



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE EDILE
ED AMBIENTALE – CORSO DI LAUREA IN
INGEGNERIA CIVILE INDIRIZZO IDRAULICA

TESI DI LAUREA

CALIBRAZIONE DEL MODELLO CFD DI UNA TURBINA KAPLAN

“CFD Model Calibration of a Kaplan turbine”

Relatore
Prof. Ernesto Benini

Laureando
Alberto Simonini
Matricola:1037921

Anno Accademico 2015-2016



“Non esiste vento favorevole per il marinaio che non sa dove andare.”

(Seneca)

INDICE

SIMBOLI	6
PREFAZIONE	7
CAPITOLO 1: DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO	8
1.1 La macchina	8
1.1.1 La voluta	10
1.1.2 Le pale direttrici	11
1.1.3 La tenuta d'albero	12
1.1.4 Le pale motrici	13
1.1.5 Il diffusore	14
1.2 Il generatore	15
1.3 La valvola a farfalla di guardia turbina	16
1.4 Giunto di smontaggio	16
CAPITOLO 2: PROVE DI FUNZIONAMENTO	17
2.1 Introduzione alla norma CEI EN 60041	17
2.1.1 Energia idraulica specifica dell'impianto	17
2.1.2 Energia specifica netta, NPSE e salto netto assoluto, NPSH	18
2.1.3 Incertezze di misura e presentazione dei risultati	19
2.1.3 La garanzia del rendimento	20
2.1.4 Transitori	20
2.2 Introduzione alla norma UNI 10242	22
2.2.1 Classificazione delle turbine considerate dalla norma	22
2.2.2 Le caratteristiche da verificare	23
2.2.3 Le condizioni di prova	23
2.2.4 Le modalità di misura e le relative tolleranze	24
2.2.5 Confronto con le caratteristiche garantite	24
2.3 Verbale di collaudo	25
2.3.1 Caratteristiche progettuali	25
2.3.2 Misure di portata	25
2.3.3 Determinazione del rendimento di un gruppo	25
2.3.4 Rendimento dei due gruppi funzionanti in parallelo	25
2.3.5 Ispezione generale all'impianto	26
2.3.6 Conclusioni del collaudo	26
2.3.7 Riepilogo misurazioni sul campo	26
CAPITOLO 3: SIMULAZIONE DELLA MACCHINA NELLE CONDIZIONI DI COLLAUDO	27
3.1 Equazioni della fluidodinamica computazionale	28
3.1.1 Conservazione della massa	28
3.1.2 Conservazione della quantità di moto	28

3.1.3 Conservazione dell'energia	28
3.1.4 Sforzi viscosi	28
3.1.5 Modelli di turbolenza	29
3.1.6 RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)	30
3.2 Modellatore 3D	30
3.2.1 Creazione del volume fluido	30
3.2.2 Rotazione delle pale	31
3.3 BladeGen	32
3.4 Turbogrid	33
3.4.1 Mesh predistributore	33
3.4.2 Mesh distributore	34
3.4.3 Mesh girante	35
3.5 ICEM CFD	37
3.5.1 Mesh raccordo	37
3.5.2 Mesh cono di scarico	38
3.6 Simulazione della cassa a spirale	39
3.7 Simulazione gomito di scarico	43
3.8 Assemblaggio della macchina	45
3.8.1 Creazione del dominio	45
3.8.2 Definizione delle condizioni al contorno	46
3.8.3 Impostare il Solver	49
3.9 Osservazione dei risultati	50
3.9.1 La palettatura	51
3.9.2 Considerazioni finali	54
CAPITOLO 4: COMPORTAMENTO LOCALE DELLA MACCHINA NELLE CONDIZIONI DI TARGA	55
4.1 Condizioni al contorno	55
4.2 Valori a convergenza	56
4.3 Andamento delle pressioni	58
4.4 Valutazioni riguardo la possibile cavitazione	61
CAPITOLO 5: VALUTAZIONI CONCLUSIVE	67
5.1 Nozioni sul calcolo del rendimento	67
5.2 Confronto tra risultati numerici e sperimentali nelle condizioni di collaudo	71
5.3 Curva caratteristica in condizioni di design ottenuta numericamente	71
BIBLIOGRAFIA	73

Simboli

A = area, [m²]

H = caduta idrica [m]

K = numero tipico di macchina, [-]

M = momento, [Nm]

n = numero di giri, [rpm]

P = potenza, [W]

p = pressione assoluta, [N/m²]

Q = portata volumetrica, [m³/s]

U = velocità tangenziale, [m/s]

w = velocità relativa, [m/s]

Z = numero di pale, [-]

η = rendimento, [-]

ρ = densità, [kg/m³]

ω = velocità angolare, [rad/s]

Prefazione

Questa tesi si prefigge l'obiettivo di evidenziare come una simulazione numerica possa contribuire a capire a fondo ed ottimizzare una turbina idraulica esistente. Ciò è possibile grazie ai traguardi raggiunti nei codici di calcolo e nella capacità di calcolo degli elaboratori elettronici.

L'idraulica ha sempre destato un particolare interesse in me e trovo in un impianto idroelettrico una poetica sinergia tra natura e tecnologia. Oltretutto ritengo che questa fonte di energia rinnovabile abbia molto da offrire e possa dare un prezioso aiuto nel trovare una risposta al continuo accrescimento del fabbisogno energetico globale.

Un particolare ringraziamento lo rivolgo alla mia fantastica moglie Clarissa a nostro figlio Ettore che ci regala tanti sorrisi e ai miei genitori.

Ringrazio la Camu senza la quale non avrei potuto svolgere questa tesi ed in particolar modo Federico per il suo supporto, i miei amici tra cui ricordo Stefano per le chiacchierate serali.

Ringrazio il prof. Benini per avermi accolto nel suo dipartimento accettandomi come tesista.

Capitolo 1: DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO

1.1 La macchina



Fig.1: Le due macchine

L'impianto comprende n°2 gruppi di turbina Kaplan ad asse verticale con regolazione sia delle pale distributrici che delle pale motrici. Ciascun gruppo è accoppiato in presa diretta ad un alternatore asincrono ed è completo di attuatore elettrico di comando. A monte quale organo di sicurezza è stata predisposta una valvola a farfalla che ha caratteristiche tecniche tali da assicurare la chiusura sotto flusso. La bocca di presa è completa di griglia e sgrigliatore automatico di tipo elettromeccanico a pettini rotanti.

Il gruppo è progettato per l'esercizio non presidiato ed il funzionamento automatico in parallelo con la rete ENEL; non è previsto il funzionamento in rete isolata.

Geografia impianto:

Corpo idrico interessato: torrente Ceno

Comune di installazione: Bardi, provincia di Parma

Condizioni ambientali:

Temperatura dell'aria:	tra - 5° e + 40 °C.
Umidità relativa dell'aria:	tra 50% e 100%.
Altitudine massima:	< 1000 m s.l.m.

Condizioni di funzionamento:

Pressione motrice utile:	8,00 m
Portata massima:	3,00 m ³ /s
Velocità:	507,0 giri/min
Velocità di fuga:	1200 giri/min permanenza < 10 min
Potenza idraulica:	235 kW
Rendimento turbina:	87%
Potenza elettrica massima:	191 kW
Velocità generatore:	507 giri/min
Potenza nominale generatori:	200 kW
Rendimento generatori:	93,5 %

1.1.1 La voluta

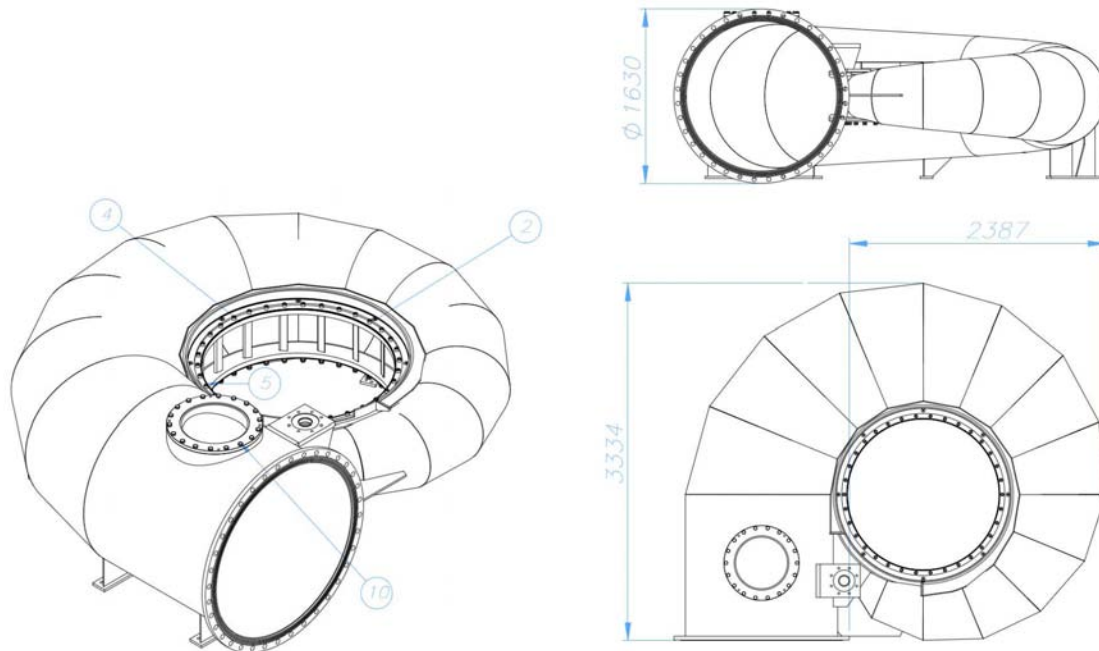


Fig.2: La voluta

La cassa a spirale è realizzata in soluzione composta elettrosaldata di acciaio al carbonio S275JR con base nervata per il fissaggio della stessa alle piastre di fondazione.

Per limitare i fenomeni di vibrazione e conseguente rumorosità ambientale, nonché per garantire adeguata robustezza alla macchina, la cassa è stata realizzata in lamiera saldata da 8 mm.

Il predistributore è costituito da due anelli lavorati in acciaio collegati dalle pale predirettrici fisse. Al predistributore è stato fissato meccanicamente un mantello in lamiera d'acciaio saldate con funzione di camera per la ruota. La sede ruota è stata tornita di precisione per ridurre al minimo il gioco rispetto alle pale motrici.



Fig.3: La macchina in stabilimento

1.1.2 Le pale direttrici

Le pale direttrici mobili del distributore sono realizzate in acciaio inossidabile AISI 304.

Il completo sistema del distributore è composto da 17 pale direttrici, leverismi, perni ed anello di regolazione a scorrimento su materiale autolubrificante.

L'azionamento del distributore è stato realizzato mediante attuatore elettrico agente sull'anello di regolazione.

Le pale direttrici sono calettate alle leve di comando mediante dispositivo di sicurezza a slittamento, con possibilità di verificarne visivamente il posizionamento e supportate da bussole realizzate in materiale autolubrificante comprensive di guarnizioni, coperchi porta guarnizioni ed accessori.

Le pale direttrici del distributore sono costruite in un solo pezzo compreso il perno di azionamento. Tutte le superfici sono lavorate alla macchina utensile.

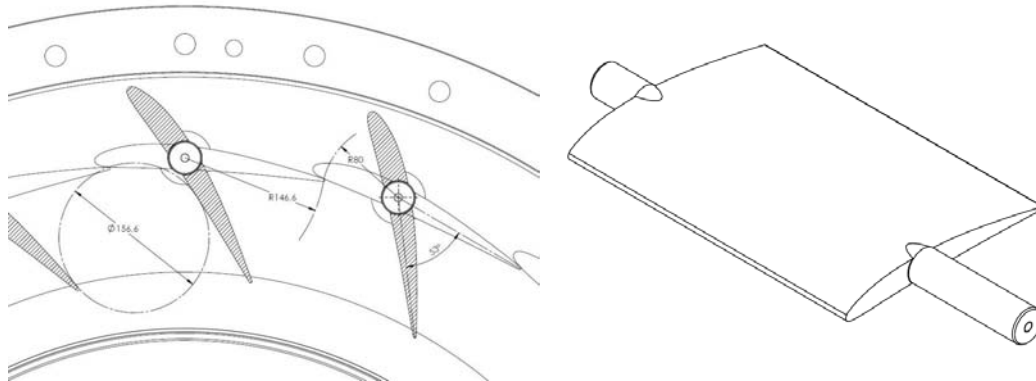


Fig.4 e 5: Apertura del distributore e geometria pala direttrice



Fig.6 e 7: Pale direttrici inserite in sede e anello sposta direttrici

1.1.3 La tenuta d'albero

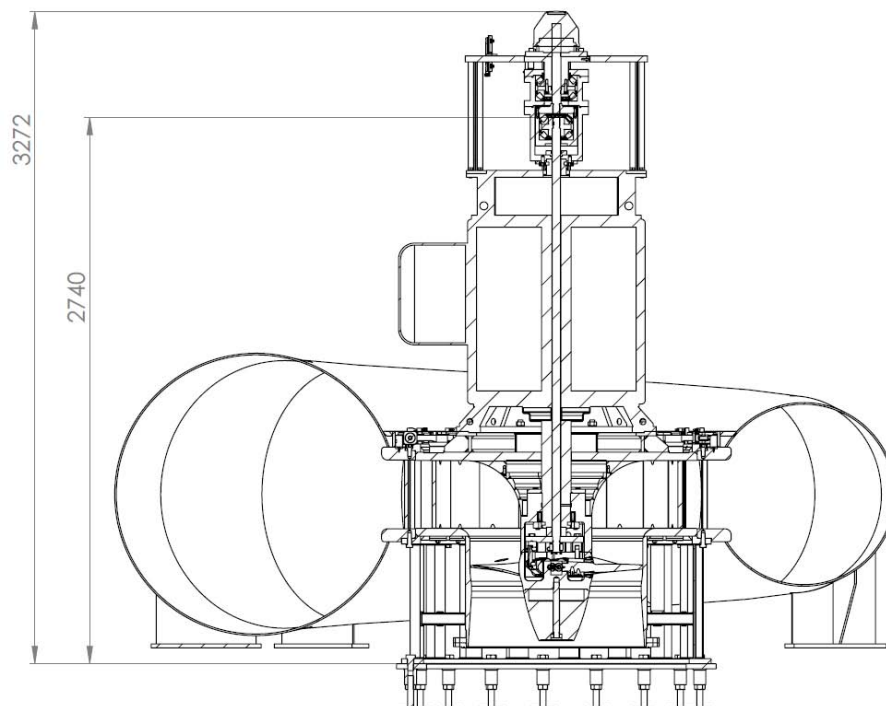


Fig.8: Sezione meridiana della macchina

La tenuta d'albero è stata realizzata attraverso un disco palettato atto a creare un campo centrifugo pari alla pressione esistente in corrispondenza dello scudo superiore. Detto dispositivo non richiede manutenzione in quanto privo di corpi a contatto in movimento reciproco.

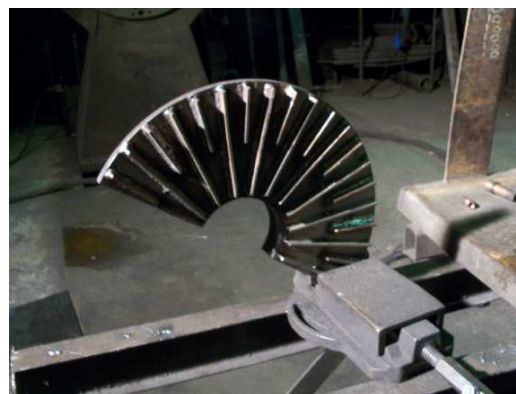
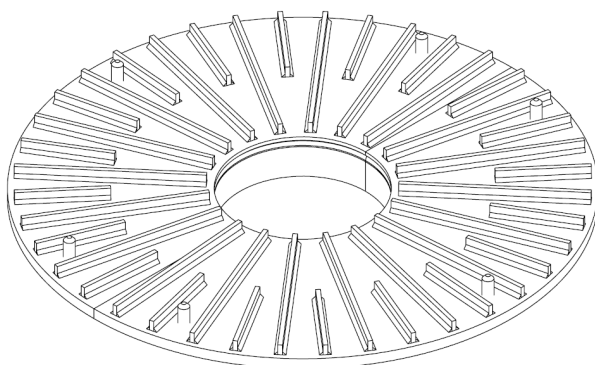


Fig.9-10: Geometria disco centrifugatore e fase di realizzazione in stabilimento

1.1.4 Le pale motrici

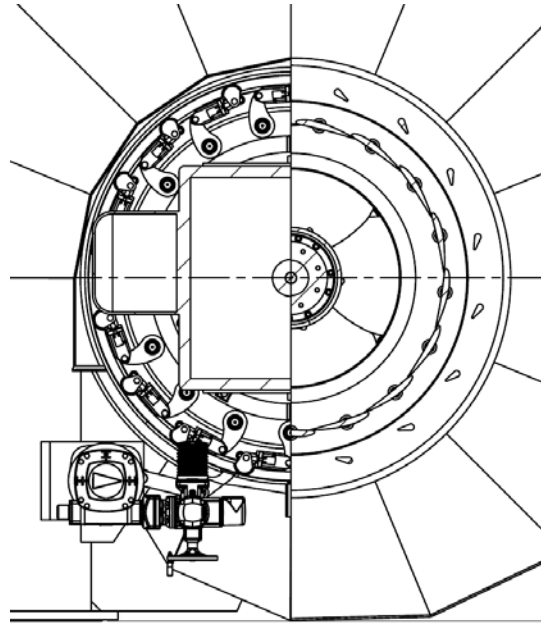


Fig.11: Vista dall'alto della macchina in sezione parziale

La girante è collegata all'albero cavo. La spinta assiale viene supportata dal generatore, che è dotato di cuscinetti opportunamente maggiorati.

La ruota Kaplan ha le seguenti caratteristiche:

L'ogiva è realizzata in acciaio al carbonio mentre le pale mobili in acciaio inox AISI 316L.

Il servomotore di comando delle pale della ruota, azionato da un attuatore elettromeccanico 400 V AC, è disposto all'estremità dell'albero lato generatore con movimentazione mediante asta che scorre entro l'albero cavo della turbina - generatore. L'albero è realizzato in acciaio fucinato.

La ruota della turbina è formata da pale realizzate per lavorazione alla macchina utensile a C.N. in acciaio inossidabile.

La ruota viene equilibrata staticamente secondo le normative applicabili al tipo di macchina (grado 6.3 secondo norma DINI / ISO 1940). La sede sferica di tenuta idraulica esterna alle pale è realizzata con materiali tali da offrire la massima garanzia di durata nel tempo. Le bullonerie immerse sono di tipo inossidabile al fine di non presentare nel tempo fenomeni di bloccaggio o impossibilità di manovra dovuti a grippaggio e corrosione.

1.1.5 Il diffusore

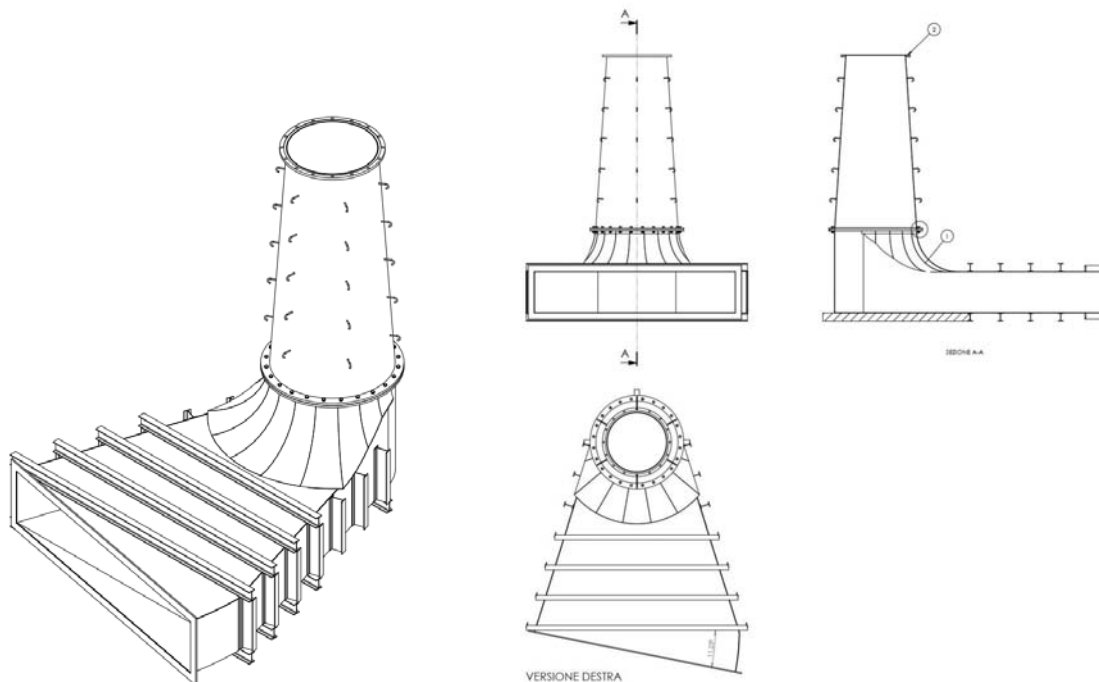


Fig.12: Cono e gomito di scarico

Il diffusore di scarico è costituito da una prima parte verticale conica, seguita da un gomito in acciaio di tipo Kaplan, opportunamente nervato per resistere alla pressione del getto d'inghisaggio.



Fig.13: Diffusori di scarico

1.2 Il generatore

Per l'impianto in oggetto è stato previsto l'impiego di un generatore asincrono ad asse verticale costruito per le caratteristiche di funzionamento riportate nella tabella nel seguito. Il funzionamento del generatore è in parallelo con la rete nazionale.

CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO GENERATORE ASINCRONO		
Potenza del generatore	200	kW
Tensione trifase concatenata	400	V
Avvolgimento statore in rame		
Collegamento	Stella	
Frequenza	50 +/-1%	Hz
Nr. Poli	12	
Velocità di regime	507	giri / min
Velocità di fuga	1200	giri / min
Tempo di permanenza ala fuga	< 10	Min
Fattore di potenza (cosfi)	0,74	

è composto essenzialmente da:

CASSA STATORE in carpenteria d'acciaio. Pacco magnetico con avvolgimento in rame isolato ed impregnato sotto vuoto.

ROTORE con albero predisposto per il giunto (lato accoppiamento) e la colonnetta di comando delle pale motrici, compreso il dispositivo tachimetrico (lato opposto).

CUSCINETTI a rotolamento idonei a sopportare il peso del rotore e delle spinte idrauliche assiali / radiali della girante.

COLORITURA secondo ciclo epossidico - poliuretanico standard del Fabbrikante.

1.3 La valvola a farfalla di guardia turbina

La valvola a farfalla, realizzata in ghisa sferoidale, è posizionata a monte della turbina del diametro nominale 1400 mm PN6 in versione flangiata corredata di giunto di smontaggio.

È progettata per sopportare, in completa sicurezza, anche i carichi dinamici derivanti da una chiusura sotto flusso alla massima portata a causa di una disfunzione del servomotore del distributore o rottura delle tubazioni.

La manovra di apertura della lente è realizzata con un attuatore elettromeccanico e da un riduttore a vite senza fine agente su uno dei perni.



Fig.14: Valvole a farfalla

1.4 Giunto di smontaggio

Viene fornito un giunto di smontaggio DN1400 PN6 in acciaio al carbonio con barre filettate passanti in acciaio zincato classe 8.8. La corsa è indicativamente di ± 25 mm.

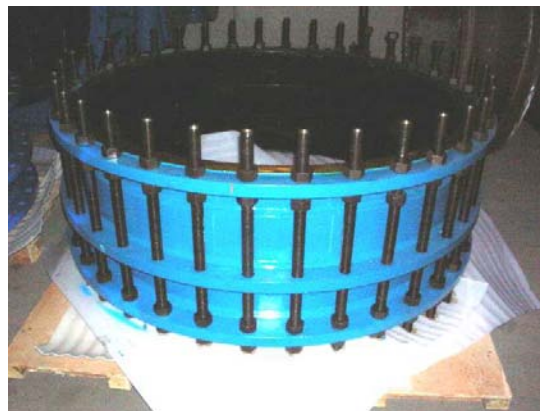


Fig.15: Giunto di smontaggio

Capitolo 2: PROVE DI FUNZIONAMENTO

La norma italiana CEI EN 60041 tratta le prove di collaudo da effettuare in sito per la determinazione delle prestazioni delle turbine idrauliche, delle pompe di accumulazione e delle pompe turbine. La decisione o meno di eseguire tale prova viene presa di accordo tra il cliente ed il fornitore della macchina

La norma UNI 10242: "Piccole turbine idrauliche. Prove sull'impianto. Verifica delle prestazioni ai fini dell'accettazione" è applicabile per turbine idrauliche con potenze meccaniche rese fino ai 3000 kW.

2.1 Introduzione alla norma CEI EN 60041

Vengono considerati alcuni aspetti trattati nella norma CEI 60041 inerenti al caso analizzato.

2.1.1 Energia idraulica specifica dell'impianto

La norma indica la determinazione dell'energia specifica per macchine a bassi salti. All'ingresso della cassa a spirale ed in corrispondenza della sezione d'uscita dello scarico vengono posizionati due misuratori di pressione.

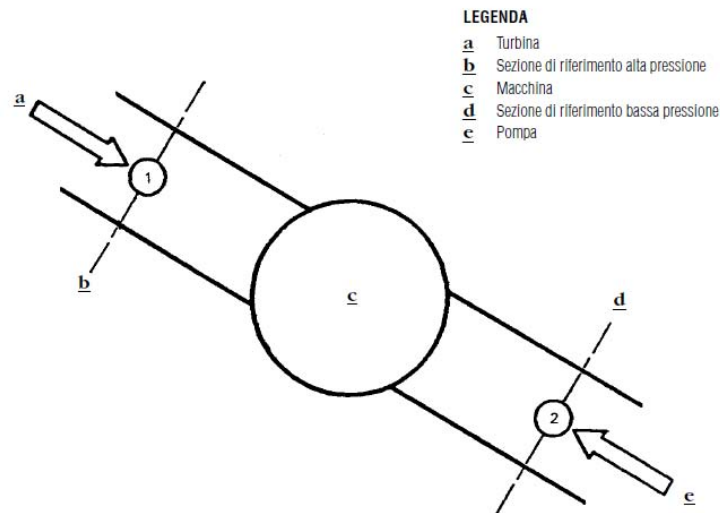


Fig.16: Riferimento della norma CEI EN 60041 per le prese di pressione

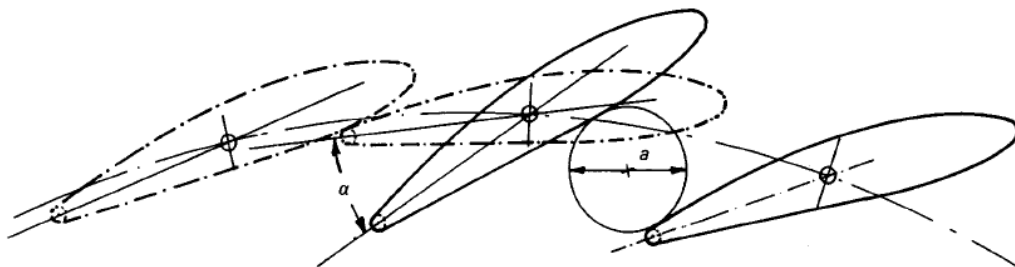


Fig.17: Apertura del distributore dalla posizione di chiusura

L'energia specifica netta NPSE è l'energia specifica assoluta alla sezione 2 meno l'energia specifica dovuta alla pressione del vapore riferita al livello di riferimento della macchina conforme alla figura. L'NPSH è il salto netto assoluto.

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

Al punto 2 si applica un trasduttore di pressione.

$$p_{abs_2} = \rho_2 \cdot g_2 \cdot (z_{2'} - z_2) + p_{amb_{2'}}$$

$$NPSE = \frac{(p_{amb_{2'}} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_{2'}) = \frac{(p_{amb_{2'}} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot Z_s$$

2.1.3 Incertezze di misura e presentazione dei risultati

L'incertezza di misura è la probabilità che la grandezza misurata ricada all'interno del campo entro il quale si può presupporre che si trovi il vero valore ricercato. La norma prevede che la misurazione abbia il 95% di probabilità di ricadere all'interno del campo. Vengono definiti diversi tipi di errore tra cui:

- Errore grossolano, sono errori causati dall'uomo o da cattivo funzionamento dello strumento i misura che annullano la validità del dato. Non sono inclusi in nessun tipo di statistica.
- Errori accidentali, sono errori dovuti a numerose e piccole indipendenti influenze che non consentono ad un sistema di misura di fornire la stessa lettura per uno stesso valore di ingresso della grandezza da misurare. L'ampiezza della banda di incertezza dovuta ad errori accidentali deve essere specificata preventivamente.
- Errori sistematici, sono errori che non possono essere ridotti aumentando il numero di misurazioni nel caso in cui le condizioni e l'apparecchiatura non vengano variate

Viene valutata l'incertezza associata ad errori sistematici e fornita un'equazione per quantificarla:

$$f_\eta = \frac{e_\eta}{\eta} = [f_Q^2 + f_E^2 + f_P^2]^{1/2}$$

la probabilità di distribuzione dei valori possibili di ogni componente sistematico è gaussiana e l'incertezza sistematica su di una grandezza, ad esempio il rendimento, viene valutata a partire dalle incertezze sistematiche elementari di portata, energia idraulica specifica e potenza mediante combinazioni. L'incertezza totale si ottiene combinando l'incertezza sistematica con quella casuale definendo un campo in cui si presuppone di trovare il vero valore con un'affidabilità del 95%.

Tenuto conto delle incertezze è opportuno rappresentare ogni punto di misura su di un diagramma in cui un'ellisse rappresenta il campo in cui ogni punto è ugualmente valido con un livello di confidenza del 95%. Se viene garantita una curva una banda di incertezza corrisponde agli involucri superiori ed inferiori di ogni ellisse sovrapposta.

2.1.3 La garanzia del rendimento

Il confronto dei risultati con le garanzie fornite deve essere effettuato per mezzo dei metodi descritti nella normativa che si basano sull'ampiezza di banda di incertezza totale tenendo conto dei limiti imposti in fase contrattuale.

Nell'esempio in figura relativo alla curva di garanzia per una turbina regolabile la garanzia di potenza non viene rispettata nel punto a. Diversamente il punto b essendo compreso nella banda di incertezza soddisfa i criteri stabiliti preventivamente di comune accordo con il committente.

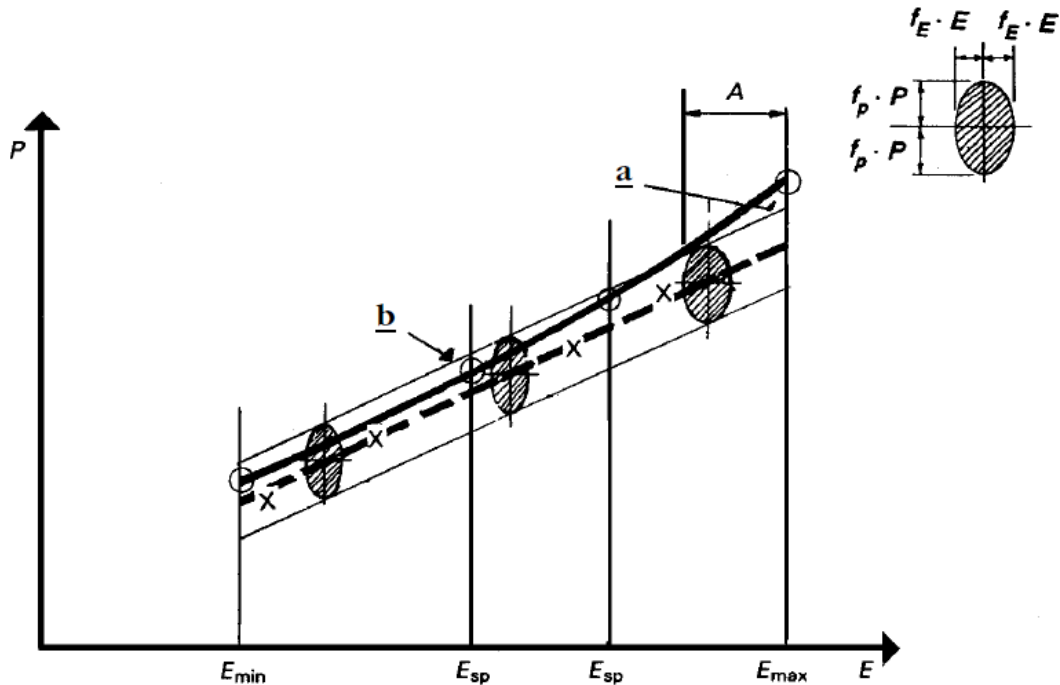


Fig.20: Curva di garanzia della potenza da raggiungere in funzione dell'energia idraulica specifica per una turbina regolabile

2.1.4 Transitori

Un improvviso distacco del carico elettrico al generatore comporta uno sbilanciamento nell'equilibrio tra i momenti in gioco. La nuova condizione pone in opposizione al momento motore il solo momento d'inerzia delle masse rotanti del gruppo e ne consegue un'inevitabile e repentino aumento di velocità in cui la girante tenderà alle condizioni di fuga. Tali condizioni vengono mantenute fino al momento di chiusura della turbina che necessita comunque di una dimensione temporale tale da non generare sovrapressioni eccessive nell'impianto per effetto del colpo d'ariete. Unitamente alle masse in gioco anche il generatore interviene in questa particolare situazione e dovrà essere in grado di sopportare la velocità per un tempo tecnico necessario ad effettuare l'operazione di chiusura in sicurezza. Deriva da analisi costruttive ed economiche la maggior convenienza nel migliorare le performance del generatore oppure nell'aumentare le masse rotanti in modo che assorbano maggior energia cinetica.

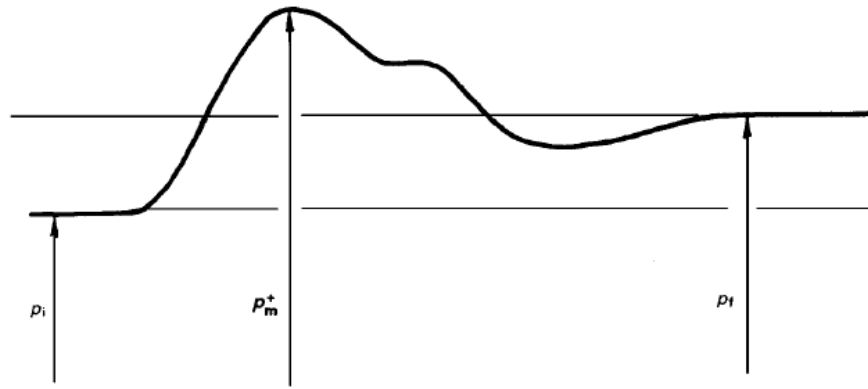


Fig.21: Variazione di pressione alla sezione di riferimento alta pressione della turbina quando si verifica un improvviso stacco di carico

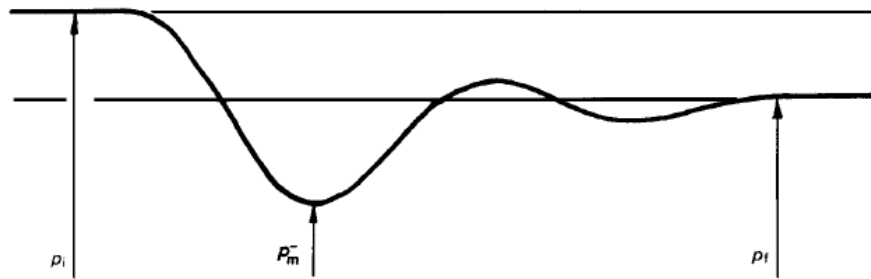


Fig.22: Variazione di pressione alla sezione di riferimento alta pressione della turbina quando si verifica un'improvvisa presa di carico

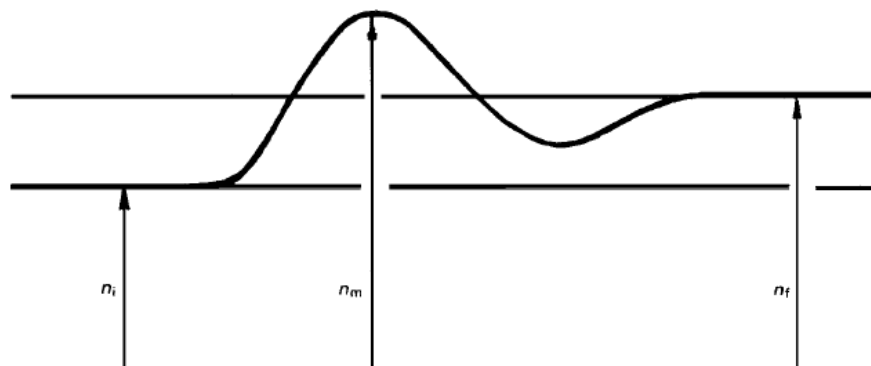


Fig.23: Variazione di velocità della turbina con un improvviso distacco di carico

2.2 Introduzione alla norma UNI 10242

Vengono considerati alcuni aspetti trattati nella norma UNI 10242 inerenti al caso analizzato.

2.2.1 Classificazione delle turbine considerate dalla norma

Questa norma è specifica per impianti di piccole dimensioni. Suddivide in classi le turbine trattate in funzione della potenza meccanica resa. Secondo tale classificazione la turbina oggetto di questa tesi ricade in classe B.

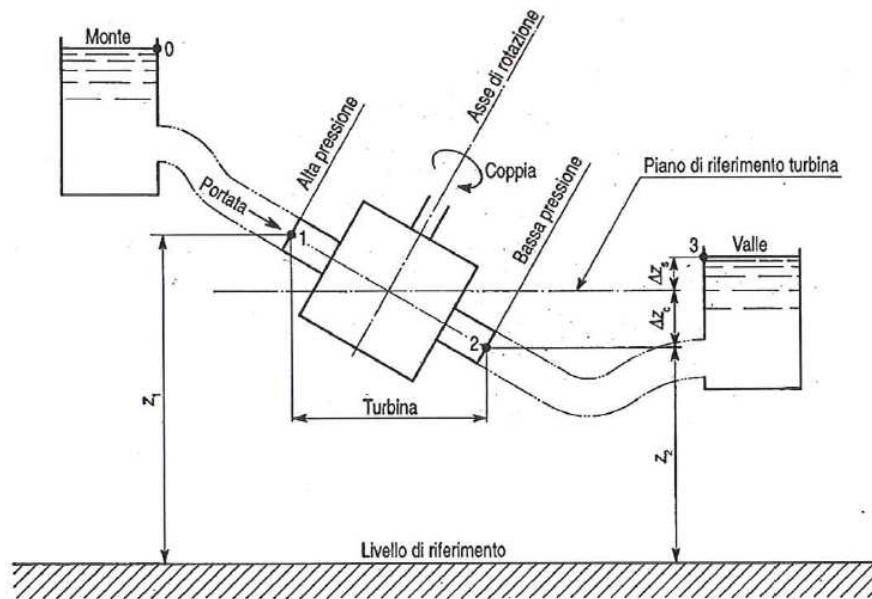


Fig.24: Schema di una turbina idraulica per la norma UNI 10242

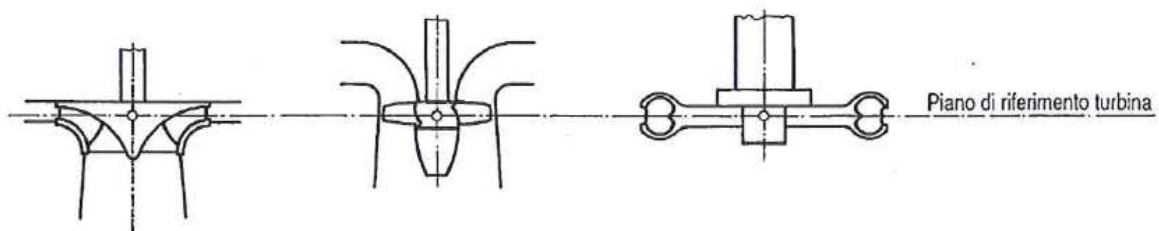


Fig.25: Piano di riferimento per la norma UNI 10242

2.2.2 Le caratteristiche da verificare

I dati caratteristici di funzionamento vengono forniti dal costruttore e devono comprendere:

- Velocità di rotazione
- Salto netto
- Portata
- Potenza meccanica (o elettrica) resa
- Rendimento (turbina o gruppo monoblocco)
- Altezza netta positiva all'aspirazione ammissibile (o valore ammissibile per il dislivello fra piano riferimento turbina e livello di valle)
- Velocità di fuga e sovrapportata in transitorio del gruppo turbina-generatore

Le prove di fuga permanente ove non esplicitamente richieste non vengono eseguite in quanto tale condizione in macchine regolanti non viene raggiunta.

2.2.3 Le condizioni di prova

Le modalità di prova e le classi di precisione vanno definite fin dalla fase di progetto inoltre la misura di un punto di prova deve essere effettuata in condizioni di salto e velocità di rotazione costanti.

Se le letture sono influenzate dall'instabilità delle condizioni di prova vanno scartate e va ricercata la causa dell'insorgere dell'instabilità. È comunque accettata un'ampiezza nelle fluttuazioni delle condizioni di prova che deve essere compresa nei valori specificati in normativa.

Se ho un'eccessiva variazione nei valori ottenuti e non è imputabile alle condizioni di prova o alla strumentazione, e non posso quindi eliminarla, devo aumentare l'incertezza delle misurazioni.

Lo scostamento delle condizioni di prova rispetto a quelle di riferimento è ritenuto accettabile qualora sia verificata la relazione:

$$0,98 \leq \frac{\frac{n}{\sqrt{E}}}{\frac{n_{sp}}{\sqrt{E_{sp}}}} \leq 1,02$$

In cui E è il salto energetico netto e n la velocità di rotazione durante la prova. Il pedice sp identifica i valori di riferimento. Il salto energetico netto può differire da quello di riferimento per un massimo del 10%.

2.2.4 Le modalità di misura e le relative tolleranze

La norma prevede delle incertezze di misura accettabili per la turbina analizzata in questa tesi rispettivamente di:

- 2.0 % nelle misure di portata
- 0.5 % nelle misure di salto energetico netto
- 1.0 % nelle misure di potenza
- 2.3% nelle misure di rendimento
- 0.1 % nelle misure della velocità di rotazione

Tra i metodi di misura descritti dalla norma è previsto l'utilizzo di mulinelli soltanto se a flusso assiale e segnalazione elettrica con sospensione di tipo rigido mediante aste e supporti.

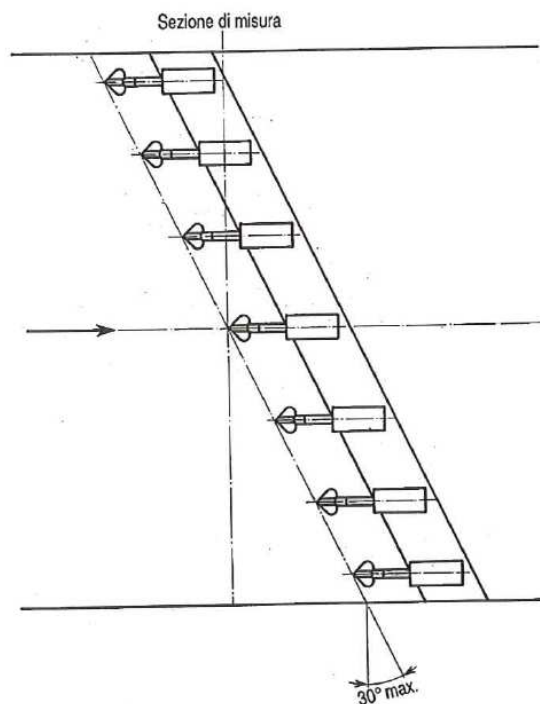


Fig.26: Installazione mulinelli secondo la norma UNI 10242

2.2.5 Confronto con le caratteristiche garantite

La garanzia riguardo le prestazioni delle piccole turbine idrauliche è normalmente riferita a:

- Potenza meccanica o elettrica resa
- Rendimento della turbina

La valutazione dei risultati avviene per confronto con le caratteristiche garantite tenendo conto delle tolleranze contrattuali che vengono fissate di comune accordo tra acquirente e fornitore all'atto dell'acquisto della turbina.

Generalmente una turbina ricadente in classe B salvo condizioni contrattuali più elevate deve raggiungere un rendimento minimo dell'80% alle condizioni nominali di funzionamento.

A seguito dell'esecuzione delle misure deve essere redatto un resoconto di prova contenente le prestazioni rilevate nel punto di funzionamento nominale. Da tale documento possono essere dedotti i dati di targa.

2.3 Verbale di collaudo

2.3.1 Caratteristiche progettuali

Le turbine sono state progettate cadauna per una portata di 3 m³/s con una pressione motrice utile di 8 m ottenendo un rendimento dell'87%. La potenza nominale dei generatori è di 200 kW con una velocità di 507 rpm ed un rendimento del 93,5%. Quindi la potenza elettrica massima progettuale di ogni gruppo risulta essere 191,4 kW.

2.3.2 Misure di portata

La misura di portata è stata effettuata con un mulinello collaudato all'imboccatura della condotta ad est che fa capo alla turbina n°2 ponendolo a valle della saracinesca in uscita del dissabbiatore prima della griglia. La sezione liquida è stata suddivisa in rettangoli a cui corrispondono le diverse misurazioni. Per ogni sezione è stata ricavata l'area e con il cronometro i tempi relativi a 100 giri di elica in modo da calcolare la velocità nel baricentro di ogni sezione. La portata risultante è di 3,169 m³/s.

Il livello liquido in vasca di carico durante le prove di rendimento è rimasto costante, quindi viene assunta costante anche la portata.

2.3.3 Determinazione del rendimento di un gruppo

La macchina con il distributore impostato al 100% ha sviluppato una potenza elettrica di circa 219 kW. Il dislivello geodetico totale valutata la geometria dell'impianto e le quote liquide a monte e valle è risultato essere di 9,39 m. Valore da cui bisogna sottrarre le perdite di carico della condotta valutate in 0,70 m per le condizioni di esercizio al momento del collaudo. La pressione motrice effettivamente utilizzabile in turbina risulta essere di 8,69 m corrispondente ad una potenza idraulica disponibile di 270 kW.

Il rendimento di gruppo risulta essere quindi dell'81,1%. Volendo depurare il rendimento del generatore dal valore trovato otteniamo il rendimento della turbina pari al 86,75%.

Dato che la turbina funzionava fuori dai valori di targa è stato concluso che il valore del rendimento dell'87% indicato dai costruttori si ritiene raggiunto.

2.3.4 Rendimento dei due gruppi funzionanti in parallelo

Aperto entrambe le macchine al 100% sia per il distributore che per la regolazione sulla ruota si ottiene una potenza complessiva generata di 422 kW. Viene rivalutato il dislivello geodetico in queste condizioni e risulta essere di 9,16 m e quindi una pressione motrice effettivamente utilizzabile in turbina di 8,46 m. La portata è leggermente diminuita ed ora risulta essere di 3,127 m³/s e pertanto la potenza idraulica disponibile di un gruppo è 259,3 kW. Il rendimento complessivo dei due gruppi funzionanti a pieno carico risulta pertanto essere del 81,4% che depurato dal contributo del generatore è del 87%.

Il rendimento è leggermente aumentato in quanto le condizioni di sono avvicinate a quelle di progetto.

È stato concluso che il rendimento delle macchine corrisponde alle aspettative.

2.3.5 Ispezione generale all'impianto

È stato constatato che i cavi di collegamento tra generatore, quadri e trasformatori sono conformi ed anche a pieno carico denunciavano temperature modeste.

Le macchine al momento del collaudo avevano già prodotto 500000 kWh ed apparivano in un ottimo stato generale. Dalle memorie dei PLC è stato osservato che sono state eseguite diverse messe in parallelo con la rete e non sono mai emersi problemi.

Le ore di funzionamento complessivo sono state 3600 con una potenza media per generatore di 140 kW.

È stata modificata la lubrificazione della colonnetta di comando delle pale motrici utilizzando grasso anziché olio, scelta che ne semplifica la manutenzione.

2.3.6 Conclusioni del collaudo

Tutta l'attrezzatura elettromeccanica della centrale in oggetto è considerata valida e usufruibile al massimo dell'apertura delle turbine che possono raggiungere un sovraccarico del 10%. In questo caso i generatori appaiono un po' sovraccaricati.

2.3.7 Riepilogo misurazioni sul campo

	Collaudo
Portata	3.169 kg/s
Salto motore disponibile turbina:	8.57 m
Salto lordo (dislivello p.l.):	9.39 m
Salto motore netto all'albero:	7.55 m
Pot. netta disponibile all'albero:	234 kW
Rendimento idraulico	0.865 [-]

In tabella vengono riassunte le grandezze ed i valori disponibili per valutare l'attendibilità del modello numerico generato.

Capitolo 3: SIMULAZIONE DELLA MACCHINA NELLE CONDIZIONI DI COLLAUDO

Inizialmente si devono analizzare le dimensioni della macchina con un modello in Solidworks e si procede quindi a decidere come realizzare i domini in modo che sia agevole discretizzarli con un buon livello qualitativo. Il passo successivo sarà creare le varie sottomesh rispettivamente con Turbogrid per sottodomini che comprendono superfici palettate e con ICEM per sottodomini di passaggio quali voluta, raccordo, gomito di scarico. Di particolare importanza sono le condizioni al contorno ed in questo caso avendo una voluta a monte ed un gomito di scarico a valle si è voluto realizzare una simulazione per ognuna. L'assemblaggio viene eseguito in CFX-Pre per poi passare il file generato in CFD-Post per la visualizzazione dei risultati.

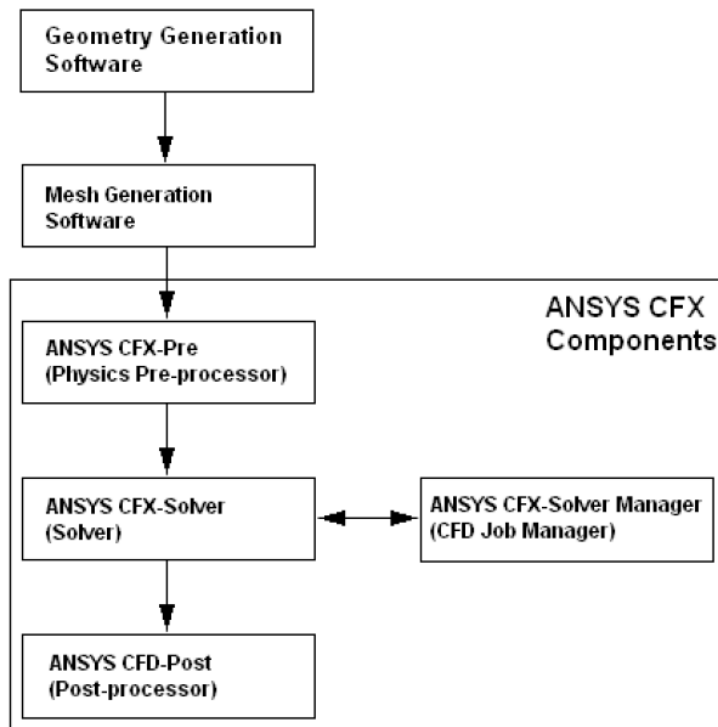


Fig.27: Schema delle fasi di una simulazione CFD con Ansys

3.1 Equazioni della fluidodinamica computazionale

Con la fluidodinamica computazionale è possibile risolvere le equazioni che governano il moto di un fluido in modo approssimato, con metodi numerici, dividendo il campo di moto in un numero discreto di celle.

È possibile visualizzare il campo di moto già in fase progettuale con un notevole risparmio di risorse rispetto ad uno studio sperimentale. È possibile studiare la comparsa di instabilità nel campo di moto partendo dalle soluzioni date da simulazioni stazionarie di progetto. Posso notare l'insorgere di vortici che interagendo con il flusso causano un restringimento del condotto interpolare.

3.1.1 Conservazione della massa

La massa associata alla porzione di fluido che in un certo istante occupa un volume generico di controllo non cambia con il moto stesso del volume che prende il nome di volume materiale.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0$$

3.1.2 Conservazione della quantità di moto

È l'applicazione della seconda legge di Newton. Quindi la variazione di quantità di moto di un elemento è pari alla risultante delle forze esterne che agiscono sull'elemento stesso.

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M$$

3.1.3 Conservazione dell'energia

Applico il primo principio della termodinamica ad un volume di controllo. Quindi la variazione nel tempo dell'energia totale all'interno del volume è dovuta al lavoro delle forze agenti sul volume e al flusso termico netto scambiato tra volume e ambiente circostante.

$$\frac{\partial (\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{\text{tot}}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M + \mathbf{S}_E$$

3.1.4 Sforzi viscosi

Volendo considerare un fluido reale è necessario considerare gli effetti della viscosità e questo significa che devono intervenire gli sforzi tangenziali d'attrito.

$$\bar{\boldsymbol{\tau}} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix}$$

3.1.5 Modelli di turbolenza

Un campo di moto turbolento è caratterizzato da diverse proprietà:

- irregolare nel tempo e nello spazio
- dissipativo
- rotazionale
- tridimensionale
- non omogeneo
- anisotropo
- non lineare

caratteristiche che vengono comprese nelle equazioni di Navier-Stokes ma che consentono una soluzione diretta solamente per numeri di Reynolds sufficientemente bassi ed un dominio limitato. Rappresentando il campo di moto espandendolo in serie di Fourier e volendo catturare la scala di vortici per esteso dai macro vortici ai micro vortici responsabili delle dissipazioni viscosse devo considerare un numero sufficientemente elevato per i termini della serie. È stato dimostrato che questo comporta un numero di elementi pari al numero di Reynolds elevato alla 2,25 quindi già per bassi valori il numero di parametri diventa molto elevato.

Si rende quindi necessario mediare sulla turbolenza le equazioni di Navier-Stokes ottenendo le equazioni di Reynolds associate a delle opportune equazioni riguardanti la legge di chiusura della turbolenza che specificano i termini fluttuanti che nascono dalla decomposizione di Reynolds.

Esistono diversi modelli di turbolenza più o meno complessi. Quello impostato nel software è il Shear Stress Transport che è una combinazione dei due modelli a 2 equazioni tale per cui ne vengono combinate le caratteristiche in modo da utilizzarli al meglio.

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}$$

In cui la viscosità cinematica turbolenta è definita come:

$$v_t = \mu_t / \rho$$

Il modello risulta più accurato nella previsione della separazione dello strato limite sotto avversi gradienti di pressione rispetto ai k-ε o k-ω ma comporta un maggior carico computazionale.

3.1.6 RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)

Una soluzione analitica delle equazioni di Navier-Stokes è praticabile solamente per casi semplici in condizioni ideali, essendo equazioni puntuali e quindi valide per ogni punto del campo di moto. Volendo considerare un fluido in condizioni reali è necessario adottare un approccio numerico basato su equazioni semplificate.

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M$$

Il termine aggiuntivo è il tensore degli sforzi di Reynolds e rappresenta la dissipazione di quantità di moto dovuta al moto turbolento.

3.2 Modellatore 3D

Come modellatore 3D è stato utilizzato Solidworks in quanto si è prestato molto bene alla realizzazione dei domini fluidi. Attingendo al progetto costruttivo della macchina sono stati modellati i vari sottodomini in modo da agevolare il procedimento di discretizzazione e quindi ottenere delle mesh di buona qualità pur mantenendo una fedele congruenza con la macchina realizzata.

3.2.1 Creazione del volume fluido

Dovendo schematizzare al meglio la macchina per la realizzazione dei volumi ho limitato la modellazione alle superfici ed ai contorni di cui hanno bisogno i software compresi nel pacchetto di Ansys per realizzare le mesh. Così ho realizzato un modello 3D opportunamente sezionato preventivamente per una successiva rotazione periodica.

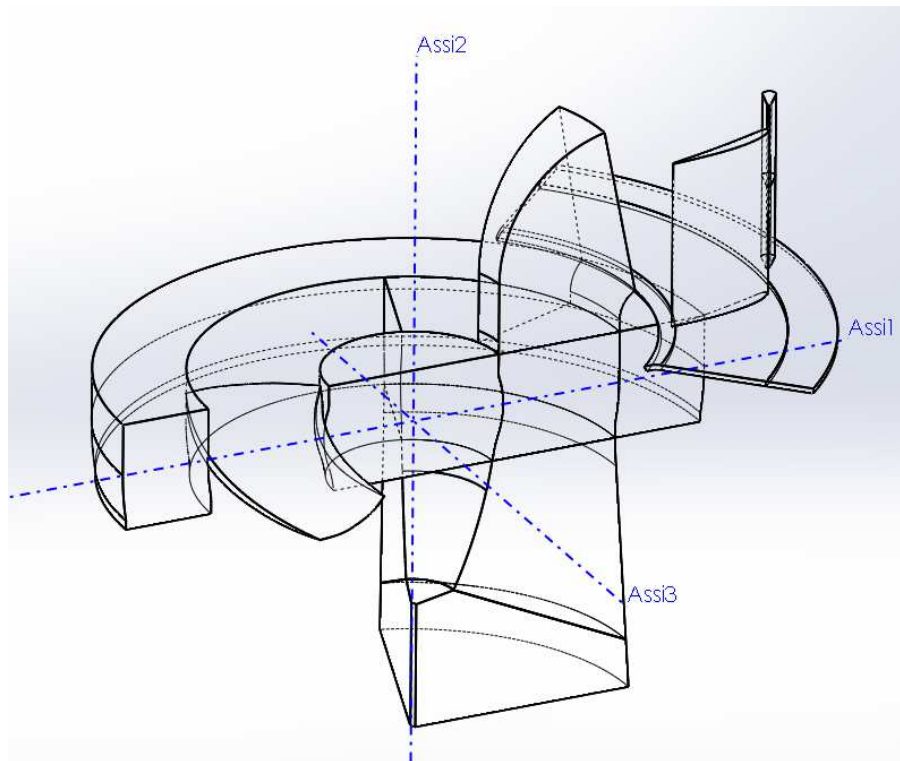


Fig.28: Frontiere dei volumi fluidi su cui andranno definite le BC

3.2.2 Rotazione delle pale

La rotazione di una pala direttrice è di immediata realizzazione con i moderni modellatori 3D ed è inoltre possibile esportare direttamente le superfici di corona, mozzo e pala in un formato compatibile con il pacchetto di Ansys. Stesso procedimento utilizzabile per la rotazione della girante.

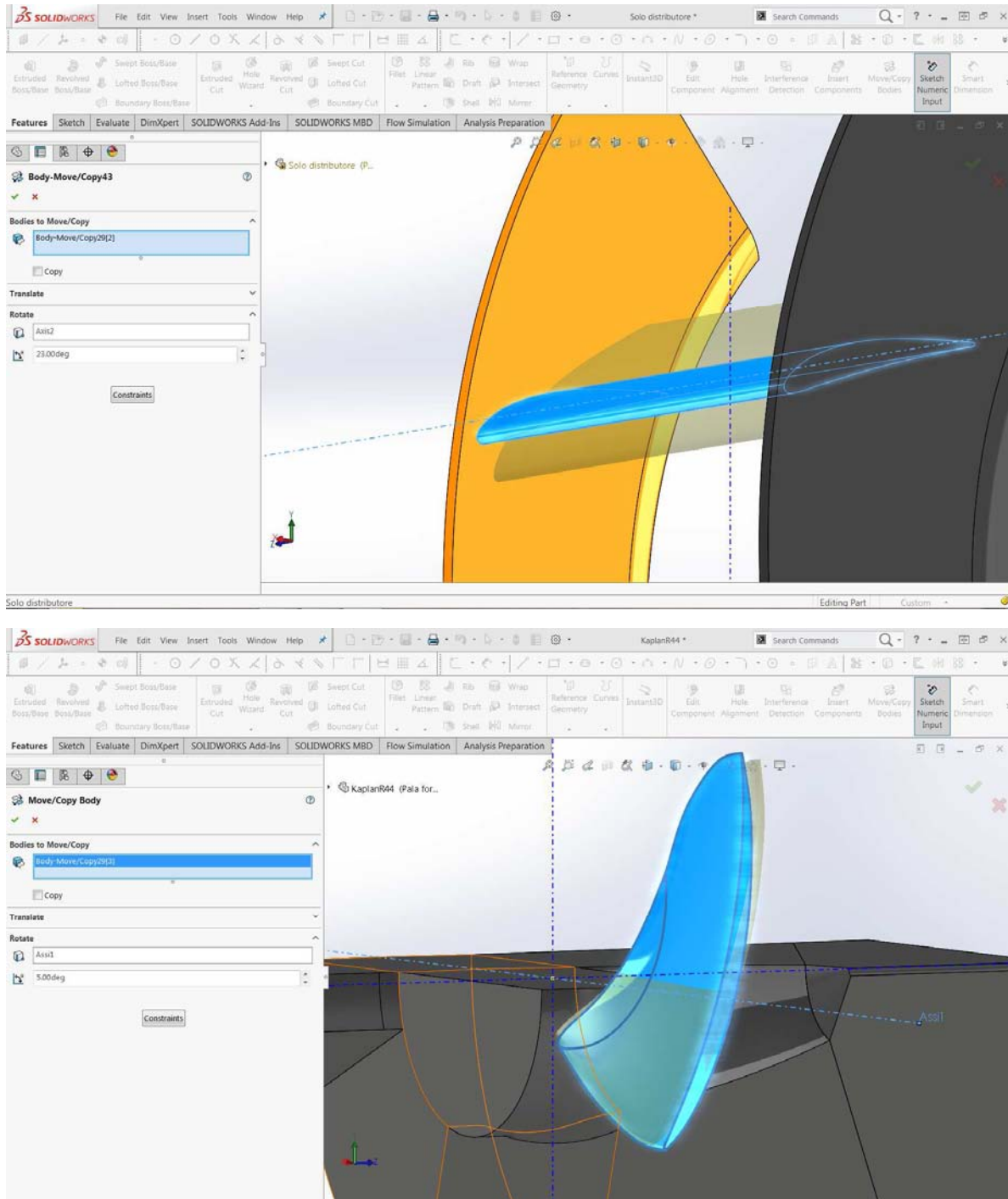


Fig.29 e 30: Rotazione delle pale nel modellatore 3D

3.3 BladeGen

Di fondamentale ausilio nella realizzazione dei file *.curve: hub, shroud, profile è stato l'Import Wizard di BladeGen. Caricando il file creato con il modellatore 3D è sufficiente seguire le indicazioni del programma per creare le coordinate necessarie alla creazione della mesh sfruttando delle comode superfici anziché sezioni palari o ancor più complesse nuvole di punti.

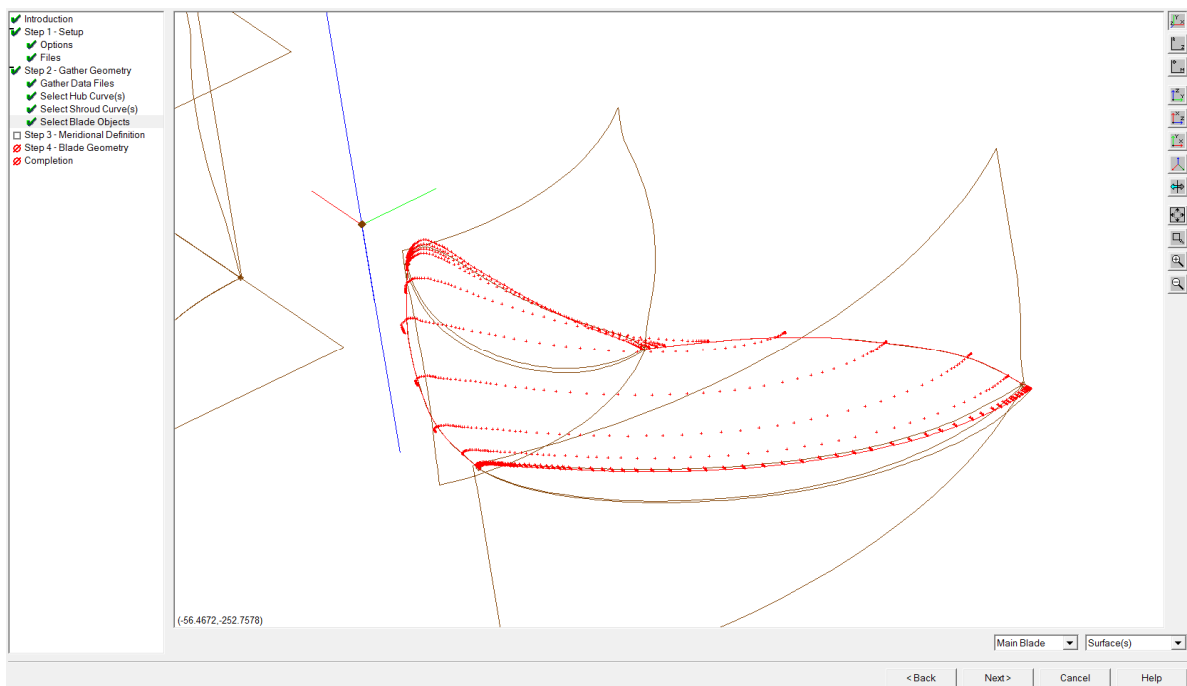
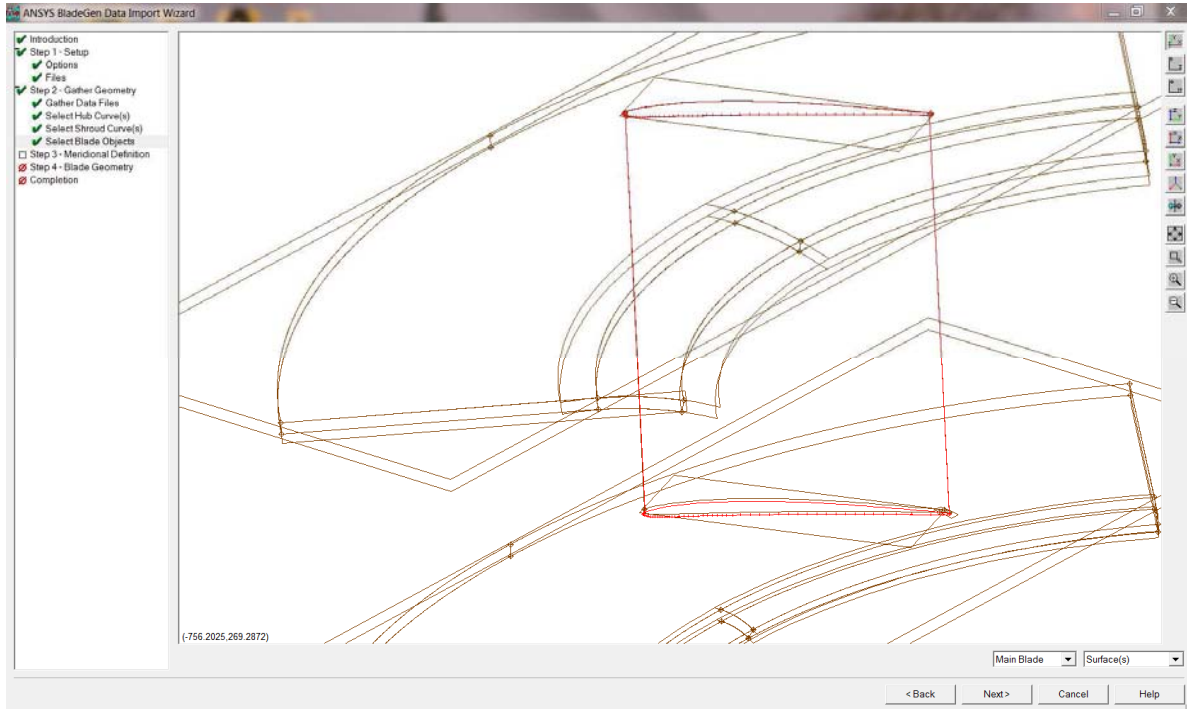


Fig.31 e 32: Schermate dell'Import Wizard di BladeGen per pala direttrice e motrice rispettivamente

3.4 Turbogrid

Turbogrid nasce specificamente per la creazione di mesh esaedriche di volumi contenenti degli organi palettati ed offre un alto grado di automatizzazione. È possibile creare automaticamente personalizzate tipologie di mesh per la geometria oggetto dello studio mantenendo un'elevata precisione così da svolgere nel solver efficaci simulazioni. Infatti la qualità della mesh è di fondamentale importanza per ottenere una simulazione attendibile in tempi ragionevoli.

3.4.1 Mesh predistributore

Essendo pale statoriche non regolabili una volta creata questa mesh non è più necessario modificarla. Grazie alla semplice geometria la qualità della griglia è subito tale da soddisfare i check di qualità offerti dal programma inerenti gli angoli e la dimensione delle maglie.

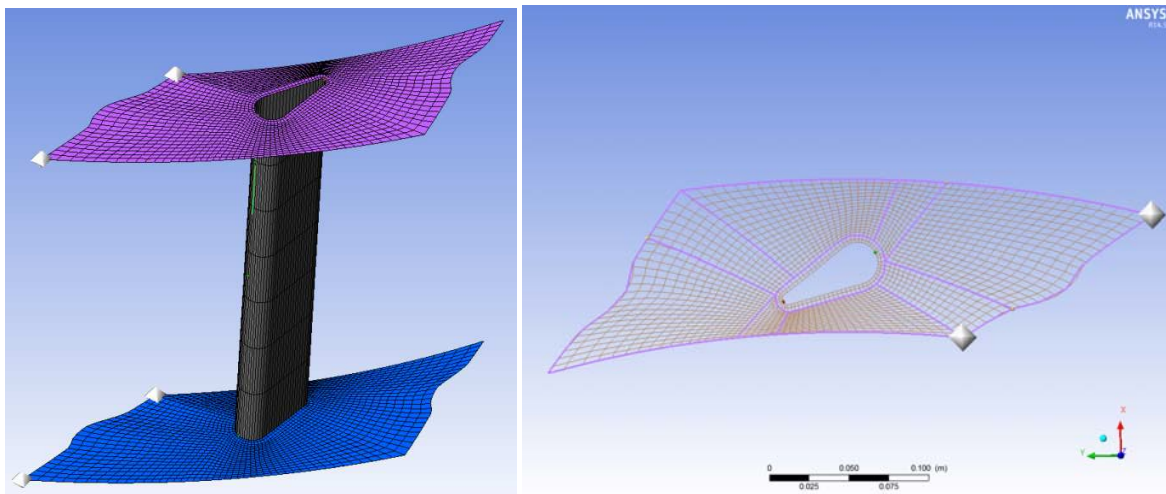


Fig.33 e 34: Mesh e Topology della pala predirettrice in Turbogrid

In griglie non strutturate ogni nodo è indicizzato da un solo valore e non essendo ordinata non si possono individuare i nodi adiacenti dal loro solo indice. In una griglia strutturata invece è possibile riconoscere i nodi adiacenti dalle loro sole coordinate 2D nel piano o 3D nello spazio. Teoricamente la soluzione dovrebbe essere indipendente dal tipo di griglia utilizzata, ma questo non è sempre vero soprattutto se le celle non hanno angoli ortogonali e la griglia non è strutturata quindi la sua matrice ha gli elementi non nulli distribuiti casualmente e la soluzione del sistema lineare è meno efficiente.

3.4.2 Mesh distributore

Per il distributore sono state create diverse mesh che a seconda del grado di apertura verranno poi utilizzate nelle varie simulazioni.

La Topology utilizzata è J-Grid, la stessa del predistributore. Rappresenta l'impostazione con cui viene generata la griglia. È possibile inserire dei punti di controllo per personalizzazioni locali in modo da eliminare eventuali volumi negativi. Viene offerto un set di parametri con cui è possibile avvolgere accuratamente il profilo alare tra cui l'inserimento di un O-Grid locale nelle sue immediate vicinanze visibile in figura.

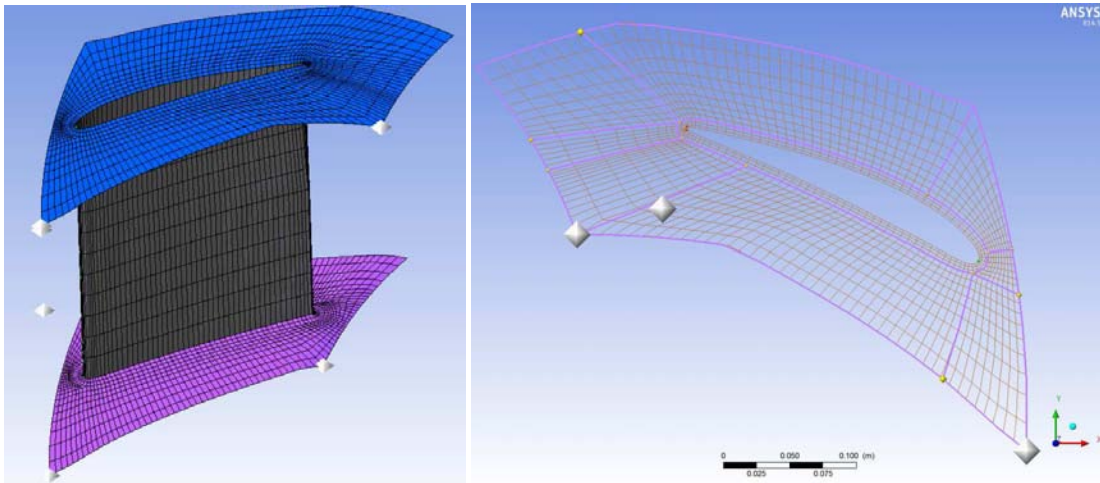


Fig.35 e 36: Mesh e Topology della pala direttrice in Turbogrid

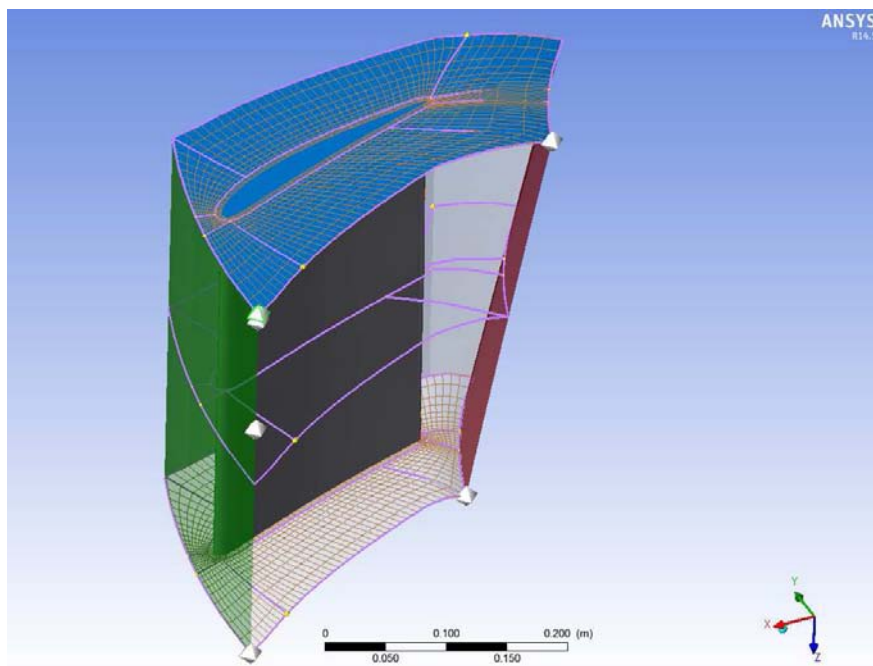


Fig.37: Schermata in Turbogrid

3.4.3 Mesh girante

Turbogrid consente di importare i file *.curve generati con l'Import Wizard di BladeGen. Il programma permette di svolgere il lavoro su di una sola pala ruotando poi la mesh per la periodicità scelta.

Viene definito il Shroud Tip dal lato corona in quanto è necessario alle pale della girante per compiere la regolazione e viene assunto costante lungo tutto lo sviluppo mentre viene trascurato nel lato opposto verso il mozzo per la parte iniziale e finale della pala ritenendo questi due tratti trascurabili.

La Topology che meglio si adatta al profilo della pala è "ATM Optimized" con il metodo "Single Round Round Symmetric" in quanto restituisce una mesh con il minor numero di elementi critici mantenendo quasi inalterato il numero di elementi totali. In automatico Turbogrid genera dei layer lungo lo sviluppo della pala dai quali imposta i calcoli per la costruzione della mesh.

Come metodo per la costruzione della mesh è stato utilizzato il Target Passage Mesh Size con un numero di elementi pari a 100 000 per mantenere una mesh non troppo impegnativa come carico di lavoro per la CPU. Non sono presenti volumi negativi e gli angoli rispettano l'intervallo stabilito dal software.

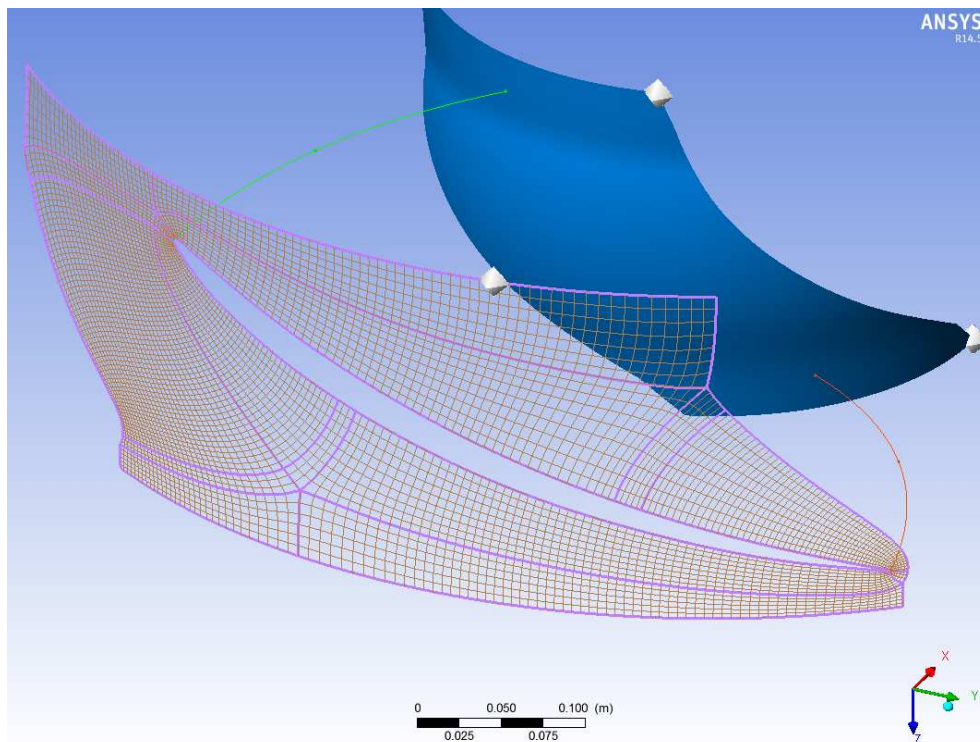


Fig.38: Topology della girante in Turbogrid

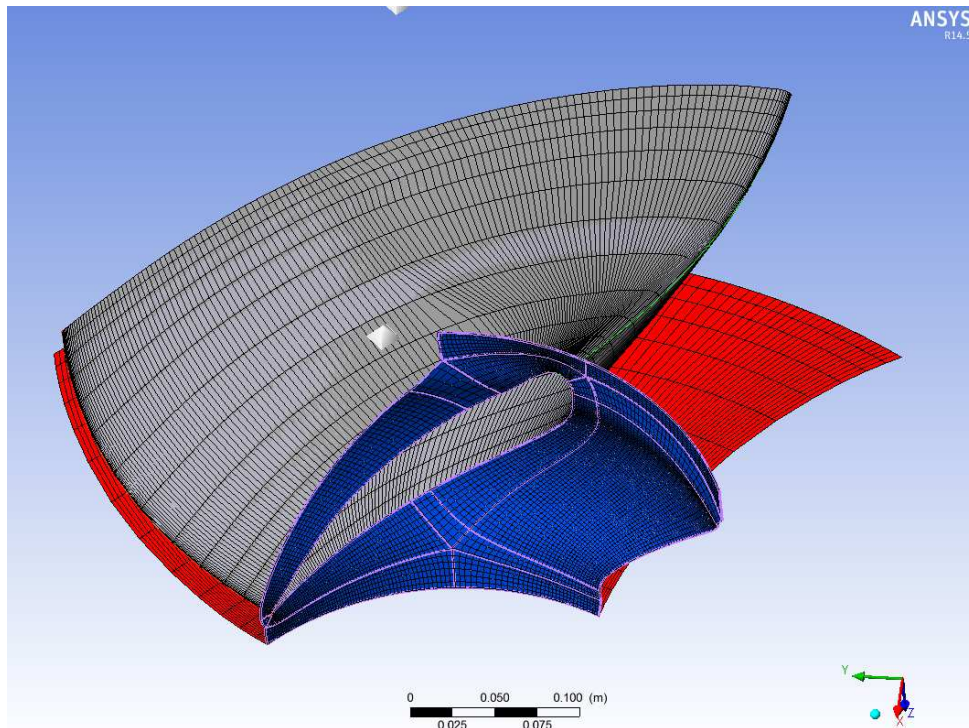


Fig.39: Mesh di una pala della girante in Turbogrid

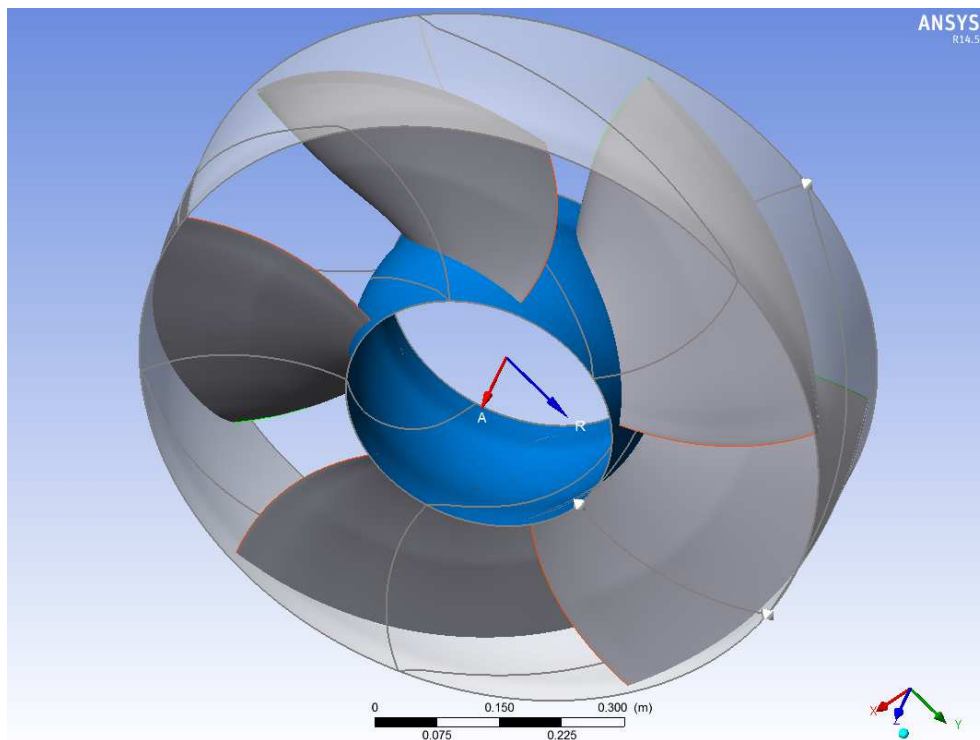


Fig.40: Girante completa in Turbogrid

3.5 ICEM CFD

ICEM CFD è il meshatore generico del pacchetto di Ansys e viene qui utilizzato per creare delle mesh strutturate nelle zone in cui non sono presenti organi palettati.

3.5.1 Mesh raccordo

La mesh del condotto meridiano è stata creata con ICEM partendo dalla superficie importata da Solidworks nel programma attraverso il file parasolid. Vengono poi contraddistinte le curve di hub, shroud, inflow ed outflow per poi creare una mesh 2D strutturata in modo da poterla estrarre per rivoluzione attorno all'asse Z ottenendo così la mesh 3D in figura. Le superfici periodiche sono state rinominate in modo da essere facilmente riconoscibili al momento dell'assemblaggio in CFX-Pre.

Dall'immagine della mesh è possibile notare il blocking attraverso il quale è stata generata.

Attraverso i controlli offerti da ICEM sulla qualità della mesh i valori restituiti indicano un buon livello qualitativo come del resto ci si può aspettare notando la regolare geometria del dominio meshato.

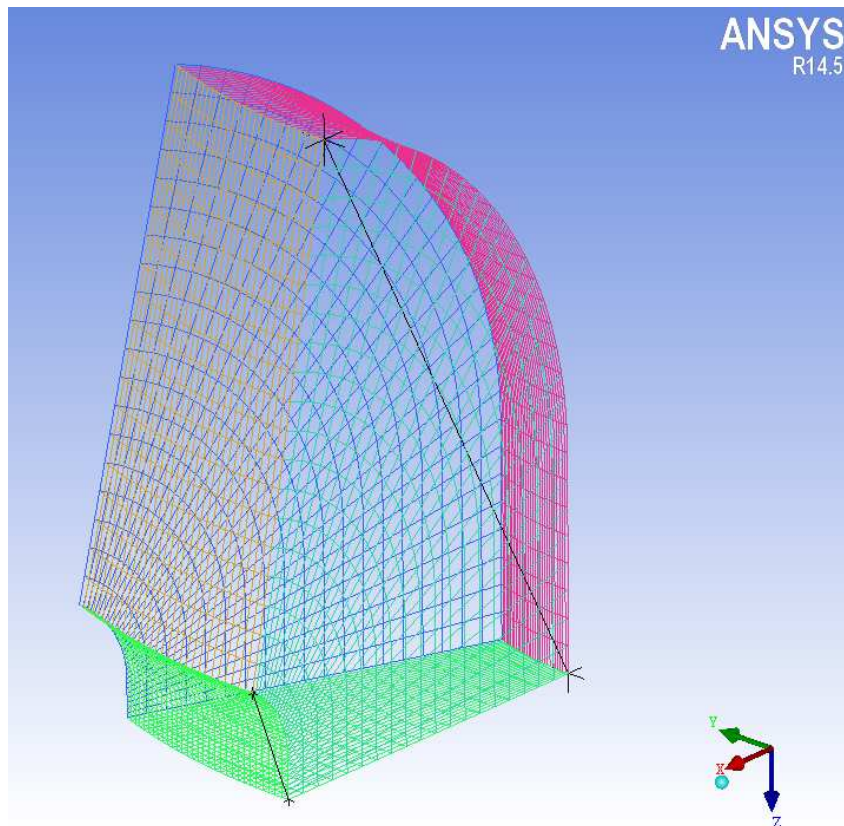


Fig.41: Reticolo e blocking del raccordo

3.5.2 Mesh cono di scarico

La mesh è stata creata con lo stesso procedimento del condotto meridiano. Le superfici di contratto con le altre mesh vengono rinominate di conseguenza mantenendo uno standard per consentire un agevole assemblaggio. In figura è rappresentata la parte iniziale del cono di scarico. Nella prima figura si nota la parte in cui è presente l'ogiva mentre nella seguente figura troviamo la mesh della parte iniziale del cono.

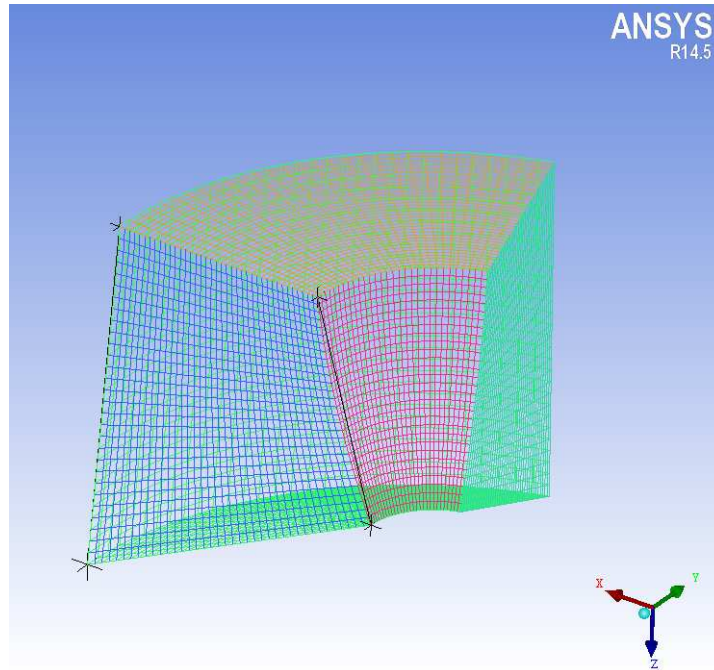


Fig.42: Reticolo e blocking del tratto appena a valle delle pale

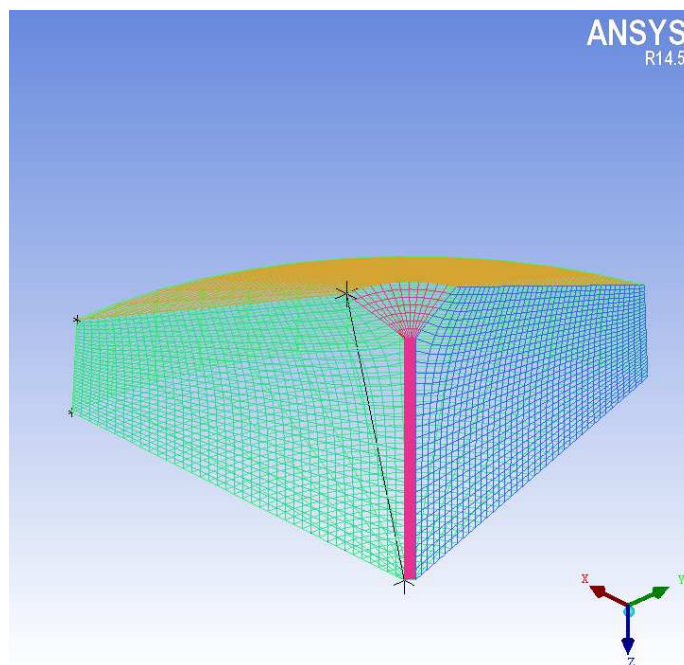


Fig.43: Reticolo e blocking del tratto iniziale dello scarico

3.6 Simulazione della cassa a spirale

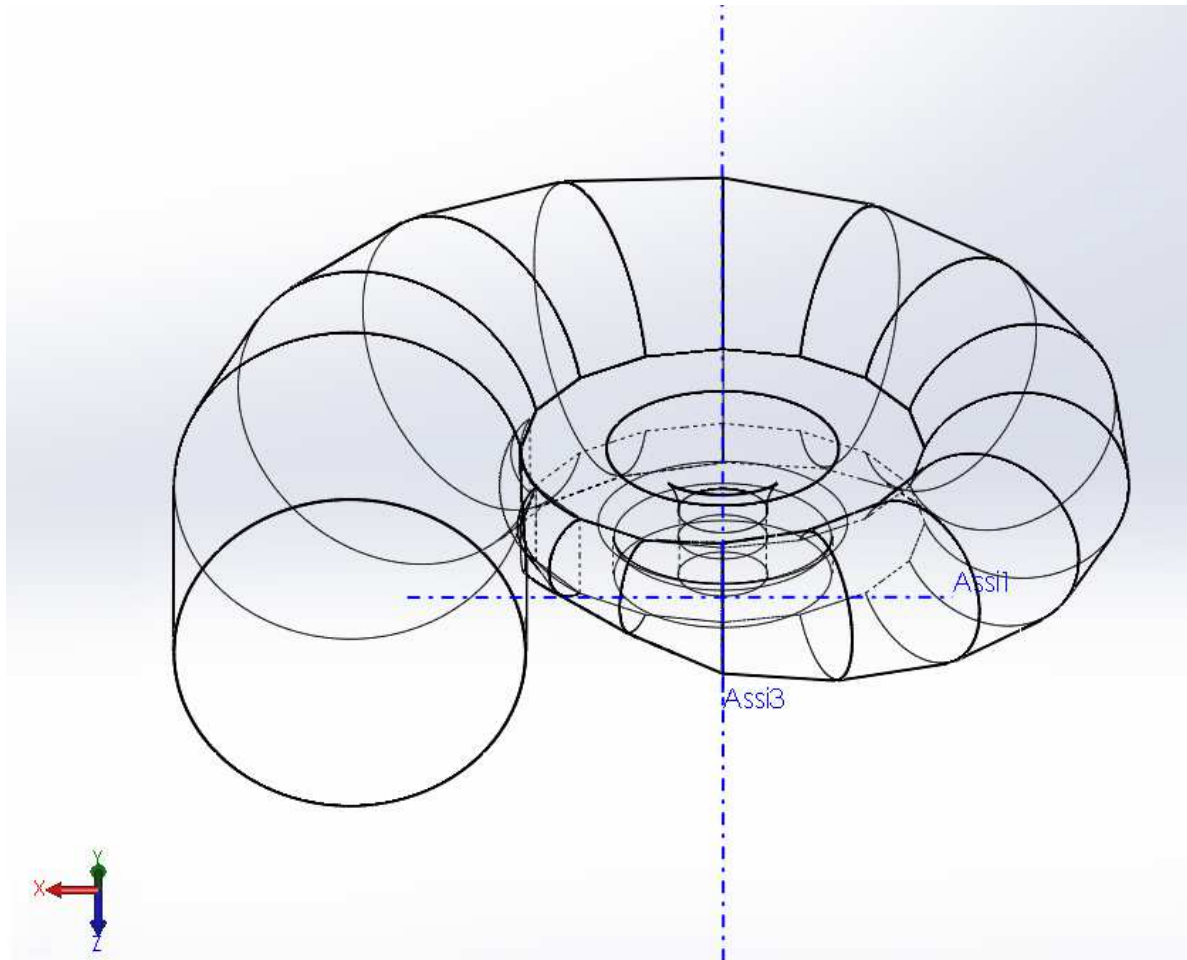


Fig.44: La voluta nel modellatore solido

Anche in questo caso è stato utilizzato il modellatore Solidworks per realizzare il dominio da discretizzare in seguito con ICEM. Dato che il software di modellazione consente di realizzare fedelmente i vari settori della voluta si decide di utilizzare il modello reale della cassa spirale evitando di rappresentarla come una spirale semplice. Il modello comprende anche la prima parte del condotto meridiano privata di palettatura.

Si realizza una mesh hexa utilizzando i comandi di ICEM partendo direttamente dal dominio fluido 3D eseguito in Solidworks. Si utilizza la pressione totale in ingresso come condizione al contorno di "Inlet" e la portata in uscita come condizione al contorno di Outlet. Oggetto dell'interesse di questa simulazione è osservare l'angolo di ingresso della corrente nel predistributore in modo da poterla utilizzare come condizione al contorno di ingresso nella simulazione principale.

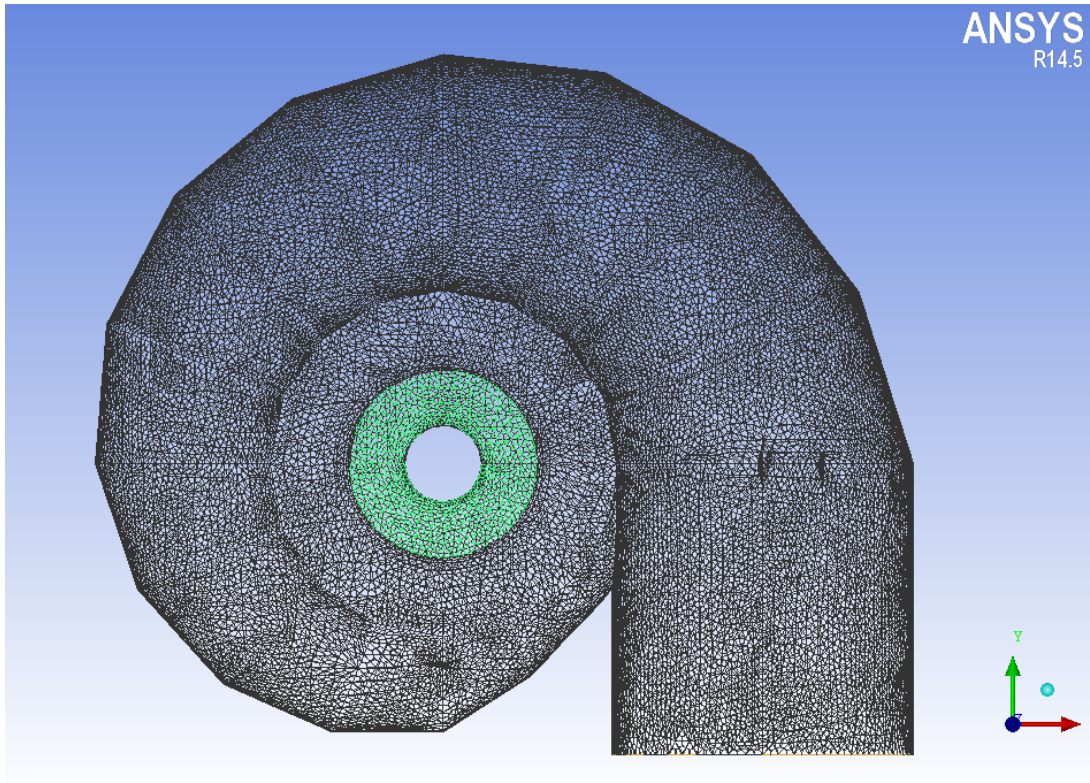


Fig.45: Mesh del fluido nella cassa a spirale

La corrente in ingresso è stata assunta con un profilo di velocità uniforme su tutta l'area, trascurando l'influenza della condotta a monte. La presenza della valvola a farfalla se ad una distanza adeguata non influenza il flusso in ingresso con la sua lente interna. Appare quindi adatta questa simulazione allo scopo prefissato mantenendo il focus sul concetto che un'approssimazione è necessaria in un'analisi in cui è presente una discretizzazione di un qualsiasi dominio. Sta poi alla sensibilità e all'esperienza del progettista porre un'adeguata distribuzione e forma agli elementi nella struttura della griglia che segna inevitabilmente l'accuratezza ed il successo della simulazione.

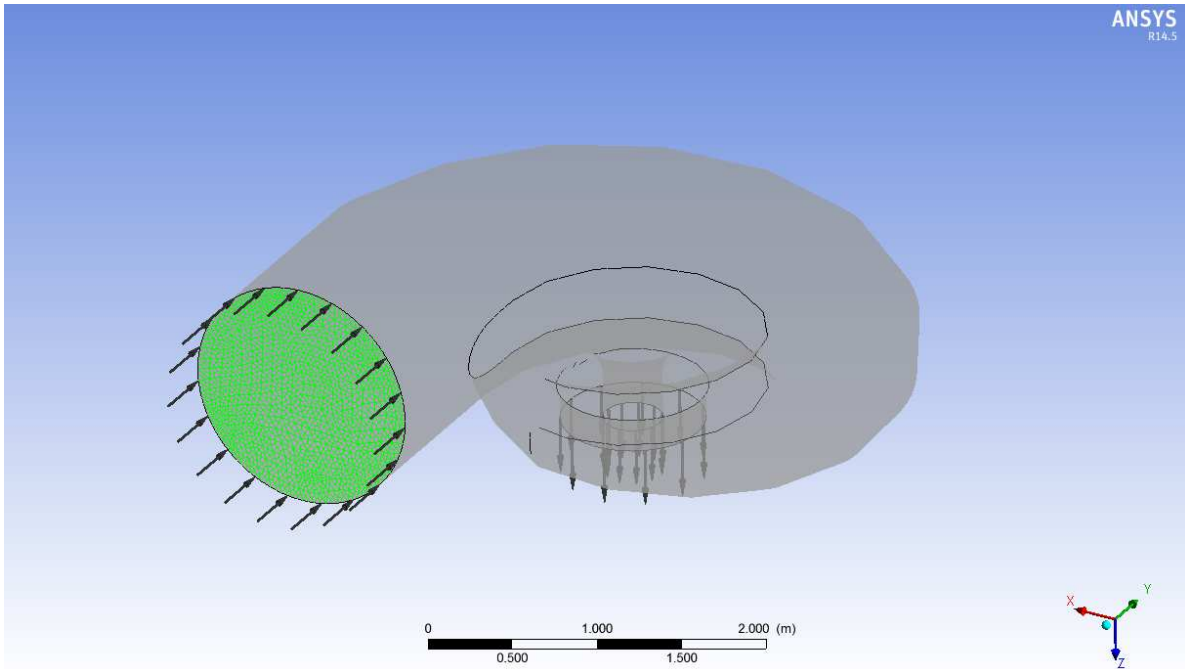


Fig.46: BC utilizzate nella simulazione

Per valutare l'angolo imposto alla corrente dalla voluta è necessario osservare la scelta del progettista nell'orientare le pale del predistributore e confrontarla con la simulazione della voluta.

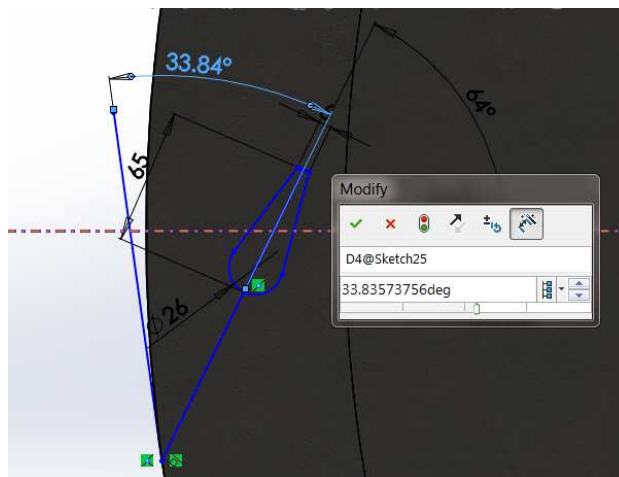


Fig.47: Angolo corrente in ingresso sviluppato dal progettista

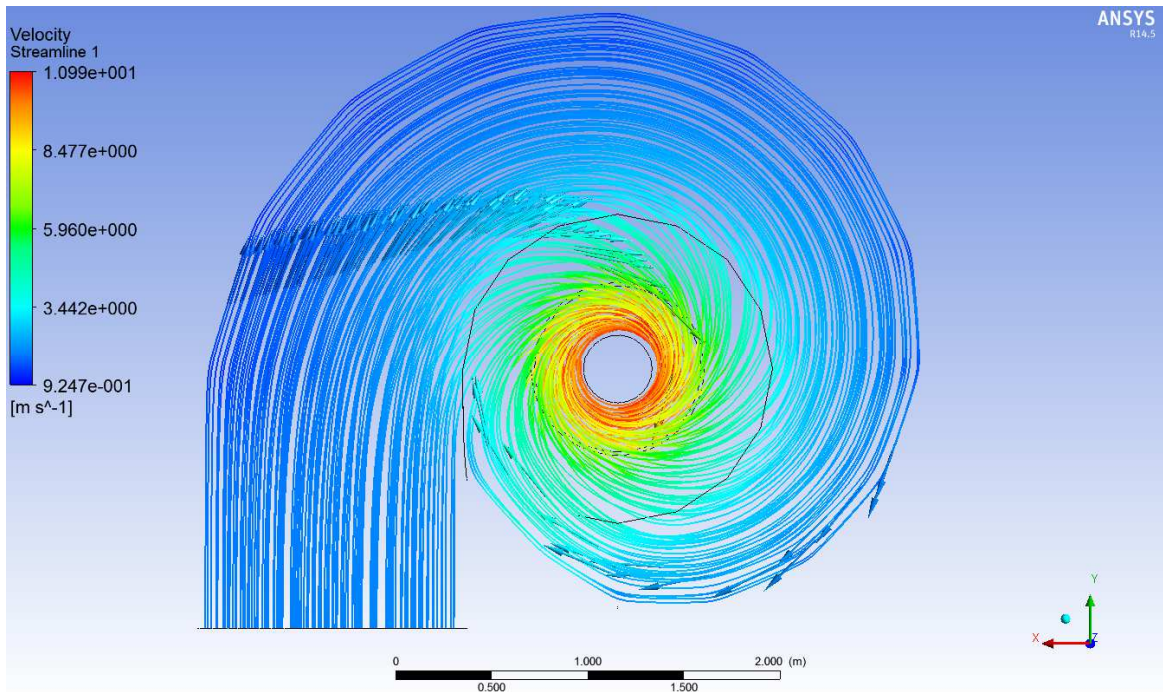


Fig.48: Corrente in ingresso risultante dalla simulazione. Vista in pianta.

I valori sono compatibili e quindi adottato un angolo simile a quello progettuale per la corrente in ingresso al predistributore. Osservando in CAD l'andamento delle tangenti alle traiettorie in corrispondenza del predistributore scelgo di adottare un angolo di 34°.

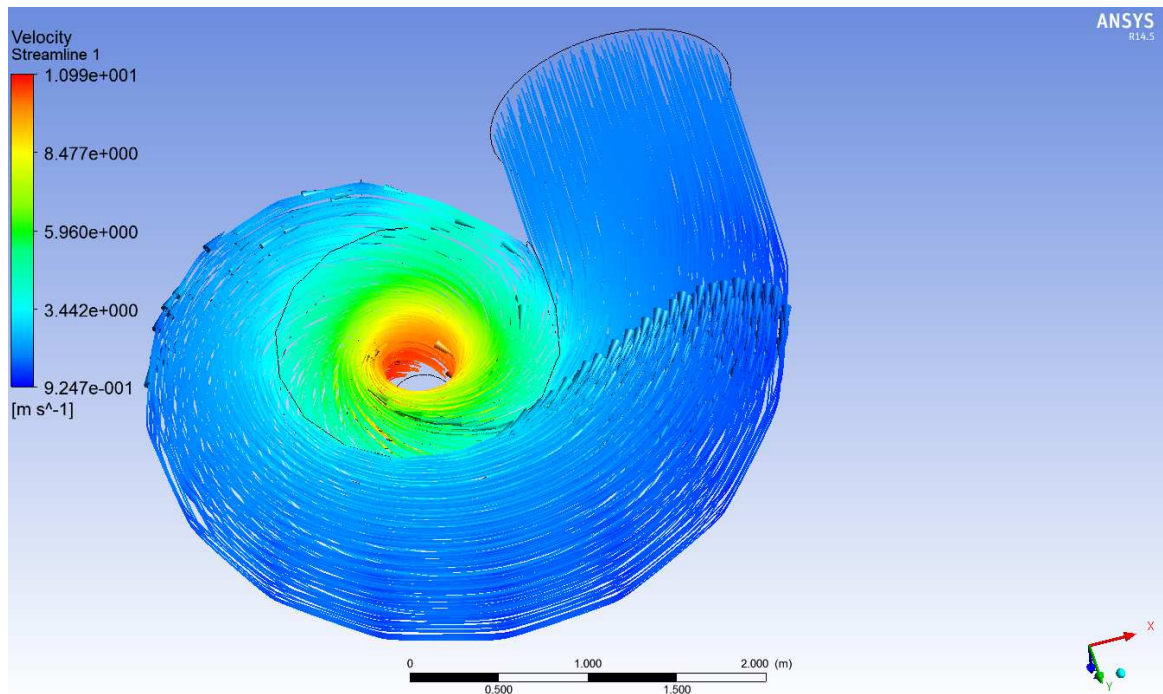


Fig.49: Corrente in ingresso risultante dalla simulazione

3.7 Simulazione gomito di scarico

La principale funzione del tubo di scarico è quella di rallentare il fluido recuperando carico cinetico da poter convertire in salto utile. Anche il dislivello geodetico tra la quota a valle della girante e la quota del livello liquido nel canale di scarico può con esso essere recuperato.

La simulazione del gomito è necessaria per poter quantificare le perdite di carico dovute al suo attraversamento dalla corrente.

Si potranno escludere in questo modo dalla simulazione della turbina le componenti non assialsimmetriche di voluta e gomito.

CFX (cono e gomito di scarico)	Tipo	Valore
	BC monte: INLET	P_{S-tot}
	BC valle: OUTLET	$P_{B-static}$
	BC di parete: WALL	Roughness 0.046 mm

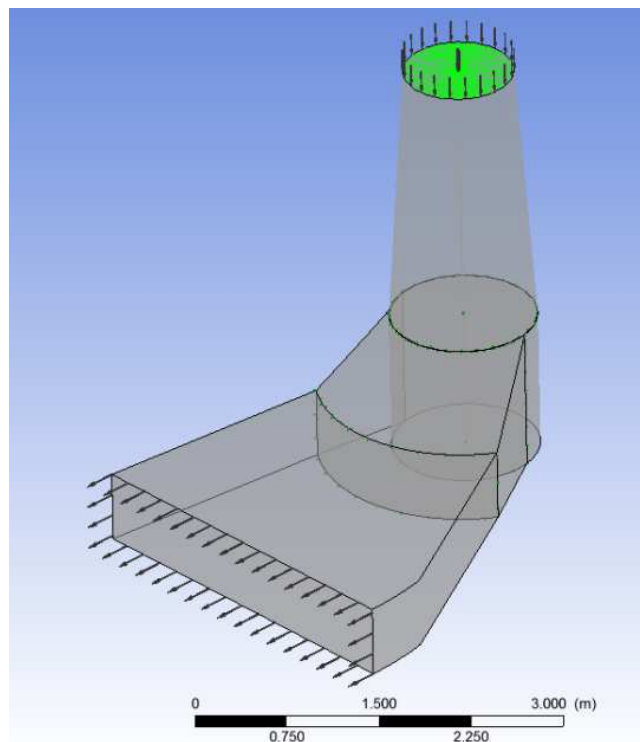


Fig.50: Gomito di scarico in CFX-Pre

Lo scarico sebbene di non moderna concezione presenta un buon funzionamento essendo ben realizzato e di generose dimensioni. Nelle seguenti immagini si possono apprezzare il profilo di velocità, i moti secondari allo scarico e alla base del piede della pipa di scarico. Con uno sguardo più accurato ai bordi del dominio è possibile anche scorgere lo strato limite. Anche qui va ricordato che la condizione al contorno di ingresso rappresenta un compromesso non essendo chiaramente uniforme il profilo di velocità nella sua prossimità.

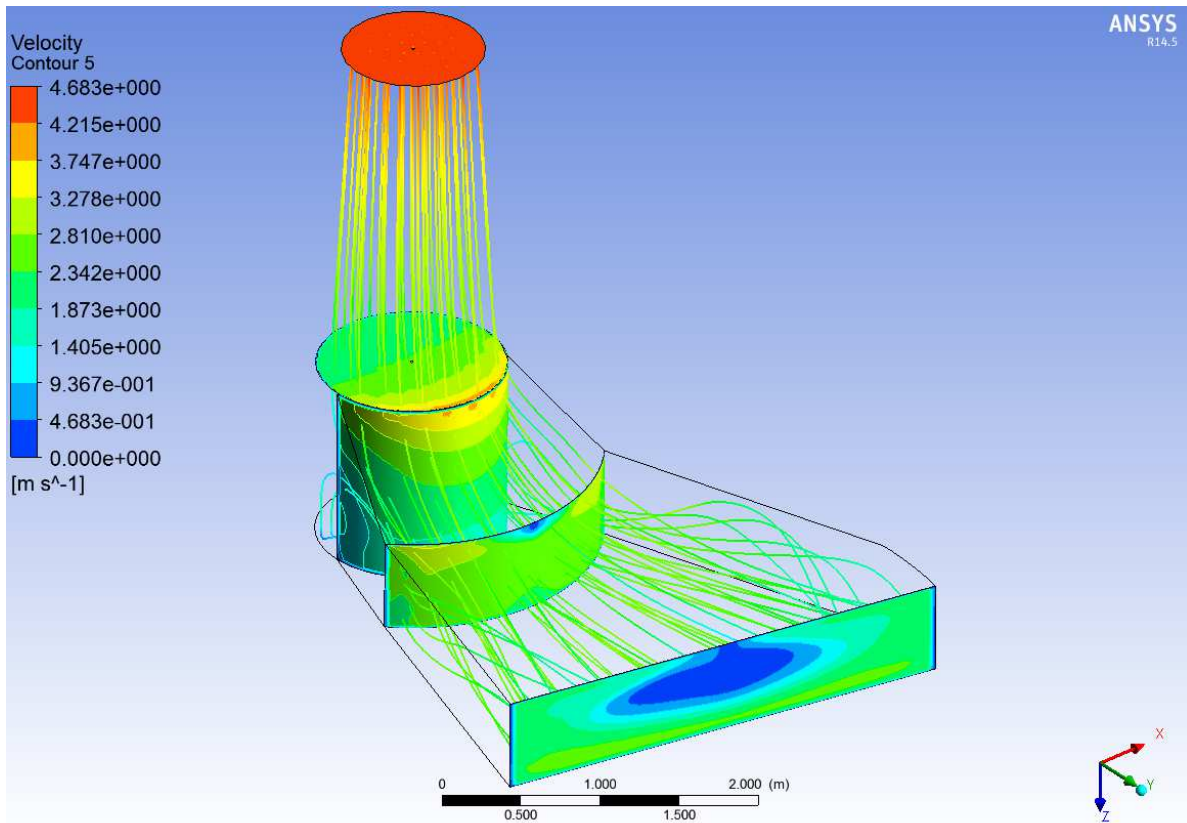


Fig.51: Andamento delle velocità nel gomito di scarico

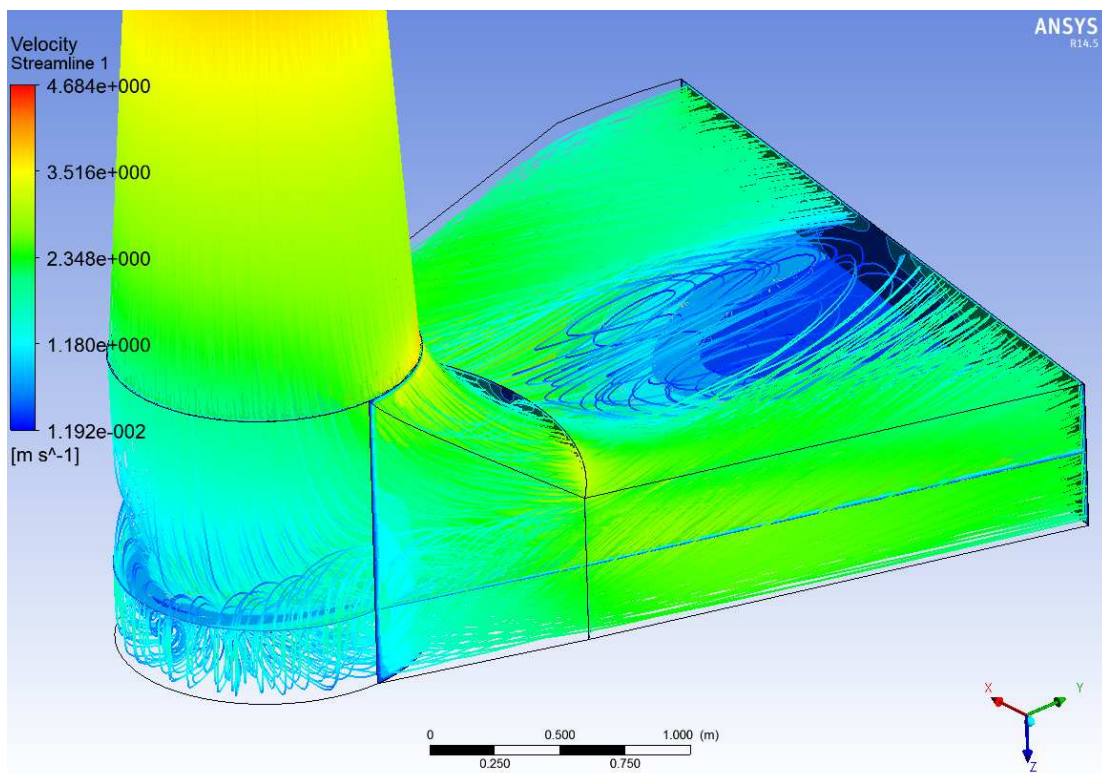


Fig.52: Streamline dei vortici al piede

3.8 Assemblaggio della macchina

3.8.1 Creazione del dominio

La fase di assemblaggio inizia importando le varie Mesh e con i comandi offerti dal menu Transform Mesh è possibile scalare e ruotare i vari elementi in modo che possano combaciare tra loro. Quando due elementi non combaciano perfettamente ed ammettono quindi un certo Frame Change è necessario imporre sulla loro interfaccia la condizione di Stage. Nel caso di interfaccia tra il dominio stazionario del condotto di raccordo ed il dominio rotante della girante nella condizione di Frozen Rotor va specificato il Pitch Ratio ricavabile dall'impostazione geometrica delle Mesh.

Non avendo valori osservati di pressione o di orientamento delle pale è stato necessario svolgere un numero set di simulazioni al fine di ottenere la combinazione del loro calettamento di regolazione che più rende compatibili i valori di calcolo con i valori di collaudo.

CFX-Pre (condizioni di collaudo)	Tipo	Valore
	BC monte: INLET	P_{A-tot}
Angolo imposto dalla voluta alla corrente:		34°
	BC valle: OPEN	$P_{S-static}$
	BC di parete: WALL	Roughness 0.046 mm
Apertura pale direttrici:		49° (ottenuto da combinazioni)
Apertura pale girante:		45° (ottenuto da combinazioni)
<i>(Non avendo le aperture dal collaudo questa è la coppia migliore dopo numerosi tentativi)</i>		
CARATTERISTICHE PRINCIPALI ASSEMBLAGGIO:		
Connessione dominio rotante e stazionario: Frozen Rotor - Pitch ratio definito		
Connessione generica tra domini stazionari: Stage		
Connessione per rivoluzione: Rotational		

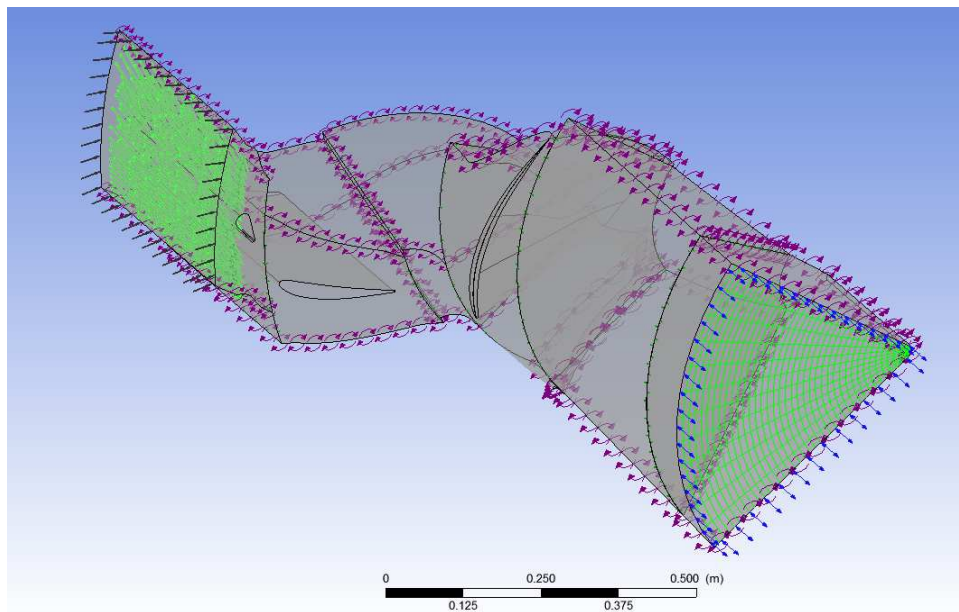


Fig.53: Assemblaggio in CFX-Pre

3.8.2 Definizione delle condizioni al contorno

Identificare le frontiere su cui si andranno a definire le condizioni al contorno è il primo passo da fare. Va ricordato che i dati necessari per le condizioni al contorno dipendono dal tipo di modello fisico utilizzato e che l'introduzione di condizioni al contorno poco accurate può portare ad una soluzione scadente.

La condizione di Inlet/Outlet è specifica per zone in cui il fluido è prevalentemente entrante/uscente in quanto non è permessa una direzione opposta sulla frontiera. Nel caso di acqua e quindi fluido incomprimibile utilizzare la funzione di Inlet/Outlet è appropriato. Qualora sia necessario che non vengano eretti muri artificiali sulla frontiera delle condizioni al contorno è necessario utilizzare la condizione di Opening ed in questo modo il flusso può entrare ed uscire dal dominio. Potrebbe esser utile se è presente della turbolenza che rende incerta localmente la direzione. La condizione di Opening velocizza la convergenza.

Per le condizioni al contorno Wall si utilizza la rugosità di 0.046 mm relativa alla finitura del materiale utilizzato.

Per i piani simmetrici va posta attenzione a definire i gradienti e le corrette condizioni di simmetria. Lungo i piani di simmetria non è permesso l'effetto Coanda.

Bisogna porre attenzione a non inserire le BC in prossimità di zone di ricircolo e comunque non a ridosso del fenomeno che vogliamo analizzare compatibilmente con le risorse a disposizione.

A seconda del tipo di condizioni al contorno che vogliamo imporre abbiamo diverse modalità di convergenza:

- BC molto robuste: velocità o massa entrante definita all'inlet e pressione statica in outlet. La pressione totale all'ingresso sarà una conseguenza della simulazione.
- BC robuste: pressione totale all'inlet e velocità o massa all'outlet. La pressione statica dell'outlet e la velocità all'inlet sono parte della soluzione.
- BC sensibili: pressione totale all'inlet e pressione statica all'outlet. Il flusso di massa sarà parte della soluzione.
- BC instabili: pressione statica all'inlet e pressione statica all'outlet. Questa combinazione non è raccomandabile in quanto il livello di pressione totale all'inlet e il flusso di massa sono entrambi impliciti risultati della simulazione.

Almeno in una BC una condizione di pressione va specificata, a meno che il sistema non sia chiuso o si stia usando una combinazione di velocità e portata di massa su tutte le condizioni al contorno.

La buona norma indica che la pressione totale non andrebbe impostata in outlet mentre un flusso di massa entrante all'inlet produce una distribuzione di velocità uniforme quindi è più opportuno adottare la pressione totale come BC all'inlet e la pressione statica all'Outlet così facendo si permette un naturale sviluppo del profilo di velocità.

Dati dal collaudo			Parametri per foglio excel				Bilanci			
Portata:	3.169	m ³ /s	Perdite scarico: 0.143 m (ricavato iterando tra excel e simulazione scarico)	Quota Asse girante: 402.145 m						
Salto lordo:	9.390	m								
Perdite condotta:	0.700	m								
Pot elettr. Prodotta:	219.00	kW								
η Generatore:	0.935									
η idraulico:	0.865									
Punto	Quota	L o Circ	H o D	Sezione	Velocità	V²/(2g)	Pressione	Pressione	Energia	Ptot
	[m]	[m]	[m]	[m ²]	[m/s]		[m]	[Pa]	[m]	[Pa]
M	409.070	1.650	2.000	3.300	0.960	0.047	0.000	0	409.117	68194
[Pa]	67734					460		0		68194
A	402.510	5.058	0.340	1.720	1.843	0.173	5.734	56085	408.417	61348
[Pa]	3570					1693		56085		61348
S	401.504	/	0.915	0.658	4.819	1.184	-2.839	-27770	399.849	-22457
[Pa]	-6265					11578		-27770		-22457
B	398.025	3.007	0.610	1.834	1.728	0.152	1.528	14948	399.706	-23856
[Pa]	-40292					1488		14948		-23856
V	399.680	3.007	1.490	4.480	0.707	0.025	0.000	0	399.706	-23856
[Pa]	-24105					249		0		-23856

Valori risultanti dai bilanci		Caratteristiche fisiche	
Salto motore disponibile turbina:	8.569 m	densità acqua:	997 kg/m ³
Salto lordo (dislivello p.l.):	9.390 m	gravità:	9.81 m/s ²
Salto motore netto all'albero:	7.553 m	peso specifico:	9781 N/m ³
Pot. disponibile all'albero:	234.09 kW	tensione vapore:	3146 Pa
Pot. Elettrica Prodotta:	218.88 kW	P. ambiente:	101325 Pa
Potenza idraulica disponibile:	270.01 kW		

Fig.56: Elaborazione dei parametri di collaudo

Basandosi sui dati riportati nel verbale di collaudo ed impostando un file Excel si possono ricavare le condizioni al contorno del modello presenti al momento del collaudo. Viene imposta la pressione totale all'ingresso, quindi immediatamente a monte del predistributore e la pressione statica a valle, nel primo tratto del cono. Avendo scelto questa configurazione per le BC la portata viene ricavata dalla geometria del modello e quindi è possibile agendo sulle pale di regolazione ricavare tutte le possibili condizioni di funzionamento della macchina.

3.8.3 Impostare il Solver

Il caso esaminato viene trattato con una simulazione Steady-State.

Il Solver può calcolare automaticamente i valori iniziali oppure possono essere inseriti dall'utente ottenuti da una simulazione precedente in modo da ridurre notevolmente i passaggi necessari per arrivare ad una buona convergenza.

Come trattare i termini convettivi viene definito nella voce Advection Scheme e sono possibili diversi schemi convettivi:

- **Upwind**: è uno schema del primo ordine dalle performance molto robuste che però introduce un'elevata diffusività numerica e quindi potrebbe comportare errori inaccettabili. Tali schemi possono essere usati per generare una prima soluzione approssimata di avvio. Non è quindi consigliabile l'utilizzo per soluzioni finali. Possono essere accettabili nelle situazioni in cui i termini sorgenti sono dominanti.
- **High resolution**: è uno schema convettivo del secondo ordine e quindi più accurato che dispone di parametri che modificano localmente la precisione in modo da essere più accurati in zone in cui il gradiente cambia maggiormente.

La scelta del timestep per macchine rotative corrisponde al reciproco della velocità angolare espressa in radianti. L'osservazione dei residui di calcolo indica il grado di accuratezza nel raggiungimento della soluzione stabile. La correttezza della soluzione appare accettabile quando l'andamento dei residui di calcolo medi tendono ad avere un andamento stabile ed un valore minore della soglia imposta. Minore è la soglia e più accurata è la convergenza. Se l'andamento è fluttuante o divergente la soluzione non è attendibile.

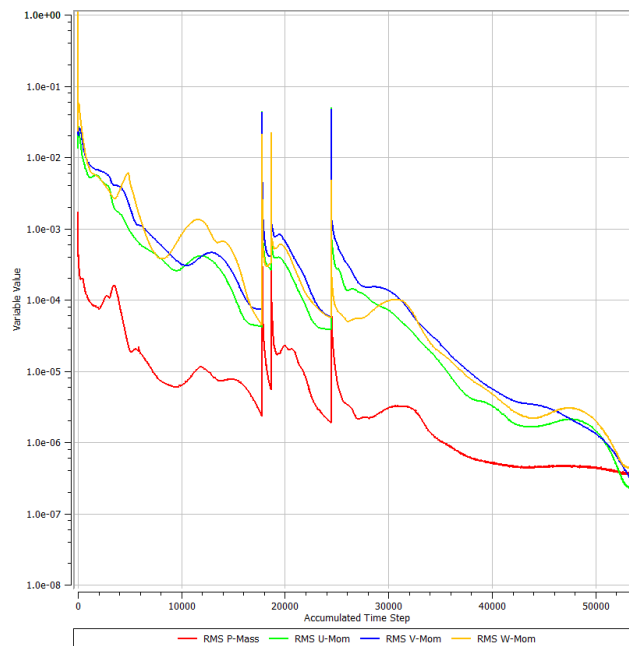


Fig.57: Residui di calcolo

Sebbene la soluzione non sia perfettamente stabile i residui di calcolo hanno raggiunto un valore accettabile attestandosi a valori inferiori a 10^{-6} .

3.9 Osservazione dei risultati

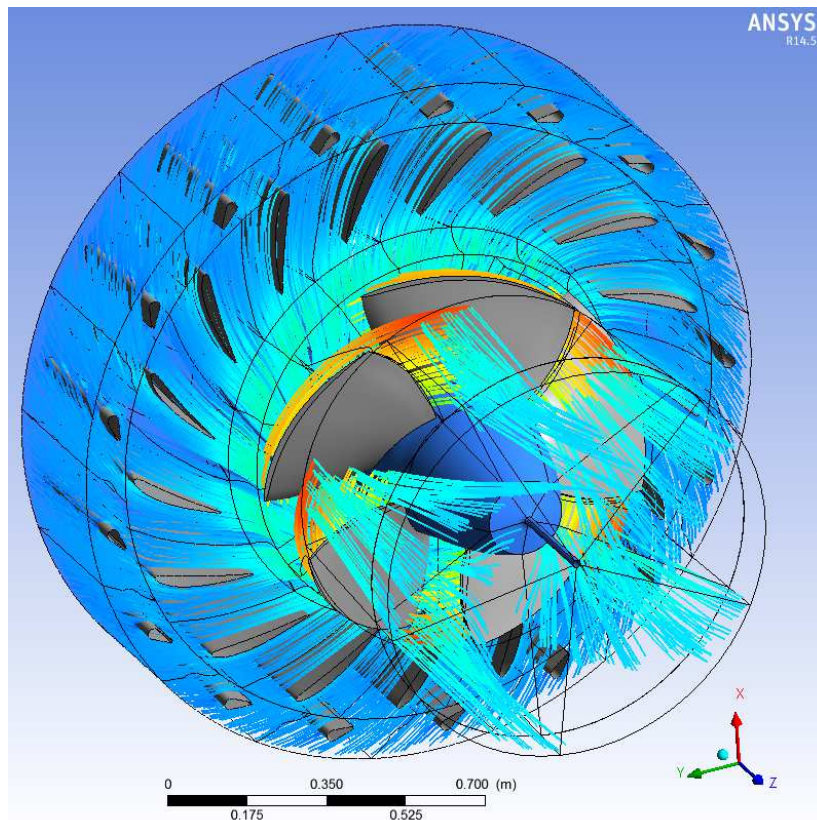


Fig.58: Streamline alle condizioni di collaudo

Nelle turbine Kaplan bi-regolanti la girante lavora sempre nelle condizioni di massimo rendimento in quanto può variare l'inclinazione delle pale adattandole agli angoli del flusso relativo. Quindi la curva di funzionamento è data da un involuppo delle curve ricavate mantenendo costante l'angolo di calettamento della girante. Questo tipo di turbine assorbe molto bene le variazioni di carico.

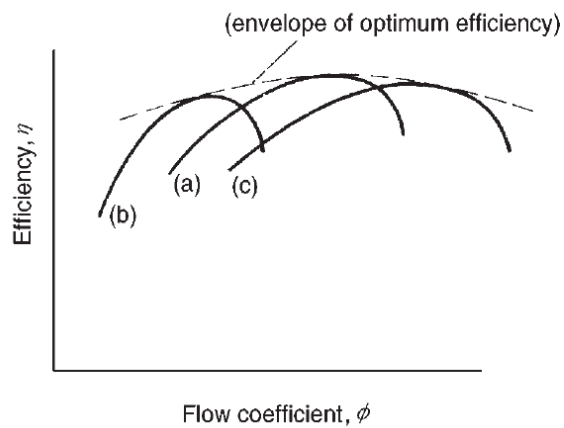


Fig.59: Involuppo delle curve alle diverse aperture del distributore

3.9.1 La palettatura

Il fluido segue il profilo palare con differenti traiettorie e velocità lungo i due lati.

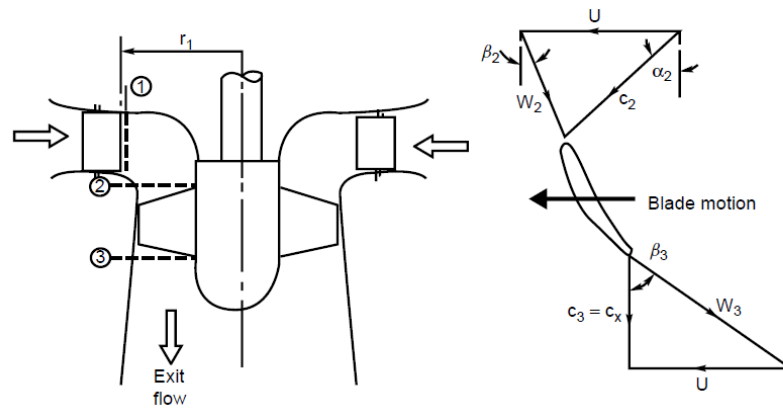


Fig.60: Triangoli di velocità

La soluzione è stata creata risolvendo un singolo condotto palare. Poi ruotando ogni componente per la sua periodicità otteniamo il Wireframe dell'intera macchina. Per ottenere il profilo di pressione e l'andamento delle velocità è necessario inizializzare ogni componente.

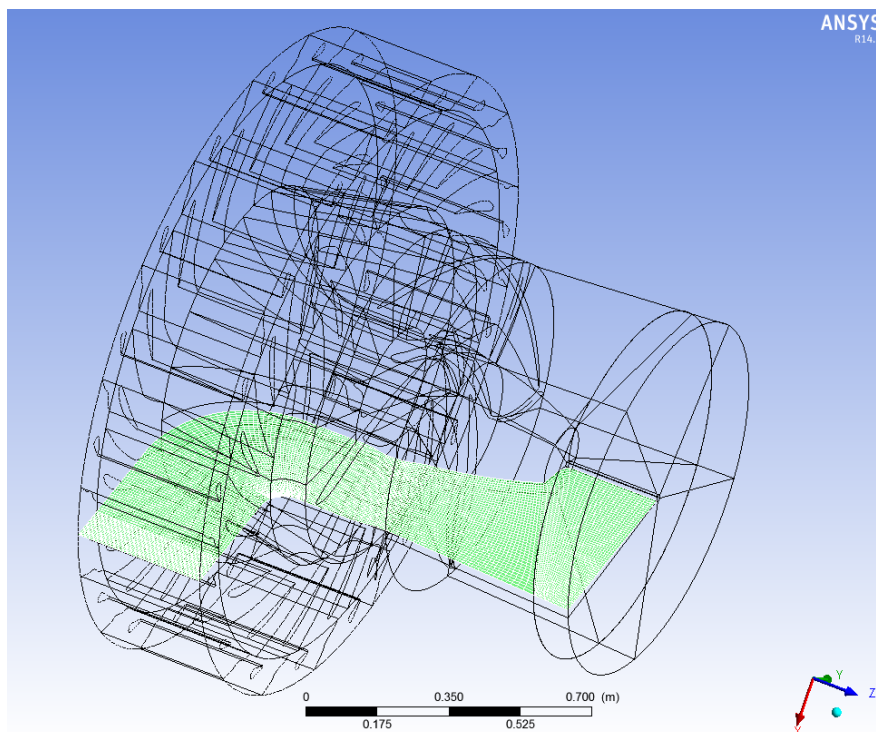


Fig.61: Inizializzazione dei componenti

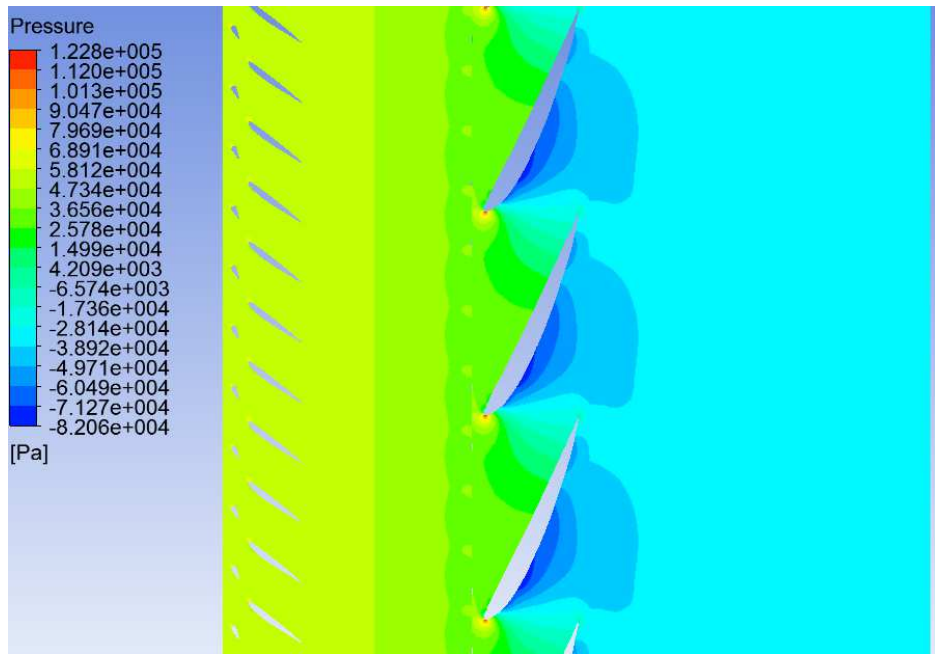


Fig.62: Andamento globale delle pressioni

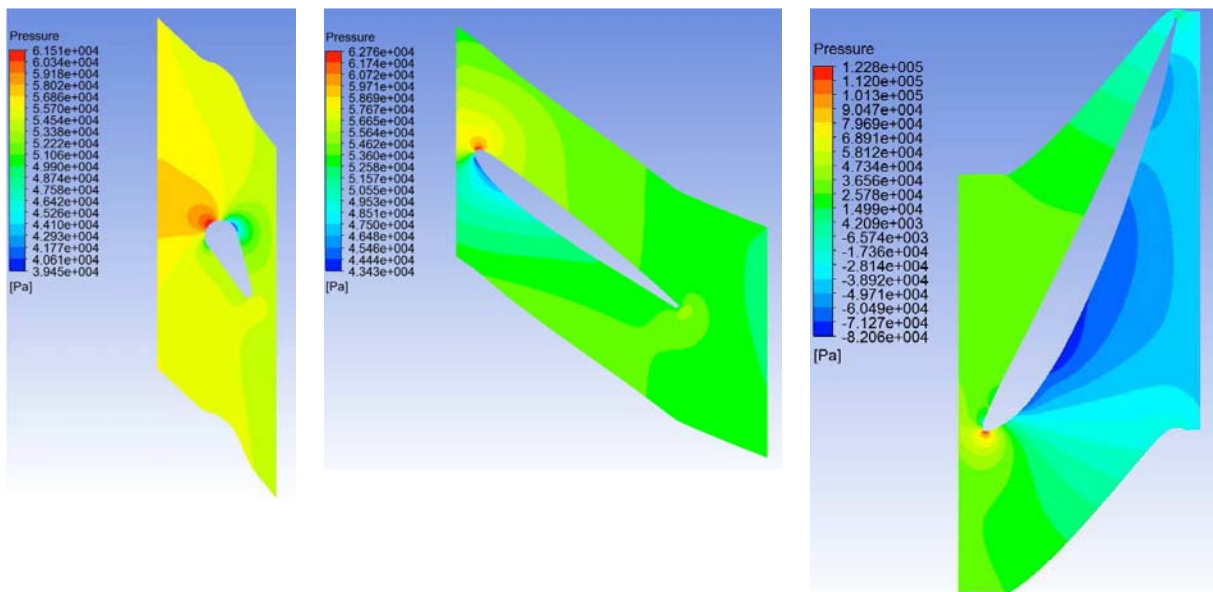


Fig.63: Andamento locale delle pressioni

Nelle condizioni analizzate appare comunque ottima l'incidenza tra corrente e palettatura sebbene non si siano verificate le condizioni di progetto durante lo svolgimento delle misurazioni. Nell'andamento delle pressioni è possibile individuare il punto di stagnazione legato alle condizioni di incidenza, la cui variazione provoca una variazione di carico palare. Il punto di massima pressione è in corrispondenza del naso del profilo palare, quindi il rendimento della schiera è vicino al suo massimo.

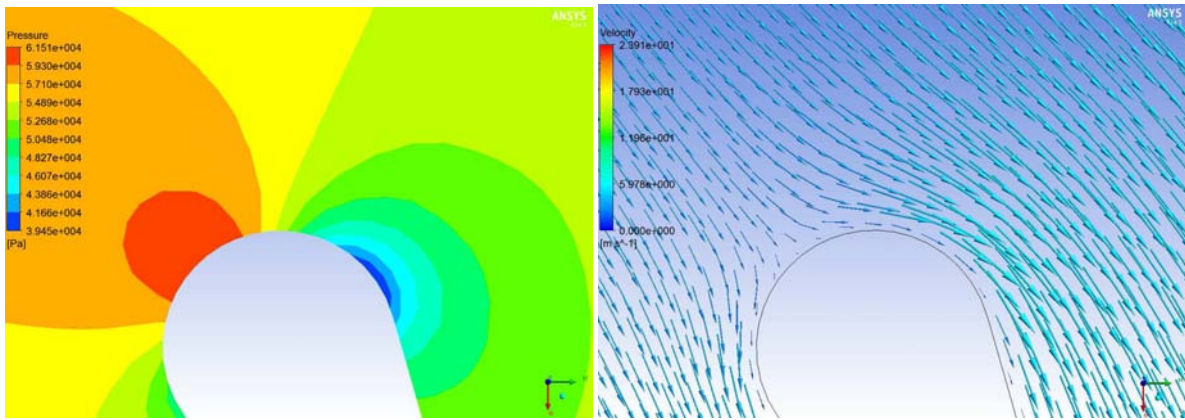


Fig.64: Pressione e velocità predistributore

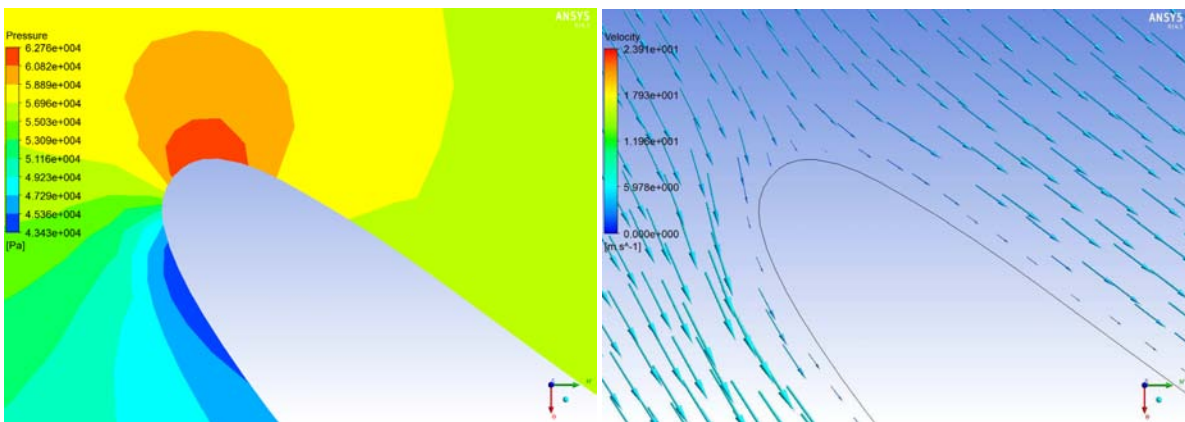


Fig.65: Pressione e velocità distributore

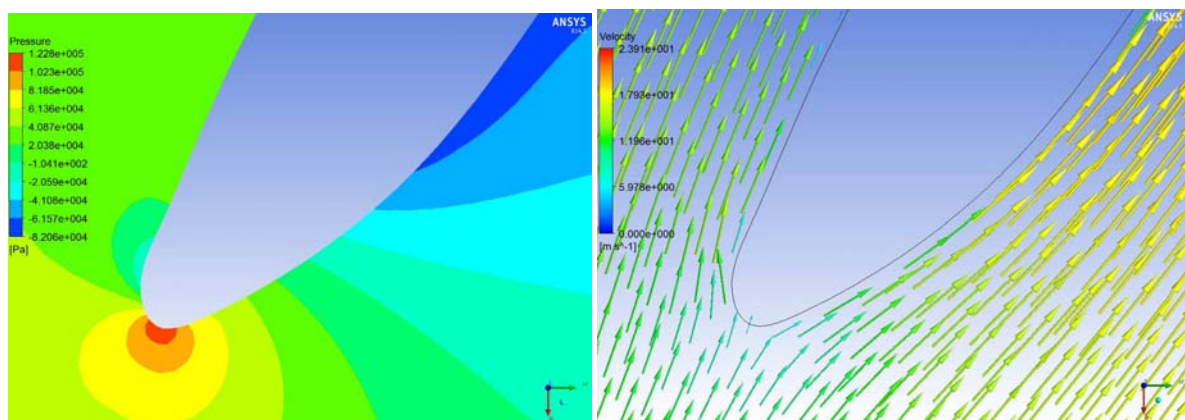


Fig.66: Pressione e velocità girante

3.9.2 Considerazioni finali

CFX-Solver	Valore a convergenza	
Portata:	3114	kg/s
Salto motore disponibile turbina:	8.39	m
Salto motore netto all'albero:	7.30	m
η turbina:	0.871	
Pot.disponibile all'albero:	223.07	kW
Potenza idraulica disponibile:	256.21	kW

Nell'osservazione di questi dati vanno fatte delle considerazioni:

- nella simulazione delle condizioni di collaudo il passo di variazione angolare delle pale di regolazione è stato di 1 grado, sia per le direttrici che le motrici e questo ha permesso di avvicinarci con un ragionevole margine di attendibilità alle reali condizioni ma non di coglierle in pieno
- la curva di rendimento della turbina Kaplan è molto piatta e questo agevola nel raggiungimento del valore di progetto
- la portata misurata in fase di collaudo può essere soggetta a errori di misurazione come del resto ogni tipo di misura ne è inevitabilmente afflitta
- il salto motore disponibile in turbina è in stretta dipendenza dalle perdite di carico in condotta che sono state preventivamente assunte con il valore di 70 cm basandosi su osservazioni in casi simili.

Va ricordato che non sono comprese le perdite per trafileamento e la pala lato mozzo non è completamente aderente alla parete nella realtà come invece è stato assunto nel modello.

Valutando i suddetti punti ed in assenza di valori di pressione o misura di angoli di calettamento delle pale di regolazione al momento del collaudo unitamente al fatto che il rendimento garantito ha un intervallo di accettabilità il modello numerico è da considerarsi rappresentativo della macchina reale.

Capitolo 4: COMPORTAMENTO LOCALE DELLA MACCHINA NELLE CONDIZIONI DI TARGA

DATI DI TARGA	Valore	
Salto motore utile:	8.00	m
Numero di giri:	500	rpm
Rendimento:	0.87	
Portata:	3.00	m ³ /s
Potenza elettrica prodotta:	190.94	kW

4.1 Condizioni al contorno

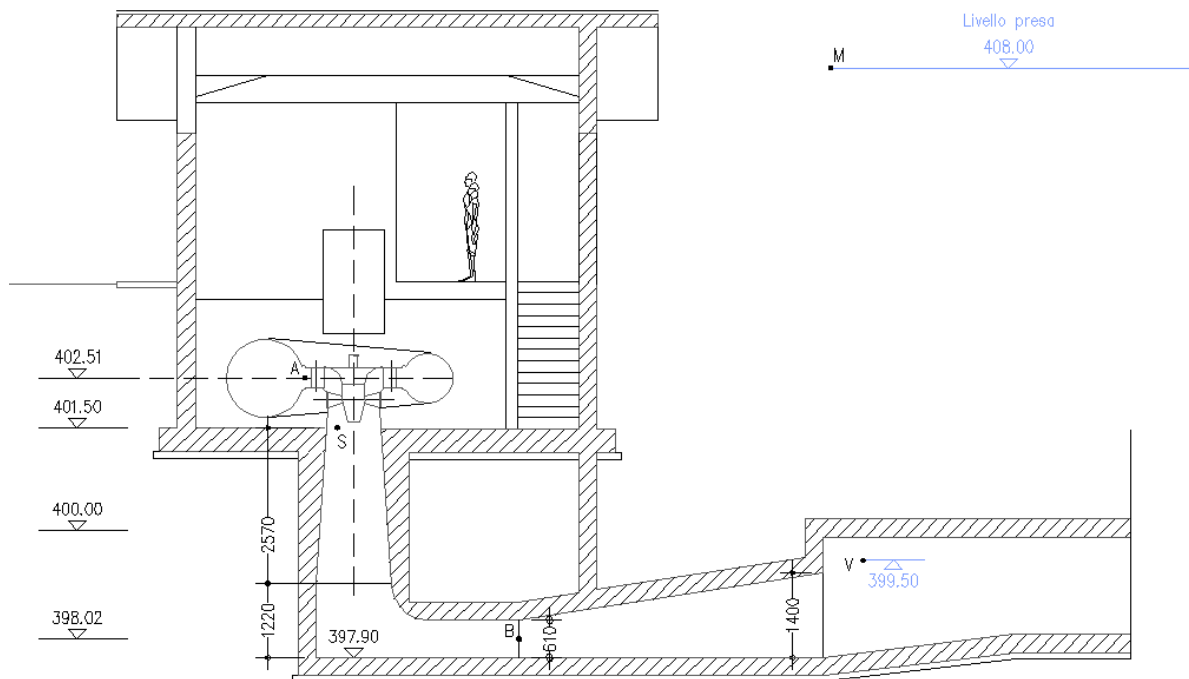


Fig.67: Schema di quote e livelli liquidi utilizzati nel calcolo

Punto	Quota [m]	L o Circ [m]	H o D [m]	Sezione [m ²]	Velocità [m/s]	V ² /(2g)	Pressione [m]	Pressione [Pa]	Energia [m]	Ptot [Pa]
M	408.000	1.650	2.000	3.300	0.909	0.042	0.000	0	408.043	57681
[Pa]	57269					412		0		57681
A	402.510	5.058	0.340	1.720	1.744	0.155	4.877	47704	407.543	52791
[Pa]	3570					1517		47704		52791
S	401.504	/	0.915	0.658	4.562	1.061	-2.898	-28344	399.667	-24233
[Pa]	-6265					10376		-28344		-24233
B	398.025	3.007	0.610	1.834	1.636	0.136	1.365	13346	399.526	-25612
[Pa]	-40292					1333		13346		-25612
V	399.500	3.007	1.400	4.210	0.713	0.026	0.000	0	399.526	-25612
[Pa]	-25866					253		0		-25612
Valori risultanti dai bilanci							Caratteristiche fisiche			
Salto motore disponibile turbina:						7.875	m	densità acqua:	997	kg/m ³
Salto lordo (dislivello p.l.):						8.500	m	gravità:	9.81	m/s ²
Salto motore netto all'albero:						6.942	m	peso specifico:	9781	N/m ³
Pot. disponibile all'albero:						203.68	kW	tensione vapore:	3146	Pa
Pot. Elettrica Prodotta:						190.44	kW	P. ambiente:	101325	Pa
Potenza idraulica disponibile:						235.21	kW			

Questa tabella ottenuta in Excel racchiude i termini del trinomio di Bernoulli espressi in metri di colonna d'acqua ed in Pascal dei punti rappresentati in figura ed è necessaria per stabilire le condizioni di pressione a monte e a valle del modello utilizzato nella simulazione.

4.2 Valori a convergenza

Impostare delle pressioni come condizioni al contorno non porta ad una rapida convergenza, come indicato anche nel capitolo precedente e quindi sono necessarie numerose iterazioni per avere una soluzione stabile in tempi di calcolo non esagerati che nel mio caso si aggirano attorno ad una ventina di ore partendo dalla condizione iniziale. Un modo per ridurre i tempi di calcolo delle simulazioni successive è quello di ripartire da una soluzione eseguita in precedenza, in questo modo il campo di moto è già "preparato" e si discosta meno dalla soluzione di convergenza dovendo comunque risolvere il sistema con diverse condizioni come ad esempio l'orientando le pale.

Le figure seguenti rappresentano l'andamento nella successione delle iterazione dei valori monitorati. Questa indicazione in Real Time è molto preziosa in quanto consente di osservare tutti i parametri di interesse in modo che la simulazione si possa considerare giunta a convergenza solamente quando tutti i parametri monitorati evidenziano un valore stabile per un numero sufficiente di iterazioni.

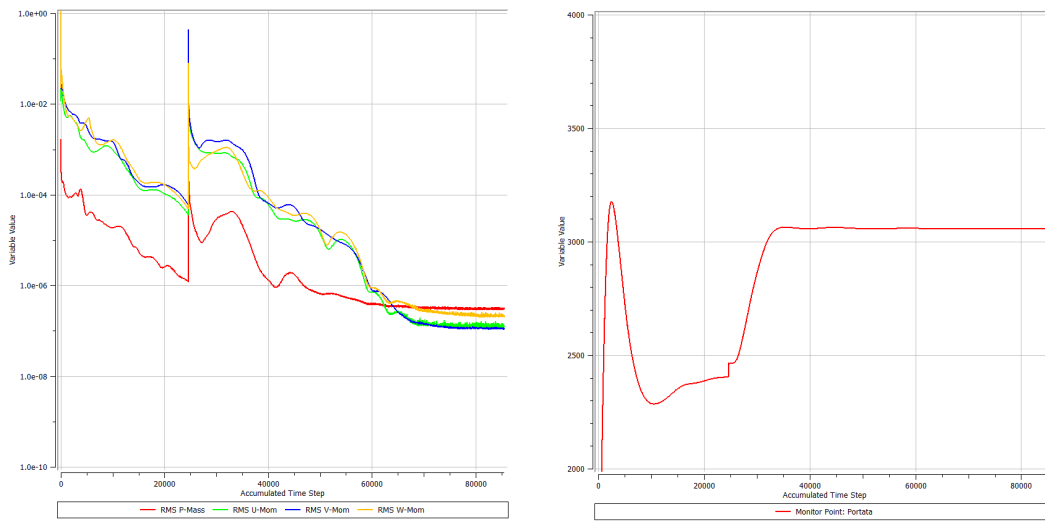


Fig.68: Residui di calcolo e portata

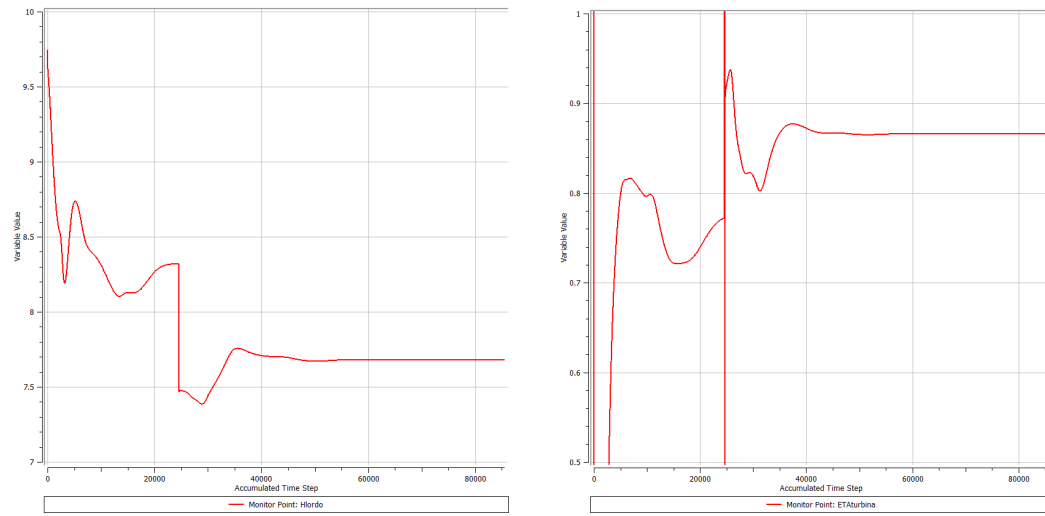


Fig.69: Salto lordo e rendimento

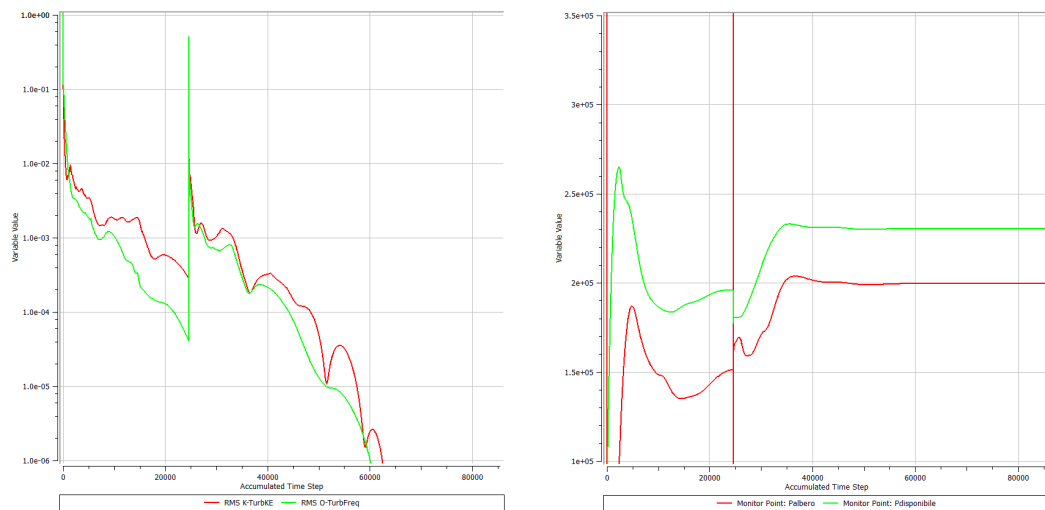


Fig.70: Turbolenza e potenza disponibile con potenza all'albero

4.3 Andamento delle pressioni

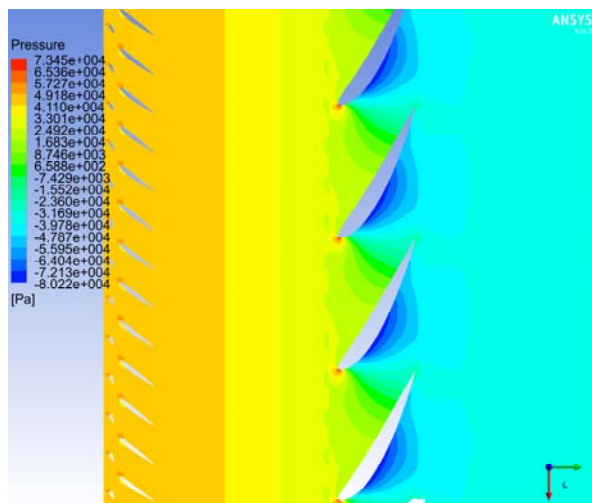


Fig.71: Andamento globale delle pressioni a span 0.25

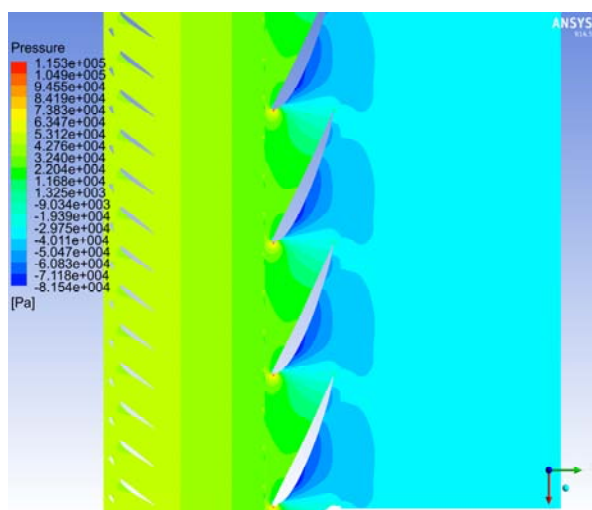


Fig.72: Andamento globale delle pressioni a span 0.50

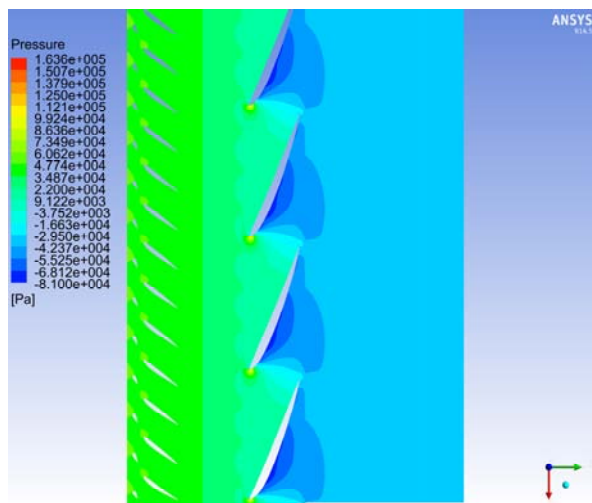


Fig.73: Andamento globale delle pressioni a span 0.75

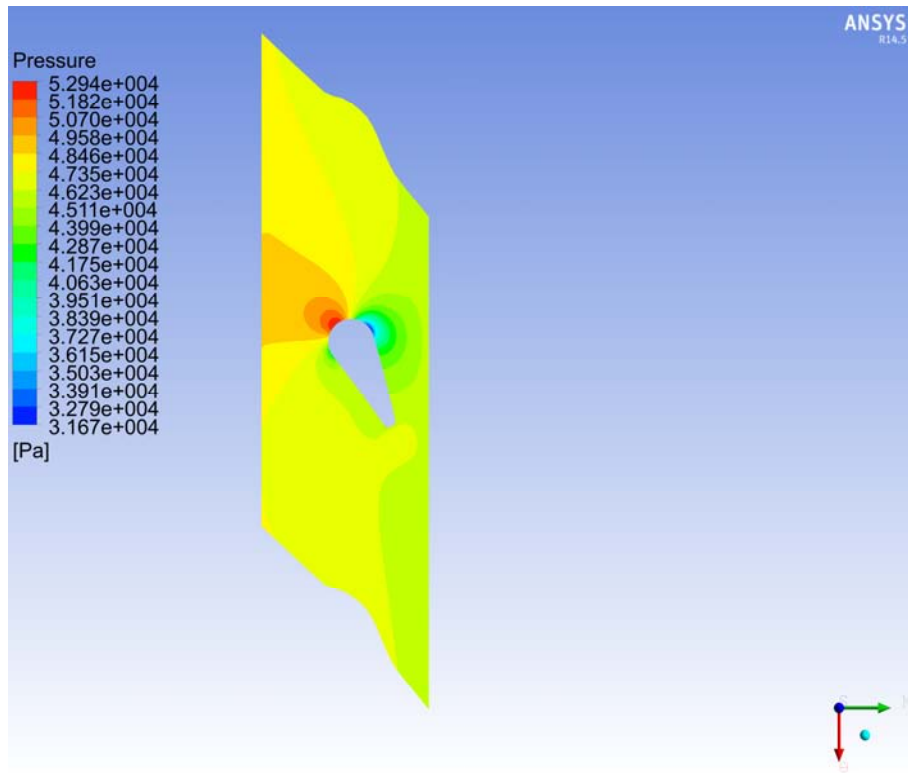


Fig.74: Andamento locale delle pressioni nel predistributore a span 0.5

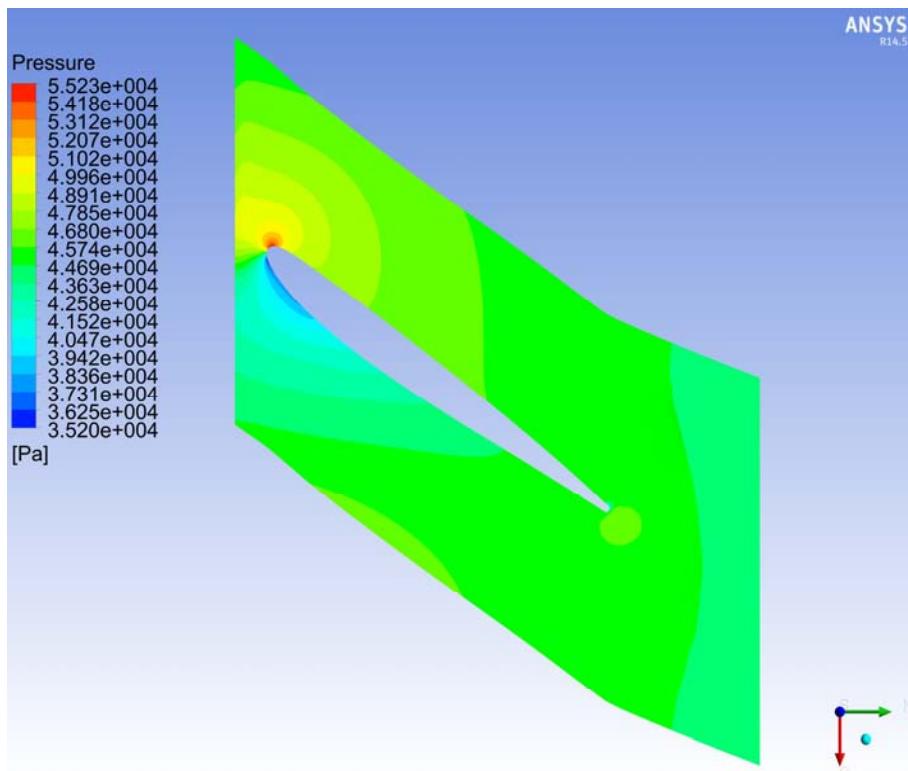


Fig.75: Andamento locale delle pressioni nel distributore a span 0.5

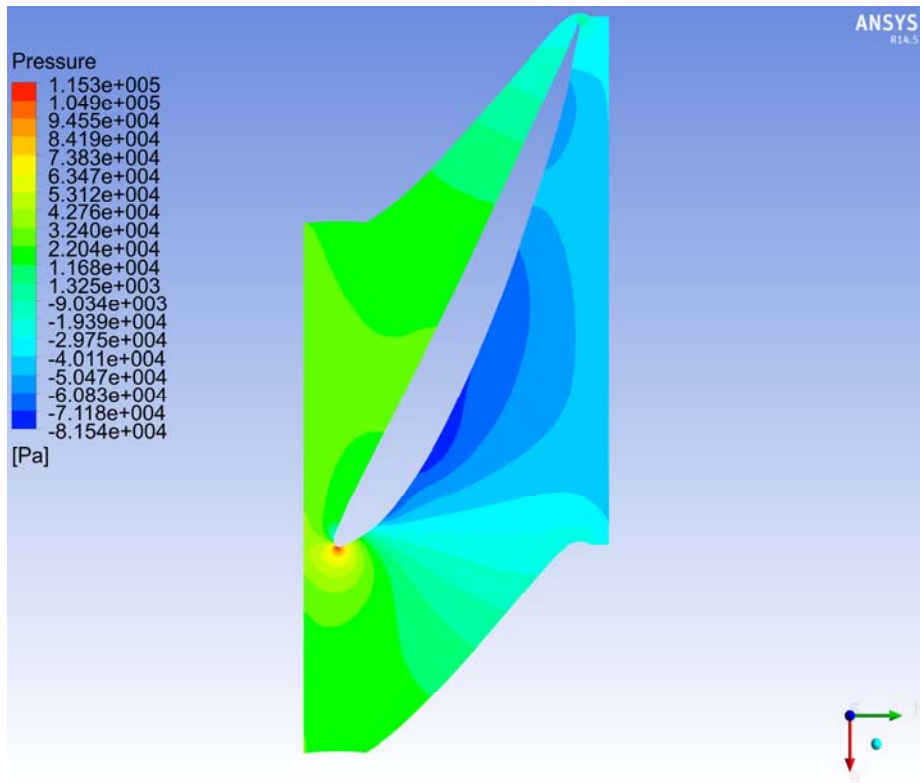


Fig.76: Andamento locale delle pressioni nella girante a span 0.5

Alla sezione di scarico nelle condizioni di design viene impostata una pressione costante dato che è considerata la componente periferica della velocità assoluta nulla. Ma nel caso reale per equilibrio radiale, quando la componente periferica della velocità è maggiore di zero, si instaura un gradiente di pressione all'interno della macchina e quindi sul mozzo la pressione è più bassa di quella all'apice per effetto della forza centrifuga.

4.4 Valutazioni riguardo la possibile cavitazione

Di fondamentale importanza è l'analisi del fenomeno della cavitazione che consiste nel formarsi nella corrente di cavità, o bolle, di vapore ed aria separatasi dall'acqua. Le conseguenze sono evidenti perché oltre alla diminuzione di rendimento dovuta all'irregolarità e al distacco della corrente dalla parete, compaiono le caratteristiche corrosioni spugnose del metallo della pala. Si sviluppa un'azione meccanica di erosione data dalle bolle di vapore ed aria che formate nella zona di minima pressione si contraggono improvvisamente passando in una zona di maggior pressione per il repentino condensarsi del vapore, dando luogo a violenti urti anelastici che martellano il materiale intaccandolo e predisponendolo per una successiva erosione. Una rapida svolta della corrente può provocare una zona di depressione tale da incorrere nella cavitazione.

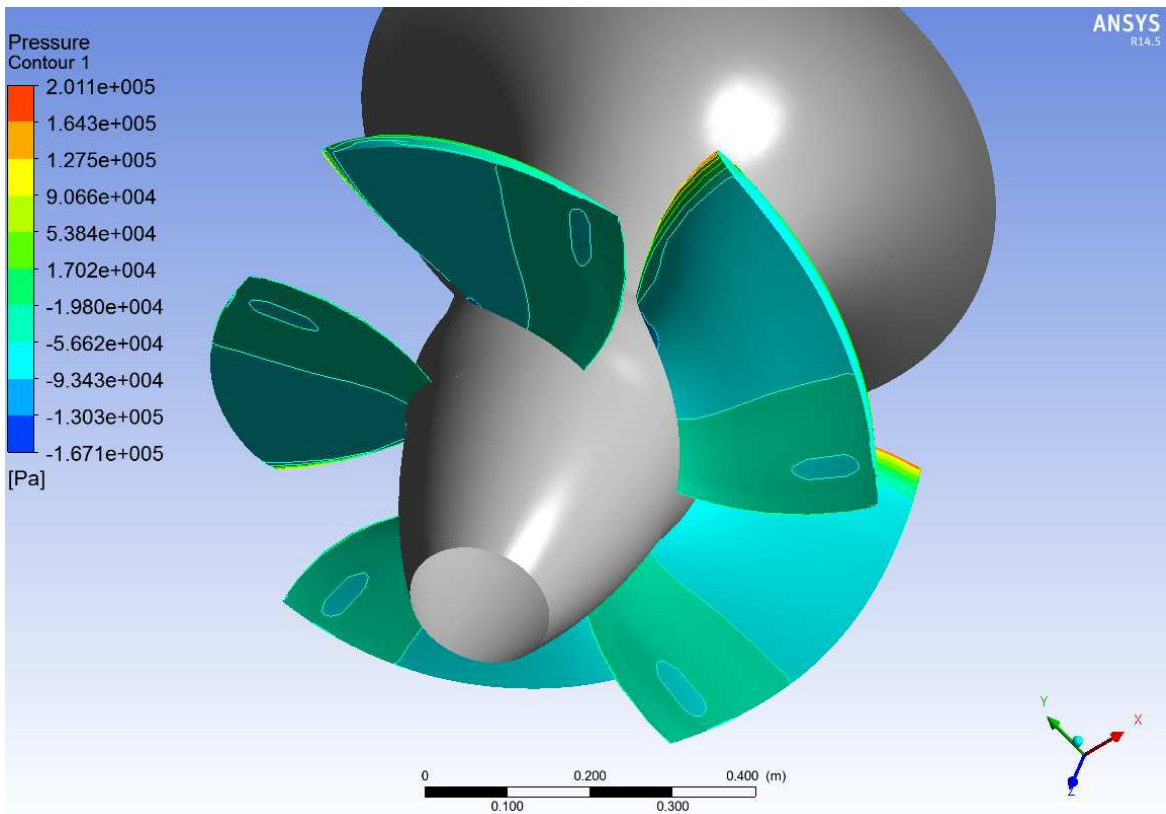


Fig.77: Pale lato dorso

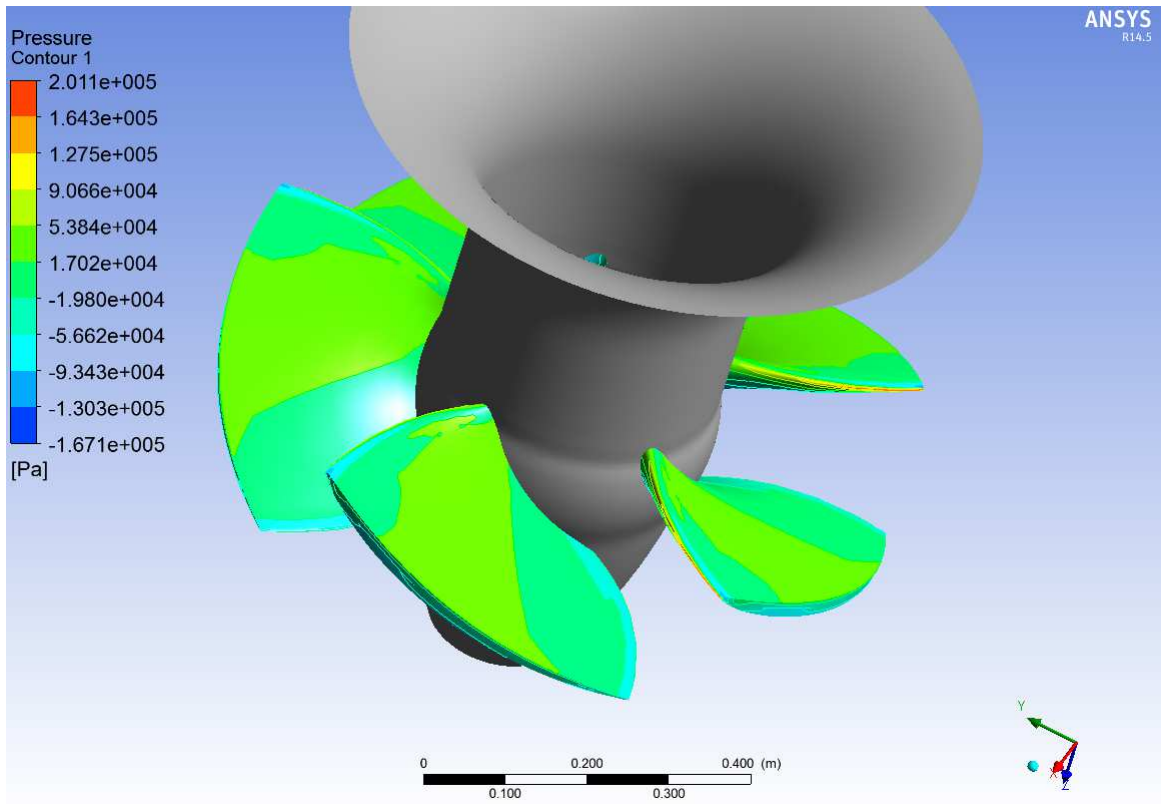


Fig.78: Pale lato ventre

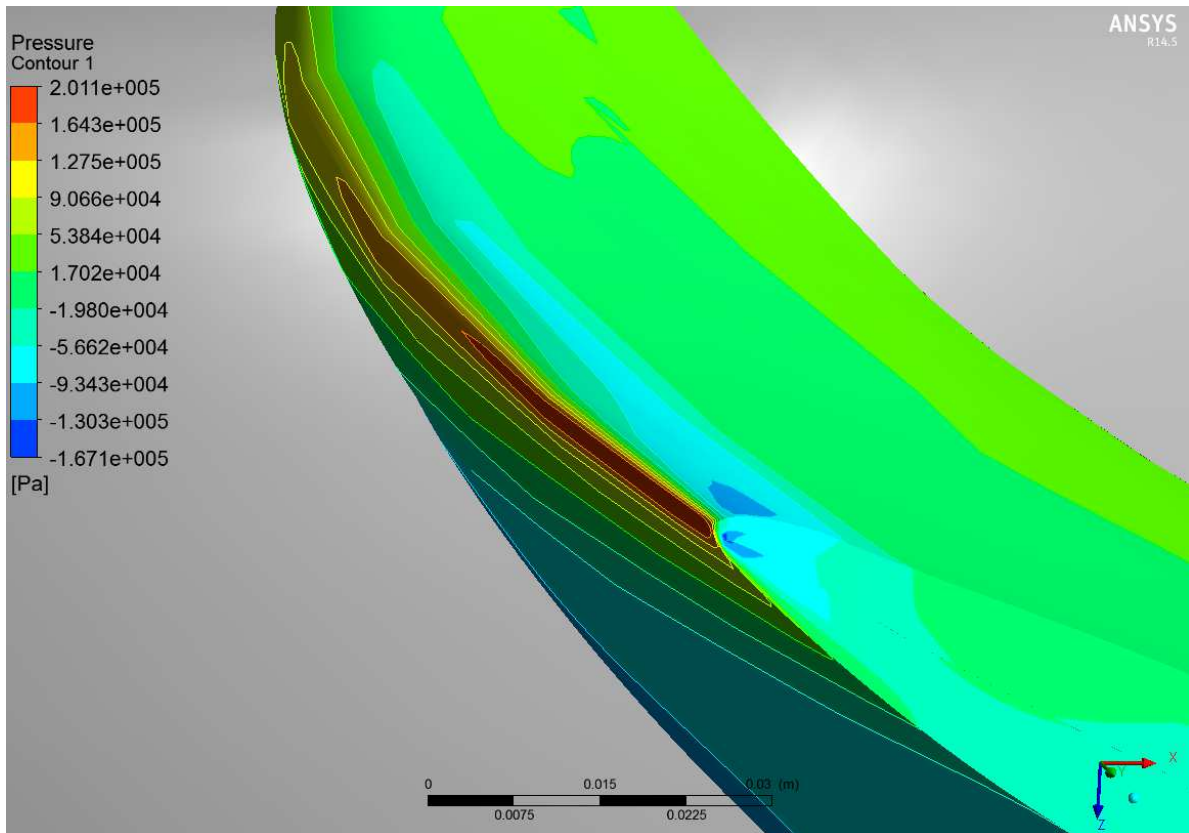


Fig.79: Zona di massima depressione secondo il modello

Osservando la distribuzione delle pressioni sulla superficie palare appare un andamento abbastanza uniforme. Le massime depressioni sono localizzate in due zone:

- la prima a ridosso del mozzo ma non raggiunge valori significativi per avviare una incipiente cavitazione
- la seconda zona, quasi puntiforme, all'estremo superiore della palettatura appare con valori di depressione preoccupanti ma questo è causato dal modello non esattamente fedele alla pala reale in quanto ho impostato uno shroud tip medio ed in quel punto la pala si discosta maggiormente dalla corona, quindi l'angolo della pala in realtà non è netto come nel modello ma più smussato comportando localmente un gradiente di pressione minore

Anche il profilo palare senza brusche curvature e spigoli accentuati può incorrere nella cavitazione. Da osservazioni di eliche navali a velocità forzata soggette a cavitazione è stata studiata l'influenza che poteva avere il rapporto tra il passo palare e la lunghezza della pala nell'instaurarsi del fenomeno. L'Istituto sperimentale aerodinamico di Göttingen ha eseguito delle esperienze su un sistema di pale in cui per un dato profilo ne è stato variato il passo, l'angolo della velocità di arrivo e l'angolo di incidenza della corrente. È risultato che la depressione dinamica sul dorso della pala aumenta con l'aumentare del passo palare fino ad un massimo corrispondente alla pala isolata. Il valore della depressione dipende anche dall'angolo di incidenza crescendo con esso ed è maggiore per le pale più chiuse.

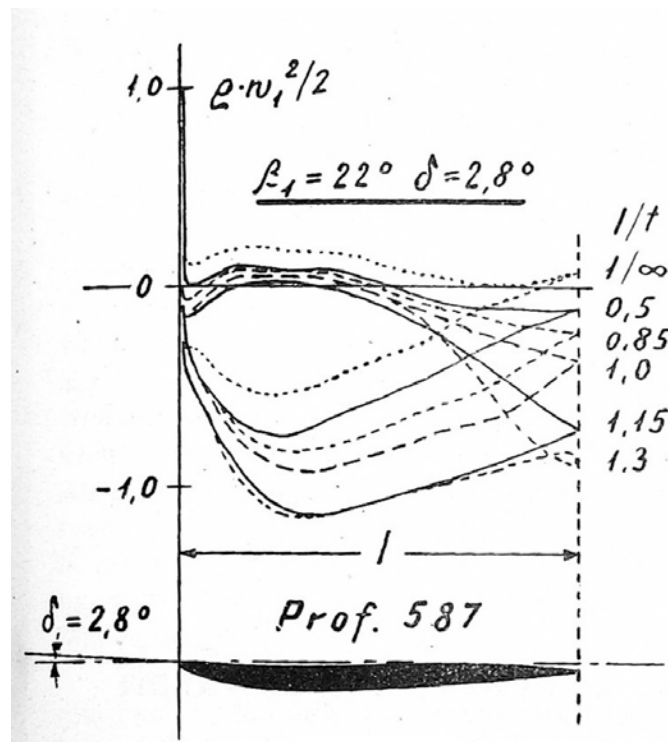


Fig.84: Diagramma sperimentale ottenuto dall' Ist. Sper. Areod. di Göttingen

La stessa pala in condizioni normali, di piccolo passo, presenta una depressione sul dorso non significativa ma può dar luogo a forte cavitazione passando ad un grande passo ($t/l > 1$) come si ha nelle eliche veloci a pale corte. La portanza di un profilo, ossia la spinta che esso riceve dalla corrente come pala, dipende dalla circolazione da esso provocata e quindi dalla sua curvatura al dorso, e per uno stesso profilo la spinta aumenta con l'angolo di incidenza. Un aumento della spinta corrisponde ad un aumento della depressione su dorso e quindi una maggior tendenza alla cavitazione. È quindi opportuno caricare il meno possibile la pala, tenendo conto che le turbine sono soggette a variazioni di carico o di velocità e per conseguenza a variazioni dell'angolo di incidenza, per cui la depressione normale può risultare fortemente accentuata. Deve essere scelto il rapporto t/l più opportuno in modo da mantenere la depressione in limiti tollerabili. Se invece il numero delle pale è fissato e quindi con esso il passo è possibile agire sulla lunghezza delle pale. Turbine veloci con poche pale pianeggianti hanno bisogno di una lunghezza maggiore per contrastare la cavitazione rispetto giranti lente con un numero maggiore di pale sebbene più curve e caricate.

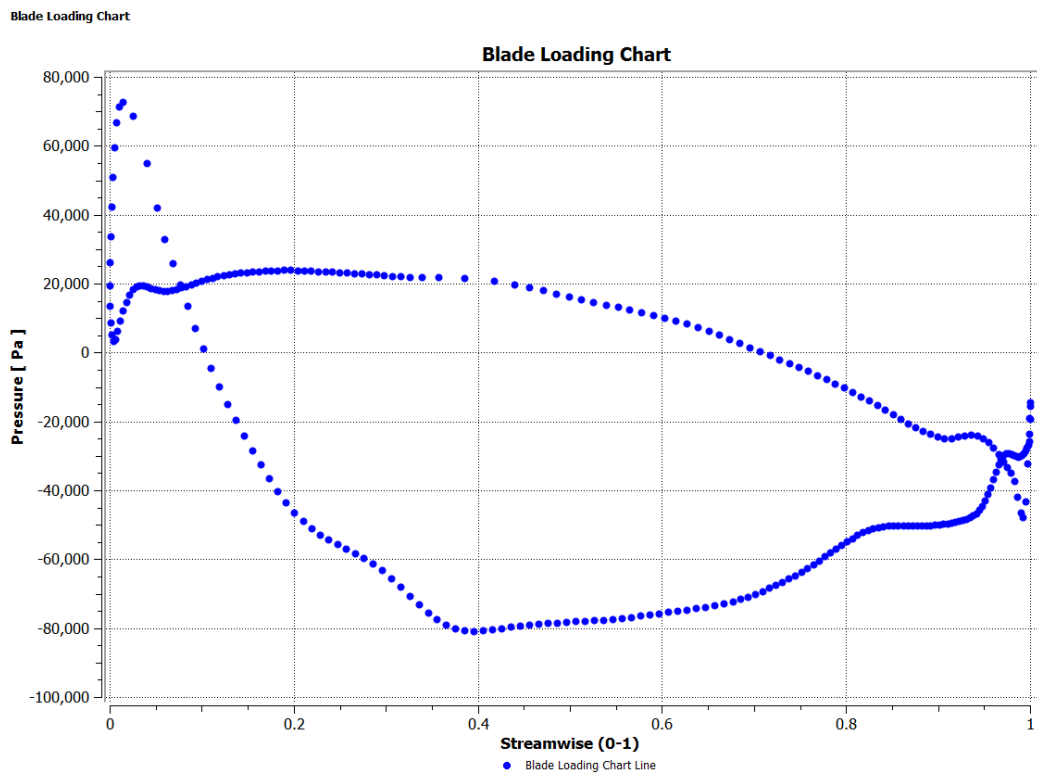


Fig.85: Carico palare a spanwise 0.25

Blade Loading Chart

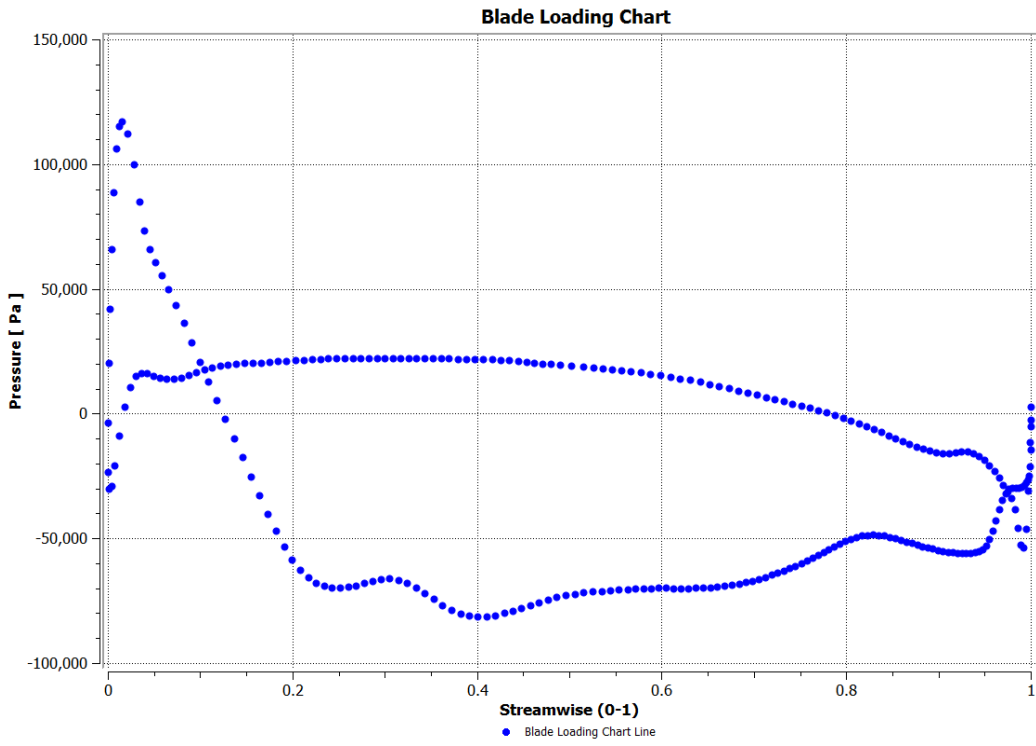


Fig.86: Carico palare a spanwise 0.50

Blade Loading Chart

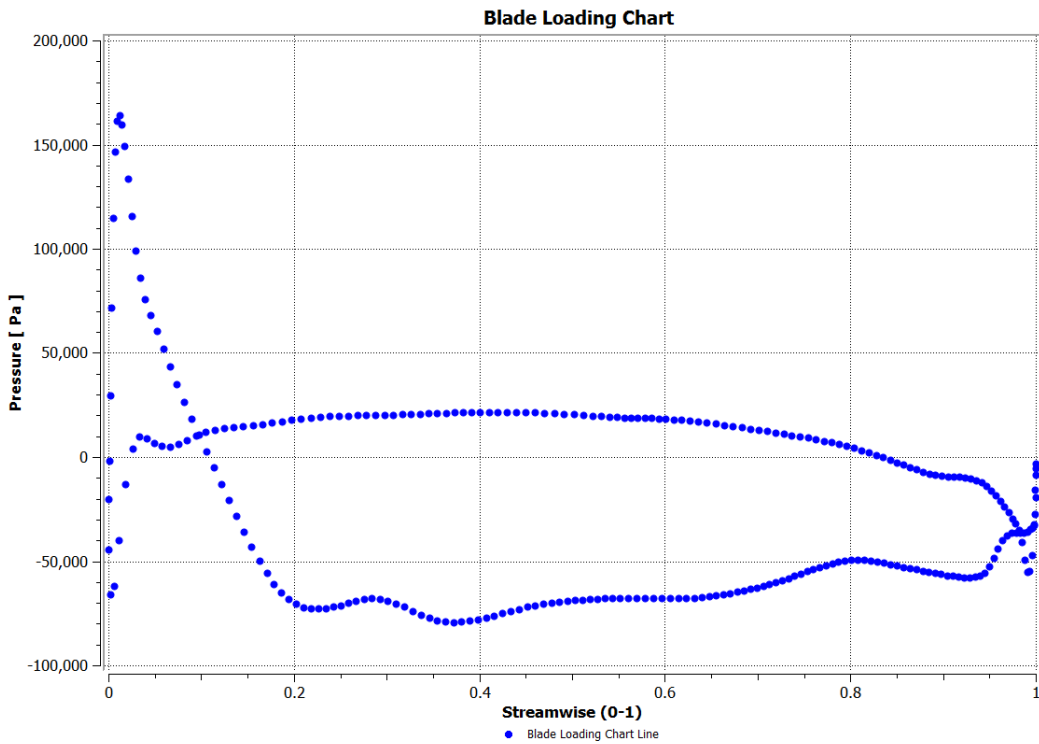


Fig.87: Carico palare a spanwise 0.75

Da questi diagrammi è possibile vedere il lato dorso della pala in depressione rispetto alla pressione in uscita. Il punto di minima pressione sta quindi sul dorso della pala all'interno del canale rotorico. Lo scambio di azione tra fluido e pala avviene per esistenza di una differenza di pressione fra dorso e ventre. All'interno del canale ho una distribuzione di pressione con valori inferiori rispetto al punto di uscita. La risultante delle azioni delle pressioni è pari all'area racchiusa nel diagramma. Nel caso analizzato la macchina lavora nelle condizioni in cui ho il massimo pericolo di cavitazione essendo alla massima portata utilizzabile e quindi con le massime velocità e le massime depressioni. Per non avere cavitazione la massima depressione deve essere maggiore della tensione vapore dell'acqua, e può essere osservato nei diagrammi: al mozzo, alla mezzeria e all'apice che la disuguaglianza è verificata. Qualora non fosse verificata bisogna variare l'altezza di aspirazione della macchina. Per ragioni costruttive gli spigoli alla coda non sono molto assottigliati in modo che le due facce abbiano tangente comune ed un solo valore teorico perciò l'effetto è un rapido aumento di pressione nella parte terminale del profilo. Anche in questo caso i diagrammi ottenuti sono coerenti con quanto descritto nella teoria classica sulla base di osservazioni sperimentali. Non sviluppando ulteriormente l'argomento in questa fase ritengo non allarmante il problema della cavitazione, ma va precisato che per escluderlo totalmente va eseguita una simulazione con la sua finalità specifica di analisi.

Capitolo 5: VALUTAZIONI CONCLUSIVE

5.1 Nozioni sul calcolo del rendimento

Tipico per queste macchine è il diagramma a conchiglia, o collinare, da cui portata e rendimento sono facilmente ricavabili per qualunque apertura. In relazione al tipo di turbina la conchiglia dei rendimenti assume diverse forme. Le curve di livello dei rendimenti hanno forma ellittica e si sviluppano attorno al punto di rendimento massimo in corrispondenza del quale ho il culmine della superficie di rendimento. La massima potenza sviluppabile corrisponde grossomodo alla massima apertura disponibile. Nel grafico il campo di funzionamento è limitato dalla curva con $h=0$ che rappresenta le condizioni di fuga della girante. Peculiarità delle turbine veloci è l'accettabilità di un'ampia variazione del numero di giri, ciò comporta però che un aumento di velocità favorisce come rendimento la maggiore apertura, aumentandone anche la portata. Quindi l'applicazione di turbine veloci è favorita per impianti con bassa caduta in cui un aumento di portata è di solito accompagnato da una diminuzione di caduta. Interessa il funzionamento della turbina a diverse aperture in modo da poterne sfruttare a pieno il completo campo di lavoro e massimizzare quindi la produzione di energia elettrica. I rendimenti a piccole aperture sono migliori nelle turbine lente ma vanno rapidamente peggiorando nelle turbine veloci. Il progettista deve considerare che se una turbina funziona per lungo tempo con un'apertura inferiore a quella normale è evidentemente conveniente scegliere come velocità di regime una velocità inferiore in modo da ottenere per l'apertura che più interessa il massimo rendimento possibile.

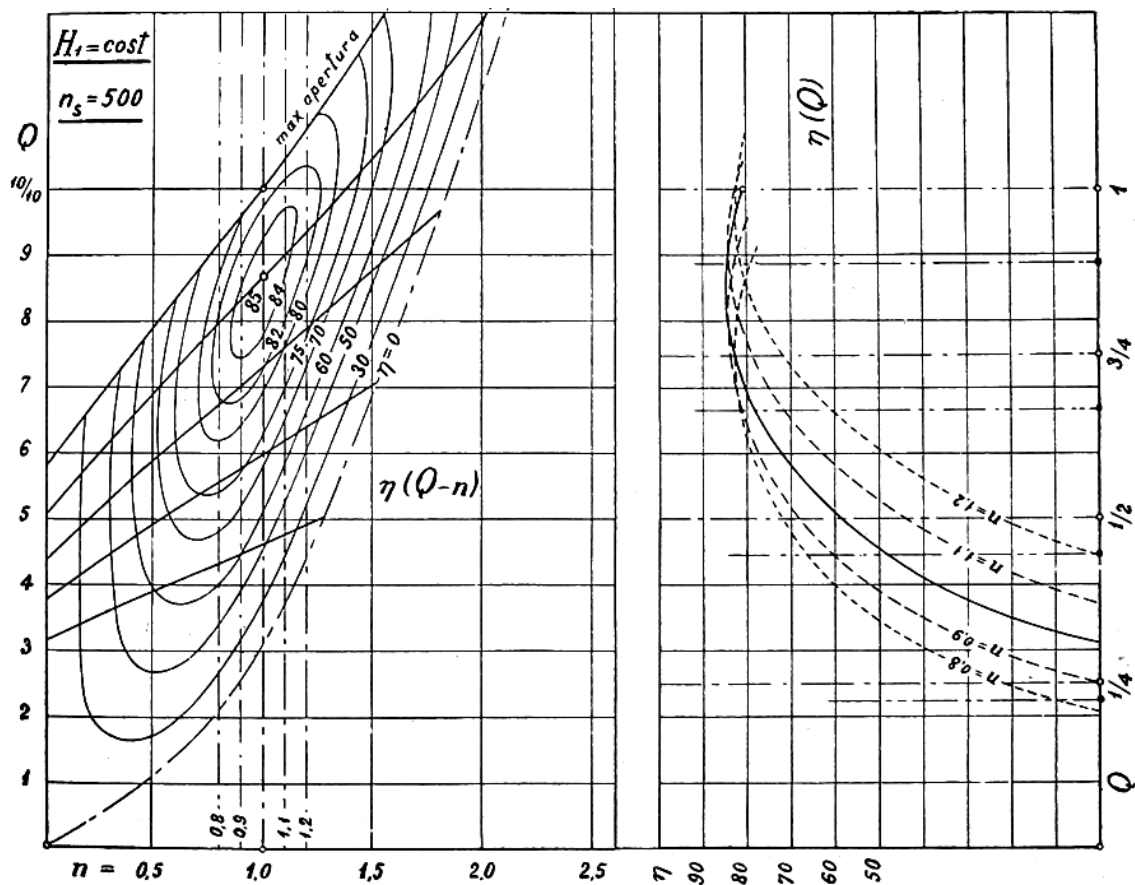


Fig.80: Diagramma generale a caduta costante di una turbina veloce

Se invece la portata in arrivo è pressoché costante conviene dimensionare la turbina quasi alla totale apertura e con velocità superiore a quella di massimo rendimento, per avere la massima potenza col minimo diametro.

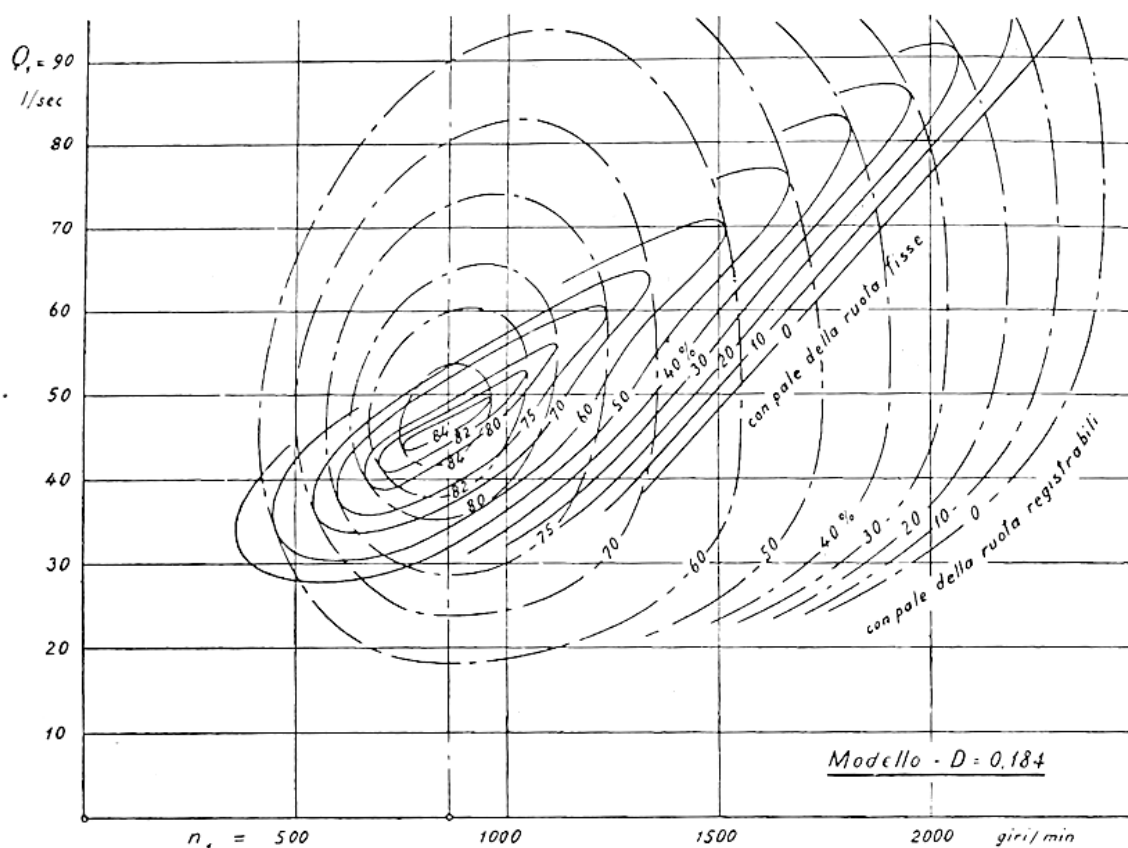


Fig.81: Diagramma a conchiglia a caduta costante per una turbina Kaplan: con pale della ruota fisse in posizione normale e con pale regolabili

La regolazione combinata delle pale del distributore e della girante nella turbina Kaplan è l'evidente vantaggio di queste turbine ad elica e si può apprezzare nel diagramma di funzionamento a portata variabile e caduta costante. Quindi questo particolare tipo di turbina può raggiungere la massima velocità caratteristica senza perdere il vantaggio delle ruote veloci di adattarsi ad una grande variazione di giri. Quindi il diagramma a conchiglia è ampliato e assume una forma tondeggiante evidenziando la propensione di questa turbina di adattarsi alle più svariate condizioni di funzionamento. Per ottenere questo beneficio deve essere effettuata una rotazione combinata di distributore e ruota secondo una certa legge rappresentante le migliori condizioni di rendimento ottenibili in ogni punto del campo di funzionamento. Vale a dire l'involuppo dei diversi diagrammi elementari corrispondenti alla sola regolazione del distributore. È possibile così mettere in evidenza per ogni portata e velocità il grado di apertura del distributore e della ruota corrispondenti al massimo rendimento quindi ho ottenuto la legge di regolazione combinata per il miglior sfruttamento della turbina.

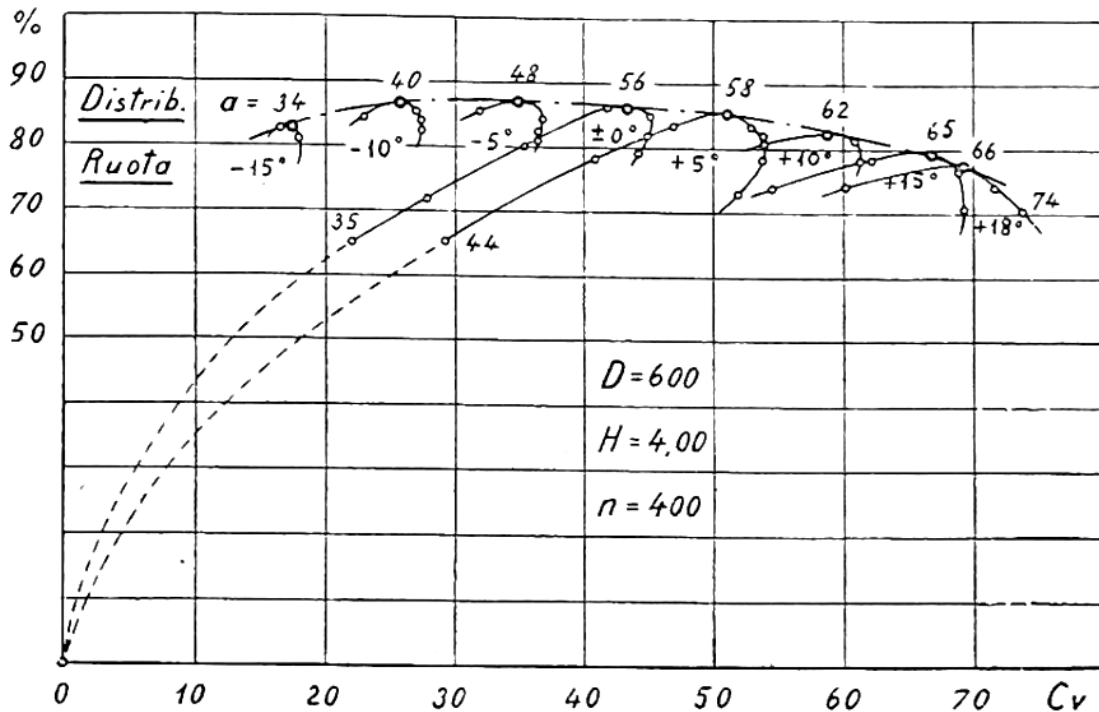


Fig.82: Curve di rendimento a velocità costante con ruota regolabile Kaplan

La linea di inviluppo rappresenta la curva di massimo rendimento ottenibile mediante la doppia regolazione. Con una serie di diagrammi così costruiti si ottiene la rappresentazione completa del funzionamento della turbina. Il rendimento massimo si mantiene alto e pressoché costante per diversi punti e scende lentamente per aperture maggiori o minori. Appare evidente che una ruota a pale fisse avrebbe una pessima curva di rendimento al punto da escludere la possibilità di funzionamento a portata variabile.

Con la regolazione della ruota i singoli diagrammi elementari diventano le successive fasi di uno stesso diagramma che deformandosi e spostandosi descrive il risultato della doppia regolazione. Questo diagramma complessivo rappresenta il massimo rendimento ottenibile per ogni punto del campo di funzionamento e le sue curve di livello hanno la massima ampiezza essendo l'inviluppo delle linee di livello elementari.

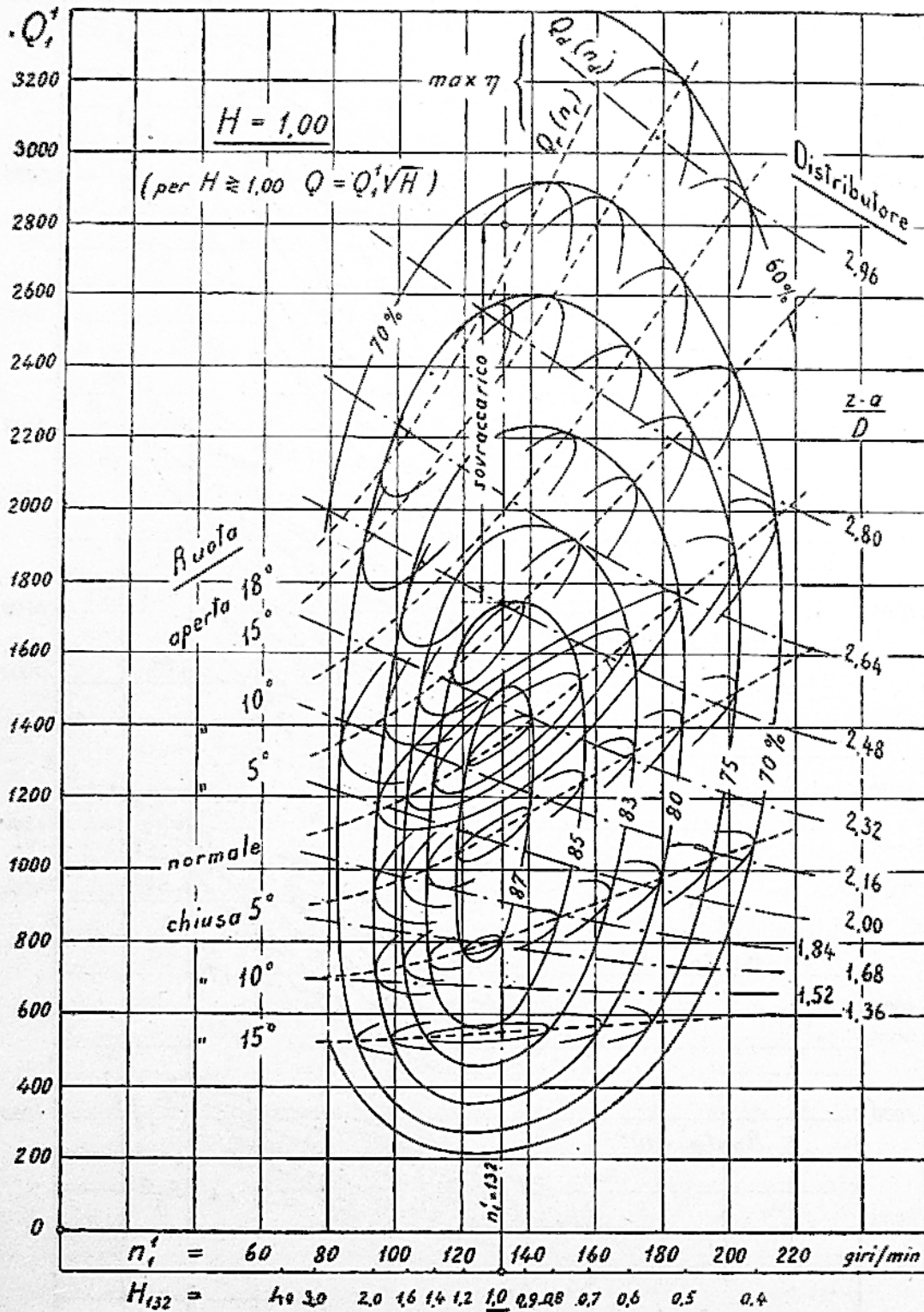


Fig.83: Diagramma a conchiglia a caduta costante per la doppia regolazione Kaplan

5.2 Confronto tra risultati numerici e sperimentali nelle condizioni di collaudo

	Collaudo	CFD
Portata	3.169 kg/s	3.114 kg/s
Salto motore disponibile turbina:	8.57 m	8.39 m
Salto lordo (dislivello p.l.):	9.39 m	9.23 m
Salto motore netto all'albero:	7.55 m	7.30 m
Pot. netta disponibile all'albero:	234 kW	223 kW
Rendimento idraulico	0.865 [-]	0.871 [-]

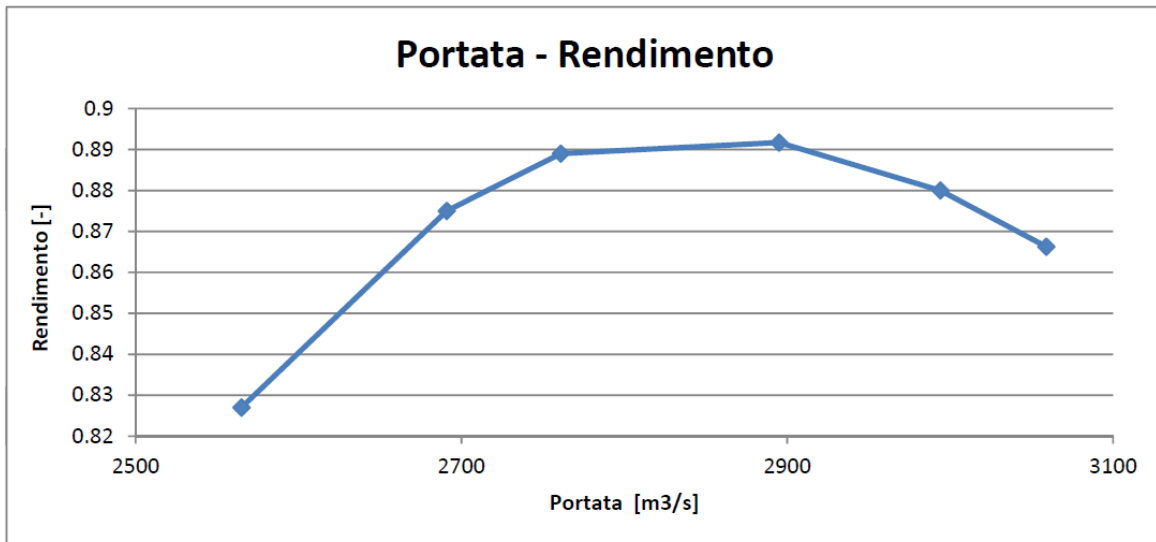
Il miglior rendimento nelle simulazioni viene attribuito al fatto che le condizioni raggiunte con la regolazione delle pale sia di distributore che girante nel modello sono più vicine alle condizioni di progetto rispetto alle condizioni di collaudo riscontrate in sito.

5.3 Curva caratteristica in condizioni di design ottenuta numericamente

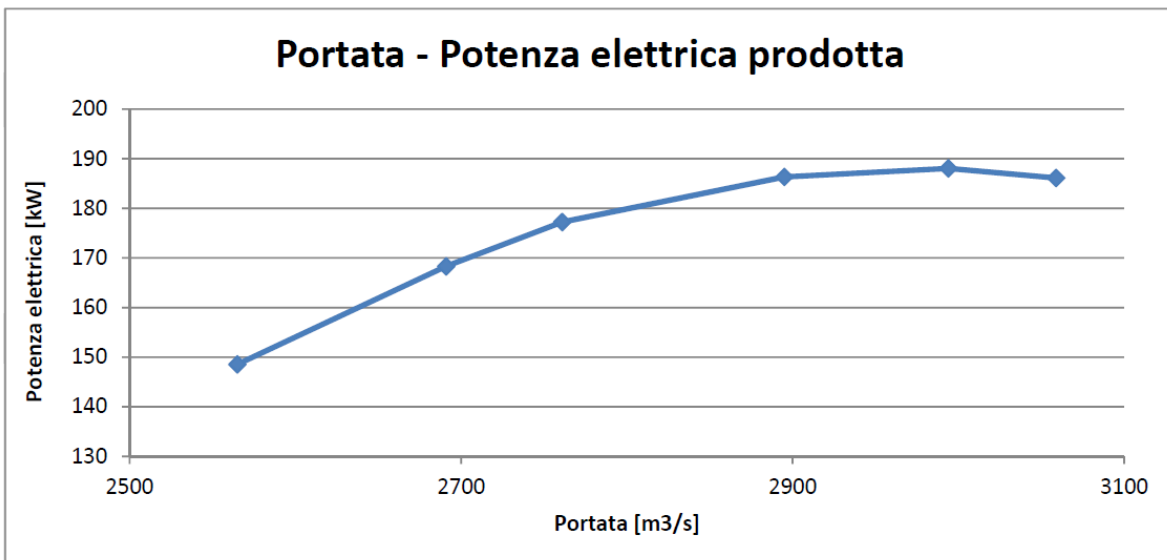
Al fine di tracciare la curva di rendimento sono state effettuate una serie di simulazioni per diversi gradi di apertura delle pale del distributore. Come da normativa considerando salto e numero di giri costanti non è necessario per ogni combinazione calcolare nuovamente le perdite di carico in condotta per ricalcolare le pressioni alle condizioni al contorno in quanto questo dettaglio viene compreso nelle condizioni di garanzia del rendimento.

Salto [m]	P.Dir. [°]	P.Motr. [°]	Q [m ³ /s]	η [-]	Pot.Albero [W]	Pot.Disp [W]	Pot.Elettrica [W]
7.68	49	5	3.059	0.866	199074	230392	186134
7.78	45	5	2.994	0.880	201141	228479	188067
7.87	40	5	2.895	0.892	199308	223491	186353
7.87	35	5	2.761	0.889	189561	213062	177240
7.79	33	5	2.691	0.875	180017	205621	168316
7.63	30	5	2.565	0.827	158875	192037	148548

Con il lavoro svolto dopo aver validato il modello si individuano i punti di normale funzionamento della macchina nelle condizioni di progetto essendo le condizioni di maggior interesse. Avremmo ora la possibilità di ricostruire l'intero diagramma collinare della macchina, cosa che però appare più di interesse didattico che pratico in quanto richiede un numero elevato di simulazioni in condizioni in cui la macchina magari non andrà mai nemmeno a trovarsi.



Il rendimento in fase di collaudo e di targa è stato raggiunto con successo dalla simulazione CFD mantenendo l'apertura della girante a 45° e del distributore a 49°. Regolando per tutte le possibili combinazioni queste due aperture e mantenendo numero di giri e salto costante sarebbe eventualmente possibile ricostruire il diagramma collinare della macchina relativo a tutte le possibili configurazioni di funzionamento. Volendo costruire tale diagramma bisogna considerare i notevoli tempi di calcolo necessari.



I diagrammi ottenuti sono coerenti con quanto descritto nella teoria classica sulla base di osservazioni sperimentali.

BIBLIOGRAFIA

- [1] ANSYS User's Guides: Southpointe,
- [2] G. Ardizzon: "Appunti di Macchine 2", Padova 2013
- [3] L. Carniello: "Appunti di idraulica fluviale", Padova
- [4] S.L. Dixon, B.Eng., PH.D.: "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Pergamon Press Ltd 1998
- [5] Gagnon J.M., Deschênes C.: "Numerical Simulation of a Rotor-Stator Unsteady Interaction in a Propeller Turbine", Laboratoire de Machines Hydrauliques, Université Laval, Québec, Canada
- [6] J.H.Ferziger, M.Peric: "Computational Methods for Fluid Dynamics", Springer
- [7] G. Ventrone: "MACCHINE per allievi Ingegneri", Cortina, Padova
- [8] Dott.Ing. G. Dolzani: "Prove di funzionamento", Ecovolt S.r.l.
- [9] Norma italiana CEI EN 60041: "Prove di collaudo in sito per la determinazione delle prestazioni idrauliche delle turbine idrauliche, delle pompe di accumulazione e delle pompe-turbine", CNR AEI 1997-11
- [10] UNI 10242: "Piccole turbine idrauliche. Prove sull'impianto. Verifica delle prestazioni ai fini dell'accettazione", UNI - Milano Maggio 1993
- [11] Dr. Ing. Giacomo Büchi : "Le moderne turbine idrauliche ed i regolatori di velocità", Editore Ulrico Hoepli Milano 1957