine più performanti, come le Francis o le Kaplan. Bisogna far notare che nelle PRS la dimensione della girante rimane contenuta anche per potenze elevate. Questo fattore, legato allo sviluppo delle nuove tecnologie di prototipazione rapida di stampa 3D che consentono la costruzione economica di stampi per geometrie molto complesse, a patto che queste abbiano dimensioni contenute, permette di ottenere uno stampo dell'intera girante per il successivo processo di fusione (Figura 52). Il costo della girante realizzata con questa nuova tecnologia risulta essere inferiore al costo richiesto per la realizzazione di una girante con pale di profilo circolare, utilizzando tecnologie standard, quali lavorazioni per asportazione di truciolo e processi di saldatura. La fusione, inoltre, permette l'utilizzo di materiali difficilmente saldabili, come ad esempio l'alluminio.



*Figura 52. Stampo in sabbia della girante, ottenuto tramite prototipazione rapida 3D, da utilizzare per il successivo processo di fusione.*

## 4. PRS PER IMPIANTI CON DISLIVELLO ELEVATO: H-PRS

### 4.1 Turbine con scarico in pressione per alti carichi: stato dell'arte

L'installazione di turbine mini-idroelettriche con pressione di scarico superiore alla pressione atmosferica ed installate lungo le reti acquedottistiche, presenta diverse problematiche nei casi di dislivelli elevati (superiori a 150 m) e portate inferiori a  $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ . In queste particolari condizioni di funzionamento le turbine assiali e le PRS tradizionali hanno mostrato una bassa efficienza e l'unica alternativa valida, ad oggi, rimangono le PAT, che però non presentano possibilità di regolazione idraulica. Per condizioni idrauliche del sito diverse da quelle di progetto, nel caso di installazione di una PAT, è necessario dirottare parte della portata in transito verso una condotta secondaria, bypassando la turbina, o dissipare parte del carico disponibile.

Alcuni autori [53] hanno proposto una variante della tradizionale turbina Pelton [54], dove il flusso d'acqua non viene restituito a pressione atmosferica, ma in un serbatoio di aria pressurizzata. Allo stato attuale questa soluzione presenta ancora diversi limiti, quali la riduzione dell'efficienza dell'impianto dovuta all'energia necessaria per la pressurizzazione del serbatoio, il rilascio di aria disciolta nella condotta di valle e una maggiore corrosione degli organi meccanici e della condotta stessa.

Per quanto riguarda le turbine PRS, quando queste vengono progettate per elevati salti e portate ridotte, mostrano una riduzione di efficienza che è legata probabilmente alle elevate velocità raggiunte dalle particelle d'acqua all'interno del distributore e della girante, con conseguenti dissipazioni di energia dovute alle perdite per attrito.

Da un'analisi funzionale delle equazioni (34)-(37) si può notare che, ad una riduzione della portata, corrisponde una proporzionale riduzione del rapporto  $B/D$ , fissati  $\Delta H$  e  $n$ . La riduzione di tale rapporto ha un effetto trascurabile sul rendimento, fino ad un valore limite di circa 0.5. Al ridursi della distanza  $B$  tra le pareti laterali di girante e distributore, le dissipazioni di energia dovute alle perdite per attrito assumono un peso sempre maggiore, andando di fatto a ridurre l'energia che la turbina può raccogliere dal fluido che la attraversa. Si veda in Figura 53 come il rendimento si riduca al diminuire del rapporto  $B/D$ .



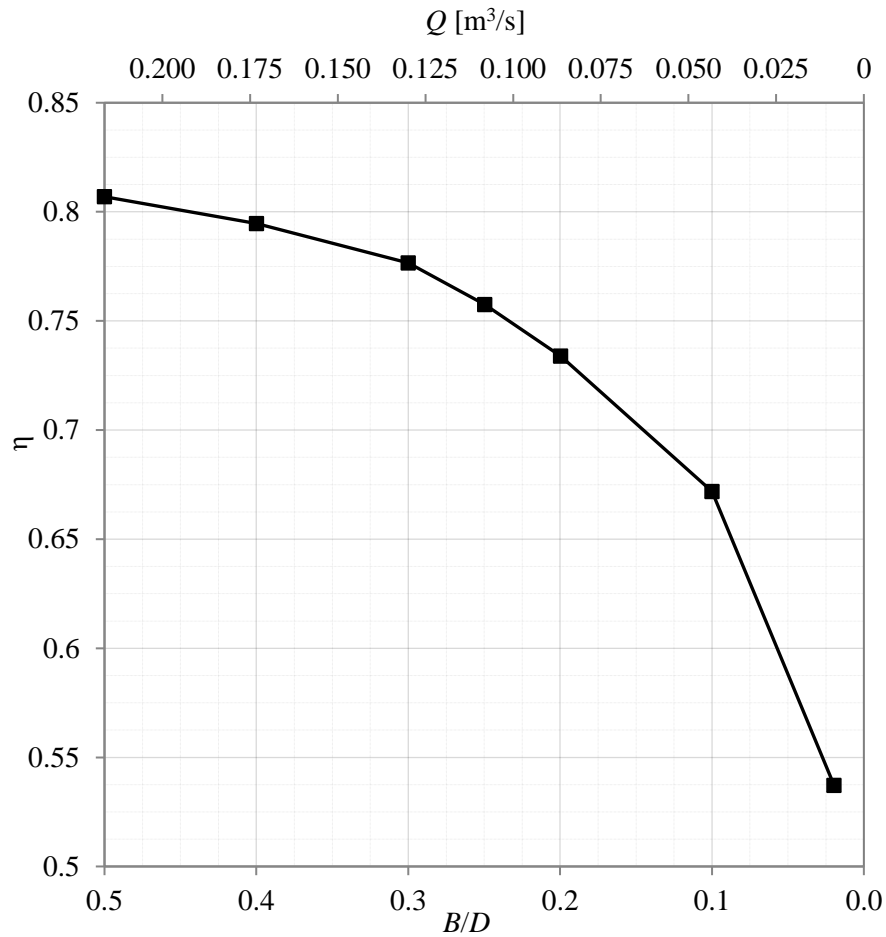


Figura 53. Rendimenti per differenti rapporti tra larghezza e diametro del rotore  $B/D$ .

Le efficienze sono state calcolate tramite simulazioni CFD 3D della turbina PRS1 (Tabella 1) riprogettata per portate  $Q$  che variano da  $0.217 - 0.009 \text{ m}^3/\text{s}$ , a cui corrispondono valori della larghezza della girante  $B$  calcolati con la (37) compresi tra  $148.5 - 5.8 \text{ mm}$  (Tabella 5).

Tabella 5. PRS1 riprogettata per diverse portate di progetto e relative larghezze  $B$ .

Portata $Q$ [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	Larghezza $B$ [mm]	$B/D$	$\eta$
0.217	148.5	0.50	0.807
0.173	118.7	0.40	0.795
0.130	89.1	0.30	0.777
0.108	74.1	0.25	0.758
0.087	59.3	0.20	0.734
0.043	29.7	0.10	0.734
0.009	5.8	0.02	0.537

La simulazione CFD 3D della PRS1 con larghezza  $B$  pari a 5.8 mm, ha dato come risultato un rendimento del 53.7%. La stessa simulazione, se risolta assumendo come condizioni al contorno attrito nullo tra il fluido e le pareti laterali di girante, distributore e diffusore (*free slip condition*), ha fornito un rendimento pari al 79% in linea con i rendimenti ottenuti per  $B/D = 0.5$ .

Questo risultato sembra confermare l'ipotesi che la riduzione di efficienza sia dovuta alle dissipazioni di energia per le perdite per attrito tra il getto e le pareti laterali. Ciò spiegherebbe anche la riduzione di efficienza delle simulazioni CFD 3D rispetto alle simulazioni CFD 2D.

Una soluzione al problema potrebbe essere l'uso di rivestimenti idrofobici [55], ma l'abrasione dovuta alle alte velocità che si raggiungono nel distributore e nella girante, non garantisce una loro lunga durata, se utilizzati a contatto con fluidi ad alta pressione.

Nei prossimi paragrafi verrà presentata una variante della turbina PRS, denominata H-PRS, in cui è adottata una nuova geometria per distributore e girante che presenta larghezze in direzione assiale variabili, al fine di ridurre la maggior parte delle perdite per attrito, limitando il tratto di larghezza costante pari a  $B$  ai soli canali tra le pale, dove avviene il trasferimento di energia utile tra fluido e turbina.

#### 4.2 Definizione di una nuova geometria per la girante

La strategia generale proposta per colmare la lacuna tecnologica descritta è quella di ridurre le perdite per attrito all'interno del distributore e della girante dell'H-PRS, allargando le due pareti laterali man mano che ci si allontana dalla superficie di ingresso della girante.

Ad eccezione dell'anello circolare in corrispondenza dei vani delle pale che rimangono a distanza  $B$ , la distanza tra i due dischi laterali della girante varia in funzione del raggio  $r$ . Supponendo che le velocità relative in uscita dal primo stadio si mantengano in direzione radiale, se vogliamo mantenere costante il loro modulo, per il principio di conservazione della massa, deve rimanere costante la superficie cilindrica  $S_c$  attraversata dal flusso d'acqua ad una data distanza  $r$  dall'asse del rotore:

$$S_c(r) = B(r) r \lambda_{max} = B \frac{D_i}{2} \lambda_{max} \quad (80)$$

Dalla (80) possiamo notare che la distanza tra i due dischi  $B(r)$ , assume un andamento iperbolico e che al centro del rotore tenderebbe ad avere un valore infinitamente grande.

È necessario quindi fissare un rapporto limite tra il valore massimo  $B^*$  che può assumere questa distanza e la larghezza del rotore  $B$ . Le porzioni di disco con raggio minore di

quello in corrispondenza di  $B^*$  torneranno ad essere piane e parallele, a distanza  $B^*$ , come mostrato nella sezione assiale in Figura 54.

Sono state eseguite una serie di simulazioni CFD 3D di 7 rotori, aventi differenti rapporti  $B^*/B$ . In Figura 54 sono riportati i rendimenti calcolati scalati rispetto al valore massimo ottenuto.

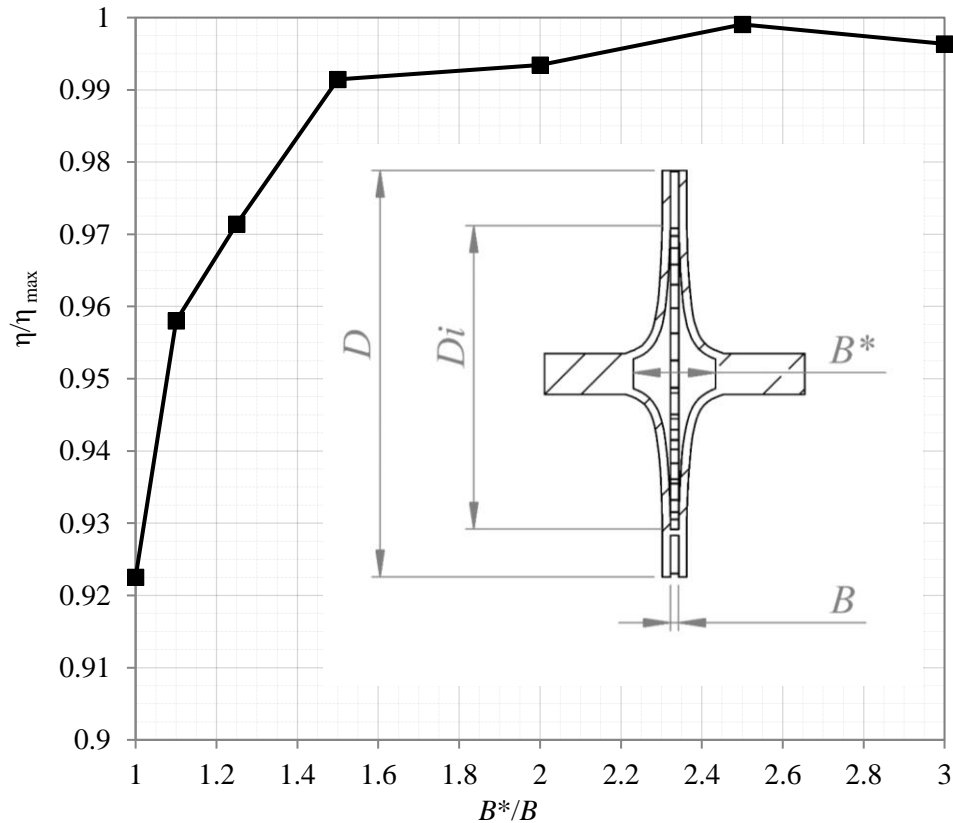


Figura 54. Efficienze per diversi valori del rapporto  $B^*/B$ .

Come si può notare in Figura 54, il rendimento mostra un andamento monotono crescente fino a valori di  $B^*/B \approx 2$ , con un incremento superiore al 7% rispetto al rendimento con girante di larghezza costante ( $B^*/B = 1$ ) come nel caso delle PRS tradizionali. Per valori di  $B^*/B$  superiori a 2 non si apprezza un ulteriore aumento dell'efficienza.

Una larghezza massima  $B^* = 2B$ , in corrispondenza di un raggio pari a  $a = D_i/4$ , calcolato tramite la (80), sembra dunque un buon compromesso tra prestazioni ed ingombro assiale del rotore.

### 4.3 Definizione di una nuova geometria di distributore

Nelle turbine PRS, una parte dell'energia idraulica disponibile viene persa all'interno del distributore prima che il flusso investa il rotore. Come mostrato in Figura 53, questa perdita diventa rilevante per turbine con rapporti  $B/D$ , inferiori a 0.25.

Quando le perdite di energia all'interno del distributore sono trascurabili, la geometria descritta in dettaglio al paragrafo 1.3 è sufficiente a garantire che il vettore velocità assoluta  $\bar{V}_1$  sia costante in modulo e inclinato di  $\alpha_1$  rispetto alla direzione tangenziale alla girante in ogni punto della sezione di ingresso della stessa.

Al ridursi del rapporto  $B/D$ , la minore larghezza del distributore causa un incremento delle perdite per attrito tra il getto e le pareti laterali. Per ridurre queste dissipazioni, che sono proporzionali al quadrato della velocità del getto, si propone un distributore con larghezza iniziale  $B_d(R_{max})$  pari al diametro della condotta in ingresso alla turbina  $D_{pipe}$ . Le pareti laterali tendono poi a ridurre la propria distanza  $B_d(r)$  gradualmente, con una legge di tipo quadratico (81), fino a quando il distributore torna ad assumere una larghezza pari a  $B$  nel tratto terminale, in prossimità della girante (83).

$$B_d(r) = ar^2 + br + c \quad (81)$$

I coefficienti  $a$ ,  $b$  e  $c$  sono determinati imponendo:

- larghezza pari al diametro della condotta in ingresso al distributore (82);
- larghezza pari a alla larghezza della girante, in uscita dal distributore (83);
- pareti in uscita dal distributore parallele al piano di simmetria della turbina (84).

$$B_d(R_{max}) = D_{pipe} \quad (82)$$

$$B_d(R_{flap}) = B \quad (83)$$

$$B_d'(R_{flap}) = 0 \quad (84)$$

In presenza dell'organo di regolazione (indicato come 3 in Figura 7), l'uscita del distributore si trova ad una distanza radiale  $R_{flap}$  dall'asse del rotore pari al raggio esterno  $R_e$  maggiorato dello spessore dell'organo di regolazione e degli opportuni giochi tra i vari componenti indicati complessivamente con  $\varepsilon$ :

$$R_e = \frac{D}{2} \quad (85)$$

$$R_{flap} = R_e + \varepsilon \quad (86)$$

L'allargamento della parte iniziale del distributore, seppur riduce le perdite grazie alle minori velocità raggiunte dal fluido nella zona più esterna del distributore, non garantisce un corretto orientamento del getto, che tende ad entrare in girante con un angolo di inclinazione  $\alpha_1$  maggiore rispetto a quello di progetto, alterando i triangoli di velocità, con conseguente riduzione del rendimento a cause delle perdite per imbocco scorretto.

Per risolvere questo problema vengono introdotti dei setti curvi all'interno del distributore, di profilo tale da garantire che le traiettorie fluide siano inclinate di  $\alpha_1$  rispetto alla direzione tangenziale alla girante, in ogni punto della sezione di ingresso della stessa Figura 55.

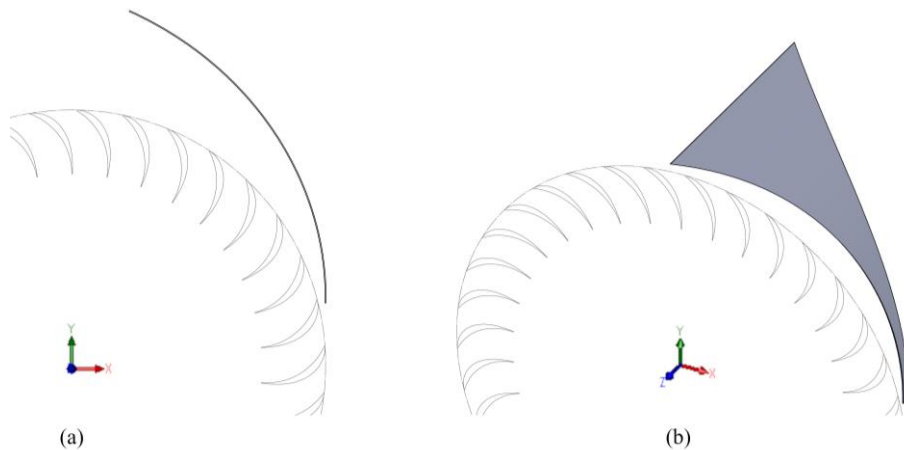


Figura 55. (a) Vista in sezione, rispetto al piano di simmetria della turbina, di un setto e delle pale del rotore; (b) vista 3D del setto.

Il profilo dell' $n$ -esimo setto può essere scritto come:

$$r(\vartheta - \vartheta_n) = R_e e^{(\vartheta - \vartheta_n) \tan \alpha_1} \leftrightarrow \vartheta_n \leq \vartheta \leq \vartheta_n + \vartheta_{max} \quad (87)$$

Dove:

- $R_e = \frac{D}{2}$  è il raggio esterno del rotore;
- $\vartheta_{max}$  è l'estensione angolare massima di ogni setto;
- $\vartheta_n$  è l'angolo di cui è ruotato ogni setto rispetto al primo (indicato in Figura 56 come First);
- $\vartheta$  è la generica coordinata angolare del profilo del setto  $n$ -esimo;
- $r$  è la generica coordinata radiale del profilo del setto  $n$ -esimo;
- $\alpha_1$  è l'angolo di incidenza del getto in ingresso alla girante.

Da notare, in Figura 56, che il primo (indicato con *first*) e l'ultimo (*last*) setto corrispondono alle pareti esterne del distributore e che, a parte il primo setto, i profili di tutti i setti risultano tagliati per  $r < R_{flap}$  per permettere la rotazione dell'organo di regolazione.

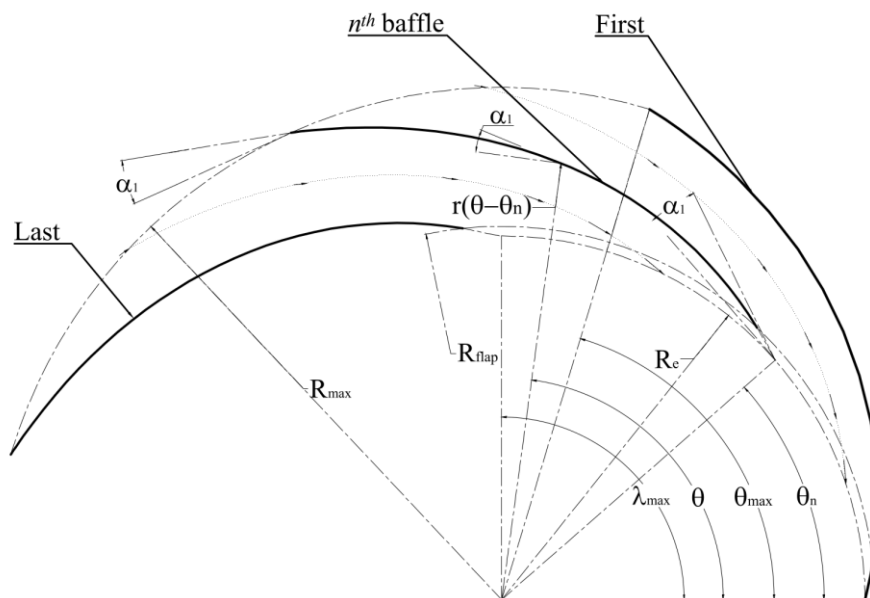


Figura 56. Vista in sezione, rispetto al piano di simmetria della turbina, del distributore. In linea continua, rispettivamente il profilo del primo (First), dell'ultimo (Last) e dell' $n$ -esimo setto ( $n^{\text{th}}$  baffle), in linea tratteggiata le traiettorie delle particelle fluide.

Per valori sufficientemente grandi di  $\vartheta - \vartheta_n$ , la velocità delle particelle che entrano nei canali tra i setti è molto piccola, e con essa la perdita di energia locale. Il valore  $D_{\text{pipe}}$  è calcolato in modo da garantire, in ogni punto al di fuori dei canali dei setti, una velocità sempre inferiore a 1 m/s. In prossimità della sezione di ingresso della girante, la presenza dei setti e la riduzione della larghezza fino al valore  $B$  di progetto, garantisce il ripristino del vettore della velocità assoluta del getto in direzione e modulo. Il numero ottimale di setti  $n_s$  da inserire è fortemente legato all'ampiezza massima dell'arco d'ingresso  $\lambda_{\text{max}}$ . Tramite simulazioni CFD 3D di tipo "transient", è stato individuato un valore ottimale pari a  $n_s = 10$  per  $\lambda_{\text{max}} = 90^\circ$ . Un numero maggiore di setti tende ad aumentare le dissipazioni all'interno dei canali dovute alle forze di attrito, mentre una riduzione del numero di setti non è sufficiente a garantire il corretto orientamento delle traiettorie delle particelle fluide più distanti dai setti. In entrambi i casi è stata riscontrata una significativa riduzione dell'efficienza.

A monte del tratto di distributore provvisto di setti, è stato previsto un condotto di sezione variabile, allo scopo di garantire una velocità costante del flusso.

Il profilo  $r_c(\vartheta - \vartheta_{\text{max}})$  della parete superiore di questo tratto di distributore, rispetto al piano di simmetria della turbina, varia con legge cubica (88) per valori di  $\vartheta$  nell'intervallo  $[\vartheta_{\text{max}}; \lambda_{\text{max}} + \vartheta_{\text{max}}]$ :

$$r_c(\vartheta - \vartheta_{\text{max}}) = A_3(\vartheta - \vartheta_{\text{max}})^3 + A_2(\vartheta - \vartheta_{\text{max}})^2 + A_1(\vartheta - \vartheta_{\text{max}}) + A_0 \quad (88)$$

I coefficienti  $A_0, A_1, A_2$  e  $A_3$  sono determinati imponendo che: il profilo in corrispondenza della fine del primo setto disti  $R_{max}$  dall'asse del rotore (89) e abbia la stessa pendenza (90), in continuità con quest'ultimo; che il profilo in corrispondenza della sezione di ingresso del distributore sia a distanza  $R_{max} + D_{pipe}$  e che la sezione di ingresso (SEC. A in Figura 57) giaccia su un piano coincidente con l'asse della girante (91), (92):

$$r_c(\vartheta_{max}) = R_{max} \quad (89)$$

$$r_c'(\vartheta_{max}) = \tan \alpha_1 R_{max} \quad (90)$$

$$r_c(\lambda_{max}) = R_{max} + D_{pipe} \quad (91)$$

$$r_c'(\lambda_{max}) = 0 \quad (92)$$

In Figura 57a si possono vedere una vista di profilo del distributore e di alcune sezioni del tratto iniziale a sezione variabile.

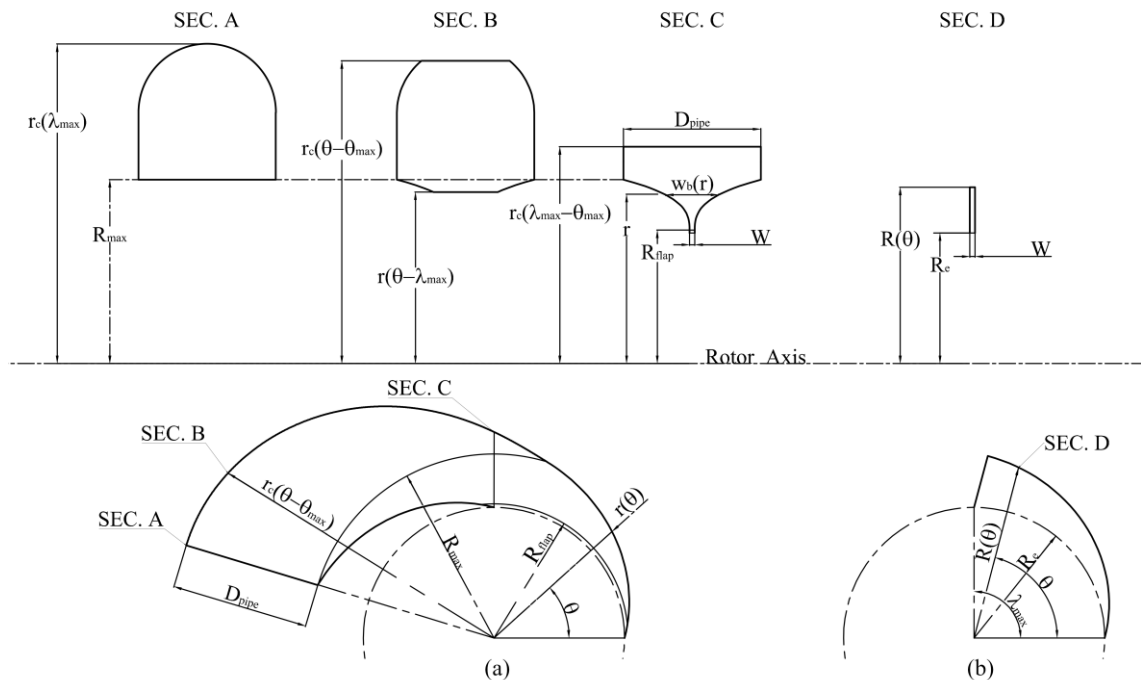


Figura 57. Confronto tra il distributore (a) della H-PRS e (b) di una PRS tradizionale.

Per confronto, in Figura 57b, è mostrata la sezione del distributore di una PRS tradizionale progettata a parità di condizioni operative (salto, portata e velocità di rotazione).

Infine, per ridurre le perdite per attrito nel diffusore della H-PRS, questo risulta modificato rispetto al distributore proposto per la PRS tradizionale. In particolare, il tratto I presenta una sezione trasversale ellittica di superficie equivalente alla classica sezione rettangolare di larghezza pari a B. Il tratto II del diffusore ha sezione inizialmente ellittica che

si riduce con legge lineare fino ad una sezione circolare di diametro pari all'asse minore dell'ellisse di partenza. Per quanto riguarda il resto del diffusore, restano validi tutti i principi illustrati con l'unica differenza che la sezione costante del gomito e quella iniziale del tratto IV non sono più di forma quadrata, ma circolari.

In Figura 58 sono evidenziate due viste in sezione longitudinale e trasversale della nuova H-PRS.

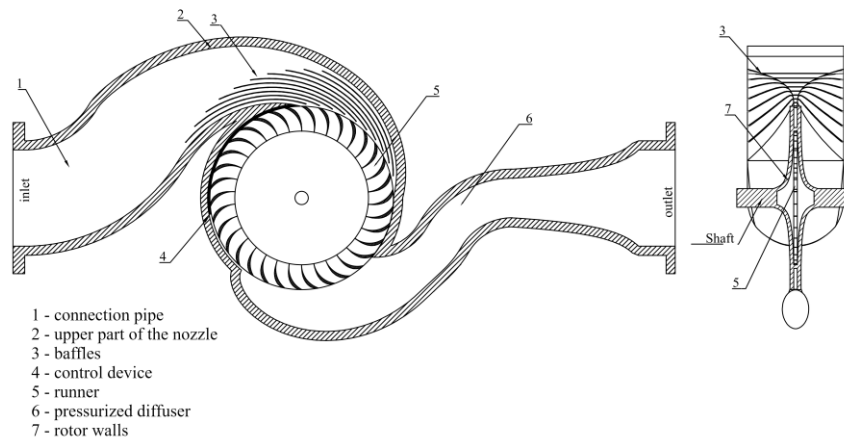


Figura 58. Viste in sezione della H-PRS.

Il nuovo criterio di progettazione è stato testato tramite una serie di simulazioni CFD 3D.

#### 4.4 Descrizione del modello numerico utilizzato per la caratterizzazione della turbina

Per la risoluzione del modello numerico è stato utilizzato il solutore commerciale Ansys CFX. Per il dominio rotante si è optato per un approccio di tipo “*sliding mesh*” dividendo il dominio di calcolo in una parte fissa (*stator*) e in un volume discretizzato con un sistema di riferimento rotante (*rotor*) in corrispondenza della girante [56]; tra il dominio di calcolo fisso e quello rotante è stata selezionata un'interfaccia di tipo “*transient rotor-stator*”.

CFX offre la possibilità di selezionare vari modelli per la soluzione delle equazioni di trasporto (termine di advezione). Abbiamo scelto lo schema ad alta risoluzione, che utilizza la differenziazione del secondo ordine nelle regioni di flusso dove la variazione del gradiente risulta bassa [20]. Nelle zone del dominio di calcolo in cui i gradienti cambiano bruscamente lo schema ad alta risoluzione utilizza invece la differenziazione del primo ordine, per prevenire errori e mantenere la robustezza. Come modello di turbolenza è stato



selezionato il modello RNG k-epsilon [9-11, 18 e 20]. Come criterio di convergenza è stato utilizzato lo scarto quadratico medio con un target residuo pari a  $1.0 \times 10^{-5}$  ed un numero di iterazioni massime per ogni passo temporale pari a 25 [57]. Lo stesso modello numerico è stato ampiamente utilizzato in studi precedenti [17, 18] ed i risultati ottenuti si sono rivelati affidabili, se confrontati con i dati sperimentali di laboratorio e sul campo [9].

La H-PRS è stata progettata per una velocità di rotazione  $n = 1000$  rpm e un salto massimo disponibile  $\Delta H = 200$  m, in modo da garantire il transito della portata massima  $Q = 0.050$  m<sup>3</sup>/s con il salto di progetto. Usando un'ampiezza dell'arco della sezione di ingresso della girante  $\lambda_{\max}$  (Figura 56) pari a  $90^\circ$ , sono stati calcolati i valori della larghezza  $B$  e del diametro  $D$  della girante, secondo la procedura descritta nel paragrafo 1.3, risultati rispettivamente pari a 500 mm e 10 mm.

Tabella 6. Parametri di progetto per la H-PRS.

Parametri	H-PRS
$\Delta H$	200 m
$Q$	0.050 m <sup>3</sup> /s
$D$	500 mm
$D_i/D$	0.75
$D_{pipe}$	263 mm
$B$	10 mm
$B^*/B$	2
$n$	1000 rpm
$n_b$	34
$n_s$	10
$t_{max}$	7 mm
$\varepsilon$	13 mm
$\alpha_1$	$15^\circ$
$\beta_1$	$28.2^\circ$
$\lambda_{\max}$	$90^\circ$

Per la sezione di ingresso e di uscita è stato fissato, come condizione al contorno, il valore della pressione totale, che corrisponde alla pressione statica aumentata del termine cinetico; è stata inoltre assegnata la velocità di rotazione alla griglia di calcolo della regione *rotor*. Come condizione iniziale delle CFD 3D di tipo “*transient*” è stata utilizzata la soluzione “*steady state*” dello stesso modello risolta assumendo fissa la griglia del dominio di calcolo rotante e aggiungendo le forze di *Coriolis*.

Il numero di pale  $n_b$ , lo spessore massimo  $t_{max}$  ed il rapporto  $D_i/D$  ottimali sono stati calcolati secondo la procedura di ottimizzazione descritta al paragrafo 3.4. Ci saremmo aspettati un rapporto  $D_i/D$  ottimale maggiore, visto che una quantità significativa di energia viene dissipata anche nell'anello circolare in corrispondenza dei vani delle pale, a causa del suo piccolo valore di larghezza assiale  $B$ . Ad un incremento del rapporto  $D_i/D$  corrisponde

invece una maggiore curvatura dell'intradosso della paletta e ciò avrebbe richiesto un numero ottimale di pale maggiore  $n_b$ . Per contro, un numero di pale  $n_b$  elevato avrebbe richiesto uno spessore massimo  $t_{max}$  non sufficiente a garantire la resistenza meccanica, ed a parità di numero di pale, un incremento dello spessore porta ad una maggiore dissipazione di energia. Si è giunti alla conclusione che anche nel caso della H-PRS il rapporto  $D_i/D$  ottimale rimane pari a 0.75. La procedura di ottimizzazione ha indicato in uno spessore  $t_{max}$  pari a 7 mm e un numero di pale  $n_b$  pari a 34, quali valori che garantiscono la massima efficienza, nel rispetto dei limiti di resistenza meccanica del materiale. In Tabella 6 si veda un riepilogo dei parametri di progetto usati per la H-PRS.

#### 4.5 Analisi di convergenza

Definita la geometria della H-PRS e il modello numerico da utilizzare, è stata eseguita un'analisi di convergenza preliminare, tramite simulazioni *steady-state*, al fine di ottenere una discretizzazione del dominio di calcolo ottimale che permettesse di ottenere un errore numerico trascurabile con il minore onere computazionale possibile. Sono state confrontate cinque differenti griglie di calcolo i cui parametri sono illustrati in Tabella 7.

Il dominio di calcolo è stato diviso in due regioni principali: statore (*stator*) e rotore (*rotor*). In Figura 59 è mostrata una vista in sezione della mesh, rispetto al piano di simmetria della turbina. La Figura 60 mostra invece la mesh superficiale delle pareti laterali dello statore e del rotore.

Tabella 7. Parametri delle mesh usate per l'analisi di convergenza della griglia di calcolo.

Zona Mesh	Mesh 1	Mesh2	Mesh 3	Mesh 4	Mesh 5
elementi per il rotore	4 428 228	6 270 348	8 727 936	10 824 240	12 752 397
elementi per lo statore	6 243 046	9 090 586	11 595 911	13 983 856	16 734 099
elementi totali	10 671 274	15 360 934	20 323 847	24 808 096	29 486496

Gli elementi a contatto con le superfici delle pale (*blade surfaces*), le superfici dei setti del distributore (*baffle surfaces*) e le pareti laterali di statore (Figura 59) e rotore (*rotor walls* in Figura 60), sono molto regolari e formano una strato di spessore tale da garantire che i valori della distanza normalizzata  $y^+$  dei nodi del primo strato dalla parete soddisfino i requisiti indicati in letteratura.

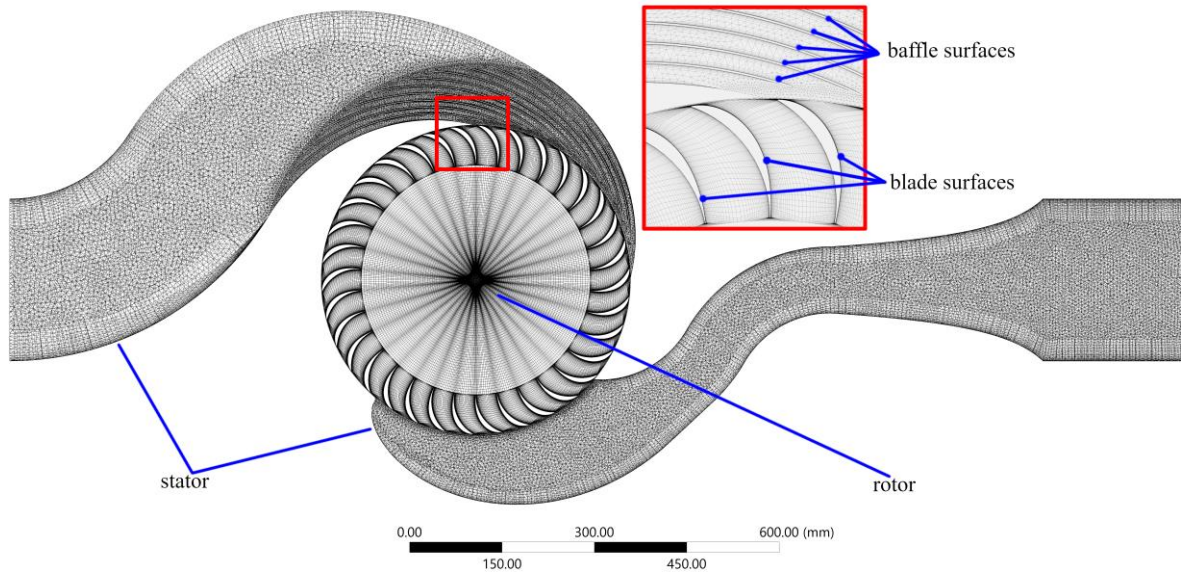


Figura 59. Vista in sezione della mesh rispetto al piano di simmetria della turbina.

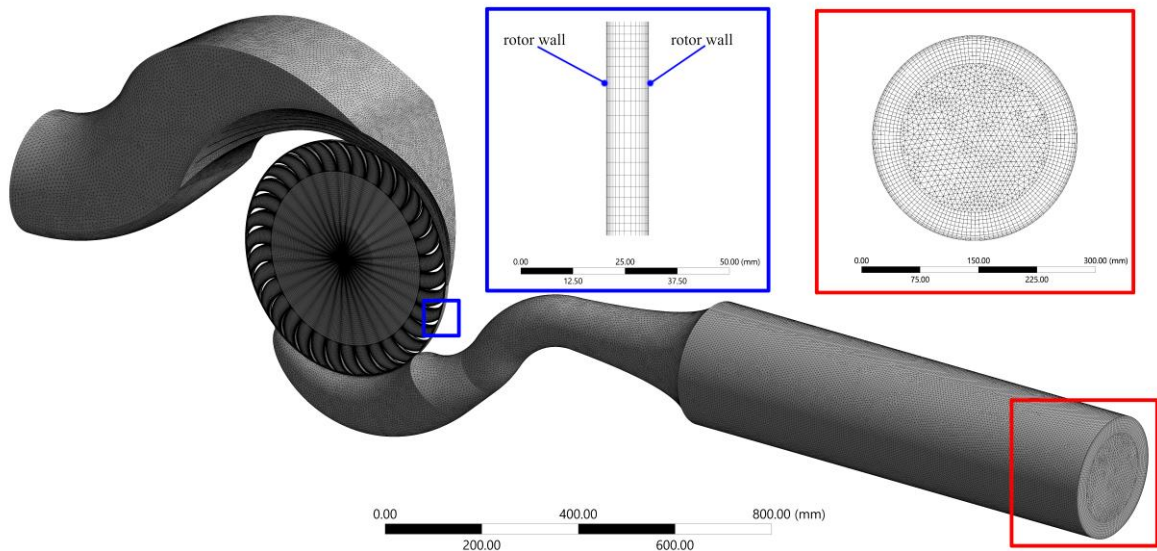


Figura 60. Mesh superficiale della H-PRS: (a) strato di elementi in prossimità delle pareti laterali del rotore (rotor walls) (b) strato di elementi in prossimità della parete circolare della sezione di uscita.

In Figura 61 è mostrata la distribuzione dei valori  $y^+$  per la Mesh 4 (Tabella 7) da due differenti punti di osservazione: da destra (Figura 61a) e da sinistra (Figura 61b) rispetto alla direzione del flusso idrico transitante in turbina. Possiamo notare come i valori di  $y^+$  siano sempre inferiori a 300, limite massimo suggerito se si adotta come modello di turbolenza l’RNG k- $\epsilon$  in combinazione con un modello di parete di tipo “scalable wall function” [57, 58]. Ad eccezione delle palette non investite dal getto, i valori di  $y^+$  rispettano l’ulteriore limite suggerito in letteratura  $y^+ \geq 30$  [58].

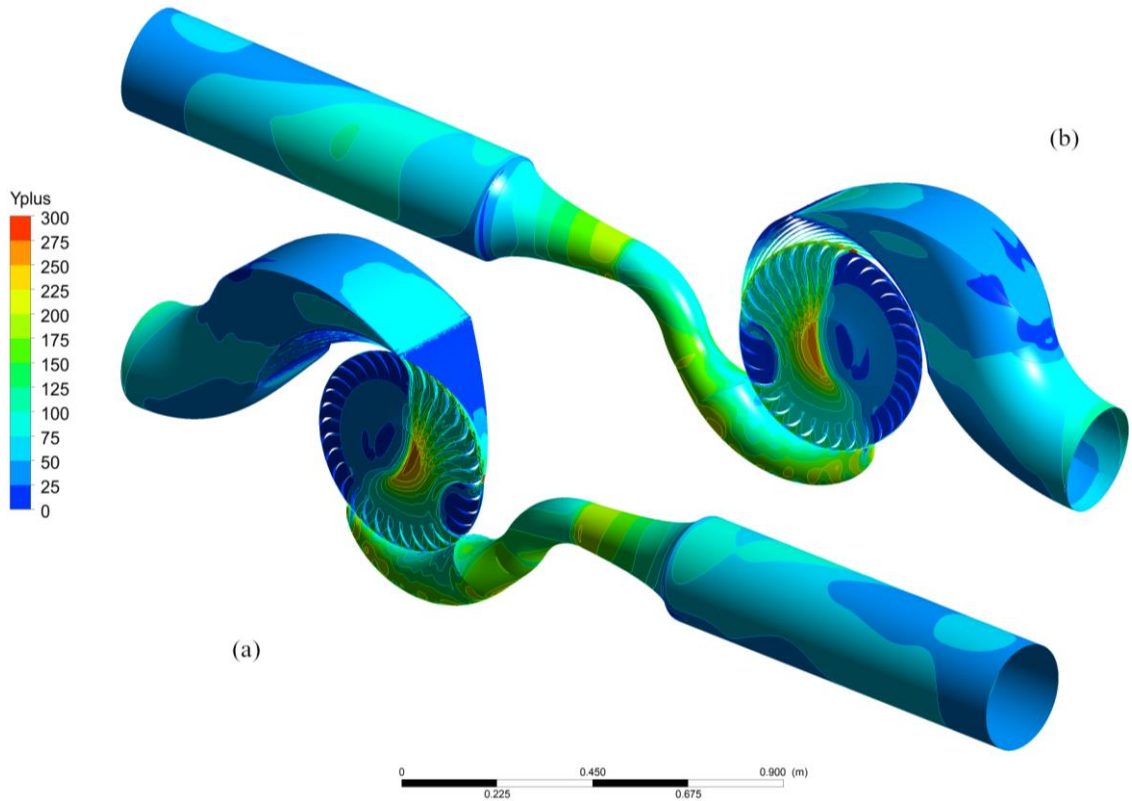


Figura 61. Distribuzione dei valori di  $y^+$ : (a) da destra (b) da sinistra, rispetto alla direzione del flusso.

In Figura 62 sono mostrati i rendimenti  $\eta$  ottenuti per le 5 mesh e scalati rispetto al rendimento massimo  $\eta_{\max}$  ottenuto con la Mesh 5, e i valori di coppia disponibile all'albero così calcolati. Si osserva un incremento costante del rendimento fino alla Mesh 4, mentre i valori di coppie ed efficienza ottenuti per la Mesh 5 sono in linea con quelli ottenuti con la Mesh 4, che viene quindi scelta come griglia di calcolo di convergenza.

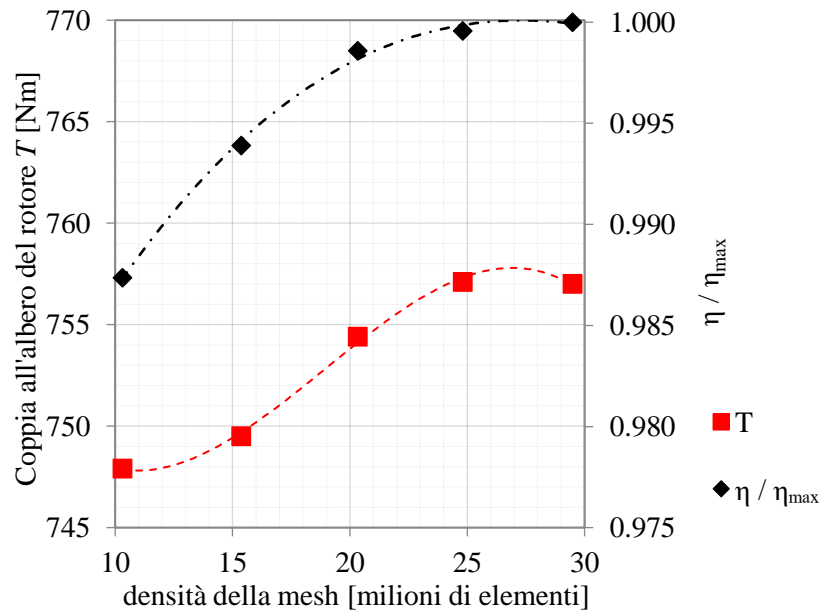


Figura 62. Valori di coppia e rendimento ottenuti per le 5 mesh di Tabella 7.

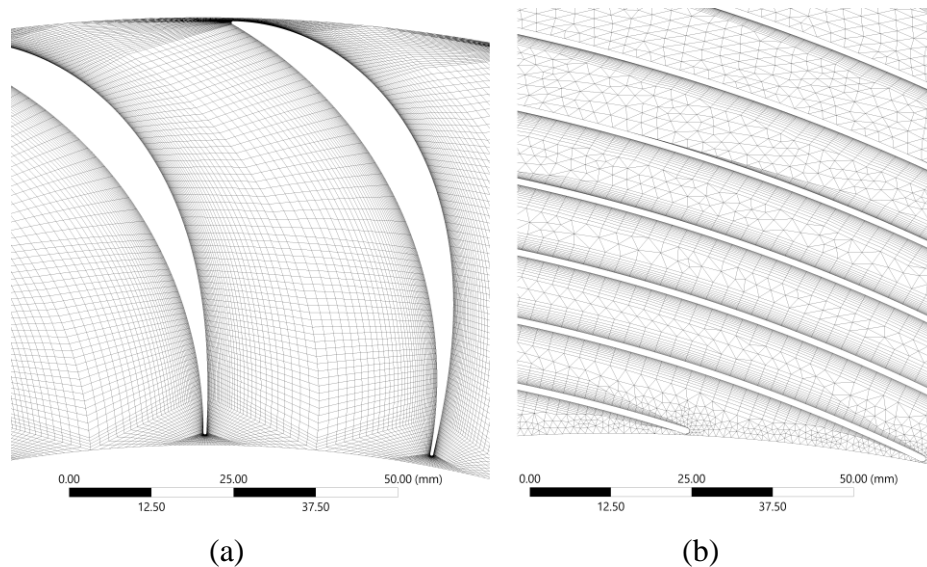


Figura 63. Dettaglio della mesh di convergenza nella zona: (a) delle pale; (b) dei setti del distributore.

In Figura 63 sono mostrati alcuni dettagli della Mesh 4 in prossimità delle pale (a) e dei setti (b).

Tabella 8. Parametri per l'analisi di convergenza del passo temporale.

<b>Passo temporale <math>dt</math> [s]</b>	<b>Iterazioni per una rotazione completa della girante</b>	<b>Iterazioni per la rotazione di un angolo pari al canale tra 2 pale</b>
$4.4 \times 10^{-4}$	136	4
$2.9 \times 10^{-4}$	204	6
$2.5 \times 10^{-4}$	238	7
$2.2 \times 10^{-4}$	272	8

Alcune simulazioni CFD 3D di tipo “transient” sono state eseguite per un’analisi di convergenza allo scopo di definire il passo temporale ottimale. Nella Tabella 8 sono indicati i passi temporali utilizzati, nonché le corrispondenti iterazioni temporali necessarie per simulare una rotazione completa della girante, o di un angolo pari a quello compreso tra due pale. Come criterio di convergenza è stato utilizzato lo scarto quadratico medio con un target residuo pari a  $1.0 \times 10^{-5}$  ed un numero di iterazioni massime per ogni passo temporale pari a 25 [57].

Al fine di garantire una periodica e deterministica convergenza del modello, ciascuna simulazione è stata condotta per un tempo di simulazione pari a 0.4 s, a cui corrispondono più di 6 rotazioni complete della girante [7, 10]. In Figura 64 possiamo osservare una costante riduzione delle differenze tra i rendimenti istantanei calcolati per passi temporali  $dt$  superiori a  $2.5 \times 10^{-4}$  s, per passi temporali inferiori, le curve dei rendimenti risultano indistinguibili.

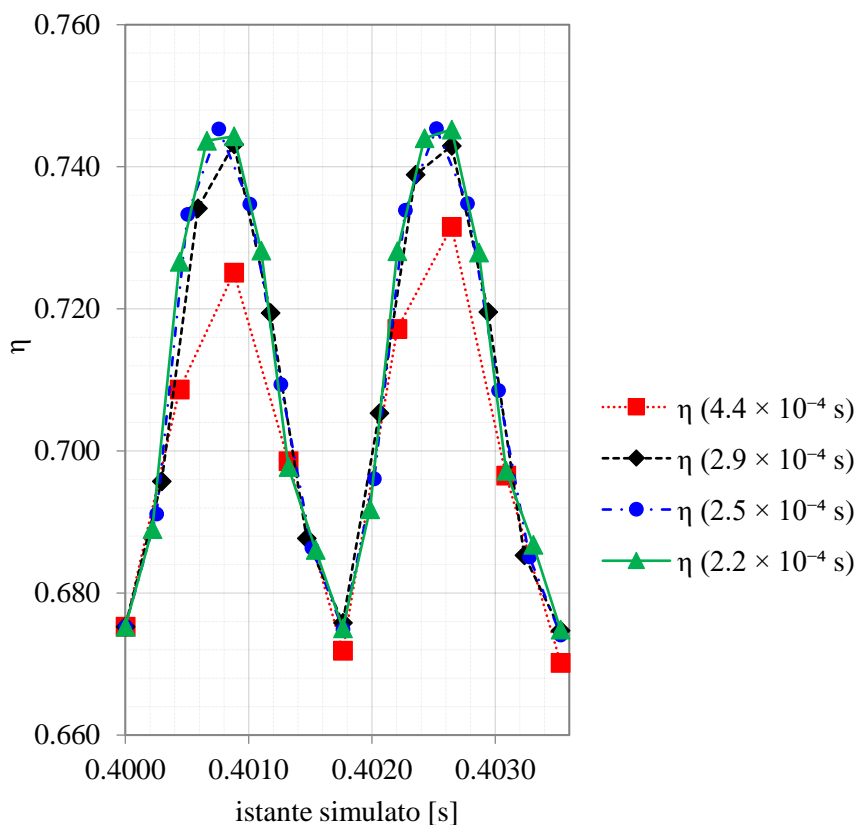


Figura 64. Rendimento ottenuto con la mesh di convergenza al variare del passo temporale  $dt$ .

Alla luce dei risultati ottenuti, le successive simulazioni CFD 3D di tipo “transient” per la caratterizzazione della H-PRS, saranno eseguite usando un passo temporale  $dt$  pari a  $2.5 \times 10^{-4}$  s.

#### 4.6 Caratterizzazione della H-PRS

Definito il modello numerico, sono state eseguite 14 simulazioni per la caratterizzazione della turbina e la valutazione del rendimento, per dato salto e posizione dell’organo di regolazione (Tabella 9), con un tempo medio di calcolo di 180 h per ogni simulazione. Le portate ottenute sono risultate nell’intervallo 0.008-0.054 m<sup>3</sup>/s, al variare dell’ampiezza dell’arco della sezione di uscita dal distributore nell’intervallo 22.5°- 90°. La velocità di rotazione  $n$  della girante è stata assunta costante e pari a 1000 rpm. I risultati di tutte le simulazioni eseguite sono presentati anche in Figura 65. Le curve mostrano che è possibile mantenere costante il salto netto utile per la produzione idroelettrica all’interno di un ampio intervallo di portate transitanti in turbina. Consente inoltre di convogliare la portata desiderata, regolando la riduzione di pressione tra la sezione di monte e quella di valle della macchina. Queste caratteristiche della turbina sono essenziali per l’installazione all’interno delle reti acquedottistiche.

Tabella 9. Riepilogo delle simulazioni eseguite per la caratterizzazione della H-PRS.

Simulazione	$\lambda$ [°]	$\Delta H$ [m]	$Q$ [L/s]	$\eta$
1	90	204.5	53.7	71.7%
2	90	153.4	43.8	70.8%
3	90	102.3	32.9	64.4%
4	90	51.1	20.2	38.4%
5	67.5	204.5	42.2	70.9%
6	67.5	153.4	34.7	70.3%
7	67.5	102.3	26.1	63.7%
8	45	204.5	28.7	67.5%
9	45	153.4	23.7	67.4%
10	45	102.3	17.8	60.2%
11	45	51.1	10.9	30.3%
12	22.5	204.6	13.5	59.4%
13	22.5	153.4	11.1	59.1%
14	22.5	102.3	8.4	51.9%

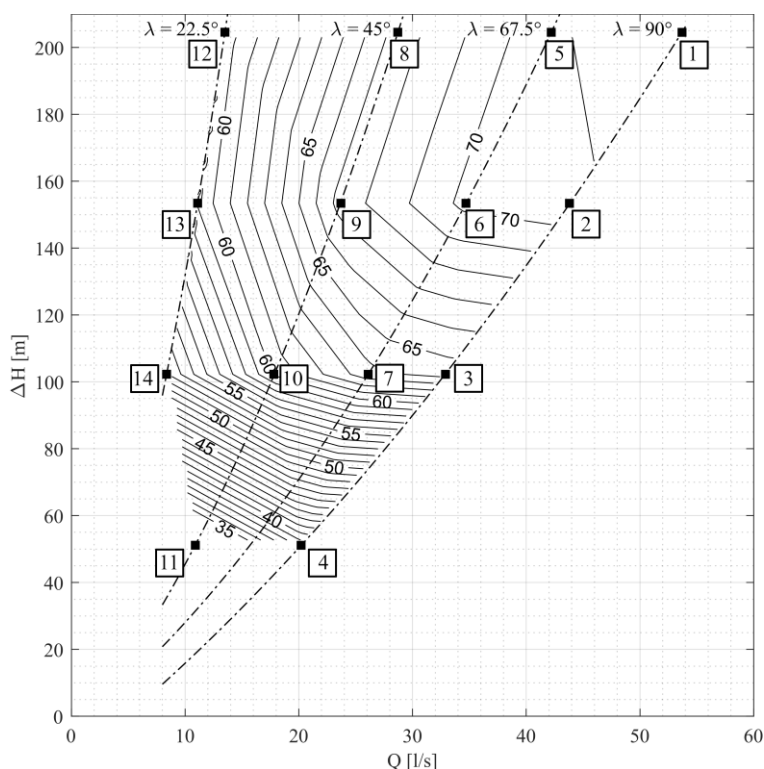


Figura 65. Mappa dell'efficienza e curve caratteristiche della H-PRS per varie posizioni dell'organo di regolazione.

Dall'analisi dei risultati, osserviamo che la H-PRS mostra la migliore efficienza, pari al 71.7%, in prossimità del punto di progetto ( $Q = 0.050 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\Delta H = 200 \text{ m}$ ). Per un'ampia gamma di portate ( $0.020\text{--}0.054 \text{ m}^3/\text{s}$ ) e salti ( $100\text{--}200 \text{ m}$ ) la riduzione dell'efficienza è inferiore al 10%. Nel caso di portate e salti inferiori al 25% delle condizioni di progetto, le curve mostrano un brusca riduzione dell'efficienza. In queste condizioni, infatti, se la velocità angolare della girante  $\omega$  rimane costante, il rapporto tra la componente tangenziale della velocità del getto in ingresso alla girante e la velocità periferica è lontano dal valore



ottimale ricavato dall'equazione (35). Ciò altera i triangoli di velocità, causando una drastica crescita delle dissipazioni per imbocco scorretto, con conseguente riduzione del rendimento.

La possibilità di poter variare la velocità di rotazione del rotore, in funzione delle condizioni operative, ad esempio tramite un inverter, permette di risolvere questo inconveniente, ogni qualvolta queste siano distanti dalle condizioni di progetto.

Per un salto pari a 50 m ed una portata pari a  $0.020 \text{ m}^3/\text{s}$  il rendimento ottenuto, ripristinando il  $V_r$  di progetto con  $n$  505 rpm, è risultato pari a 69.3% invece del valore di 38.5% ottenuto con  $n$  1000 rpm, riportato in Figura 65.

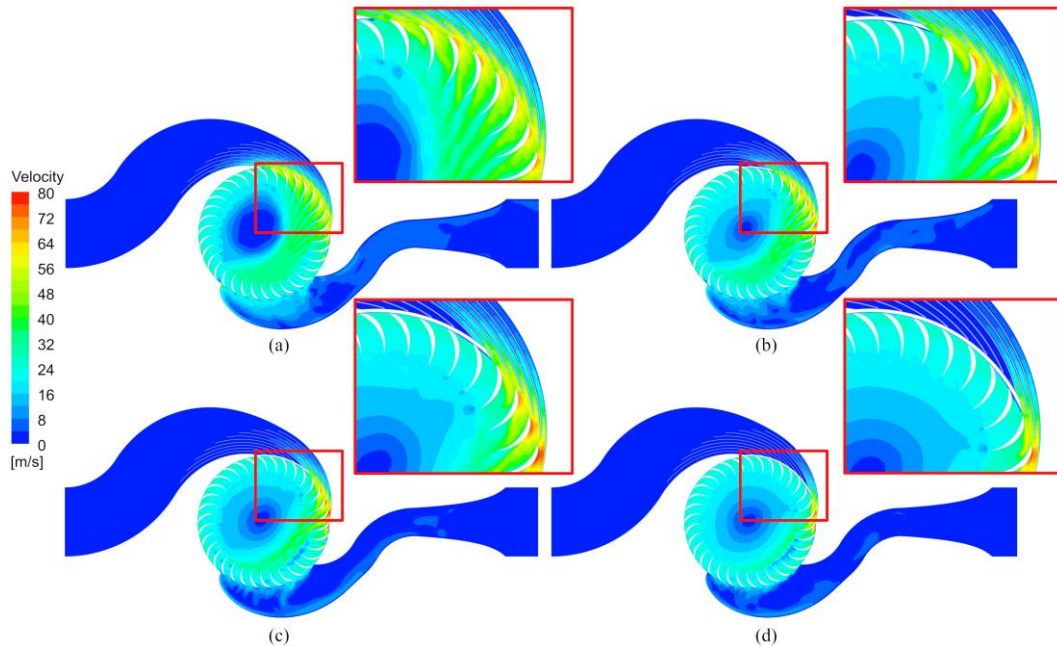


Figura 66. Distribuzione delle velocità sul piano di simmetria della turbina per 4 distinte ampiezze dell'arco della sezione di uscita dal distributore: (a)  $\lambda = 90^\circ$ , (b)  $\lambda = 67.5^\circ$ , (c)  $\lambda = 45^\circ$ , (d)  $\lambda = 22.5^\circ$ .

In Figura 66 e Figura 67 sono rappresentati il campo di moto e la distribuzione delle pressioni rispetto al piano di simmetria della turbina, calcolate tramite 4 simulazioni CFD 3D di tipo “*transient*”. Le simulazioni sono state eseguite per 4 distinte ampiezze dell'arco della sezione di uscita dal distributore  $\lambda$ . I risultati mostrati si riferiscono all'istante 0.4 s per tutti e 4 i casi. Grazie alla larghezza variabile del distributore, le velocità delle particelle fluide risultano elevate solo nella parte del distributore in prossimità della girante e in corrispondenza dei canali tra le pale, dove il fluido scambia energia con la girante, mentre rimangono relativamente basse nel resto del distributore. La diminuzione di pressione del fluido all'interno del distributore avviene in maniera graduale e la pressione è uniforme con la distanza in direzione radiale dall'asse della girante, grazie alla presenza dei setti.



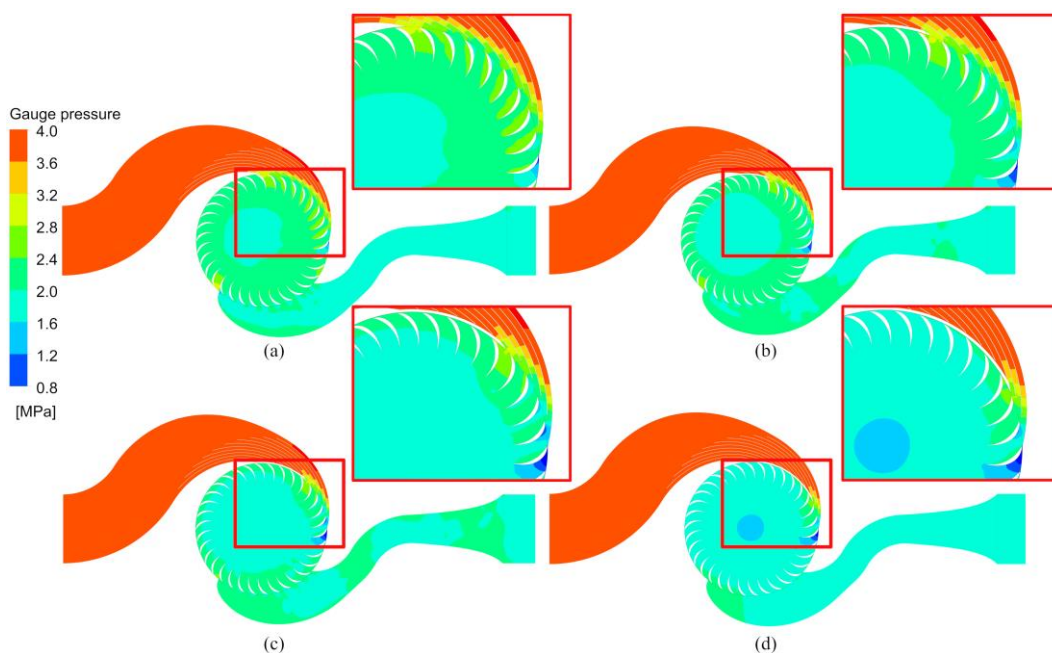


Figura 67. Distribuzione delle pressioni sul piano di simmetria della turbina per 4 distinte ampiezze dell'arco della sezione di uscita dal distributore: (a)  $\lambda = 90^\circ$ , (b)  $\lambda = 67.5^\circ$ , (c)  $\lambda = 45^\circ$ , (d)  $\lambda = 22.5^\circ$ .

I due test seguenti hanno mostrato risultati interessanti. Il primo test conferma il ruolo fondamentale dei setti nel garantire il corretto orientamento del vettore velocità assoluta in ingresso alla girante  $\vec{V}_1$ . È stata eseguita una simulazione CFD 3D della turbina H-PRS che differisce solo per l'assenza dei setti. Questa simulazione, per le stesse condizioni di funzionamento indicate al punto 1 della Tabella 9, ha dato come risultato una riduzione del rendimento dal 71.7% al 46.5%.

Dal confronto dei valori dell'angolo di incidenza del getto in ingresso alla girante, risulta evidente come in mancanza dei setti si verifichi un forte incremento dell'angolo  $\alpha_1$  (Figura 68), rispetto al valore di progetto ( $15^\circ$ ), con conseguenti dissipazioni per imbocco scorretto. In mancanza dei setti, i picchi si presentano in corrispondenza delle pale. In presenza dei setti, invece, la Figura 68, mostra piccole oscillazioni periodiche attorno al valore di progetto, con le valli in corrispondenza dei setti, inclinati proprio di un angolo pari ad  $\alpha_1$ .

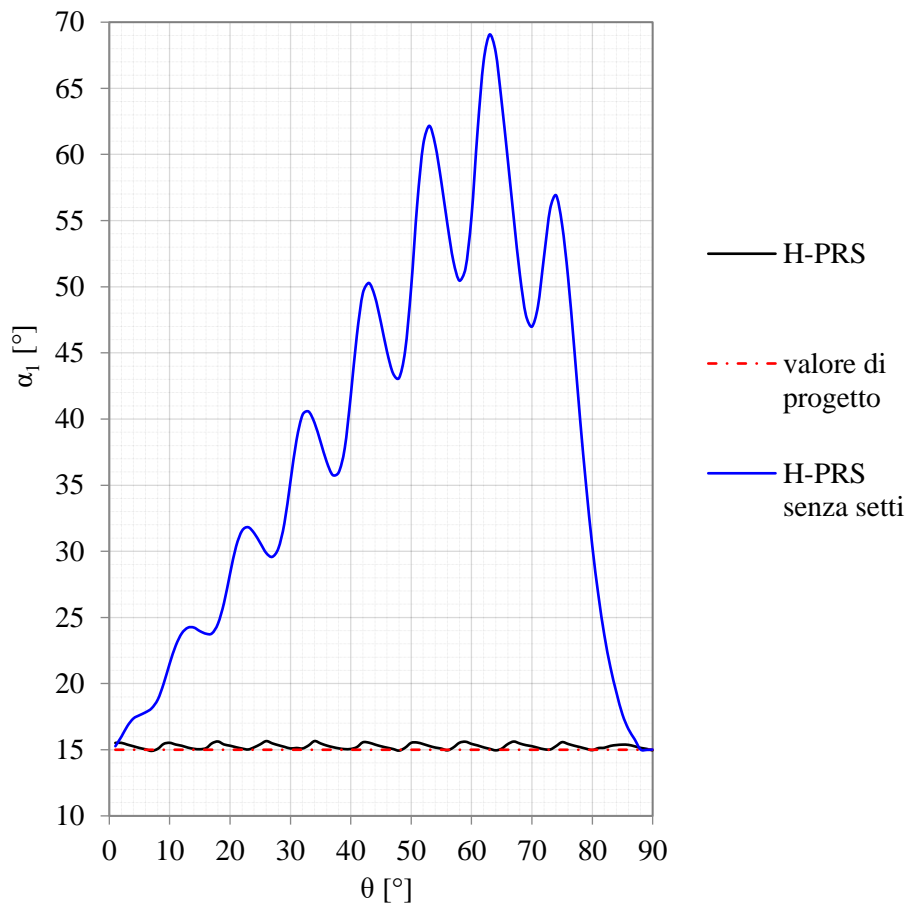


Figura 68. Andamento dell'angolo di inclinazione del vettore della velocità assoluta  $\alpha_1$  in ingresso alla girante.

Nella seconda prova è stata simulata una turbina PRS tradizionale con gli stessi parametri di progetto della H-PRS (Tabella 6). In linea con i risultati mostrati in Figura 53, è stata ottenuta una forte riduzione dell'efficienza totale, dal 71.7% al 53.7% (rapporto  $B/D$  pari a 0.02). La stessa PRS, risolta assumendo la condizione di scorrimento libero tra il fluido e le pareti laterali (*free slip condition*), ha fornito un rendimento pari al 78.5%. Ciò suggerisce che l'uso di materiali idrofobici potrebbe essere una valida alternativa all'H-PRS proposta, se il loro utilizzo con fluidi ad alta pressione potesse garantire una durabilità a lungo termine. La Figura 69e la Figura 70 mostrano rispettivamente il campo di velocità e pressione relativa all'istante 0.4 s rispetto al piano di simmetria della turbina, nel caso di PRS tradizionale e condizioni al contorno di scorrimento libero, assumendo le stesse condizioni di funzionamento indicate al punto 1 della Tabella 9.

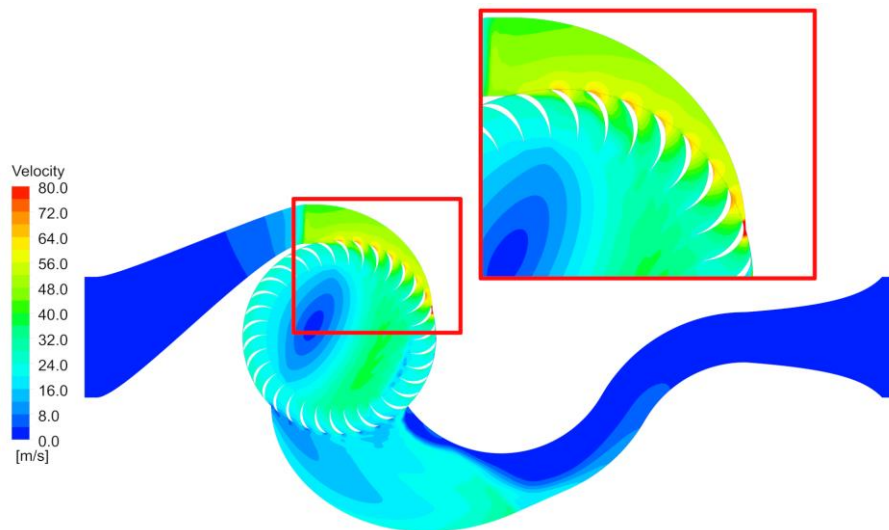


Figura 69. Distribuzione delle velocità sul piano di simmetria della PRS tradizionale, assumendo la condizione “free slip condition” per le pareti laterali.

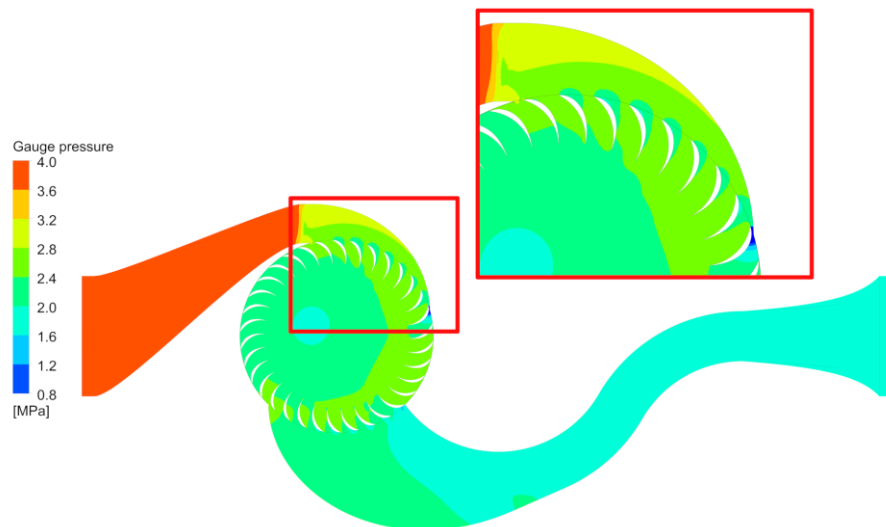


Figura 70. Distribuzione delle pressioni sul piano di simmetria della PRS tradizionale, assumendo la condizione “free slip condition” per le pareti laterali.

Dal confronto tra la Figura 66a e la Figura 69 si nota come la velocità media del getto all'interno del distributore risulta essere maggiore nella PRS tradizionale, rispetto alla H-PRS. Il modulo del vettore velocità assoluta e la sua inclinazione in ingresso alla girante sono simili in entrambi i casi (Figura 71) grazie alla presenza dei setti della H-PRS.

D'altra parte, a causa della condizione di aderenza tra le particelle fluide e la superficie dei setti, le velocità risultano minori in prossimità di quest'ultimi. Ciò suggerisce una certa dissipazione di energia nelle perdite per attrito e una corrispondente riduzione dell'efficienza (dal 78.5% al 71.7%).

Nella PRS tradizionale la velocità del getto subisce un leggero incremento nella zona centrale del rotore (Figura 69), questo incremento non è apprezzabile per la H-PRS (Figura 66a) grazie alla particolare forma del rotore che mantiene costante la superficie cilindrica  $S_c$  attraversata dal getto.

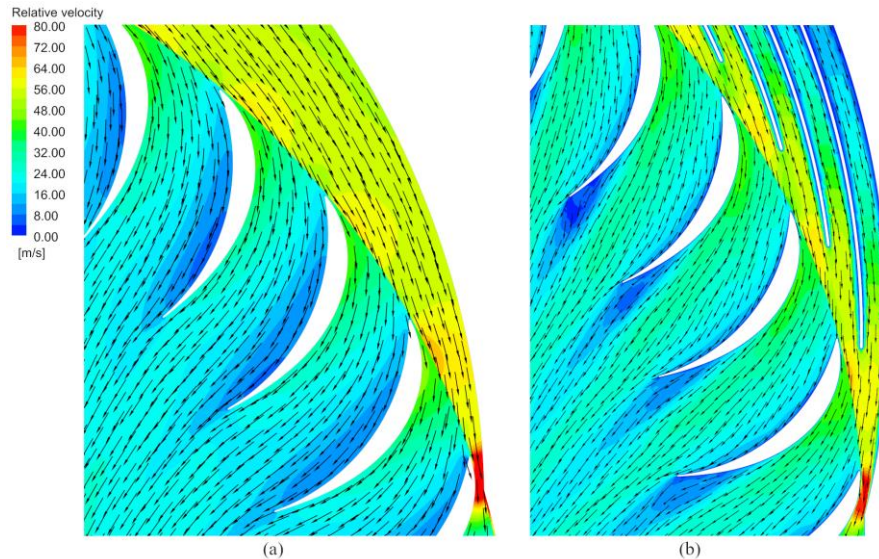


Figura 71. Distribuzione delle velocità relative (a) nella PRS tradizionale risolta assumendo la condizione “free slip condition” per le pareti laterali e (b) nella H-PRS assumendo perfetta aderenza del fluido alle pareti.

Per quanto riguarda le pressioni, sia per la H-PRS (Figura 67b), che per la PRS tradizionale (Figura 70), la zona più critica risulta essere in prossimità della parete dello statore, subito dopo la sezione di ingresso in girante nel senso di rotazione. Qui vengono registrate le pressioni più basse e la causa di questo fenomeno è ancora oggi oggetto di studio. L’ipotesi più probabile è il mancato bilancio di flusso all’interno dei canali tra le pale, subito dopo la sezione di ingresso della girante. In ingresso a questi canali, infatti, non può entrare fluido che possa sostituire il flusso in uscita e ciò porta ad una brusca riduzione di pressione. Se l’abbassamento locale di pressione raggiunge la tensione di vapore del liquido, parte del fluido subisce un cambiamento di fase, liberando bolle di vapore. Quando la pressione relativa raggiunge valori prossimi o addirittura al di sotto della pressione atmosferica, è alta la probabilità che si verifichi il fenomeno della cavitazione. La cavitazione, nelle macchine idrauliche, può essere un serio problema: provoca una riduzione del rendimento, un aumento delle emissioni sonore e il danneggiamento dei componenti. A lungo andare può causare la comparsa di piccoli danneggiamenti sulla superficie delle pale, fenomeno anche noto come *vaiolatura* o *pitting* [59].

In Figura 72 è rappresentato un diagramma a mosaico per la selezione delle turbine idrauliche in base ai dati di progetto (portata  $Q$  massima transitabile e carico disponibile

$\Delta H$ ). Il campo di applicazione dell'H-PRS è stato ottenuto estendendo il campo originale delle PRS al caso di B/D inferiore a 0.2. Il grafico originale è tratto da [60]. Il campo di applicazione dell'H-PRS è condiviso dalle turbine di tipo Pelton e Turgo, ma queste possono essere installate solo in caso di scarico a pressione atmosferica.

Risulta evidente come le PRS, nella versione tradizionale e per alti carichi (H-PRS), dimostrino un'estrema versatilità che le rende una valida scelta per la produzione idroelettrica nelle reti acquedottistiche, soprattutto quando le potenze estraibili sono piccole e non superiori a 100 kW. Per queste potenze, sono poche le tipologie di turbine economicamente convenienti che possano garantire una pressione in uscita sufficiente per la distribuzione idrica. Le PRS inoltre, rispetto alle PAT, le più dirette concorrenti, presentano indubbio vantaggio della possibilità di regolazione idraulica, caratteristica essenziale per l'installazione di turbine all'interno delle reti di distribuzione idrica.

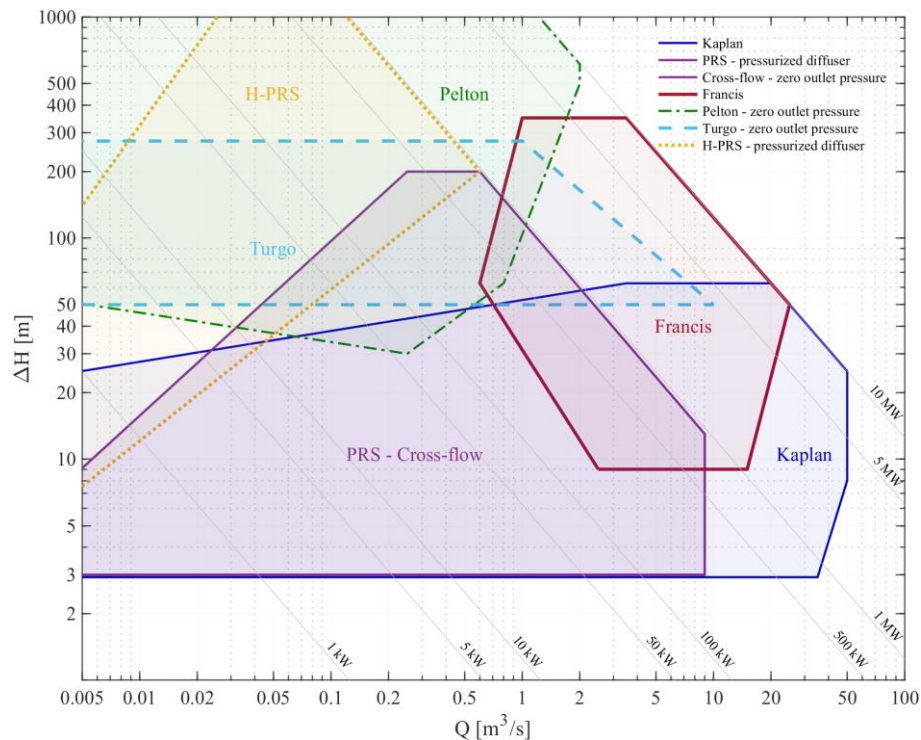


Figura 72 Diagramma a mosaico con gli usuali campi di impiego delle più comuni turbine idrauliche usate nelle reti acquedottistiche, in funzione delle condizioni di progetto in termini di portata  $Q$  e salto disponibile  $\Delta H$  [60].

Restano tuttavia da risolvere alcune problematiche, prime fra tutte la forte emissione sonora e la drastica riduzione di rendimento nel caso di funzionamento con portate e salti distanti dalle condizioni di progetto.

## 5. RICERCA IN CORSO E SVILUPPI FUTURI

### 5.1 Resilienza della gestione idrica in microturbine idroelettriche con generatori asincroni

Gli impianti per la produzione idroelettrica dal recupero dell'energia che tradizionalmente viene dissipata nella regolazione idrica, specialmente quando le potenze estraibili sono piccole e non superiori a 100 kW, usualmente presentano la turbina accoppiata ad una macchina asincrona quale generatore elettrico, per ragioni economiche, di semplicità e di affidabilità.

Questa in genere è collegata alla rete elettrica di distribuzione in modo diretto, senza l'interposizione di apparecchiature di elettronica di potenza, quali ad esempio inverter, rendendo così molto più semplice, robusto ed economico l'intero impianto. Tale tradizionale schema, tuttavia, presenta lo svantaggio di non essere in grado di produrre energia quando disconnesso dalla rete elettrica di distribuzione, venendo a mancare l'energia reattiva che la macchina asincrona preleva dalla rete, necessaria per il proprio funzionamento. Nei casi di disconnessione improvvisa dalla rete elettrica di distribuzione, in questi impianti avviene la cessazione istantanea della produzione di energia con tutta una serie di inconvenienti, come un'accelerazione incontrollata della girante della turbina e l'interruzione dell'alimentazione elettrica dei servizi ausiliari, con conseguente impossibilità di monitoraggio e gestione dell'acquedotto, nonché l'instaurarsi di potenziali dannosi transitori idraulici.

Per ovviare a questo inconveniente è allo studio uno schema di impianto, semplice, robusto ed economico, in grado di mantenere in produzione il generatore elettrico asincrono accoppiato alla turbina, anche in assenza della rete elettrica di distribuzione, nonché di permettere la sua riconnessione in parallelo, garantendo la continuità di esercizio della turbina idraulica ed eliminando così il generarsi delle problematiche sopra individuate. Per la sperimentazione dello schema di impianto che verrà illustrato in seguito, si sta utilizzando il banco prove turbine del Laboratorio di Idraulica dell'Università degli studi di Palermo [7]. Il banco prova è costituito da un sistema a circuito chiuso di condotte, di cui fa parte un gruppo di pressurizzazione con pompe centrifughe ed una vasca di compenso a superficie libera, dove è installata una turbina di tipo PRS, direttamente collegata ad un generatore asincrono trifase. Per consentire la produzione del generatore asincrono in assenza della rete elettrica, l'impianto è dotato di un banco di condensatori con capacità regolabili in funzione



della potenza reattiva necessaria al generatore. La dissipazione dell'energia prodotta dal generatore nel suo funzionamento in isola è effettuata mediante un banco resistivo. La strumentazione di misura di cui è composto il banco prova comprende due misuratori di portata elettromagnetici, uno nella linea di aspirazione ed uno nella linea di by-pass, un misuratore di portata ad ultrasuoni nella linea di mandata, due trasduttori di pressione installati immediatamente a monte ed a valle della turbina, un torsionometro dinamico per la misura della coppia e della velocità angolare dell'albero della turbina (Figura 73). Per quanto riguarda le misure elettriche, il banco sperimentale è stato equipaggiato con un oscilloscopio a doppio canale, in grado di monitorare simultaneamente la rete elettrica di distribuzione (CH2, Figura 73) ed il generatore asincrono (CH1, Figura 73).

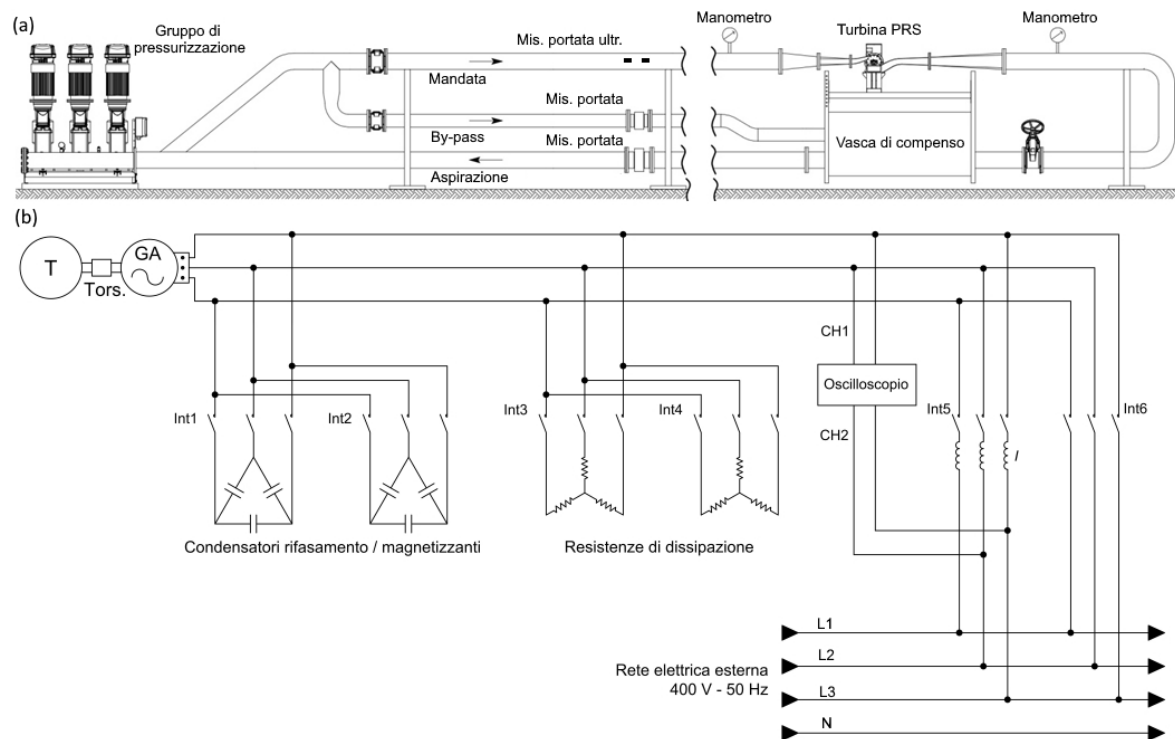


Figura 73. Banco prova utilizzato per la sperimentazione: (a) banco sperimentale dove è installata la turbina; (b) schema di connessione elettrica del generatore asincrono connesso alla turbina.

L'assenza della rete di distribuzione provoca l'interruzione del prelievo della potenza reattiva necessaria al generatore per il proprio funzionamento. Per tale motivo il controllore a logica programmabile (PLC) dell'impianto, rilevata l'assenza di rete, provvede a chiudere il banco di condensatori (int1 e/o int2, Figura 73), al fine di garantire l'autoeccitazione del generatore asincrono. L'energia prodotta dal generatore, deve ora essere dissipata dal banco di resistori che il PLC provvederà a collegare al generatore tramite la chiusura degli int3 e/o

int4 di Figura 73. Al fine di eliminare l'insorgere di transitori idraulici, la velocità di rotazione della turbina deve mantenersi pressoché invariata rispetto a quella posseduta dalla stessa immediatamente prima del guasto elettrico. Per far ciò i valori di capacità e resistenza elettrica possono essere predeterminati dal PLC dall'acquisizione del valore di potenza elettrica attiva e reattiva scambiate dal generatore con la rete prima dell'insorgere del guasto.

Durante il funzionamento in isola, sarà compito del PLC adeguare il carico resistivo e capacitivo collegato al generatore per il mantenimento del valore nominale di 50 Hz della frequenza elettrica in uscita dal generatore.

Nel caso in cui il generatore asincrono sia autoeccitato per mezzo di un banco di condensatori e risulti produrre in isola, la sua connessione in parallelo alla rete di distribuzione, una volta risolto il guasto, non può essere perseguita in modo diretto, poiché per fare ciò tensione, frequenza, nonché fase tra le due sinusoidi di generatore e rete di distribuzione, devono necessariamente coincidere. Per tale motivo per effettuare il parallelo di un generatore elettrico viene tradizionalmente impiegato un sincroscopio. Ciò nella pratica ingegneristica produrrebbe un aumento della complessità, dei costi e della vulnerabilità dell'impianto di produzione idroelettrica.

La soluzione alternativa allo studio, ideata per gli impianti idroelettrici in acquedotto, dove le variabili idrauliche si assume non possano variare a servizio della produzione elettrica, prevede l'attuazione di una semplice procedura di parallelo, che si avvale di un ramo di connessione dotato di induttanze.

In presenza della rete di distribuzione elettrica, qualora il generatore fosse già in produzione in isola, il PLC esegue il collegamento in parallelo del generatore con la rete mediante la chiusura dell'int5 e l'apertura degli interruttori int1 e/o int2 per scollegare il banco di condensatori. Il ramo induttivo consente al generatore di prelevare l'intera potenza reattiva necessaria al suo funzionamento dalla rete, mettendosi autonomamente in fase con essa. In tale configurazione transitoria, si rileva una limitata irregolarità nella tensione del generatore, che tuttavia risulta pienamente tollerabile dal sistema. Terminata la fase di transitorio, il PLC esegue il parallelo con la rete mediante la chiusura dell'int6 e successivamente provvede a scollegare il banco di dissipazione resistivo, così che tutta l'energia prodotta venga ora immessa in rete. Una volta a regime, il PLC scollega il ramo induttivo e connette il banco capacitivo regolando la capacità necessaria ad eseguire il rifasamento delle tensioni e delle correnti immesse in rete.

La procedura allo studio qui brevemente illustrata consente agli impianti idroelettrici in acquedotto di proseguire la produzione anche in assenza di rete elettrica di distribuzione



e di ritornare in parallelo, con turbina in esercizio, senza la necessità di una regolazione idraulica per la ricerca del sincronismo tra generatore e rete elettrica. La disponibilità di una fonte di energia elettrica autonoma in grado di alimentare con continuità il sistema di automazione e di telecontrollo locale, senza i limiti temporali derivanti dall'esaurimento delle batterie tipici dei sistemi statici come gli UPS, incrementa inoltre la resilienza delle reti idriche, consentendo la stazionarietà idraulica non solo in presenza di tipiche anomalie elettriche rapide, quali cali di tensione, sovraccarichi o brevi interruzioni della rete di distribuzione elettrica, ma anche per anomalie di durata prolungata.

## 5.2 Cavitazione e rumore

La cavitazione, nelle turbine idrauliche, può essere un serio problema: provoca una riduzione del rendimento, un aumento delle emissioni sonore e il danneggiamento delle pale della girante. La cavitazione si presenta a seguito di un abbassamento locale della pressione fino al raggiungimento della tensione di vapore del liquido, allorché parte del fluido subisce un cambiamento di fase, liberando bolle di vapore. Quando la pressione ritorna al di sopra del valore della tensione di vapore, la bolla implode e la pressione può raggiungere localmente valori molto elevati, fino a 700 MPa [59]. Inoltre, quando la bolla si trova confinata tra le pareti della turbina, le particelle solide sospese nel fluido vengono trasportate contro le pareti ad altissima velocità, generando erosione. La cavitazione è anche accompagnata da un forte rumore caratteristico, di frequenza elevata, ma ancora nello spettro delle frequenze udibili, risultando molto fastidioso per l'uomo.

Una possibile spiegazione fisica della riduzione di pressione che avviene nelle PRS (Figura 70 e Figura 67b) è che la quantità di moto  $\Pi_{out}$  in uscita dal volume d'acqua interpolato nel canale tra le pale subito dopo la sezione di ingresso della girante rispetto al senso di rotazione, non può essere bilanciata dalla  $\Pi_{in}$  in ingresso, questo porta a generare forti gradienti di pressione e la liberazione di vapore (Figura 74).

Una possibile contromisura allo studio è l'utilizzo di un ricircolo esterno per mezzo di un tubicino che collega la parte terminale del diffusore con la zona subito dopo la sezione di ingresso della girante rispetto al senso di rotazione. Il collegamento porta ad un piccolo flusso di ricircolo e ad un incremento di pressione nella zona dove le simulazioni hanno indicato la possibilità di cavitazione (Figura 75). L'ampiezza angolare ottimale della camera in prossimità della girante a cui è collegato il tubicino è funzione del numero di pale, della velocità di rotazione del rotore e della velocità relativa del getto in ingresso alla girante.

Come nelle precedenti analisi numeriche, le distribuzioni di pressioni e velocità del modello numerico CFD 3D sono state calcolate usando Ansys CFX. Per il dominio rotante si è optato per un approccio di tipo “sliding mesh” dividendo il dominio di calcolo in una parte fissa (*stator*) e in un volume discretizzato con un sistema di riferimento rotante (*rotor*) in corrispondenza della girante [56]; tra il dominio di calcolo fisso e quello rotante è stata selezionata un’interfaccia di tipo “transient rotor–stator”. Come modello di turbolenza è stato selezionato il modello RNG k-epsilon [17, 10-20]. Come criterio di convergenza è stato utilizzato lo scarto quadratico medio con un target residuo pari a  $1.0 \times 10^{-5}$  ed un numero di iterazioni massime per ogni passo temporale pari a 25 [57].

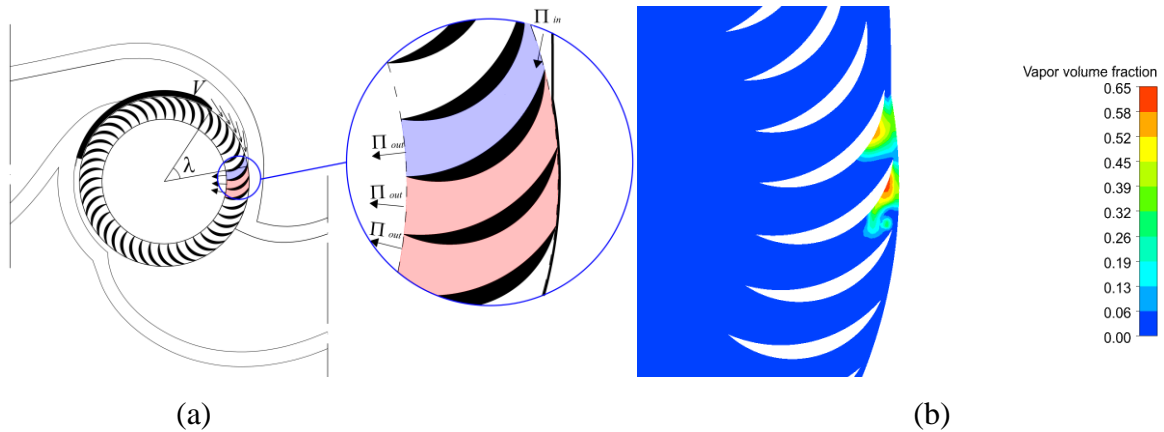


Figura 74. Fenomeno di cavitazione all’interno della PRS: (a) ipotesi teorica; (b) distribuzione della Vapor volume fraction.

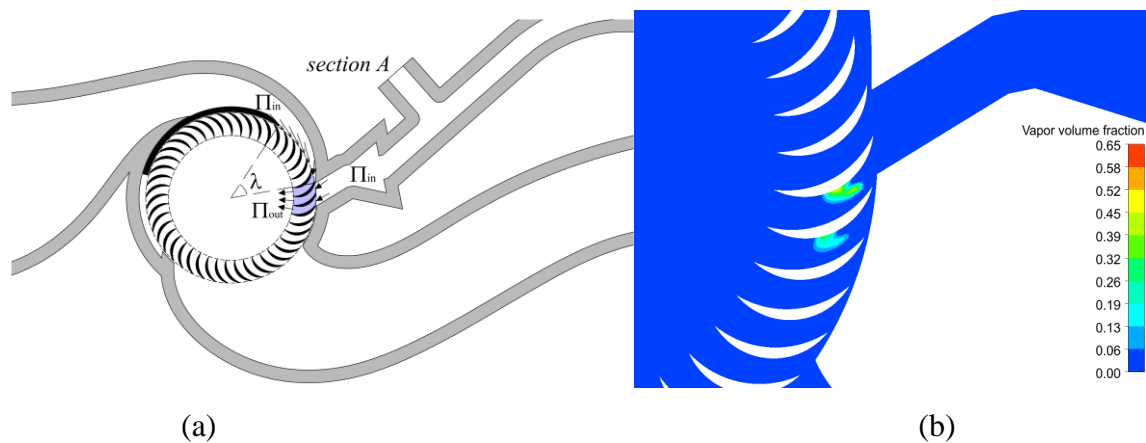


Figura 75. Contromisura in fase di studio: (a) ricircolo esterno; distribuzione della Vapor volume fraction.

Nelle simulazioni numeriche si è ipotizzato la coesistenza di due diversi fluidi nello stesso punto: l’acqua in fase liquida e in fase vapore. Entrambe le fasi sono state modellate nel dominio computazionale utilizzando il modello omogeneo: secondo questo modello i due fluidi condividono gli stessi campi dinamici di pressione, velocità e turbolenza. In AN-

SYS CFX, la cavitazione può essere modellata utilizzando il modello *Rayleigh Plesset*, implementando nello schema multifase un trasferimento di massa tra differenti fasi del dominio. Il modello di cavitazione di *Rayleigh Plesset* richiede come parametri la pressione assoluta all'interno delle bolle di vapore, che viene assunta pari alla pressione di vapore  $p_v$  del liquido per data temperatura. Per le pressioni vanno considerati i valori assoluti e non quelli relativi alla pressione atmosferica. Sono state applicate le seguenti condizioni al contorno: per la sezione di ingresso e di uscita è stato fissato una frazione di volume pari a 1 per la fase liquida e il valore della pressione totale che corrisponde alla pressione statica aumentata del termine cinetico, nonché la velocità di rotazione per la griglia di calcolo della regione *rotor*. Come condizione iniziale delle CFD 3D di tipo “*transient*” è stata utilizzata la soluzione “*steady state*” dello stesso modello risolta assumendo fissa la griglia del dominio di calcolo rotante e aggiungendo le forze di *Coriolis*.

Una campagna sperimentale per la misura del rumore emesso dalla PRS è stata eseguita installando dei microfoni nel banco prove turbine del Laboratorio di Idraulica dell'Università degli studi di Palermo [7]. La riduzione del rumore è stata stimata, nello spettro delle frequenze udibili, con l'utilizzo di un microfono posizionato in prossimità del punto di minima pressione (Figura 77). Dall'analisi delle misurazioni riportate in Figura 76 si nota una riduzione del rumore nel caso della presenza del ricircolo esterno, soprattutto per le frequenze più alte, che sono le più fastidiose per l'orecchio umano.

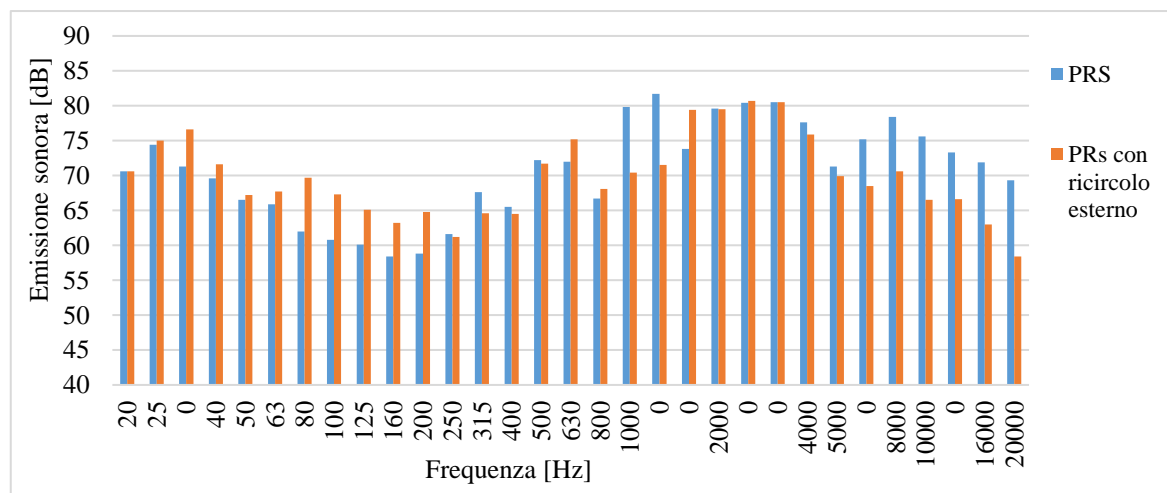


Figura 76. Emissione sonora misurata nello spettro delle frequenze udibili.

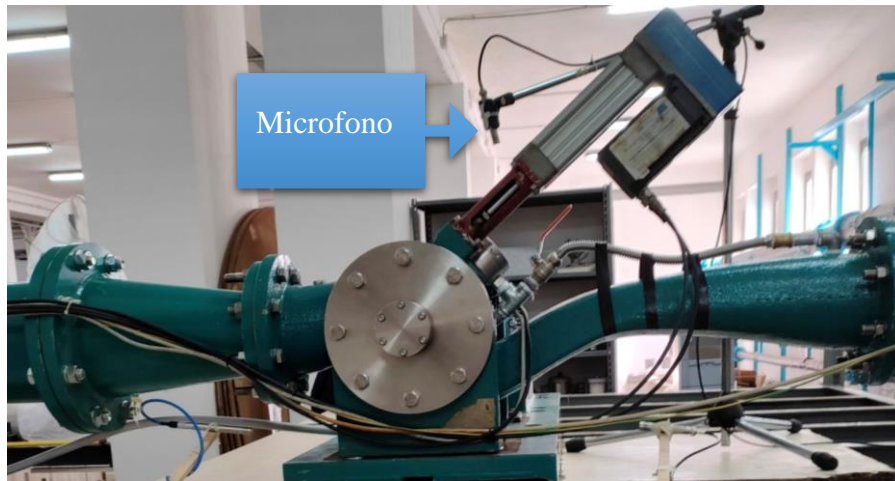


Figura 77. Turbina PRS: posizione del microfono per la misura delle emissioni sonore.

### 5.3 Smart Water Metering and Management (SWAMM)

Alla luce dei fenomeni globali come i cambiamenti climatici e gli sviluppi demografici l'uso sostenibile delle acque costituisce una vera e propria sfida per i gestori delle risorse idriche. In base a ciò la Commissione Europea ha disposto che gli Stati membri debbano prevedere prezzi dell'acqua legati alle quantità consumate, in modo da promuovere la "*water conservation*". Tale richiamo implica che le quantità consumate siano oggetto di misurazione effettiva ed efficace, e non più con sistemi a forfait.

Una visione Smart del servizio, prevista dalla normativa e dalle politiche nazionali ed europee, già attuata con l'erogazione elettrica per mezzo dei contatori di nuova generazione (*power line communication*), per l'erogazione idrica si presenta ancora di difficile attuazione a causa degli strumenti oggi disponibili per la misurazione effettiva dei consumi idrici in ogni singola unità abitativa, che non consentono al gestore la semplice ed immediata implementazione di tale approccio di misurazione nelle proprie reti. I dispositivi oggi maggiormente installati sono infatti rappresentati da contatori meccanici, la cui lettura avviene mediante un operatore che fisicamente si reca nel punto di misura.

Da diversi anni sono presenti sul mercato contatori idrici dotati di sistemi di lettura automatica. Questi contatori idrici sono normalmente posti in luoghi distanti da una fonte energetica e pertanto devono essere dotati di una batteria interna in grado di fornire, per l'intera vita utile del misuratore, l'energia necessaria al funzionamento. L'adozione di una batteria, priva di un sistema di ricarica locale, ha condotto all'adozione di architetture hardware e software finalizzate al risparmio energetico del dispositivo, con l'invio dei dati di misura in maniera intermittente e non in continuo e senza nessuna possibilità di controllo a distanza dell'erogazione idrica. Dal punto di vista gestionale, questi sistemi di telemisura non

forniscono un monitoraggio completo della rete, in grado di incrementare l'efficienza della rete stessa con un controllo in tempo reale e di incoraggiare quindi il gestore all'investimento necessario alla sostituzione dell'intero parco contatori.

È allo studio un progetto di miniaturizzazione della PRS (*Smart Water Metering and Management*) allo scopo di realizzare un dispositivo intelligente ed autoalimentato, che permetta: al gestore di ricevere informazioni sulla rete idrica in tempo reale, nonché di manovrarla a distanza; agli utenti la possibilità di reperire informazioni in tempo reale su pressioni e consumi, in modo da renderli utilizzatori sempre più consapevoli e responsabili.

## 6. CONCLUSIONI

L'Europa e l'Italia hanno davanti una sfida impegnativa per ridurre le emissioni e contrastare il cambiamento climatico. Tutti i 27 Stati membri hanno assunto l'impegno di fare dell'UE il primo continente a impatto climatico zero entro il 2050. Per raggiungere questo traguardo si sono impegnati a ridurre le emissioni di almeno il 55% entro il 2030 rispetto ai livelli del 1990 (Fit for 55). A questo impegno si è recentemente aggiunta la necessità di un piano per rendere l'Europa indipendente dai combustibili fossili russi prima del 2030, a cominciare dal gas, a seguito dell'invasione russa dell'Ucraina.

È proprio in questa grave situazione climatica, politica e sociale che non si può più ignorare il valore energetico della risorsa idrica presente negli acquedotti e nelle reti di distribuzione idrica. Va dunque colta l'opportunità del recupero di questa energia tradizionalmente dissipata nella regolazione idrica, mediante l'installazione di impianti per la produzione idroelettrica, sia negli acquedotti già in servizio e soprattutto in quelli futuri. È noto infatti che un piccolo aumento del diametro delle condotte, rispetto a quello minimo necessario a convogliare la portata massima, comporta una drastica riduzione delle perdite di carico e quindi un drastico aumento del carico residuo disponibile per la produzione idroelettrica. Questa energia così prodotta può essere immessa direttamente in reti in bassa tensione (BT) verso un nuovo paradigma energetico di generazione distribuita dell'energia in impianti di piccole e medie dimensioni, distribuiti omogeneamente sul territorio e collegati direttamente alle utenze tramite *"smart grids"*. Parte dell'energia può inoltre essere usata in loco per la movimentazione degli impianti di regolazione idrica, la trasmissione e la ricezione dei dati. Da questo punto di vista possiamo vedere le turbine idrauliche come parte di una *"internet of things"* che costituisce per il gestore idrico l'opportunità di ricevere informazioni sulla rete idrica per ottimizzarne la gestione in termini di riduzione dei consumi energetici e perdite della risorsa idrica, nonché di manovrarla a distanza. In questo contesto le PRS possono giocare un ruolo fondamentale per i bassi costi e la loro versatilità.

## LISTA DEI SIMBOLI

$A$	= l'area della sezione in ingresso e in uscita dalla girante ( $m^2$ );
$B$	= larghezza assiale della girante in corrispondenza delle pale (m, se non diversamente indicato);
$B(r)$	= distanza in direzione assiale tra i dischi della girante, per dato $r$ (m);
$B^*$	= massima distanza in direzione assiale tra i dischi della girante (m);
$B_d(r)$	= distanza in direzione assiale tra le pareti del distributore, per dato $r$ (m);
$\bar{V}, \bar{V}_i$	= vettore velocità assoluta, riferito alla sezione $i$ -esima, se presente il pedice $i$ ( $m s^{-1}$ );
$V, V_i$	= modulo della velocità assoluta riferito alla sezione $i$ -esima, se presente il pedice $i$ ( $m s^{-1}$ );
$\bar{V}_1$	= velocità assoluta in ingresso alla palettatura mobile ( $m s^{-1}$ );
$\bar{V}_2$	= velocità assoluta in uscita dalla palettatura mobile ( $m s^{-1}$ );
$V_{U1}$	= componente di $\bar{V}_1$ in direzione della velocità periferica, in ingresso alla palettatura mobile ( $m s^{-1}$ );
$V_{U2}$	= componente di $\bar{V}_2$ in direzione della velocità periferica, in uscita dalla palettatura mobile ( $m s^{-1}$ );
$c_v$	= coefficiente di correzione della velocità, usato nella (34) (-);
$D$	= diametro esterno del rotore (m, se non diversamente indicato);
$D_i$	= diametro interno del rotore (m);
$D_{pipe}$	= diametro delle condotte di aspirazione e mandata, larghezza massima del distributore e dei setti in direzione assiale nella H-PRS, (m, se non diversamente indicato);
$E_1$	= energia specifica dell'unità di massa fluida in ingresso alla girante ( $J kg^{-1}$ );
$E_2$	= energia specifica dell'unità di massa fluida in uscita dalla girante ( $J kg^{-1}$ );
$f$	= frequenza della rete elettrica (Hz);
$\bar{g}, g$	= accelerazione di gravità ( $m s^{-2}$ );
$l$	= distanza della generica sezione $\sigma$ del tratto $IV$ del diffusore dall'asse del rotore (m);
$L$	= lato della sezione quadrata del gomito del diffusore (m);
$L_{ott}$	= lavoro specifico per unità di massa raccolto dalla girante ( $J kg^{-1}$ );
$l_0$	= distanza della sezione iniziale del tratto $IV$ del diffusore dall'asse del rotore (m);
$l_{max}$	= distanza della sezione finale del tratto $IV$ del diffusore dall'asse del rotore (m);
$N$	= vita utile del componente indicata in cicli di applicazione della sollecitazione (-);
$n$	= velocità di rotazione della girante (rpm);
$\hat{n}$	= versore della superficie $d\Gamma$ (-);
$n_b$	= numero di pale della girante (-);
$n_s$	= numero di setti del distributore nella H-PRS (-);
$P_{Mecc}$	= potenza meccanica disponibile all'albero della girante (W);

$p$	= numero delle coppie polari del generatore elettrico (-);
$Q$	= portata volumetrica transitante in turbina ( $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ );
$R_e$	= raggio esterno del rotore (m);
$R_{flap}$	= raggio esterno dell'organo di regolazione, comprensivo di giochi (m);
$R_i$	= raggio interno del rotore (m);
$R_{max}$	= massima distanza dei setti del distributore dall'asse del rotore (m);
$R, r$	= generica distanza radiale dall'asse del rotore (m);
$r(\vartheta - \vartheta_n)$	= distanza dell' $n$ -esimo setto del distributore dall'asse del rotore, per dato $\vartheta$ (m);
$r_c(\vartheta - \vartheta_{max})$	= profilo della parete superiore del distributore della H-PRS, per dato $\vartheta$ (m);
$r_f$	= raggio di raccordo delle pale (m, se non diversamente indicato);
$r_f$	= raggio di raccordo tra le pale, i dischi ed eventuali setti di rinforzo della girante (m, se non diversamente indicato);
$S_0$	= altezza della sezione di ingresso del distributore nella PRS (m);
$S_{max}$	= altezza massima della sezione di uscita del tratto $I$ del distributore (m);
$S_c(r)$	= superficie cilindrica attraversata dal flusso d'acqua, per dato $r$ ( $\text{m}^2$ );
$T$	= momento delle forze esterne applicate alla girante, coppia all'albero (Nm);
$T_b$	= coppia di una singola paletta (Nm);
$t, t(\delta)$	= spessore della pala in direzione radiale all'intradosso, per dato $\delta$ (m, se non diversamente indicato);
$t^*$	= spessore della pala in direzione radiale per $\delta_{min}$ (m, se non diversamente indicato);
$t_{max}$	= spessore della pala in direzione radiale all'intradosso massimo (m, se non diversamente indicato);
$t_{min}$	= spessore della pala in direzione radiale all'uscita (m, se non diversamente indicato)
$dt$	= passo temporale o time-step (s);
$\bar{U}, \bar{U}_i$	= vettore velocità periferica (di trascinamento), riferito alla sezione $i$ -esima, se presente il pedice $i$ ( $\text{m s}^{-1}$ );
$U, U_i$	= modulo della velocità periferica (di trascinamento), riferito alla sezione $i$ -esima, se presente il pedice $i$ ( $\text{m s}^{-1}$ );
$\bar{U}_1$	= velocità periferica in ingresso alla palettatura mobile ( $\text{m s}^{-1}$ );
$\bar{U}_2$	= velocità periferica in uscita dalla palettatura mobile ( $\text{m s}^{-1}$ );
$V(l_{max})$	= velocità in condotta ( $\text{m s}^{-1}$ );
$V(l)$	= velocità nel tratto $IV$ del diffusore, per dato $l$ ( $\text{m s}^{-1}$ );
$V(l_0)$	= velocità nel tratto $IV$ del diffusore, in corrispondenza di $l_0$ ( $\text{m s}^{-1}$ );
$V_r$	= rapporto tra $V_{U1}$ e $U_1$ (-);
$\bar{W}, \bar{W}_i$	= vettore velocità relativa, riferito alla sezione $i$ -esima, se presente il pedice $i$ ( $\text{m s}^{-1}$ );
$W, W_i$	= modulo della velocità relativa riferito alla sezione $i$ -esima, se presente il pedice $i$ ( $\text{m s}^{-1}$ );



$\bar{W}_1$	= velocità relativa in ingresso alla palettatura mobile ( $\text{m s}^{-1}$ );
$\bar{W}_2$	= velocità relativa in uscita dalla palettatura mobile ( $\text{m s}^{-1}$ );
$y^+$	= distanza normalizzata dei nodi del primo strato dalla parete (-);
$\alpha_1$	= angolo di inclinazione del vettore della velocità assoluta rispetto alla direzione della velocità periferica in ingresso alla girante (rad, se non diversamente indicato);
$\alpha_2$	= angolo di inclinazione del vettore della velocità assoluta rispetto alla direzione della velocità periferica in uscita dalla girante (rad, se non diversamente indicato);
$\beta_1$	= angolo di inclinazione del vettore della velocità relativa rispetto alla direzione della velocità periferica in ingresso alla girante (rad, se non diversamente indicato);
$\beta_2$	= angolo di inclinazione del vettore della velocità relativa rispetto alla direzione della velocità periferica in uscita dalla girante (rad, se non diversamente indicato);
$\Gamma$	= superficie di contorno del volume del canale $\Omega$ ( $\text{m}^2$ );
$\Gamma_0$	= superficie della palettatura del canale ( $\text{m}^2$ );
$\Gamma_1$	= superficie in ingresso al canale compreso tra due pale ( $\text{m}^2$ );
$\Gamma_2$	= superficie in uscita al canale compreso tra due pale ( $\text{m}^2$ );
$\Gamma_3$	= superfici superiore ed inferiore del canale compreso tra due pale ( $\text{m}^2$ );
$\gamma_w$	= peso specifico dell'acqua ( $\text{N m}^{-3}$ );
$\delta$	= angolo compreso tra la direzione radiale all'intradosso passante per $P$ e la direzione del generico spessore $t$ (rad);
$\delta_{min}$	= $\delta$ per cui lo spessore della pala è pari a $t^*$ (rad);
$\delta^*$	= $\delta$ per cui lo spessore della pala è massimo e pari $t_{max}$ (rad);
$\Delta H$	= energia potenziale specifica per unità di peso (m);
$\varepsilon$	= spessore dell'organo di regolazione comprensivo di giochi in direzione radiale (m, se non diversamente indicato);
$\eta$	= rendimento (-);
$\eta_{max}$	= rendimento massimo (-);
$\Theta$	= angolo al centro dell'intradosso della paletta (rad);
$\vartheta$	= generico angolo $\vartheta$ tra il profilo superiore del distributore o dell' $n$ -esimo setto e l'inizio del primo setto (rad, se non diversamente indicato);
$\vartheta_{max}$	= angolo massimo $\vartheta$ del primo setto del distributore (rad, se non diversamente indicato);
$\vartheta_n$	= rotazione dell' $n$ -esimo setto del distributore rispetto al primo (rad, se non diversamente indicato);
$\lambda$	= ampiezza del generico arco della sezione di uscita dal distributore o di ingresso del diffusore (rad, se non diversamente indicato);
$\lambda_{max}$	= ampiezza massima dell'arco della sezione di ingresso della girante (rad, se non diversamente indicato);

$\mu$	=	coefficiente di viscosità dinamica (Pa s <sup>-1</sup> );
$\xi$	=	coefficiente di correzione dell'energia specifica, usato nella (34) (-);
$\bar{\Pi}_{in}$	=	momento della quantità di moto in ingresso (J s);
$\bar{\Pi}_{Mout}$	=	momento della quantità di moto in uscita (J s);
$\rho$	=	densità del fluido operante (kg m <sup>-3</sup> );
$\rho_b$	=	raggio di curvatura della paletta (m);
$\sigma$	=	tensioni di von Mises (MPa);
$\sigma_{max}$	=	valore massimo raggiunto per le tensioni di von Mises (MPa);
$\sigma(l)$	=	sezione trasversale del tratto IV del diffusore, per dato $l$ (m <sup>2</sup> );
$\sigma(l_0)$	=	sezione trasversale iniziale del tratto IV del diffusore (m <sup>2</sup> );
$\sigma(l_{max})$	=	sezione trasversale in uscita dal tratto IV del diffusore (m <sup>2</sup> );
$\sigma_f$	=	sollecitazione di fatica massima ammissibile per dato $N$ (MPa);
$\sigma_{lrf}$	=	tensione limite di resistenza a fatica del materiale (MPa);
$\sigma'_{lrf}$	=	tensione limite di resistenza a fatica del componente in condizioni di esercizio (MPa);
$\sigma_r$	=	tensione di rottura del materiale (MPa);
$\tau$	=	rapporto tra la potenza erogata da una singola pala e la potenza idraulica totale disponibile (-);
$\tau_{max}$	=	valore massimo raggiunto da $\tau$ per data PRS (-);
$\varphi$	=	angolo tra la tangente all'estradosso e la tangente all'intradosso in $P$ (rad, se non diversamente indicato);
$\chi$	=	grado di reazione di una turbina (-);
$\Omega$	=	Volume di controllo $\Omega$ compreso tra due pale consecutive (canale) al quale si applica l'equazione di conservazione del momento (m <sup>3</sup> , se non diversamente indicato);
$\omega$	=	velocità angolare della palettatura mobile (rad s <sup>-1</sup> ).

## BIBLIOGRAFIA

1. Wright, R.; Abrahama, E.; Parpasb, P.; Stoianova, I. Optimized Control of Pressure Reducing Valves in Water Distribution Networks with Dynamic Topology. *Procedia Engineering*, **2015**, 119, 1003-1011. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.08.994>.
2. Morani, M.C.; Simão, M.; Gazur, I.; Santos, R.S.; Carravetta, A.; Fecarotta, O.; Ramos, H.M. Pressure Drop and Energy Recovery with a New Centrifugal Micro-Turbine: Fundamentals and Application in a Real WDN. *Energies*, **2022**, 15, 1528. <https://doi.org/10.3390/en15041528>.
3. Carravetta, A.; Fecarotta, O.; Sinagra, M.; Tucciarelli, T. Cost-Benefit Analysis for Hydropower Production in Water Distribution Networks by a Pump as Turbine. *Journal of Water Resources Planning and Management*, **2014**, 140(6). [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000384](https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000384).
4. Fecarotta, O.; Aricò, C.; Carravetta, A.; Martino, R.; Ramos, H.M. Hydropower Potential in Water Distribution Networks: Pressure Control by PATs. *Water Resources Management*, **2015**, 29, 699-714. <https://doi.org/10.1007/s11269-014-0836-3>.
5. Carravetta, A., Fecarotta, O.; Ramos, H.M. A new low-cost installation scheme of PATs for pico-hydro-power to recover energy in residential areas. *Renewable Energy*, **2018**.
6. Vagnoni, E.; Andolfatto, L.; Richard, S.; Münch-Alligné, C. & Avellan, F. Hydraulic performance evaluation of a micro-turbine with counter rotating runners by experimental investigation and numerical simulation. *Renewable Energy*, **2018**, 126, 943-953. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.015>.
7. Sammartano, V.; Sinagra, M.; Filianoti, P.; Tucciarelli, T. A Banki-Michell turbine for in-line hydro-power systems. *Journal of Hydraulic Research*, **2017**, 55(5), 686-694. <https://doi.org/10.1080/00221686.2017.1335246>.
8. Sinagra, M.; Sammartano, V.; Morreale, G.; Tucciarelli, T. A new device for pressure control and energy recovery in water distribution networks. *Water (Switzerland)*, **2017**, 9(5), 309. <https://doi.org/10.3390/w9050309>.
9. Sinagra, M.; Aricò, C.; Tucciarelli, T.; Morreale, G. Experimental and numerical analysis of a backpressure Banki inline turbine for pressure regulation and energy production. *Renewable Energy*, **2020**, 149, 980-986. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.10.076>.
10. Sinagra, M.; Picone, C.; Aricò, C.; Pantano, A.; Tucciarelli, T.; Hannachi, M.; Driss, Z. Impeller Optimization in Crossflow Hydraulic Turbines. *Water*, **2021**, 13, 313. <https://doi.org/10.3390/w13030313>.
11. Picone, C.; Sinagra, M.; Aricò, C.; Tucciarelli, T. Numerical analysis of a new cross-flow type hydraulic turbine for high head and low flow rate. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* **2021**, 15(1), 1491-1507. <https://doi.org/10.1080/19942060.2021.1974559>.
12. Beccari, A. Macchine. Torino, *CLUT*, **1983**, ristampa del **2008**. ISBN 978-88-7992-033-9.
13. Aziz, N.M.; Desai, V.R. A laboratory study to improve the efficiency of cross-flow turbines. In *Engineering Report*, Dept. of Civil engineering, Clemson University, May **1993**.
14. De Andrade, J.; Curiel, C.; Kenyery, F.; Aguillón, O.; Vásquez, A.; Asuaje, M. Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine. In *International Journal of Rotating Machinery*, **2011**, vol. 2011, Article ID 841214, 12 pages.
15. Mockmore, C.A.; Merryfield, F. The Banki Water Turbine. In *Bulletin Series*, **1949**, n. 25, *Engineering Experiment Station*, Oregon State System of Higher Education, Oregon State College, Corvallis, Oregon, USA.
16. Aziz, N.M.; Totapally, H.G.S. Design Parameter Refinement for Improved Cross Flow Turbine Performance. In *Engineering Report*, Departement of Civil Engineering, Clemson University, Clemson, SC, USA, **1994**.

17. Sammartano, V.; Morreale, G.; Sinagra, M.; Tucciarelli, T. Numerical and experimental investigation of a cross-flow water turbine. *Journal of Hydraulic Research*, **2016**, 54(3), 321-331. <https://doi.org/10.1080/00221686.2016.1147500>.
18. Sammartano, V.; Aricò, C.; Carravetta, A.; Fecarotta, O.; Tucciarelli, T. Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis. *Energies*, **2013**, 6, 2362-2385. <https://doi.org/10.3390/en6052362>.
19. Khan, M.A.; Badshah, S. Design and Analysis of Cross Flow Turbine for Micro Hydro Power Application using Sewerage Water. *Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, **2014**, 8, <https://doi.org/10.19026/rjaset.8.1040>.
20. Ceballos, Y.C.; Valencia, M.C.; Zuluaga, D.H.; Del Rio, J.S.; García S.V. Influence of the Number of Blades in the Power Generated by a Michell Banki Turbine. *International Journal of Renewable Energy Research*, **2017**, 7(4).
21. Choi, Y.D.; Yoon, H.Y.; Inagaki, M.; Ooike, S.; Kim, Y.J.; Lee, Y.H. Performance improvement of a cross-flow hydro turbine by air layer effect. *IOP Publishing*, **2010**. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012030>.
22. Olgun, H.; Ulku, A. A study of cross-flow turbine – effects of turbine design parameters on its performance. Department of mechanical engineering, University of Karadeniz Technical, Trabzon, **1992**, 2884 – 2838.
23. Aziz, N.M.; Desai, V.R. An Experimental Study of the Effect of Some Design Parameters in Cross-Flow Turbine Efficiency. Engineering Report, Department of Civil Engineering, Clemson University, **1991**.
24. Mani, S.; Shukla, P.K.; Parashar, C.; Student, P.G. Effect of Changing Number of Blades and Discharge on the Performance of a Cross-Flow Turbine for Micro Hydro Power Plants. *Int. J. Eng. Sci. Comput.*, **2016**, 6, 8.
25. Acharya, N.; Chang-Gu, K.; Thapa, B.; Lee, Y.H. Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable Energy*, **2015**, 80, 819-826.
26. Ansys® Student, *Ansys CFX-Solver Theory Guide*, Versione **2021 R2** - © ANSYS, Inc.
27. Shyy, W.; Mittal, R. Solution methods for the incompressible Navier-Stokes equations. In R. W. Johnson (Ed.), *Handbook of fluid dynamics*, **1998**, pp. 31.1–31.33. CRC Press. ISBN 9780849325090.
28. Tao, W. Q. *Numerical heat transfer* (2nd ed.), **2001**. Xi'an Jiaotong University Press. ISBN 10: 7560514367/ISBN 13: 9787560514369.
29. Mazhar, Z. A novel fully implicit block coupled solution strategy for the ultimate treatment of the velocity–pressure coupling problem in incompressible fluid flow. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, **2016**, 69(2), 130–149. <https://doi.org/10.1080>.
30. Darwish, M.; Abdel Aziz, A.; Moukalled, F. A coupled pressure-based finite-volume solver for incompressible two-phase flow. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, **2015**, 67, 47–74. <https://doi.org/10.1080/10407790.2014.949500>.
31. Kim, J.; Moin, P. Application of a fractional-step method to incompressible Navier-Stokes equations. *Journal of Computational Physics*, **1985**, 59, 308–323.
32. Patankar, S.V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. **1980**. <https://doi.org/10.1201/9781482234213>.
33. Patankar, S.V. A calculation procedure for two-dimensional elliptic situations. *Numerical Heat Transfer*, **1981**, 4(4), 409–425. <https://doi.org/10.1080/01495728108961801>.

34. Aricò C.; Sinagra M.; Picone C.; Tucciarelli T. MAST-RT0 solution of the incompressible Navier–Stokes equations in 3D complex domains. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, **2021**, 15(1), 53-93. <https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1860830>.
35. Aguerre, H.J.; Venier, C.M.; Pairetti, C.I.; Márquez Damián, S.; Nigro, N.M.. A SIMPLE-based algorithm with enhanced velocity corrections: The COMPLEX method. *Computers & Fluids*, **2020**, 198(15), Article 104396. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2019.104396>.
36. Bardina, J.E.; Huang, P.G.; Coakley, T.J. *Turbulence modeling validation, testing, and development*, **1997**, (NASA Technical Memorandum 110446). Moffett Field, CA: Ames Research Center.
37. Launder, B.E.; Spalding, D.B. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **1974**, 3, 269–289. doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2.
38. Viegas, J.R.; Rubesin, M.W. Wall-function boundary conditions in the solution of the Navier-Stokes equations for complex compressible flows. In *Proceedings of the 16th Fluid and Plasmadynamics Conference*. **1983**, July. Reston, VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA). doi:10.2514/6.1983-1694.
39. Viegas, J.R.; Rubesin, M.W.; Horstman, C.C. On the use of wall functions as boundary conditions for two dimensional separated compressible flows. Proceedings of the 23rd Aerospace Sciences Meeting. Reston, 14 January **1985**, VA: American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA). doi:10.2514/6.1985-180.
40. Ansys® Student, *Ansys FLUENT Theory Guide*, Versione **2021 R2** - © ANSYS, Inc.
41. Versteeg, H.K.; Malalasekera, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. Harlow, England: *Pearson Education Ltd*, **2007**. ISBN 978-0-13-127498-3
42. Wilcox, D.C. Comparison of two-equation turbulence models for boundary layers with pressure gradient. *AIAA Journal*, **1993**. 31(8), 1414–1421. doi: 10.2514/3.11790.
43. Jones, W.P.; Launder, B.E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat Transfer*, **1972**, 15, 301–314. doi: 10.1016/0017-9310(72)90076-2
44. Menter, F.R. Zonal two equation k- $\omega$  turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA Journal*, **1993**. doi:10.2514/6.1993-2906
45. Wilcox, D. C. *Turbulence modeling for CFD* (2nd ed.). Anaheim: DCW Industries, **1998**, 162–165.
46. Budynas, R.G.; Nisbett, J.K.; Shigley, J.E. Shigley's mechanical engineering design. New York, *McGraw-Hill*, **2011**.
47. Committee on Fatigue and Fracture Reliability of the Committee on Structural Safety and Reliability of the Structural Division. *Journal of Structural Division*, **1982**, 108 (ST1) (1982), pp. 3-88.
48. Schijve, J. Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. *International Journal of Fatigue*, **2003**, 25(8), 679–702.
49. Suresh, S. “Fatigue of Materials”. Cambridge University Press. **2004**. ISBN 978-0-521-57046-6.
50. Ciavarella, M.; Papangelo, A. On notch and crack size effects in fatigue, Paris law and implications for Wöhler curves. *Frattura ed Integrità Strutturale*, **2018**, <https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.44.05>.
51. Katinić M.; Kozak D.; Gelo I.; Damjanović, D. Corrosion fatigue failure of steam turbine moving blades: A case Study. *Engineering Failure Analysis*, **2019**, 106 104136.
52. Brekke H. Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation. Norwegian university of Science and Technology (NTNU) publications, Norway, **2015**, 324 Pages.

53. Kramer, M.; Wieprecht, S.; Terheiden, K. Minimising the air demand of micro-hydro impulse turbines in counter pressure operation. *Energy*, **2017**, 133, 1027-1034. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.043>.
54. Leman, O.Y.; Wulandari, R.; Bintara, R.D. Optimization of Nozzle Number, Nozzle Diameter and Number of Bucket of Pelton Turbine using Computational Fluid Dynamics and Taguchi Methods. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, **2019**, 694, 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/694/1/012017>.
55. Dong, H.; Cheng, M.; Zhang, Y.; Wei, H. & Shi, F. Extraordinary drag-reducing effect of a superhydrophobic coating on a macroscopic model ship at high speed. *Journal of Materials Chemistry A*, **2013**, 19. <https://doi.org/10.1039/C3TA10225D>.
56. Ferziger, J.; H. Peric, M. Computational Methods for Fluid Dynamics. *Springer*, **2002**. ISBN 978-3-642-56026-2.
57. Xu, C.; Fan, C.; Zhang, Z.; Mao, Y. Numerical study of wake and potential interactions in a two-stage centrifugal refrigeration compressor. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, **2021**, 15(1), 313-327. <https://doi.org/10.1080/19942060.2021.1875887>.
58. Maduka, M.; Li, C.W. Numerical study of ducted turbines in bidirectional tidal flows. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, **2021**, 15(1), 194-209. <https://doi.org/10.1080/19942060.2021.1872706>.
59. Kumar, P.; Saini, R.P. Study of cavitation in hydro turbines — A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **2010**, 14(1), 374-383. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.024>.
60. Sangal, S.; Garg, A.; Kumar, D. Review of Optimal Selection of Turbines for Hydroelectric Projects. *International Journal of Emerging Technology and Advanced*, **2013**, 3(3), 424-830.