

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Energetica

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare**

Tesi di Laurea Magistrale

Valutazione del rendimento volumetrico e del suo decadimento in una turbina idraulica di tipo Francis



Relatore

prof. Patrizio NUCCIO

Tutor Aziendale

Ing. Maurizio FROLA

Candidato

Jean Paul JUNOD

Settembre 2018

Sommario

Introduzione	1
Capitolo 1 - Software utilizzati e teoria di base	3
1.1 Modellazione fluidodinamica.....	4
1.2 Algoritmo di risoluzione: SimpleFoam.....	8
1.3 Griglia di calcolo Mesh	8
Capitolo 2- Il settore idroelettrico	11
2.1 Energia elettrica rinnovabile	11
2.2 L'idroelettrico.....	12
2.2.1 Classificazione impianti	14
2.3 Idroelettrico in Valle d'Aosta e ruolo di C.V.A. S.p.A.....	18
2.4 Funzionamento impianto idroelettrico	20
2.5 Turbina idraulica	21
2.6 Analisi del rendimento della macchina idraulica	25
Capitolo 3 – Scelta del progetto di Tesi	31
3.1 L'impianto idroelettrico di Montjovet.....	32
3.2 Turbina Francis in dettaglio	35
Capitolo 4 – Analisi del problema.....	41
4.1 Valutazione delle Pressioni	45
4.1.1 Metodo dei traccianti.....	46
4.2 Studio del distributore	48
4.2.1 Costruzione del modello del distributore	50
4.2.2 Simulazione fluidodinamica distributore	53
4.2.3 Post processing.....	55
4.2.4 Calcolo manuale pressione al distributore	61
4.3 Studio del tubo Diffusore	62
4.3.1 Simulazione fluidodinamica.....	65
4.3.2 Risultati della simulazione	67
4.4 Grado di reazione della macchina	72
Capitolo 5- Calcolo delle portate perse	73
5.1 Trafilamento alla corona	73
5.1.1 Modello di simulazione.....	74
5.1.2 Risultati condizione di progetto	76
5.1.3 Erosione uniforme	79
5.1.4 Erosione tenuta superiore	81
5.1.5 Erosione tenuta inferiore	84

5.1.6 Analisi finali sul trafilemento alla corona	87
5.1.7 Calcolo manuale corona	88
5.2 Trafilemento al mozzo	91
5.2.1 Validazione modello del mozzo	96
5.2.2 Erosione tenuta verticale	98
5.2.3 Erosione tenuta orizzontale	100
5.2.4 Erosione angolo di ingresso	101
Capitolo 6 – Il Rendimento Volumetrico	105
6.1 Analisi economica	110
6.2 L'importanza della manutenzione	116
7 Conclusione	121
Riferimenti Bibliografici	125
Sitografia	126
Ringraziamenti	127

Introduzione

Il rendimento volumetrico di una macchina idraulica serve per tenere in conto della reale portata che attraversa il macchinario idraulico fornendo lavoro utile; in quanto è presente una parte, seppur piccola, di portata che trafila direttamente allo scarico della girante senza fornire nessun effetto utile attraverso i necessari giochi presenti tra le parti rotanti e le parti fisse del macchinario idraulico. Questi giochi possono essere ridotti ma mai annullati e con la continua erosione di acqua e sabbia tendono ad allargarsi. In impianti di grande dimensione i decadimenti di questo rendimento potrebbero avere un'incidenza notevole.

L'obiettivo della tesi è dunque quello di effettuare una valutazione del rendimento volumetrico di una turbina idraulica di tipo Francis, per capire quanto questo possa incidere sul rendimento totale della turbina e sull'effettiva produzione di energia elettrica. Questo studio ci potrebbe fornire anche delle informazioni utili per la programmazione delle manutenzioni da effettuare all'impianto. Per valutare le perdite di fluido lungo i trafilamenti della macchina, abbiamo preso come caso studio una turbina attualmente in uso dell'azienda C.V.A S.p.A., azienda nella quale ho svolto per intero il lavoro di tesi da aprile 2018 fino alla conclusione del lavoro. È stato scelto l'impianto di Montjovet, un impianto di grandi dimensioni che dispone di 2 gruppi Francis-alternatore da 25 MW ciascuno, il quale può "turbinare" una portata di $110 \text{ m}^3/\text{s}$ in totale tra i due gruppi. Il lavoro di tesi è dunque iniziato con lo studio dettagliato del funzionamento della macchina Francis in questione, e con l'analisi dei principali fattori che influenzano il passaggio del fluido nei trafilamenti. Dalla geometria dei trafilamenti della macchina in questione notiamo che è necessario valutare la pressione all'uscita del distributore e la depressione creata dal tubo diffusore allo scarico della girante. Le pressioni che incidono sul trafilamento sono quelle che ne regolano maggiormente il deflusso. La macchina in questione non dispone di un manometro che valuti la pressione in quella zona del macchinario, e dunque per valutarla ci siamo serviti della fluidodinamica computazionale. Per fare ciò era necessario ricostruire il distributore, il quale però, in una turbina Francis, cambia il grado di apertura a seconda della portata da turbinare, questo ha richiesto uno studio sul distributore e la creazione di vari modelli, in quanto era importante valutare il rendimento volumetrico della macchina in un ampio campo di funzionamento. Il modello del diffusore è stato di più facile costruzione in quanto rimaneva lo stesso per tutti i diversi punti di funzionamento scelti. Ricavate quindi le pressioni incidenti sul trafilamento della macchina è stato possibile ricavare le portate trafilate alla corona e al mozzo al fine di valutare le perdite di rendimento al variare delle luci dei trafilamenti.

Tutt'oggi le perdite di rendimento volumetriche di un macchinario idraulico non vengono analizzate molto nel dettaglio, ma per impianti di grandi dimensioni possono avere un impatto significativo con

l'andare del tempo, infatti la continua erosione di acqua e sabbia sul macchinario comporta un significativo decadimento. Nell'azienda in questione il ripristino dei giochi viene effettuato quando si effettua una rigenerazione della girante, quindi dopo un tempo di quindici anni circa.

Il mio lavoro è stato svolto con lo scopo di valutare in maniera più dettagliata e precisa l'incidenza di queste perdite al variare dei giochi, così da poter effettuare una valutazione di massima delle perdite di produzione associate a questo fattore.

La tesi è stata dunque così strutturata: nel primo capitolo abbiamo descritto i software utilizzati per effettuare questo lavoro con anche una rapida descrizione generale della teoria che sta alla base della fluidodinamica computazionale e delle fasi in cui si divide una simulazione al calcolatore.

Il secondo capitolo serve a darci un'idea del mondo idroelettrico in Italia e delle macchine idrauliche che vengono oggi utilizzate, effettuando anche un'analisi sui rendimenti che interessano nel complesso la macchina. È stato inoltre aggiunto un paragrafo a riguardo della situazione in valle d'Aosta e del ruolo che l'azienda C.V.A S.p.A. ha nella regione.

Nel capitolo numero tre, invece, si spiegano le motivazioni che hanno portato alla scelta di questo lavoro e la successiva spiegazione nel dettaglio del funzionamento di una turbina Francis.

Nel quarto capitolo si descrive l'effettivo lavoro di tesi svolto, cominciando dalla costruzione delle varie aperture del distributore a seconda della portata passante in turbina al fine di valutare la pressione presente all'ingresso del trafilemento a seconda della regolazione della macchina; nella seconda parte invece si svolge la valutazione della pressione all'uscita del trafilemento, dato dalla depressione creata grazie al tubo diffusore.

Nel quinto capitolo si studiano le effettive perdite di fluido nei trafilementi, sia in condizioni di progetto, con dunque il macchinario nuovo e successivamente anche ipotizzando diversi gradi di usura dei materiali che comportano quindi delle luci più elevate; si sono analizzate nel dettaglio sia i trafilementi al mozzo che quelli alla corona della turbina.

Nel sesto capitolo, si racchiudono infine i dati conclusivi ottenuti nei capitoli precedenti che ci permettono di effettuare l'effettiva valutazione del rendimento volumetrico e di altri fattori di carattere economico della macchina, all'aumentare dei giochi tra turbina e parti rotanti, ipotizzando un'usura uniforme, la quale rappresenta la condizione più probabile di deterioramento.

Capitolo 1 - Software utilizzati e teoria di base

Per effettuare questo lavoro di tesi ci siamo serviti della fluidodinamica computazionale (CFD computational fluid dynamics), un metodo numerico per la risoluzione delle equazioni della fluidodinamica, che ci permette di ottenere analisi precise di come evolvono le principali variabili termodinamiche del fluido lungo tutto il tratto considerato con risultati molto più accurati rispetto a quelli ottenibili manualmente.

Una simulazione fluidodinamica si suddivide in quattro diverse fasi: creazione del modello, creazione della mesh di calcolo, soluzione e infine l'analisi finale dei dati. Alcuni software commerciali sono in grado di fare tutte le diverse operazioni richieste in un solo programma, noi invece nello sviluppo di questa tesi ci siamo avvalsi di diversi software o con licenza open source o che erano disponibili in azienda. Abbiamo dunque utilizzato questi strumenti:

- **AutoCAD 2018:** un software di modellazione CAD bidimensionale e 3D, prodotto da Autodesk. Esso è stato utilizzato per la costruzione dei modelli tridimensionali; gli oggetti 3D venivano poi convertiti in un formato (STL) per renderli compatibili per l'utilizzo nei software successivi. Inoltre AutoCAD è stato sfruttato per la visualizzazione di piante e assiemi di costruzioni della turbina presa in esame e per la realizzazione dei modelli del distributore a differenti aperture.
- **OpenFOAM (*Open Field Operation and Manipulation*):** è un risolutore basato sulla teoria della meccanica dei fluidi e include i solutori della fluidodinamica computazionale. È prodotto dalla società britannica OpenCFD Ltd. e rilasciato sotto la licenza GPL. Non è un vero e proprio software, ma è un insieme di applicazioni (applications) scritte in C++ con lo scopo di risolvere le equazioni differenziali alle derivate parziali attraverso il metodo dei volumi finiti. Le applications si dividono in due categorie: i primi si chiamano solvers e servono ad effettuare la vera e propria risoluzione delle equazioni con metodi diversi a seconda del problema, mentre i secondi si chiamano utilities e possono svolgere tantissimi compiti, nel pre o nel post processing, come la creazione e la successiva manipolazione della mesh o la gestione dei dati; queste utilities sono solitamente di terze parti. La grande potenzialità di OpenFoam sta nel mettere a disposizione dell'utente l'intero codice sorgente, con la possibilità di effettuare modifiche e poter sviluppare solutori personalizzati; ovviamente tale opportunità richiede alte competenze di programmazione. Già senza effettuare queste modifiche la gestione di tutte queste applications non è tra le più semplici. Per facilitarci nell'analisi ci siamo serviti di una interfaccia grafica GUI che facilita notevolmente l'utilizzo di OpenFOAM, infatti ci permette di visualizzare la geometria ed eseguire snappyHexMesh per

la generazione della griglia di calcolo. Inoltre abbiamo la possibilità di eseguire un setup completo dello studio, scegliendo il modello da utilizzare per la risoluzione numerica, il modello di turbolenza, le condizioni al contorno, l'inizializzazione dei campi di velocità e pressione ed infine eseguire il solutore. È stato inoltre possibile scegliere e infine monitorare l'andamento dei residui della soluzione per valutare se il sistema era stabile o meno e per valutare se era possibile raggiungere la convergenza. Esso è stato dunque utilizzato per effettuare tutte quante le simulazioni fluidodinamiche.

- **ParaView** è infine stato utilizzato per l'analisi dei risultati; esso è infatti un software per il post-processing di terze parti, compatibile con i file generati con OpenFoam che permette di analizzare grandi quantità di dati con anche la possibilità anche di visualizzarli graficamente in maniera molto semplice e intuitiva. ParaView ci ha permesso, grazie alle sue funzionalità, di estrapolare immagini per ricavare e capire come il fluido evolve nelle varie parti studiate.
- **Microsoft Excel** è stato utilizzato per raggruppare i dati di interesse raccolti nelle differenti parti della tesi e per creare i grafici che riassumessero il lavoro svolto.

1.1 Modellazione fluidodinamica

Alla base della fluidodinamica computazionale si nascondono ovviamente i concetti della fluidodinamica, qui cercheremo di spiegarli brevemente effettuando una trattazione generale e veloce fornendo dei concetti essenziali per contestualizzare il lavoro; per approfondire i concetti è possibile fare riferimento alla letteratura specialistica di fluidodinamica o aereodinamica. Nella fluidodinamica le equazioni che governano il moto dei fluidi sono le Equazioni di Navier-Stokes; esse non sono altro che una riscrittura dei tre principi fondamentali della fisica: conservazione della massa (1.1), seconda legge di Newton, conservazione quantità di moto (1.2) e primo principio della termodinamica, conservazione dell'energia (1.3); formano un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali sotto l'ipotesi di equilibrio termodinamico e devono il loro nome a Claude-Louis Navier e George Gabriel Stokes che le formalizzarono. Sono equazioni che nel caso più generico risultano non lineari e non ammettono quasi mai una soluzione analitica, cioè una soluzione esatta, ma solamente una soluzione numerica. Sono in grado di descrivere anche i moti turbolenti. Qui riportiamo le equazioni di Navier-Stokes complete:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_s}{\partial x_s} \delta_{ij} \right) \right) + \rho g_i \quad (1.2)$$

$$\frac{\partial \rho e_{tot}}{\partial t} + \frac{\partial \rho e_{tot} u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_s}{\partial x_s} \delta_{ij} \right) \right) + u_i \rho g_i \quad (1.3)$$

$$e_{tot} = e + \frac{|\mathbf{u}|^2}{2} \quad (1.4)$$

in coordinate cartesiane: in cui il vettore posizione è $\mathbf{r}=(x,y,z)$ ed il vettore velocità $\mathbf{u}=(u,v,w)$ diventano :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho g_x$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g_y$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g_z$$

Con

:

$$\tau_{xx} = -\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} \right)$$

$$\tau_{yy} = -\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} \right)$$

$$\tau_{zz} = -\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} \right)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = -\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = -\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\frac{\partial \rho e_{tot}}{\partial t} + \frac{\partial \rho e_{tot} u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_s}{\partial x_s} \delta_{ij} \right) \right) + u_i \rho g_i$$

$$e_{tot} = e + \frac{|\mathbf{u}|^2}{2}$$

Nel caso di corrente incomprimibile, le equazioni si riducono a:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho g_x$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g_y$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z$$

Dove con

- ρ rappresenta la densità del flusso;
- p rappresenta la pressione;
- μ è la viscosità dinamica;
- g campo gravitazionale;
- e_{tot} densità di energia totale per unità di massa;
- e energia interna per unità di massa;
- δ_{ij} Tensore di Kronecker;
- T è la temperatura;

Per la loro risoluzione necessitano dell'imposizione di opportune condizioni iniziali e al contorno ma nonostante questo non si giunge ad una soluzione analitica.

Il regime di moto dei fluidi si divide in laminare e turbolento. Il primo si presenta in un ambito molto limitato, è governato dalle forze viscosse ed è costante nel tempo senza miscelamento. Il secondo invece inizia non appena il moto laminare diventa instabile, pertanto nel fluido le forze viscosse non sono in grado di contrastare le forze di inerzia: ne risulta un moto caotico che non segue traiettorie precise. Il passaggio tra un moto e l'altro è definito da un numero adimensionale, ovvero il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

con d diametro della sezione circolare considerata oppure, per sezioni non circolari, diametro idraulico equivalente e v rappresenta la velocità.

A seconda della geometria considerata e della grandezza del numero di Reynolds è possibile sapere quale tipologia di moto si manifesta. Nelle nostre simulazioni e all'interno di una turbina idraulica saremo sempre in condizioni di flusso turbolento.

Quindi, visto che le equazioni del flusso turbolento non sono mai costanti e che non c'è una soluzione analitica alle equazioni di Navier-Stokes per questa situazione fisica, negli anni si sono sviluppati diversi metodi numerici risolvibili con calcolatori:

1. DNS (Direct Numerical Simulation), un modello di simulazione completo, è in grado di risolvere tutte le scale del moto, è molto efficace ma richiede un costo computazionale elevatissimo e per questo non è frequentemente utilizzato.
2. LES (Large Eddy Simulation), un approccio nella quale vengono prese in considerazione solo le scale maggiori del moto e le piccole scale vengono simulate con modelli empirici; è un buon compromesso tra valori e costo computazionale.
3. RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations), il quale prevede la risoluzione delle equazioni mediate alla Reynolds, le quali si basano sul fatto che nell'interesse ingegneristico sono importanti i valori medi delle grandezze del moto (coefficienti di attrito, coefficiente di scambio termico e andamento medio del campo di moto). Questo metodo risulta essere molto utilizzato in quanto i risultati sono accettabili ed ha un costo computazionale inferiore ai due precedenti. Ogni termine del moto turbolento φ è scomposto in un termine mediato nel tempo $\bar{\varphi}$ e in un disturbo φ' . Utilizzando questo metodo abbiamo l'aggiunta di nuove incognite che rendono il sistema sotto determinato, ed è dunque necessario utilizzare un modello di turbolenza per chiudere le equazioni. Ci sono due diverse strategie, ovvero:
 - i modelli a viscosità turbolenta (Eddy Viscosity Models) secondo l'ipotesi di Boussinesq dove gli sforzi turbolenti di Reynolds possono essere riassunti in una viscosità turbolenta μ_t , e nell'approccio più semplice la turbolenza può essere caratterizzata da 2 grandezze soltanto;
 - i modelli RSM (Reynold Stresses Model), modellano separatamente le 6 componenti del tensore di Reynolds, e sono generalmente molto complicati.

I modelli più utilizzati sono quelli a viscosità turbolenta e solitamente presentano 2 equazioni differenziali che consentono di risolvere le equazioni di trasporto; quasi tutti i modelli usano l'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k . Il modello più utilizzato risulta essere lo standard k - ϵ , un modello molto robusto e accurato che abbiamo deciso di utilizzare anche noi nelle simulazioni oggetto di questa tesi. L'altro modello molto utilizzato è il k - ω , dove l'equazione di trasporto del coefficiente di dissipazione turbolenta ϵ viene sostituita da un'equazione del coefficiente di dissipazione specifica ω .

1.2 Algoritmo di risoluzione: SimpleFoam

Per la risoluzione delle equazioni è stato utilizzato il l'algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) un risolutore iterativo utilizzato per risolvere le equazioni di Navier-Stokes per fluidi incomprimibili, per casi stazionari, con modelli turbolenti, con porosità e con anche possibilità analizzare elementi rotanti. L'algoritmo risolve l'equazione della quantità di moto con una approssimazione del campo di velocità e una correzione della pressione a posteriori. Può essere schematizzato in questa maniera:

- 1- Imposizione condizioni iniziali di U e p
- 2- Scelta dello step temporale
- 3- Imposizioni delle condizioni di contorno
- 4- Calcolo dei gradienti di velocità e pressione
- 5- Risoluzione dell'equazione della quantità di moto per ricavare il campo delle velocità intermedie
- 6- Calcolo dei flussi di massa sulle facce delle celle
- 7- Soluzione dell'equazione della pressione per effettuare la correzione
- 8- Correzione delle portate massiche
- 9- Correzione della velocità
- 10- Aggiornamento delle nuove condizioni al contorno
- 11- Ripetizione fino a convergenza dal punto 4

Abbiamo utilizzato questo algoritmo per la maggior parte dei modelli utilizzati, tranne che per il caso del diffusore dove, invece, è stato utilizzato l'algoritmo bouyantSimpleFoam, un algoritmo molto simile, che può essere utilizzato anche per i fluidi comprimibili e che ci permette di impostare il campo dell'accelerazione di gravità, che nel tubo diffusore ha un significativo effetto.

1.3 Griglia di calcolo Mesh

Per risolvere le equazioni differenziali attraverso l'uso di algoritmi e dunque ricavare i campi di velocità e di pressione è necessario avere una griglia di calcolo su cui eseguirli, questa nella fluidodinamica computazione prende il nome di Mesh. Quest'operazione è molto delicata e richiede un elevato sforzo al fine di ottenere un'ottima griglia e dunque una buona simulazione. La griglia di calcolo consiste nella suddivisione del volume del fluido di cui vogliamo fare l'analisi in tanti piccoli volumetti. Possono essere più o meno fitte a seconda della precisione che vogliamo e dal tipo di analisi che effettueremo. Su di essa è poi possibile andare ad imporre le diverse condizioni al contorno. Per ottenere una mesh di buona qualità dobbiamo in linea di massima avere:

- Celle con angoli quanto più possibile di 90°, si devono perciò imporre diverse condizioni di suddivisioni lungo gli assi a seconda delle dimensioni dell'oggetto preso in esame.
- Dimensioni adeguate ai gradienti delle grandezze fluidodinamiche, quindi dovrò avere mesh più fitte con dimensioni inferiori nelle zone dove queste grandezze variano, come possono essere spigoli, restringimenti, cambi di direzione della vena fluida o comunque nelle zone dove imponiamo le condizioni al contorno che influenzano il modello.
- Le dimensioni delle celle devono variare in maniera graduale, bisogna evitare l'adiacenza di più celle con dimensioni molto differenti tra loro.
- Evitare mesh fitte dove non sia necessario, in quanto non fanno altro che aumentare il costo computazionale senza nessun effetto utile.
- OpenFOAM ci permette inoltre di utilizzare delle wall function, che ci aiutano a risolvere le problematiche della turbolenza in prossimità delle pareti, in quanto il loro andamento è prevedibile e ci permette di non dover raffinare in maniera eccessiva la mesh vicino alle pareti.

Abbiamo costruito, per il diffusore e per lo studio del distributore, una mesh tridimensionale mentre nei trafilamenti abbiamo utilizzato dei modelli bidimensionali in quanto la luce del trafilamento di circa 1 mm non era rappresentabile rispetto alle altre due dimensioni. Questo modello 2D risulta comunque ottimale, vista l'assialsimmetria del fluido, che ci aiuta a ridurre molto il costo computazionale mantenendo alta l'affidabilità dei risultati. Nei modelli tridimensionali invece, per ridurre i costi computazionali, abbiamo sfruttato la simmetria dei modelli. In questo lavoro di tesi abbiamo inoltre avuto un vincolo dal software sul numero totale delle celle presenti in una singola mesh. I risultati ottenuti saranno quindi affetti, come d'altronde in qualsiasi simulazione numerica, di una certa imprecisione, ma ci permetteranno comunque di effettuare delle importanti valutazioni.

Capitolo 2- Il settore idroelettrico

2.1 Energia elettrica rinnovabile

L'energia elettrica è una forza energetica molto duttile ed è alla base dello sviluppo economico di un paese, oramai quasi tutti gli oggetti con cui siamo in contatto ogni giorno necessitano di questa. La sua produzione è, però, ancora legata in larga scala ai combustibili fossili, come il petrolio, il carbone, il gas naturale o da fonte nucleare; e solo per una parte è prodotta da fonti rinnovabili. L'impiego di combustibili fossili, oltre a creare forti dipendenze verso i Paesi più ricchi che hanno il controllo dei giacimenti, ha portato a forti emissioni di inquinanti in atmosfera che, oltre a peggiorare le qualità dell'aria, ha provocato il riscaldamento globale della Terra a causa dell'effetto serra dalla CO₂. Per cercare di attenuare questo grande problema, i Paesi hanno incentivato la produzione di energia da fonte rinnovabile. L'Unione Europea in particolare con il piano 20-20-20, ha posto come obiettivo quello di contrastare i cambiamenti climatici e promuovere l'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili attraverso degli obiettivi vincolanti per i paesi membri, il piano prevede la riduzione delle emissioni del 20% dei gas serra, alzare la quota di energia prodotta dalle fonti rinnovabili al 20% e portare al 20% il risparmio energetico, entro il 2020. Per raggiungere questi obiettivi e per poter pensare ad un mondo più sostenibile le fonti rinnovabili hanno un ruolo di primaria importanza e il miglioramento dei rendimenti della macchina è uno dei possibili passi da effettuare. Per quanto riguarda il contesto italiano, al 2016, la produzione di energia da fonte rinnovabile si è attestata al 17,41%, in lieve calo rispetto all'anno precedente, 17,53%. L'obiettivo posto per l'Italia al 17% dall'UE per il 2020 è dunque già stato raggiunto con qualche anno in anticipo. Prendendo in considerazione solo la produzione di energia elettrica, escludendo dunque il settore termico e quello dei trasporti, la quota di produzione da fonte rinnovabile raggiunge il 37% sulla totale. Siamo passati da una quota dal 16% al 37% nell'arco di poco più di dieci anni, grazie ad una grande incentivazione. La figura 2.1 mostra l'evoluzione del FER elettrico dal 2003 sino al 2016. Possiamo vedere come fino a circa il 2008, la produzione di energia da fonte rinnovabile sia data esclusivamente dalla fonte idraulica, mentre in seguito lo sviluppo e l'incentivazione della fonte solare, eolica e delle bioenergie, ha portato ad un rapido sviluppo di questi tre settori, i quali hanno portato un notevole aumento dell'energia rinnovabile prodotta con anche una diversificazione delle fonti. L'energia idraulica in questo ultimo decennio è rimasta pressoché costante e le sue variazioni sono date praticamente solo dai fattori climatici che ne influenzano le produzioni annuali. Nonostante nel 2016 la produzione sia stata molto esigua a causa delle poche precipitazioni, essa rimane comunque la fonte FER di maggior rilievo nel nostro paese. Con i suoi 42432 GWh rappresenta ancora il 39% della totale, dove però fino al 2008 ne rappresentava il 70-75 %. Il fotovoltaico ha avuto una enorme crescita dal 2010 in poi grazie ad una grande incentivazione che la

rendevano un investimento molto remunerativo; mentre ora dove non è più presente questa forte incentivazione, lo sviluppo si è arrestato; nell'ultimo anno ha addirittura registrato un calo nella produzione, dovuto al minor irraggiamento e ad un piccolo calo di rendimento degli impianti. Il settore eolico invece è ancora in grande crescita e nel 2016 la sua produzione ha avuto un incremento del 19% raggiungendo così 17.689 GWh. Il settore del geotermico per la produzione elettrica è sostanzialmente costante, dato dall'impianto di Larderello. La produzione da bioenergie è pari a 19.509 GWh, anch'esso ha avuto un considerevole aumento nell'ultimo decennio, in particolare grazie alla produzione di biogas e il suo successivo utilizzo nei turbogas.

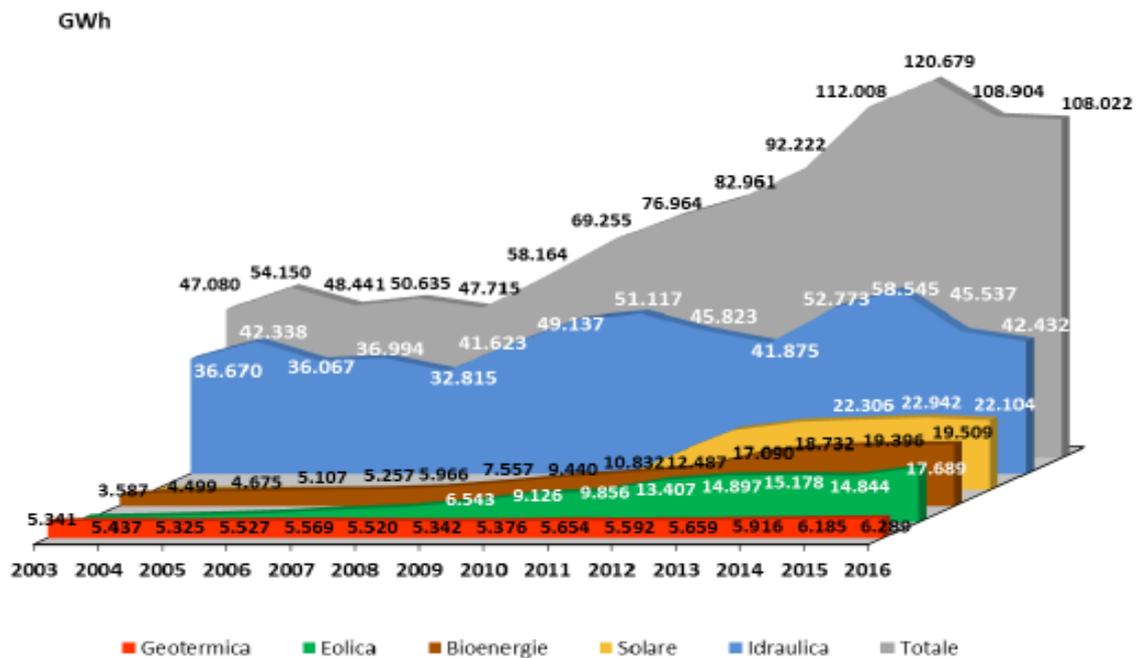


Figura 2.1: Evoluzione della produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile in Italia, dati espressi in GWh (immagine elabora fonti Terna e recapitata sul sito del GSE)

2.2 L'idroelettrico

Come appena visto nel paragrafo precedente, la fonte rinnovabile che ancora oggi ci fornisce la più grande produzione di energia elettrica è quella idraulica. Cosa che spesso passa in secondo piano a favore di un maggior interesse verso l'eolico e verso la produzione di biogas. Ma questa fonte che sfruttiamo oramai già da più di un secolo è ancora fondamentale, essa infatti viene utilizzata per sopperire ai picchi giornalieri di energia elettrica, grazie alla sua grande velocità di regolazione. Il parco impianti italiano è tendenzialmente molto datato, perciò è possibile intervenire per migliorare i rendimenti di questi impianti.

La fonte idroelettrica risente molto delle precipitazioni e dei cambiamenti climatici, per questo motivo è stata introdotta la Direttiva Europea 2009/28/CE che prevede, ai fini del calcolo della quota

di energia da fonte rinnovabile, che il contributo dell'energia prodotta da fonte idraulica debba essere considerato applicando una formula di normalizzazione al fine di limitare l'influenza degli effetti climatici. Questa formula tiene conto della produzione e della potenza installata degli ultimi 15 anni, distinguendo tra apporti naturali e impianti di pompaggio misto.

$$Q_{N(norm)} = C_N^{AP} \cdot \frac{\left[\sum_{i=N-14}^N \frac{Q_i^{AP}}{C_i^{AP}} \right]}{15} + C_N^{PM} \cdot \frac{\left[\sum_{i=N-14}^N \frac{Q_i^{PM}}{C_i^{PM}} \right]}{15}$$

Dove:

N= rappresenta l'anno di riferimento

$Q_{N(norm)}$ = elettricità rinnovabile normalizzata generata da tutte le centrali idroelettriche dello Stato
Membro nell'anno N

Q_i = quantità di elettricità effettivamente generata in GWh escludendo la produzione dalle centrali di pompaggio che utilizzano l'acqua precedentemente pompata a monte

C_i = potenza totale installata in MW

AP= impianti da Apporti Naturali

PM= impianti da Pompaggio Misti.

Grazie a questa formula possiamo notare che la produzione normalizzata negli anni sta continuando ad aumentare, anche se in maniera molto lieve, figura 2.2. La produzione normalizzata del 2016 risulta aumentata dello 0,6% rispetto a quella del 2015, mentre risulta essere maggiore del 8,9% rispetto all'effettiva produzione, il che ci indica che è stato un anno con davvero poche precipitazioni.

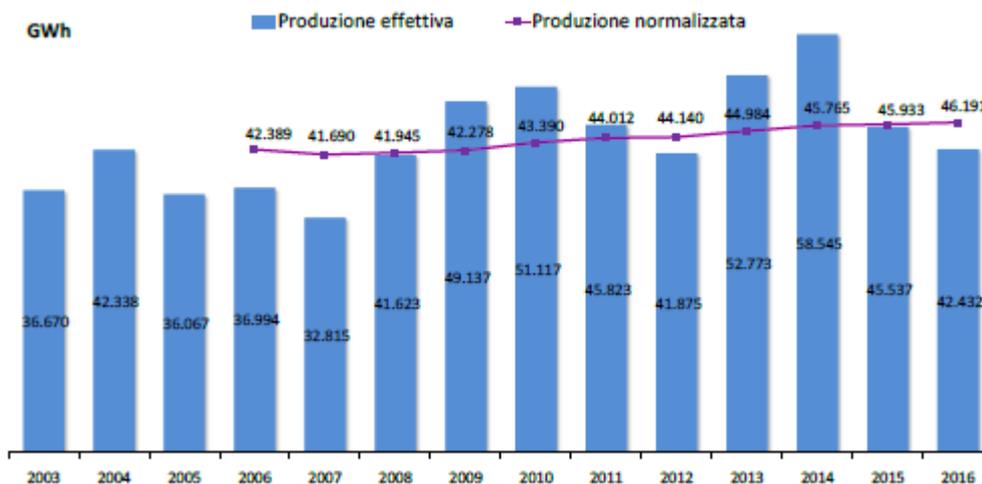


Figura 2.2: evoluzione della produzione di energia idroelettrica dal 2003 al 2016, differenziando la produzione effettiva colonne in blu e la produzione normalizzata linea viola (fonte dati Terna e elaborato da GSE)

2.2.1 Classificazione impianti

Gli impianti idroelettrici possono essere suddivisi in diverse tipologie in base a diversi fattori come la potenza elettrica installata dell'impianto, che ci fornisce un quadro sulle dimensioni degli impianti in questione, la capacità di accumulo della risorsa idrica o a seconda del salto disponibile.

2.2.1.1 Potenza elettrica installata

La suddivisione a seconda della potenza elettrica installata ci permette di capire com'è formato il parco impianto italiano della fonte idraulica, inoltre ci fa capire l'incidenza che hanno certi impianti rispetto al totale.

La potenza elettrica installata degli impianti idroelettrici rappresenta il 36% di quella relativa all'intero parco impianti rinnovabili, ma contribuisce per più del 40% alla produzione da fonte rinnovabile.

Il numero di impianti idroelettrici, escludendo gli impianti di pompaggio puro, che risultano in esercizio in Italia alla fine del 2016 sono 3.920; come si può notare da questi dati abbiamo un elevato numero di impianti dalle dimensioni inferiori al singolo MW installato, i quali però hanno un effetto molto basso sia sulla potenza installata che sulla produzione totale di energia, mentre i grossi impianti sono solamente 303.

Classi di potenza	n°	Potenza (MW)	Energia (GWh)
P ≤ 1 MW	2.745	769	2.639
1 MW < P ≤ 10 MW	872	2.626	8.175
P > 10 MW	303	15.246	31.618
Totale	3.920	18.641	42.432

Fonte: Terna.

Tabella 2.1 mostra la composizione del parco italiano del settore idroelettrico, suddiviso a seconda della potenza dell'impianto, in piccolo, medio e grande idroelettrico

Da qui possiamo notare come la quasi totalità dell'energia elettrica prodotta dalla fonte idraulica sia data dagli impianti di grande dimensione. Nel corso del 2016 la produzione da fonte idraulica è stata ammonta a 42.432 GWh, pari al 39% della produzione totale da fonti rinnovabili. Il 75% dell'elettricità generata dagli impianti idroelettrici è stata prodotta da impianti di potenza superiore a 10 MW, il 19% da quelli di potenza compresa tra 1 e 10 MW e il restante 6% da impianti di piccola dimensione.

Classi di potenza (MW)	2015		2016		2016 / 2015 Variazione %	
	n°	MW	n°	MW	n°	MW
P ≤ 1 MW	2.536	722,8	2.745	769,0	8,2	6,4
1 MW < P ≤ 10 MW	854	2.575,3	872	2.626,0	2,1	2,0
P > 10 MW	303	15.245,1	303	15.246,0	0,0	0,0
Totale	3.693	18.543,3	3.920	18.641,0	6,1	0,5

Fonte: Terna.

Tabella 2.2: variazione del parco idroelettrico italiano tra 2015-2016

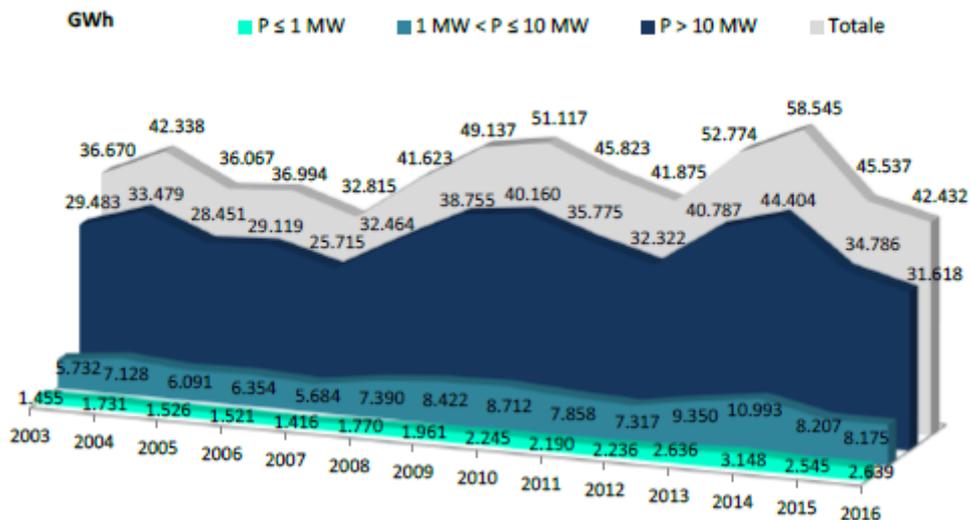


Figura 2.3: evoluzione della produzione di energia elettrica suddivisa secondo le tre taglie di impianto, piccolo, medio grande idroelettrico

Dalla tabella 2.2 possiamo notare come lo sviluppo dell'idroelettrico nell'ultimo anno sia dato esclusivamente dalle installazioni di piccoli impianti idroelettrici con potenza anche molto inferiori al singolo MW. Questo andamento è stato simile anche in questi ultimi decenni, infatti nel territorio italiano questa risorsa è già stata sfruttata quasi totalmente, la grande crescita di questo settore è avvenuta nel primo novecento e successivamente nel boom economico degli anni 60'. I piccoli impianti, soprattutto ad acqua fluente, rappresentano praticamente l'unica possibilità di investimento in questo periodo, grazie al minor impatto ambientale che provocano. Questi impianti prendono il nome di mini-hydro, necessitano di piccoli investimenti e grazie agli incentivi possono essere molto remunerativi per i piccoli investitori privati.

Il settore del grande idroelettrico è invece in una situazione di stallo, perché le grandi derivazioni di acqua sono già tutte sfruttate e risulta difficile trovare nuovi siti interessanti, visto anche il grande impatto ambientale che provocano. Inoltre, le vecchie concessioni di acqua attualmente in uso nei grandi impianti, in possesso di grandi produttori idroelettrici come ENEL, Edison, CVA, A2A; derivano per la maggior parte delle concessioni ENEL della seconda metà del Novecento e andranno in scadenza nel 2029. Questa scadenza molto prossima e una mancanza di chiarezza su come si evolverà la situazione delle concessioni di acqua ha frenato l'evoluzione e l'ammmodernamento delle centrali. Negli ultimi anni si è più propensi ad effettuare operazioni manutentive al fine di mantenere in efficienza gli impianti attraverso piccoli medi investimenti ammortizzabili in brevi periodi, come la sostituzione di giranti, rifacimenti parziali o revisioni di macchinari elettrici. Sono state inoltre prorogate fino al 2029, alcune concessioni d'acqua già scadute da qualche anno, questo ha privato

l'ingresso di nuovi investitori nel settore idroelettrico e fermato questo mercato per altri dieci anni lasciando ancora tutto nelle mani dei grossi colossi elettrici.

2.2.1.2 Capacità di accumulo

Gli impianti idroelettrici possono essere suddivisi in base alla capacità di accumulo creata dalle opere di sbarramento; abbiamo dunque tre tipologie di impianto suddivisi secondo la durata dell'invaso:

- impianti a serbatoio, hanno durata di vaso maggiore o uguale a 400 ore
- impianti a bacino, maggiore di 2 ore e minore di 400
- impianti ad acqua fluente, sono quelli che vengono posizionati sui corsi d'acqua e generalmente non hanno serbatoio o hanno un serbatoio con una durata di vaso minore di 2 ore

Le prime due tipologie possono anche definirsi ad accumulo o a deflusso regolato; il funzionamento di questi si basa sulla presenza di un bacino idrico che può essere di origine naturale o artificiale, infatti spesso sono bacini naturali in cui viene incrementata la capienza attraverso sbarramenti e dighe. L'acqua viene convogliata attraverso delle condotte forzate fino alla centrale dove avviene la conversione in energia elettrica grazie all'accoppiamento di una turbina idraulica con un generatore elettrico. Questa tipologia di impianto permette un controllo sul flusso dell'acqua e riesce a regolarne il deflusso in base alle diverse esigenze durante determinate ore della giornata; per questo motivo gli impianti di questa tipologia solitamente vengono utilizzati per andare a coprire i picchi di domanda di energia durante la giornata. Questo grazie alla elevata velocità di regolazione dell'impianto che nell'arco di un breve periodo può passare da fermo a pieno carico. Le centrali di questa tipologia hanno potenze molto elevate ma richiedono la costruzione di grosse opere civili che hanno un forte impatto ambientale che non deve essere trascurato. In alcuni casi vengono sfruttati questi bacini come dei veri e propri accumulatori di energia, pompando l'acqua da valle a monte nelle ore notturne dove la richiesta è bassa per poi averla a disposizione nelle ore di punta: essi prendono il nome di impianti di pompaggio. Questi non vengono però tenuti in considerazione nel calcolo delle fonti rinnovabili in quanto l'energia elettrica utilizzata per il pompaggio può in parte provenire anche da fonti fossili.

Gli impianti idroelettrici ad acqua fluente invece sfruttano la portata naturale di un corso d'acqua, la quale viene prelevata e fatta confluire in un bacino di carico mediante canali a pelo libero anche molto lunghi e successivamente, tramite una o più condotte forzate, raggiunge la centrale idroelettrica; dopo il passaggio in turbina l'acqua viene scaricata grazie ad un canale di scarico nel corso d'acqua. La potenza elettrica che può essere prodotta negli impianti ad acqua fluente dipende, quindi, dalla portata d'acqua del corso dove sono installati, a meno del DMV deflusso minimo vitale

che bisogna rilasciare nel corso d'acqua dove avviene il prelievo d'acqua. Il DMV è definito come "il deflusso che, in un corso d'acqua, deve essere presente a valle delle captazioni idriche al fine di mantenere vitali le condizioni di funzionalità e di qualità degli ecosistemi interessati". Nelle derivazioni idroelettriche questo limita la produzione elettrica e in certi periodi dell'anno può anche portare alla chiusura totale delle centrali. La figura 2.4, ci mostra la produzione di energia elettrica suddivisa secondo queste tipologie di impianto appena descritte.

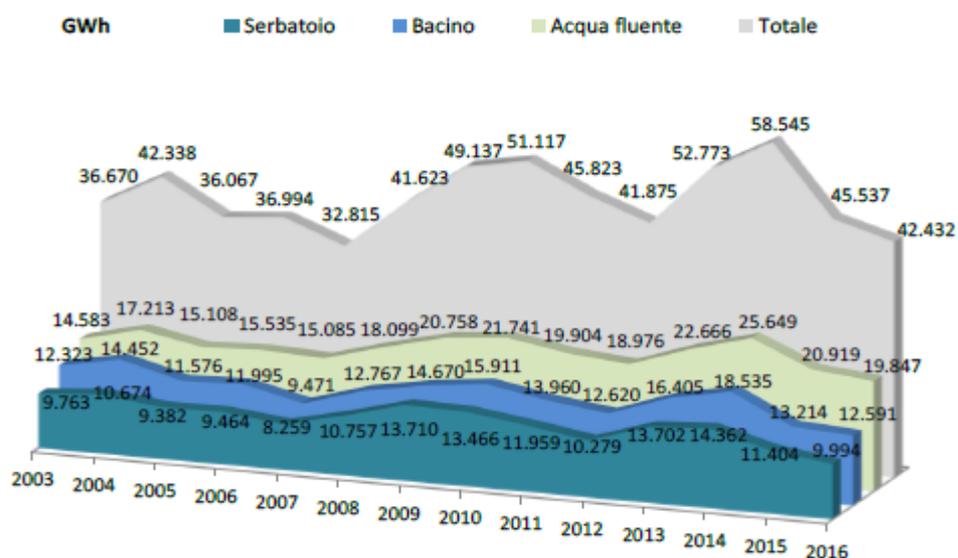


Figura 2.4: evoluzione nella produzione idroelettrica suddivisa secondo la tipologia di accumulo dell'impianto, e in grigio l'energia elettrica totale prodotta da fonte idraulica

È possibile notare come in Italia la produzione idroelettrica è e è sempre stata prodotta da impianti ad acqua fluente. Nel 2016, il 46,8% della produzione da fonte idraulica complessiva è stata generata da questi, nonostante la loro potenza installata rappresenti soltanto il 29,1% della totale. Gli impianti a serbatoio sono quelli che presentano la maggiore taglia media dell'impianto.

2.2.1.3 Classificazione in base al salto

Un'altra classificazione degli impianti idroelettrici può essere fatta in considerazione del salto idraulico a disposizione da parte della turbina, cioè la differenza tra la quota in cui viene svasata la risorsa idrica e la quota dopo viene restituita dopo il passaggio in turbina. Secondo questa classificazione, gli impianti si possono suddividere in 3 classi:

- ad alta caduta, con salti disponibili oltre i 150m;
- a media caduta, con salti tra i 10m e i 150m;
- a bassa caduta, con salti inferiori a 10m

Gli impianti ad alta e media caduta solitamente sono composti da uno sbarramento per avviare l'acqua all'opera di presa per poi portarla alla vasca di carico attraverso un canale di derivazione, da

qui successivamente fino alla turbina utilizzando una condotta forzata. Grazie all'elevato salto, questi impianti riescono ad avere potenze elevate anche con piccole portate d'acqua. Gli impianti a bassa caduta sono invece realizzati sull'alveo del fiume, la loro forza sta nelle grandi portate "turbinate" (200 m³/s). L'impianto può essere senza canale derivatore, tipico degli impianti ad acqua fluente, dove la portata coincide in ogni istante con quella disponibile, ed è composto da uno sbarramento a traversa mobile mentre la centrale si trova su uno dei lati della traversa in prossimità della sponda. Dal lato opposto deve essere prevista una scala dei pesci per mantenere intatto il ciclo vitale della fauna ittica e se necessario una conca di navigazione.

2.3 Idroelettrico in Valle d'Aosta e ruolo di C.V.A. S.p.A.

Il settore idroelettrico in Valle d'Aosta ha avuto, come in tutta Italia, un grande sviluppo agli inizi del secolo scorso, e ha ormai raggiunto la quasi saturazione del mercato a meno dei piccoli impianti. Vengono sfruttati tutti i corsi d'acqua più importanti presenti nelle valli laterali e ovviamente anche la Dora Baltea, immissario dove tutti i corsi d'acqua secondari confluiscono sul fondo valle.

Il territorio valdostano si trova per circa l'80% oltre i 1500 metri, e ancora per un 30% oltre i 2500 metri di altitudine; questo garantisce la presenza di nevai e di ghiacciai, che regolano i deflussi idrici, nonostante il loro sensibile ritiro degli ultimi decenni. La portata dei torrenti in primavera aumenta sino a dieci volte rispetto al livello di secca invernale. L'apporto annuo di acqua in Dora di origine glaciale è di circa un miliardo di metri cubi, ossia un terzo del deflusso totale del fiume. Il bacino imbrifero della Valle coincide con il corso della Dora Baltea e dei suoi sedici affluenti principali. La morfologia del territorio valdostano permette quindi un ottimo sfruttamento della risorsa idroelettrica, grazie alla continuità di acqua durante le stagioni e alla possibilità di poter sfruttare grandi salti. La fonte idraulica in Valle d'Aosta riveste dunque un ruolo fondamentale, c'è una presenza massiccia di centrali sia di piccole che di grande dimensioni che sono perfettamente integrate con il territorio.

La C.V.A. S.p.A. ovvero Compagnia Valdostana delle Acque - Compagnie Valdôtaine des Eaux S.p.A. l'azienda che mi ha permesso di svolgere in collaborazione con loro questo lavoro di tesi, nasce negli anni 2000, a seguito di una operazione finanziaria della Regione Valle d'Aosta, tramite Finaosta S.p.A. per l'acquisizione di 26 impianti presenti sul territorio regionale di ENEL, 18 lungo corsi d'acqua delle valli laterali e 8 lungo la Dora Baltea, compresa la centrale di Quincinetto, posta in provincia di Torino ma con opera di presa ancora in Valle d'Aosta. Con questa scelta lungimirante la Regione Autonoma Valle d'Aosta, tramite CVA S.p.A., ha l'opportunità di valorizzare le risorse idriche valdostane nel pieno rispetto del territorio e con la possibilità di essere protagonista nel futuro sviluppo del settore elettrico. Lo sviluppo dell'azienda è proseguito negli anni successivi con l'acquisizione di altre centrali

idroelettriche inoltre ha diversificato anche la produzione, acquisendo impianti fotovoltaici e eolici. La produzione di energia elettrica da fonte idraulica rimane però, ancora oggi, la fonte principale di introiti. Il Gruppo CVA conta sul territorio valdostano 32 centrali idroelettriche con una potenza nominale complessiva di 933 MW, di cui: diciotto di tipo fluente, nove a bacino e cinque a serbatoio, che compongono il parco impianti con una produzione annuale di circa 3,2 miliardi di kWh esclusivamente ricavata da “energia pulita”. Per la maggior parte sono impianti di grande dimensione con una grande rilevanza anche a livello nazionale, come le centrali di Avise e Valpelline, due impianti a serbatoio, che coi i rispettivi 126 MW e 130 MW di potenza elettrica installata, sono inseriti nel piano di riaccensione della rete elettrica a 220 kV nel caso di blackout totale; sfruttano entrambe salti di più di 950 metri prelevando acqua dalle rispettive dighe di Beauregard nel comune di Valgrisenche (AO) e di Place Moulin nel comune di Bionaz (AO) grazie a vari gruppi di turbine Pelton. Dalla figura 2.5 è possibile vedere la disposizione del parco impianto idroelettrico del gruppo C.V.A. S.p.A. nella regione Valle d’Aosta divisi in base alla tipologia di impianto.

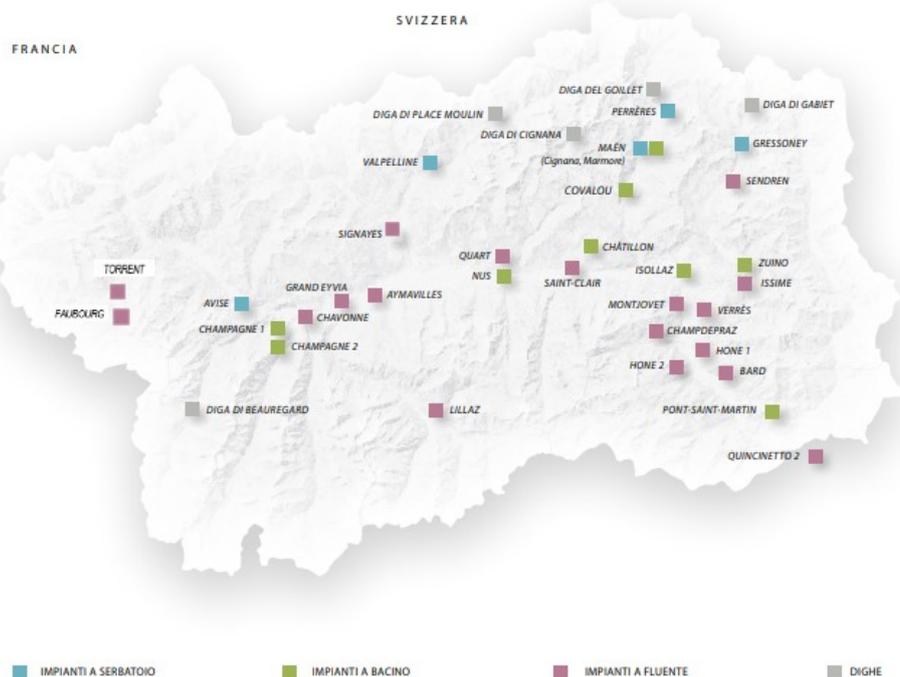


Figura 2.5: disposizione sul territorio valdostano del parco impianto idroelettrico di C.V.A. S.p.A. con suddivisione a seconda della capacità di accumulo, in blu sono mostrati i 5 impianti a serbatoio e che sfruttano a loro volta uno sbarramento artificiale mostrato in grigio sulla mappa, in verde sono mostrati gli impianti a bacino e in viola i 18 impianti ad acqua fluente; tra questi è presente l'impianto di Montjovet che sarà oggetto di questa tesi.

2.4 Funzionamento impianto idroelettrico

Un impianto idroelettrico sfrutta l'energia potenziale gravitazionale che possiede una portata d'acqua che si trova ad una certa quota rispetto a dove sono posizionate le turbine; l'impianto può essere semplificato in questa maniera:

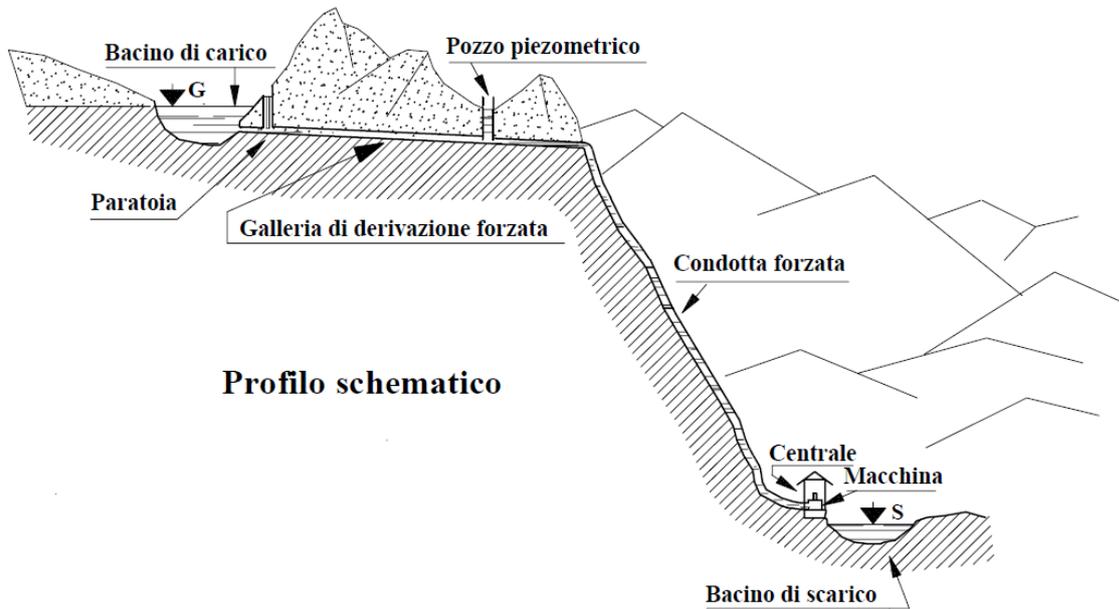


Figura 2.7: profilo schematico di un impianto idroelettrico, si può vedere come ci sia un bacino di carico e uno di scarico, la presenza di una galleria di derivazione o forzata o a pelo libero, la condotta forzata e infine la centrale in cui sono presenti tutte le macchine per la conversione energetica.

L'acqua, contenuta in un bacino a monte, viene trasferita prima con un canale e poi con delle condotte forzate fino nei pressi della turbina idraulica, che ne sfrutta tutta l'energia geodetica per produrre energia meccanica all'asse e infine la scarica in un bacino a valle. L'energia meccanica ricavata viene convertita in energia elettrica grazie al generatore elettrico calettato sull'albero della turbina. L'energia elettrica prodotta viene successivamente messa in rete.

Gli elementi che la compongono un impianto idroelettrico sono:

- opere di captazione, servono per raccogliere le acque che alimentano l'impianto, possono essere dighe di sbarramenti, paratoie e vanno a formare un bacino di carico
- opere di presa, le quali servono ad immettere le acque nel canale derivatore, servono a regolare la portata e presentano dunque organi di chiusura e regolazione; possono comprendere anche dispositivi per la rimozione di detriti trasportati dall'acqua, sghiaiatore e dissabbiatore.
- Opere di derivazione, hanno la funzione di trasportare l'acqua con un lieve pendenza dal punto di presa fino alla vasca di carico o pozzo piezometrico a seconda del tipo di impianto, cercando di mantenere un salto elevato e con una condotta forzata breve e quasi verticale.

- Condotte forzate, servono a portare l'acqua dal pozzo piezometrico o dalla vasca di carico fino alla turbina, in pressione, cercando di ridurre al minimo le perdite di carico.
- Centrale, è il luogo dove sono presenti i vari macchinari di conversione dell'energia (idraulica) da potenziale gravitazionale fino all'energia elettrica; la turbina idraulica, alternatore, trasformatore e tutti i vari servizi ausiliari di automazione e controllo.
- Opere di restituzione o di scarico, convogliano le acque dallo scarico della turbina fino alla reimmissione nell'alveo del fiume o ad una successiva opera di presa.

2.5 Turbina idraulica

La turbina idraulica è la macchina motrice che converte l'energia potenziale dell'acqua in energia meccanica all'albero. È costituita da un organo fisso (distributore) e da un organo mobile (girante) movimentato dall'acqua. La parte fissa ha il compito di indirizzare il fluido in modo da impattare sulle pale dell'organo rotante in maniera da ridurre il più possibile urti e perdite per attrito. Inoltre il distributore funge come organo di regolazione: variando le luci delle sezioni di passaggio si riesce meglio a seguire le variazioni di portata. La girante ha la funzione di trasferire l'energia del fluido all'albero della macchina.

Il settore dell'idroelettrico sfrutta delle tecnologie molto mature che ha visto prevalere alcune turbine; la scelta fra quale di queste debba essere utilizzata dipende essenzialmente dal salto idraulico e dalla portata d'acqua resa disponibile dal sito. Si suddividono in due grandi categorie:

- Turbine ad azione
- Turbine a reazione

Dipendono essenzialmente dal luogo in cui avviene la trasformazione da energia di pressione ad energia cinetica. Nelle turbine ad azione la variazione di quota piezometrica è trasformata completamente in energia cinetica all'interno del distributore. La girante opera a pressione atmosferica e il getto d'acqua che esce dagli ugelli del distributore ne investe solo una parte periferica (ammissione parziale). L'unica macchina di questo tipo che si è affermata nelle applicazioni pratiche è la turbina Pelton. Essa presenta un certo numero di pale a doppio cucchiaio che vengono investite dal getto d'acqua; il flusso d'acqua, grazie al profilo della pala, cambia di direzione e ne fa nascere una forza che fa ruotare la turbina. Il distributore consta di un tubo introduttore, che reca all'estremità un ugello nel quale la corrente viene accelerata fino a raggiungere la velocità $v = \varphi \sqrt{2gH}$; con φ si rappresentano eventuali perdite di attrito presenti. Nell'interno del tubo introduttore si trova la spina, che spostandosi assialmente varia la sezione di uscita e quindi la portata, essendo la velocità praticamente costante in quanto funzione del salto (a meno di una piccola variazione del coefficiente di efflusso dovuta al diverso grado di strozzamento

della portata φ). Possono esserci più ugelli, fino ad un massimo di 6 che dunque vanno a colpire più pale contemporaneamente e aumentano la coppia generata. Il getto che fuoriesce dal distributore colpisce la pala della girante nella mezzeria (NOTA: solo nella condizione di riferimento), tangenzialmente al cerchio dei getti di diametro D . La pala devia la corrente e, a causa della variazione della quantità di moto, riceve una spinta che mantiene la girante in rotazione. Le pale sono calettate su un disco solidale all'albero rotante che trasmette coppia e potenza ad un utilizzatore.

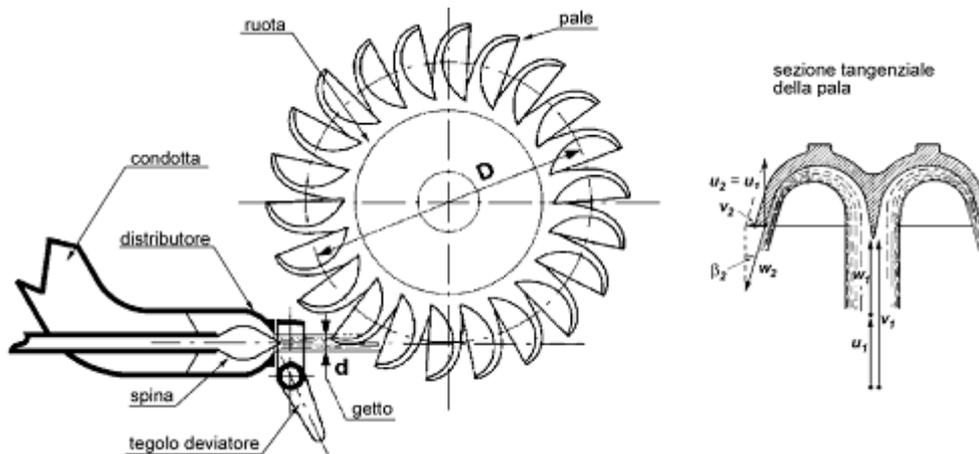


Figura 2.8: schema di funzionamento di una turbina Pelton ad azione, è possibile vedere come l'acqua in arrivo dalla condotta venga direzionata verso la ruota Pelton, regolata la portata attraverso la spina. Sulla destra è possibile vedere il dettaglio della forma delle pale a doppio cucchiaio

Viene utilizzata per grandi salti, in genere tra i 200m e 1200m e con portate relativamente piccole, sono molto utilizzate qui in Italia nei bacini idroelettrici alpini. Nell'azienda C.V.A S.p.A. ci sono infatti vari esempi, la centrale di Sendren presenta un salto lordo di 193m con una portata fino a 6m³/s, mentre la centrale di Valpelline presenta un salto lordo di 968 m con 2 turbine Pelton con una portata derivabile totale di 16 m³/s o anche la centrale di Lillaz con un salto lordo di 216 m e una portata di soli 0,6 m³/s.

Nelle turbine a reazione la trasformazione in energia cinetica avviene in parte nel distributore e la restante nella girante. Sono installate in condotti pressurizzati e dunque anche la girante lavora in pressione. Il liquido viene direzionato nelle pale della girante grazie ad una serie di palettature fisse (distributore) che possono essere regolate in funzione della portata. In questo caso avremo una ammissione totale, cioè l'acqua investe completamente la girante lungo l'intera periferia. L'acqua agisce sulle pale sia cambiando direzione sia creando una differenza di pressione attraverso la pala, incrementando quindi la forza generata contro la pala rispetto al caso a pressione costante. All'uscita della girante è presente un condotto divergente che ha lo scopo di recuperare parte dell'energia cinetica ancora posseduta dal fluido.

Possono esserci turbine radiali, a flusso misto e a flusso assiale; in questo caso si sono affermate per lo più due macchine: la turbina Francis e la turbina Kaplan.

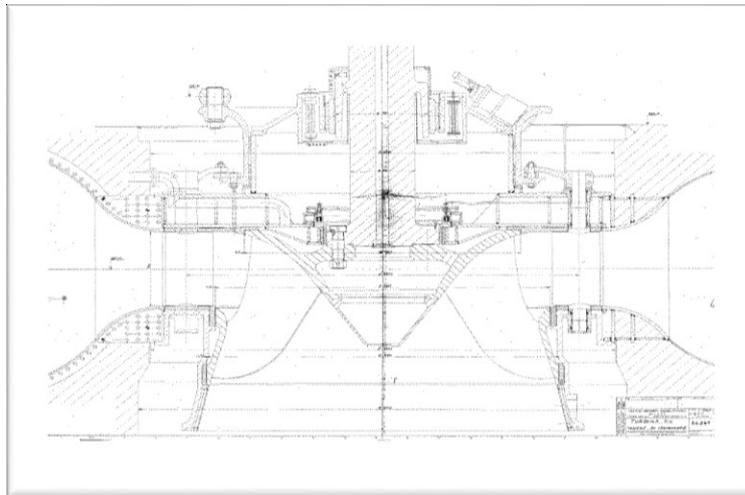


Figura 2.9 sezione della turbina Francis di Montjovet

La turbina Francis ha un ampio campo di applicazione e predilige salti medi con portate medio grandi, solo il distributore presenta delle pale regolabili per incanalare l'acqua e evitare il distacco della vena fluida, il suo funzionamento sarà analizzato più nel dettaglio nel capitolo 3.

La turbina Kaplan è una turbina assiale, adatta per piccoli salti, in impianti ad acqua fluente con portate elevate. Non è nemmeno presente la condotta forzata e l'acqua arriva in turbina per mezzo di un canale. Le pale della girante sono sempre regolabili, mentre quelle del distributore possono essere fisse o regolabili. Questa doppia regolazione sia del distributore che delle pale permette di ottenere sempre rendimenti molto elevati, ma implica anche una maggiore complessità di macchina. Le Kaplan sono sempre ad asse verticale, quando sono costruite con l'asse orizzontale, il generatore viene racchiuso in un involucro stagno a profilo idrodinamico immerso nel flusso d'acqua e prendono il nome di gruppi a bulbo.

La figura 2.10 ci fornisce una indicazione di massima di quale turbina scegliere in funzione del salto e della portata. Come si può osservare la scelta del tipo di turbina più adatto al sito d'installazione non dipende dal valore assoluto di salto e portata, ma dal rapporto tra di essi.

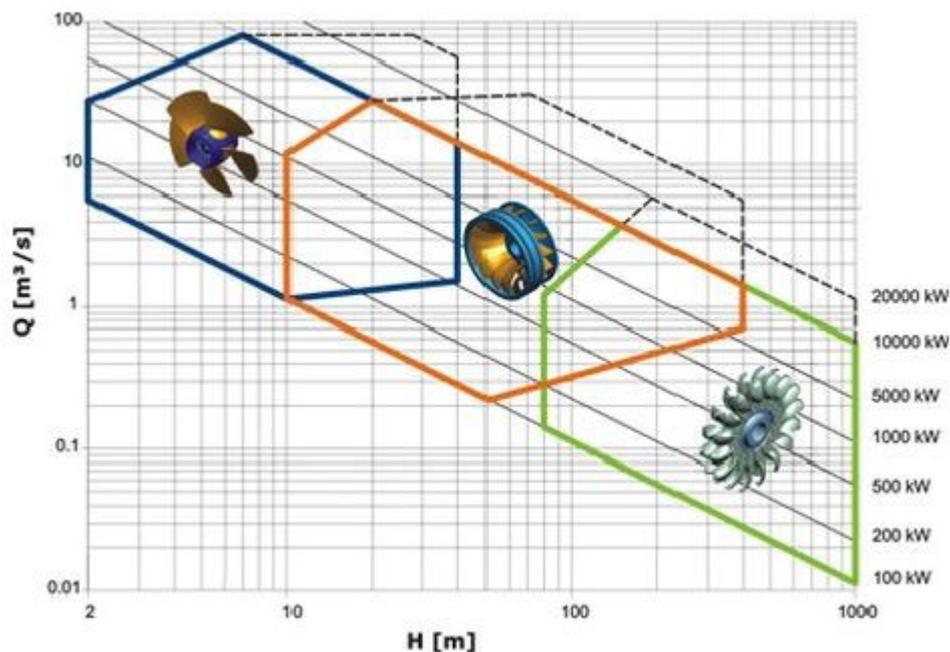


Figura 2.10 indicazione di massima sulla scelta di quale turbina utilizzare tra le tre turbine idrauliche di maggior interesse (Pelton, Francis e Kaplan) in funzione del salto idraulico disponibile H in m e della Portata Q in m^3/s , è inoltre possibile valutare anche la potenza che dovrebbe avere l'impianto.

Un criterio che meglio soddisfa la scelta del tipo di turbina da utilizzare in un impianto viene fatto grazie all'utilizzo di un parametro adimensionale: numero di giri caratteristico n_c

$$n_c = n \cdot \frac{\sqrt{P_m(KW)}}{H^{1.25}}$$

Questa formula è molto utile tiene in considerazione vari fattori ed in particolare il rapporto tra portata e salto di cui si è accennato in un solo numero:

n espresso in giri al minuto, sono i numeri di giri della nostra macchina, i quali devono ovviamente essere uguali alla velocità di rotazione del generatore elettrico calettato sullo stesso albero. Questa velocità di rotazione è imposta in parte dalla rete elettrica e dal numero di poli della nostra macchina, parametro che invece, in un impianto nuovo, può essere scelto per ottimizzare il rapporto tra costi e benefici tecnici legati alle prestazioni della macchina. $n = \frac{60 \cdot f}{p}$ dove f è la frequenza di rete (50Hz in europa) e p sono le coppie polari dell'alternatore.

P_m espressa in kW è la potenza meccanica ricavabile dal nostro sito, è scelta nella maniera di avere un impianto il più redditizio possibile, facendo un bilancio tra i costi di costruzione e costo di esercizio e i successivi utili ricavabili in quel sito e valutando bene la portata nominale da poter turbinare.

H in metri, è il salto netto che abbiamo nel nostro sito

Il numero di giri caratteristico di una turbina coincide con il numero di giri al minuto che compirebbe un'altra turbina geometricamente simile a quella data, capace di erogare la potenza utile di 1 kW utilizzando un salto netto di 1 m.

Grazie alle leggi di similitudine è stata costruita una tabella che a seconda del n_c ci fornisce il tipo di turbina più adatto per le caratteristiche del nostro impianto

Valori n_c	Tipo di turbina	Salto H (m)
10÷30	Pelton a 1 getto	2000÷200
17÷42	Pelton a 2 getti	
24÷70	Pelton a 4 getti	
70÷100	Francis Lenta	400÷240
100÷200	Francis normale	240÷90
200÷450	Francis veloce	90÷30
400÷1000	A elica-Kaplan	30÷5

Tabella 2.3 la tabella ci mostra a seconda del numero caratteristico della macchina idraulica, quale sia la tipologia di turbina più adatta da utilizzare.

2.6 Analisi del rendimento della macchina idraulica

Ora andremo a fare un'analisi del macchinario principale dell'impianto: la turbina idraulica.

In una macchina idraulica avremo densità praticamente costante e, in condizioni di moto permanente, possiamo applicare il primo principio della Termodinamica in forma meccanica, ottenendo il lavoro interno pari a:

$$L_i = \int v dp + \Delta E_c + \Delta E_p + L_w = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_p + L_w,$$

con:

- Δp variazione di pressione ai due capi della turbina;
- ρ densità dell'acqua (assunta costante);
- ΔE_c variazione di energia cinetica ai due capi della turbina;
- ΔE_p variazione di energia potenziale ai due capi della turbina;
- L_w lavoro di attrito totale.

La formulazione precedente può anche essere estesa all'insieme costituito dalla turbina, dalla condotta forzata di alimentazione e dal canale di scarico fino ad una sezione di riferimento che rappresenta l'uscita di macchina. In questo caso Δp , ΔE_c e ΔE_p rappresentano le variazioni delle rispettive grandezze fisiche tra la sezione di monte (all'inizio della condotta forzata o in corrispondenza del pelo libero dell'eventuale vasca di carico) e la sezione di valle; L_w invece

rappresenta le perdite totali per attrito sia all'interno della macchina che della condotta forzata che del canale di scarico.

Per una macchina motrice avremo $L_i < 0$ e introdurremo il lavoro di turbina $L_t = -L_i$

$$L_t = \frac{p_m - p_v}{\rho} + \frac{c_m^2 - c_v^2}{2} + g \cdot (z_m - z_v) - L_{wc} - L_{wsc} - L_{wt}$$

Dove L_{wc} , L_{wsc} e L_{wt} sono i lavori di attrito lungo le condotte, lungo il canale di scarico e nella turbina

Se dividiamo tutto per l'accelerazione di gravità g otteniamo:

$\frac{p}{\rho g}$ chiamata altezza piezometrica

$\frac{c^2}{2g}$ chiamata altezza cinetica

Z chiamata quota geodetica

Definiamo anche una quota piezometrica $H = \frac{p}{\rho g} + z$

E il carico totale $H^\circ = \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} + z$

La caduta disponibile H_d sarà data dalla differenza tra il carico totale a monte e quello a valle. La grandezza si ottiene ponendo nulle le perdite per attrito nei vari elementi d'impianto ($L_{wc} = L_{wsc} = L_{wt} = 0$)

$$H_d = H_m^\circ - H_v^\circ$$

Il lavoro di turbina può dunque essere riscritto come segue:

$$L_t = g \cdot (H_m^\circ - H_v^\circ) - L_{wc} - L_{wsc} - L_{wt}$$

Le perdite di carico lungo le condotte sono normalmente indicate come una perdita di salto utile secondo la formulazione $\frac{L_{wc}}{g} = Y_c$.

$$L_t = g \cdot H_d - g \cdot Y_c - L_{wt} - L_{wsc} = g \cdot (H_d - Y_c) - L_{wt} = g \cdot H_u - L_{wt} - L_{wsc}$$

Si inserisce il termine caduta utile $H_u = H_d - Y_c$, anche ottenibile applicando il Primo Principio della Termodinamica direttamente alla macchina idraulica considerando le sue sezioni di monte e di valle. È tuttavia opportuno fare riferimento all'intero impianto in quanto le grandezze caratteristiche all'ingresso della macchina (in particolar modo la pressione) non sono sempre disponibili.

Come si è potuto notare, a causa delle perdite di carico in condotta è possibile utilizzare solo una parte dell'energia disponibile che abbiamo tra monte e valle. Per tenere conto delle perdite lungo le condotte, viene inserito un parametro chiamato rendimento di condotta

$$\eta_c = \frac{H_d - Y_c}{H_d} = \frac{H_u}{H_d} < 1$$

Esso non rappresenta un vero rendimento in quanto la condotta non è una macchina, ma ci è utile per capire l'incidenza delle sue perdite.

Non tutta la caduta utile viene trasformata in lavoro, in quanto il fluido, attraversando la turbina, incontra delle resistenze passive; inoltre ci sono perdite per energia cinetica allo scarico, in quanto la velocità in uscita dalla turbina non potrà essere nulla. Per tenere conto di quest'ultimo aspetto la caduta utile diventa perciò la differenza tra il carico totale all'ingresso e la quota piezometrica all'uscita della turbina.

Si definisce un rendimento idraulico che prende in considerazione queste perdite di natura fluidodinamica all'interno della macchina, date dagli attriti che nascono per via dei profili delle pale e dalla rugosità /scabrezza del materiale di vi sono fatti

$$\eta_y = \frac{L_t}{L_t + L_{wt} + L_{wsc}} = \frac{L_t}{g \cdot H_u} < 1$$

Il rendimento idraulico, nelle turbine moderne, si attesta attorno al 0,88÷ 0,96.

Possiamo dunque esprimere il lavoro della turbina come

$$L_t = \eta_y \cdot g \cdot H_u$$

La potenza che la nostra macchina può fornire è data dal prodotto tra il lavoro tecnico e la portata di fluido che passa in turbina. Una porzione (ΔG), della portata complessiva (G), che attraversa il macchinario idraulico non agisce sulle palettature mobili della girante e quindi non contribuisce allo scambio di energia nel modo corretto, perché sfugge attraverso gli inevitabili giochi presenti tra la parte rotante e la parte fissa della macchina. Viene dunque inserito un rendimento volumetrico che prende in considerazione la portata reale che passa in macchina.

$$\eta_v = \frac{G - \Delta G}{G} < 1$$

Questo rendimento, nelle condizioni ideali di funzionamento, è molto elevato, arrivando anche 0,999.

La potenza interna erogata della turbina, cioè quella ceduta dal fluido alle palette delle giranti sarà:

$$P_i = (G - \Delta G) \cdot L_t = \eta_v \cdot G \cdot L_t = \eta_v \cdot \eta_y \cdot G \cdot g \cdot H_u$$

Una parte di tale potenza interna però, viene persa per attrito meccanico, P_{wm} (ad esempio, sui supporti dell'albero) mentre un'altra parte, che indichiamo con P_{aux} , può essere impiegata per azionare eventuali servizi ausiliari utili al funzionamento della macchina come possono essere, ad esempio, le pompe dell'olio dei cuscinetti dell'albero.

La potenza utile sarà quindi $P_u = P_i - P_{wm} - P_{aux}$

E con l'inserimento del rendimento meccanico

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_i} < 1$$

Anche questo rendimento, nelle condizioni ideali di funzionamento, si attesta sui $\eta_m=0,98\div 0,99$.

La potenza utile diventa:

$$P_u = \eta_m \cdot P_i = \eta_m (G - \Delta G) \cdot L_t = \eta_m \eta_v \cdot G \cdot L_t = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_y \cdot G \cdot g \cdot H_u$$

$$P_u = \eta_t \cdot G \cdot g \cdot H_u$$

Per comodità, e per la possibilità di misurarlo direttamente sulla macchina mediante opportune prove, si utilizza un rendimento totale di turbina η_t dato dal prodotto dei tre rendimenti

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_y$$

Si può quindi notare come il rendimento idraulico sia quello che incide maggiormente sulle prestazioni della turbina. Il rendimento totale di turbina η_t , nelle odierne turbine idrauliche, assume di solito valori tra 0,85 e 0,94.

Il rendimento totale dell'impianto è dato dal prodotto tra il rendimento della turbina e il rendimento della condotta:

$$\eta_I = \eta_t \cdot \eta_C = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_y \cdot \eta_C$$

Nelle installazioni in cui un'unica condotta forzata alimenta più gruppi di generazione elettrica il rendimento d'impianto si calcola con la medesima formula calcolando tuttavia il rendimento di turbina η_t con le prestazioni di tutte le turbine in esercizio nella condizione nella quale si vuole determinare il rendimento.

Nelle macchine idrauliche, poiché la densità ρ è costante, le prestazioni della macchina e le portate vengono riferite in relazione alle portate volumetriche

$$G = \rho \cdot Q$$

La potenza meccanica utile all'asse ci viene data dall'energia della massa d'acqua in caduta tenendo in considerazione tutte le varie perdite della macchina e della condotta. Per calcolarla si utilizza questa formula:

$$P_u = \eta_t \cdot g \cdot H_u \cdot \rho \cdot Q \quad (W)$$

Nel nostro impianto sono presenti ancora due rendimenti. Il primo di questi dipende dal generatore elettrico calettato sull'albero della turbina. Il generatore ha il compito di trasformare l'energia meccanica in arrivo dall'albero della turbina idraulica in energia elettrica. In origine si utilizzavano generatori a corrente continua, oramai abbandonati a scapito di generatori a corrente alternata trifase. In base alla rete che deve alimentare ci utilizzano tipologie di generatori:

- alternatori sincroni, vengono impiegati solitamente quando la potenza diventa maggiore di 5000kVA, e presentano un apparato di eccitazione associato ad un regolatore di tensione in modo che, prima di collegarsi alla rete, generino la stessa energia alla stessa tensione, frequenza e angolo di fase.
- Alternatori asincroni, essi sono semplici motori ad induzione con rotore a gabbia di scoiattolo, senza possibilità di regolazione della tensione. Girano ad una velocità direttamente rapportata alla frequenza della rete cui sono collegati. Assorbono dalla rete la corrente di eccitazione e l'energia reattiva per la magnetizzazione e quindi non possono generare corrente se sono staccati dalla rete.

Il rendimento dell'alternatore generalmente è molto alto e prossimo all'unità 0,95÷0,98, diminuisce leggermente quando ci allontaniamo dai dati di targa e in generale al diminuire della taglia dell'alternatore.

Moltiplicando questo rendimento elettrico per la potenza meccanica utile all'asse ricaviamo la potenza elettrica generata.

$$\eta_e = \frac{P_e}{P_u}$$

$$P_e = \eta_e \cdot P_u$$

Il secondo e ultimo rendimento invece dipende dal trasformatore, questo serve a modificare la tensione della corrente elettrica che deve essere uguale alla tensione di rete. Il trasformatore ha dunque il compito di elevare la tensione alla tensione di rete (30-50 kV) e dunque ridurre l'intensità

di corrente, così da diminuire le perdite per effetto Joule nel trasporto tra sito di produzione ed utilizzatore che dipendono dal quadrato dell'intensità di corrente. Questo macchinario presenta rendimenti molto elevati, vicino all'unità; in questo lavoro di tesi non è stato però preso in considerazione ma soltanto citato per completezza.

Capitolo 3 – Scelta del progetto di Tesi

A seguito di questa analisi preliminare effettuata nel capitolo precedente abbiamo potuto constatare come in Italia la principale fonte rinnovabile per la produzione di energia elettrica sia ancora l'idroelettrico; questa tecnologia di conversione di energia è tra le più antiche e oramai si sono affermate queste tre tipologie di turbine: Pelton, Francis e Kaplan. Negli ultimi anni il settore ha visto la crescita del mini-idroelettrico, che ha portato le aziende alla costruzione di macchine anche di dimensioni inferiore della quale prima non erano interessati, ma tutt'oggi la maggior parte dell'energia elettrica prodotta deriva ancora sempre dalle grandi concessioni di acqua. Su questa tipologia di impianti, anche piccole variazioni di rendimento possono essere molto rilevanti. Perciò per mantenere in efficienza gli impianti con rendimenti elevati è di fondamentale importanza l'operazione di manutenzione dei macchinari, sia idraulici che elettrici. Ciò permette una maggiore produzione di energia elettrica a parità di acqua disponibile. Mentre il macchinario elettrico tende ad avere un rendimento più elevato nel tempo se viene utilizzato nelle maniere opportune, per il macchinario idraulico invece non è così, il suo rendimento, infatti, tende a decadere molto più velocemente a causa principalmente dell'erosione dell'acqua sui materiali e sui profili idraulici. Come visto in precedenza il rendimento della turbina è dato dal prodotto di 3 diversi rendimenti:

$$\eta_t = \eta_y \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

η_y rendimento idraulico, η_v rendimento volumetrico e η_m rendimento meccanico.

Al fine di valutare i fattori sui quali un utilizzatore, come l'azienda C.V.A. S.p.A. in cui ho svolto il lavoro di tesi, può intervenire per ottimizzare il funzionamento del macchinario idraulico, si considera quanto segue:

- il rendimento idraulico η_y , come già detto, è quello che incide maggiormente sul totale della turbina ma dipende essenzialmente dalla progettazione dei profili idraulici e delle parti statiche, attività che richiedono un elevato know-how, software di progettazione e modelli di simulazione fluidodinamica molto precisi al fine di migliorare le prestazioni. Per questa ragione la progettazione dei profili idraulici è demandata ai costruttori dei macchinari;
- il rendimento meccanico η_m , può essere ottimizzato mediante un'adeguata scelta dei materiali antifrizione e dell'olio di lubrificazione, tuttavia la progettazione dei supporti deve garantire innanzitutto la funzionalità della macchina, ovvero la presenza di opportuni veli d'olio, la limitazione delle vibrazioni e dell'usura dei materiali di supporto; gli eventuali benefici che si possono ottenere sono comunque molto contenuti.

- Il rendimento volumetrico, in particolar modo nelle turbine a reazione, è dovuto all'esistenza di giochi tra le parti statiche e le partiche dinamiche che, se da un lato sono indispensabili al corretto funzionamento della macchina, dall'altro comportano il trafilamento di una portata d'acqua dal lato pressione direttamente allo scarico della macchina o ai drenaggi della stessa, senza alcun effetto utile. I giochi tra le parti rotanti e quelle statiche possono essere contenuti, ma mai annullati, attraverso un'accurata progettazione di cuscinetti, di tolleranze dimensionali e geometriche delle superfici labirintiche, oltre che dell'intero complesso della macchina, al fine di limitarne gli spostamenti dovuti a effetti di natura dinamica. Durante l'esercizio del macchinario idraulico si può manifestare tuttavia un significativo peggioramento dei giochi, dovuto essenzialmente al passaggio dell'acqua con particelle in sospensione nei trafilamenti con conseguente erosione delle superfici.

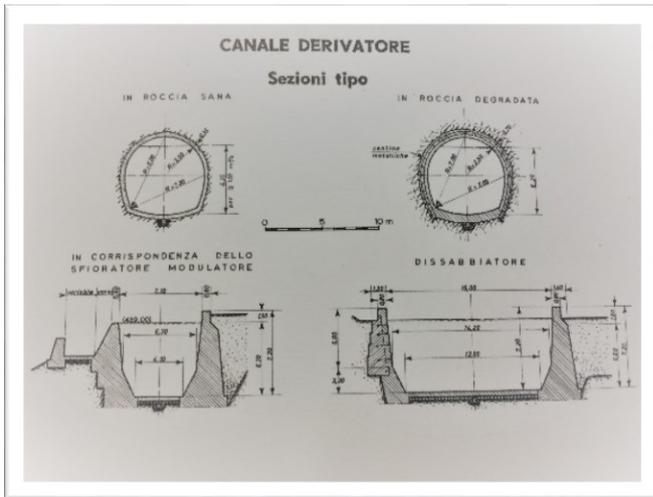
Da queste considerazioni si può notare come l'utilizzatore, per cercare di ottimizzare i rendimenti della propria macchina idraulica, deve preventivare una continua manutenzione del macchinario durante gli anni; a meno di interventi di rifacimenti di interi parti di impianti è consigliabile concentrarsi sulle perdite di tipo volumetrico in cui gli interventi sono meno costosi ma comunque potenzialmente efficaci.

Per verificare quanto detto, siamo andati a fare delle valutazioni, su un impianto esistente, di quanto possano incidere, con l'andare del tempo, le perdite volumetriche in una macchina. Per realizzare l'obiettivo si è posto di calcolare la portata d'acqua non utilizzata in una turbina a reazione al variare dei trafilamenti tra le parti statiche e le parti rotanti, così da poterne fare una programmazione in merito agli interventi di manutenzione straordinaria da dover affrontare per riportare periodicamente i giochi alle condizioni di progetto nella maniera più conveniente possibile.

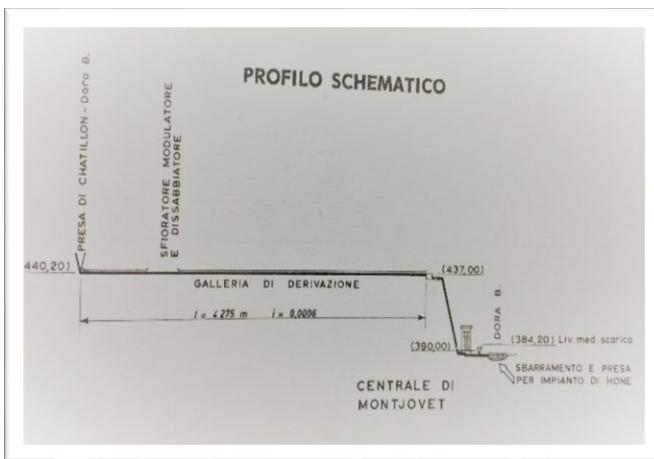
3.1 L'impianto idroelettrico di Montjovet

L'impianto preso sotto esame in questo lavoro di tesi è l'impianto idroelettrico di Montjovet (AO), un impianto molto datato, la sua costruzione risale al 1914 e successivamente riammodernato nel 1966 riutilizzando il sito e parti delle opere del primo impianto. La portata derivabile è stata aumentata dai 32 m³/s del precedente agli attuali 110 grazie ad un ampliamento dell'opera di presa e del canale derivatore. L'impianto a pieno regime è in grado di produrre una potenza di circa 51MW alla portata nominale. Si sfruttano le acque della Dora Baltea, il fiume che nasce ai piedi del Monte Bianco dalla confluenza, nei pressi di Entrèves, della Dora di Ferret e della Dora di Veny, e poi scorre lungo tutto la Valle d'Aosta ricevendo le acque da parte di tutti i torrenti delle valli laterali valdostane, fino a giungere in Piemonte dove attraversa tutto il Canavese fino a confluire nel Po nei pressi di Crescentino. Inoltre questo è l'unico fiume italiano dal regime nivoglaciale che ci permette di mantenere una portata molto elevata soprattutto durante la stagione estiva grazie alle abbondanti

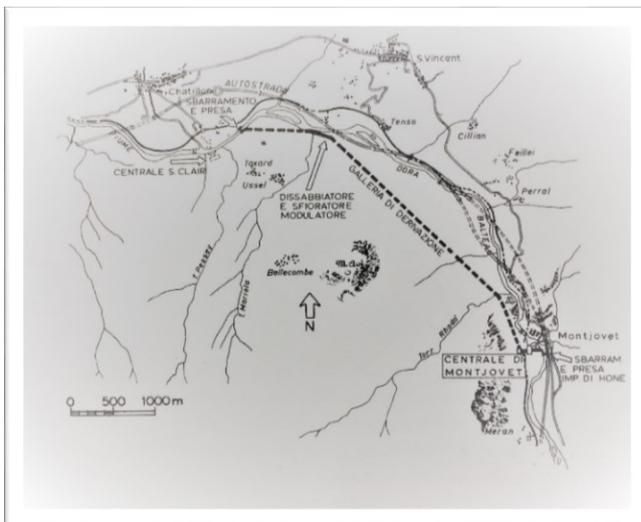
acque di scioglimento di ghiacciai del monte Bianco e di gran parte di quelli situati in testa ai suoi affluenti. Nei pressi di Montjovet la Dora Baltea presenta già portate molto elevate che ci permettono di derivare già portate elevate. Il canale di derivazione è a pelo libero, lungo complessivamente 4275 m, è costruito quasi interamente in galleria sull'asse del vecchio canale. La sezione della galleria è policentrica, circoscritta ad un cerchio di 7,00 m di diametro, con altezza d'acqua per la massima portata di 6,20 m. La vasca di carico è all'aperto, vicino ai roccioni sovrastanti la centrale, prima dell'ingresso nelle condotte sono presenti le griglie e le paratoie di chiusura. Le condotte forzate sono due, leggermente divergenti, con diametro interno costante di 3,40 m e lunghe 89 m ciascuna. Il salto di concessione è pari a 52 m. Sono stati installati due gruppi turbina *Francis*-alternatore ad asse verticale, da 25 MW ciascuno. La stazione di trasformazione è all'aperto. Gli alternatori sono collegati mediante sbarre ad un unico trasformatore 10/220 kV da 60 MVA. Dal diffusore delle turbine partono due distinti canali in galleria artificiale che si riuniscono poi in un unico ampio canale con funzione di bacino di ripartizione. Lo scarico di superficie destro della vasca di carico immette in questo bacino dal quale l'acqua può essere convogliata direttamente al successivo impianto di Hone, oppure scaricata nella Dora Baltea.



3.1



3.2



3.3

Figure 3.1-3.2-3.3: sono 3 figure recapitate presso un dépliant Enel dell'impianto in considerazione risalente al 1966, nella figura 3.1: si possono vedere le sezioni del canale derivatore e del dissabbiatore, la 3. rappresenta il profilo schematico dell'impianto, dall'opera di presa sino alla centrale; la figura 3.3: invece rappresenta la pianta della zona dove è ubicata la centrale e dove avviene la presa dell'acqua e il canale derivatore.

3.2 Turbina Francis in dettaglio

La turbina Francis, come già visto in precedenza, è una turbina a reazione, quindi il distributore trasforma in energia cinetica solo una parte dell'energia disponibile; l'energia di pressione viene convertita in cinetica con il restringersi delle sezioni in uscita. Questa macchina fu inventata nel 1848 dall'inglese James B. Francis; è in grado di sfruttare salti non troppo elevati da 10 fino a 400 m e elaborare portate da 2 fino anche a 70 m³/s. Grazie ad un elevato range di portate e salti, la turbina Francis è la turbina idraulica più utilizzata al mondo.

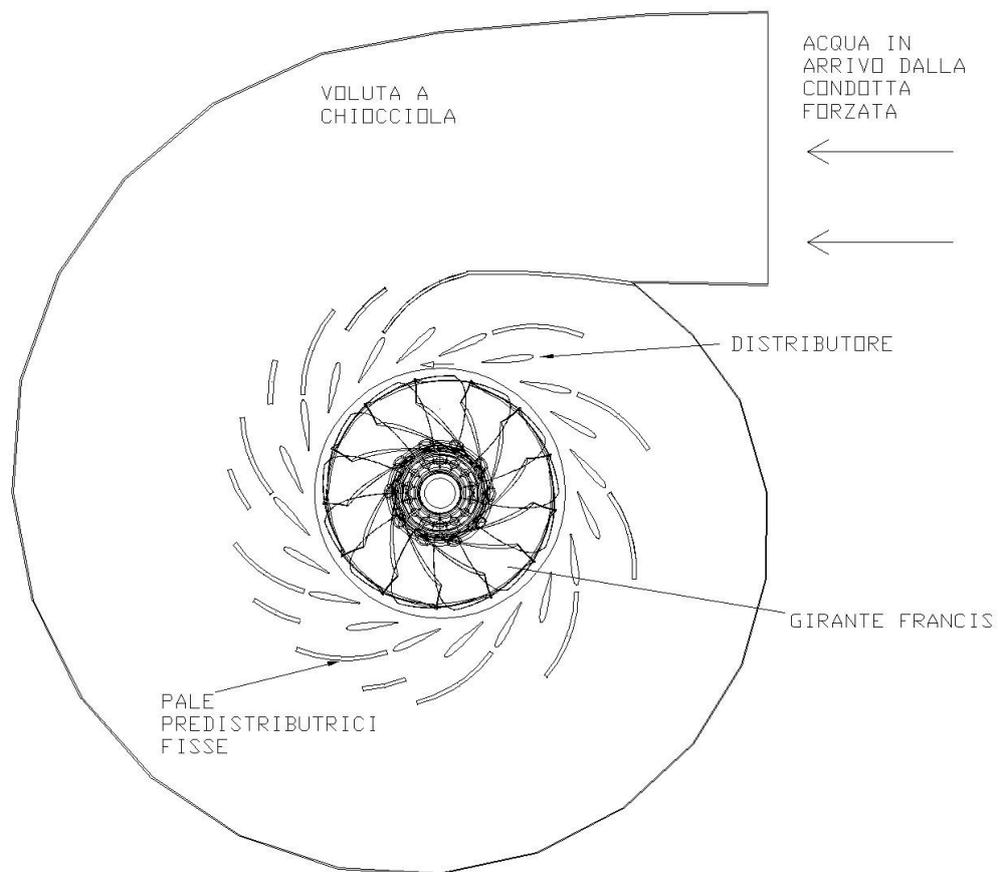


Figura 3.4 qui è mostrata lo schema generale di una turbina Francis, ci può notare la voluta a chiocciola, le pale fisse del predistributore e le pale regolabile del distributore. più internamente possiamo vedere la girante Francis con le sue pale ricurve

È una turbina a flusso centripeto, ovvero il fluido entra circonferenzialmente e fuoriesce assialmente alla girante. L'acqua proveniente dalla condotta forzata riempie completamente la voluta, una camera a spirale con sezione decrescente in modo da compensare la portata che man mano entra prima nel pre-distributore (nelle turbine dove presente) e successivamente nel distributore, così da far entrare l'acqua con stessa pressione e velocità lungo tutta la periferia (ammissione totale).

L'acqua, prima di entrare nel distributore, possiede una certa energia derivante dal salto netto H . Il distributore è fisso e disposto attorno alla girante. Esso è composto da una serie di palettature che possono ruotare intorno ad un perno al centro della paletta con l'asse parallelo a quello della turbina. Questa regolazione dell'apertura delle palette del distributore viene effettuata attraverso un anello di Fink; un sistema a biella-manovella (bilanciere) che permette di muovere contemporaneamente e con lo stesso grado di apertura tutte le pale del distributore. La successiva regolazione della potenza della turbina verrà fatta sfruttando questo dispositivo. Può essere presente, come nella turbina presa in considerazione, un pre-distributore, cioè delle palettature fisse che aiutano ad indirizzare il fluido; queste però non sono regolabili.



Figura 3.5 Anello di Fink, che regola l'apertura di tutte le pale direttrici, fotografia dell'impianto di Saint-Clair

Considerando un filetto liquido che percorre la girante, la quale ruota ad una velocità angolare ω . Utilizzando questa simbologia:

- C_1 e C_2 le velocità assolute del fluido all'ingresso e all'uscita della girante
- w_1 e w_2 le velocità relative
- u_1 e u_2 la velocità periferica
- α_1 e α_2 gli angoli tra u e C

La velocità assoluta C è la somma vettoriale di w e u . questi tre vettori formano un triangolo detto triangolo delle velocità.

Attraversando il distributore e i suoi condotti convergenti una parte dell'energia totale viene trasformata in energia cinetica. A seconda di come viene progettato il distributore e della condizione istantanea di funzionamento, esso riesce a trasformare aliquote diverse dell'energia totale. Per valutare dove avviene la trasformazione dell'energia di pressioni in energia cinetica è stato introdotto un parametro adimensionale G , chiamato grado di reazione, ed è definito come il

rapporto tra l'energia di pressione ancora disponibile prima dell'ingresso nella girante (dunque a valle del distributore) e il salto utile H_u .

$$G = \frac{H_u - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}}{H_u}$$

Il valore di G teoricamente potrebbe variare tra 0 ed 1 ma in genere è compreso, per le macchine a reazione, tra 0,3 e 0,8.

Per una turbina Pelton invece il grado di reazione sarà nullo, in quanto tutto il carico viene trasformato in energia cinetica nel distributore; infatti essa è detta turbina ad azione.

Quindi in base alla forma del distributore e alla sua apertura avremo un fluido entrante nella girante con una certa velocità assoluta C_1 e con ancora una grande quantità di energia sotto forma di pressione. Il fluido imbecca i condotti mobili convergenti e curvati della girante, per cui verrà aumentata la velocità relativa $w_2 > w_1$, la direzione della velocità relativa sarà imposta dalla pala della girante. Per ottenere rendimenti elevati si deve: effettuare un ingresso senza urti con la velocità C_1 il più possibile tangente alle pale della girante ed ottenere la minor perdita allo scarico della girante, quindi C_2 piccola. Per ottenere ciò, a parità di velocità w_2 , poiché u_2 e C_2 non possono essere ridotti oltre un certo limite, devo avere $\alpha_2 = 90^\circ$.

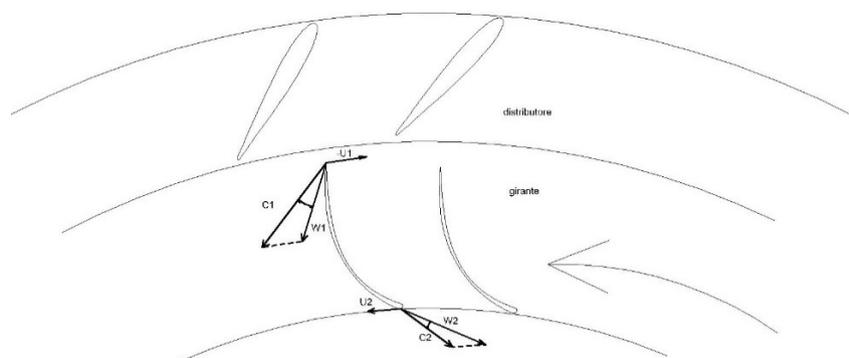


Figura 3.6 Triangoli di velocità in una turbina Francis, con senso di rotazione antiorario

All'uscita della girante il nostro fluido possiede ancora una velocità assoluta C_2 (non nulla) e dunque una certa energia residua $\frac{C_2^2}{2g}$; per poter recuperare questa energia si pone un tubo divergente dopo la girante, questo tubo prende il nome di diffusore ed è di fondamentale importanza nelle turbine a reazione. Dall'equazione di Bernoulli infatti, in un tubo divergente la velocità del fluido diminuisce e la pressione aumenta, ma poiché allo scarico avremo la pressione atmosferica, alla sommità del tubo

diffusore otterremo una depressione utile per aumentare il salto utile alla turbina, in quanto ci sarebbe un'aspirazione che ci permette di aumentare l'effetto utile della turbina, in quanto oltre alla spinta di pressione del salto avremo una depressione in uscita che ci aumenta il delta di pressione. Dobbiamo però stare attenti a non avvicinarci troppo a valori della tensione di vapore dell'acqua per non insorgere nel fenomeno della cavitazione. Teoricamente potremmo dunque arrivare quasi a 10,33 m di altezza ma per questioni di sicurezza non si supera mai il valore di 7 metri. La cavitazione avviene a causa dell'abbassamento improvviso della pressione fino al raggiungimento della tensione di vapore che ne scaturoisce un cambiamento di fase da liquido a gas e con dunque la formazione di bolle di vapore. Il collasso di queste bolle genera un forte rumore e un urto intenso che va a danneggiare il materiale della girante, riducendone la durata; inoltre l'attrito e la turbolenza che va a creare nel fluido ne provoca già una riduzione di rendimento.

Le turbine Francis vengono classificate in lente, normali e veloci a seconda del numero di giri caratteristico della macchina. Grazie alle diverse tipologie di macchina sono in grado di coprire un'ampia gamma di salti motore.

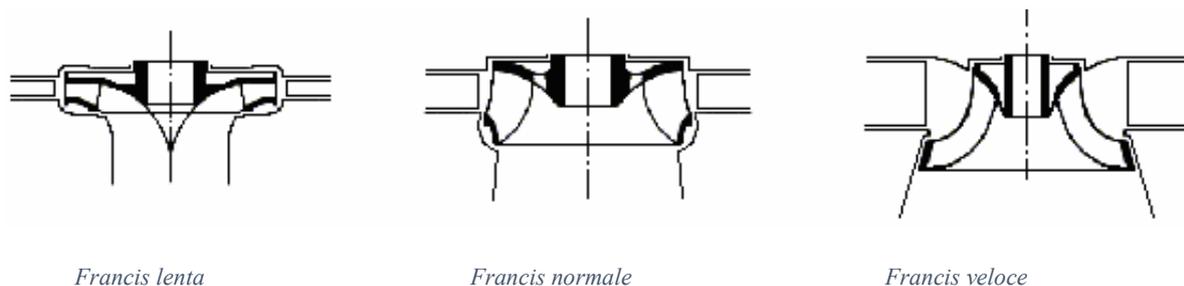


Figura 3.7: Questa rappresentazione ci mostra come la forma della girante e del distributore della turbina francis possa variare, in modo da ottenere un ottimo rendimento con diversi salti disponibili

Passando dalle turbine lente alle veloci abbiamo in aumento del grado di reazione, un aumento dell'altezza del distributore rispetto al diametro all'entrata della girante D_1 . Nelle turbine lente D_1 è molto più grande del D_2 in uscita, dove nelle veloci si verifica il contrario. Il flusso passa da radiale ad assiale con l'aumentare del numero di giri caratteristico. Anche l'angolo α_1 passa da 20° nelle turbine lente fino a 40° per quelle veloci. Il numero delle pale invece diminuisce. Le turbine lente vengono utilizzate per salti elevati, mentre al diminuire del salto si utilizzano turbine sempre più veloci. Le curve caratteristiche di queste macchine, cioè dei diagrammi tracciati sperimentalmente che mostrano portata, rendimento e potenza in funzione del grado di apertura della macchina, mostrati nella figura 3.8, ci dicono che le macchine Francis hanno il massimo rendimento intorno a circa 0,7-0,8 della portata totale, il loro campo di regolazione ha rendimenti elevati ma non è larghissimo e inoltre con l'aumentare del numero caratteristico diminuirà ancora di più questo range, oltre che a diminuire proprio il valore di massimo rendimento. È quindi una macchina che riesce ad

ottenere elevati rendimenti solo per le portate di dimensionamento. È importante dunque scegliere bene la taglia della macchina in funzione delle portate disponibili durante l'anno.

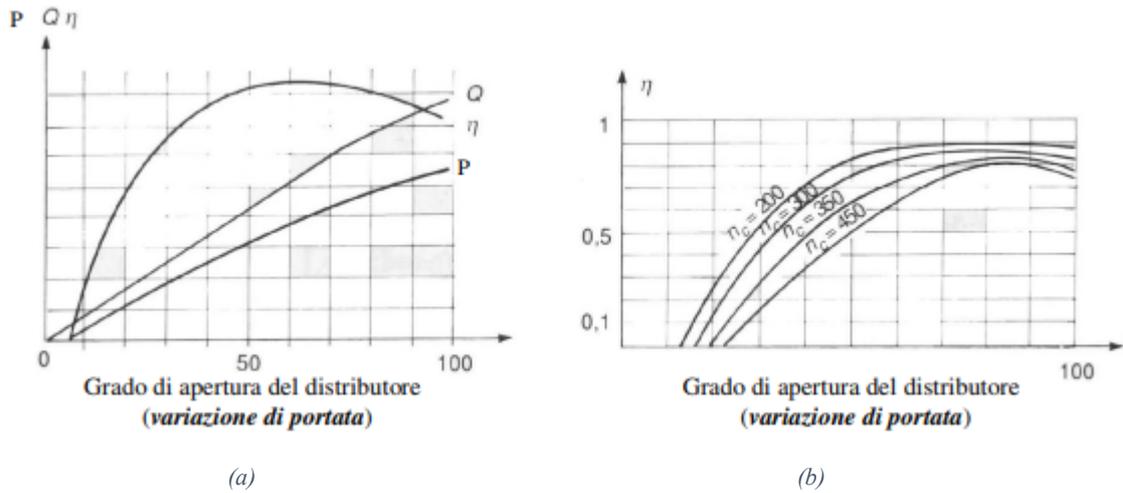


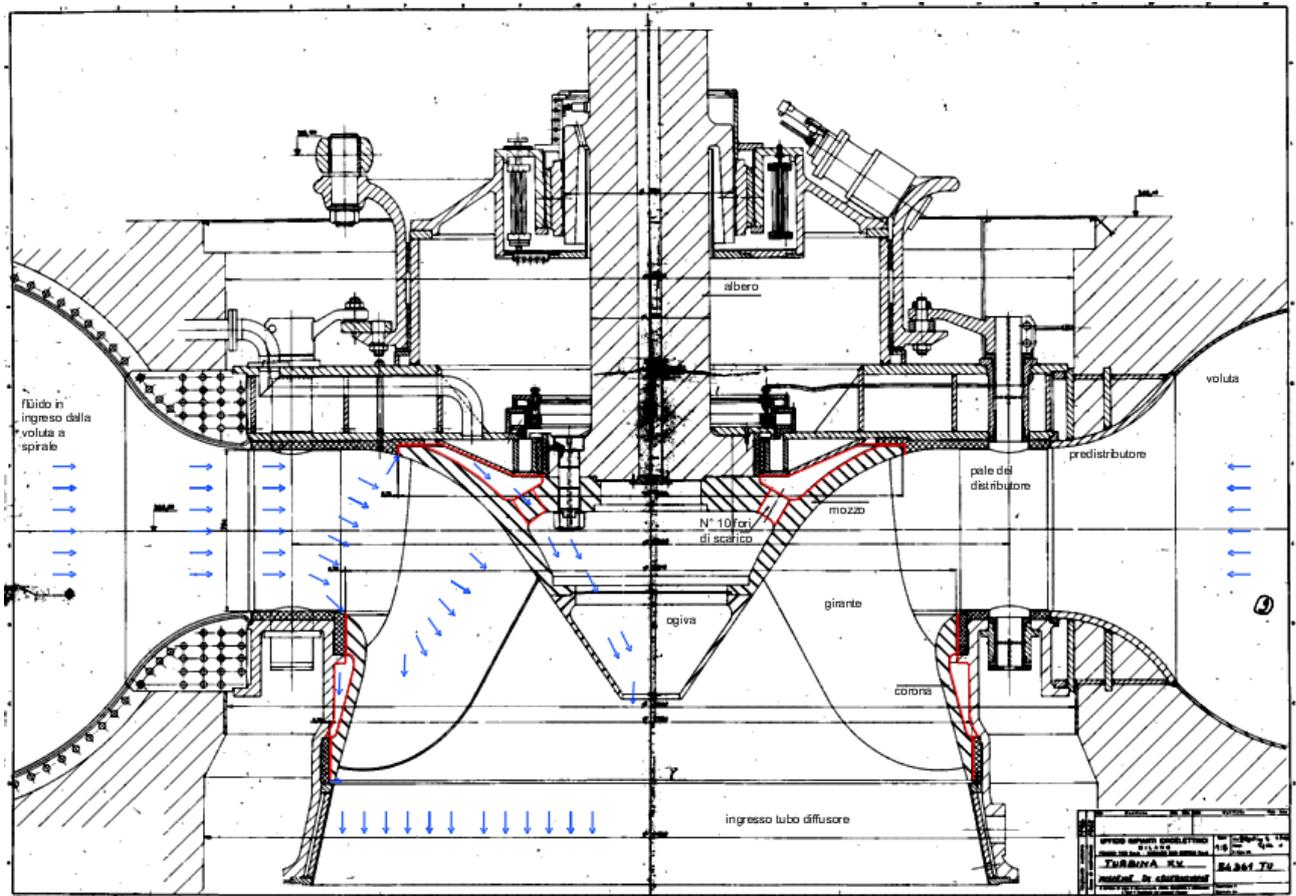
Figura 3.8 La figura di sinistra ci mostra l'andamento di potenza, portata e rendimento al variare del grado di apertura del distributore per una macchina Francis, l'immagine a destra invece ci mostra l'andamento qualitativo del rendimento di macchine Francis con diversi numeri caratteristici al variare del grado di apertura del distributore, queste due immagine sono state prese da (<https://fantasiaipsiam.files.wordpress.com/2013/04/francis.pdf>).

Capitolo 4 – Analisi del problema

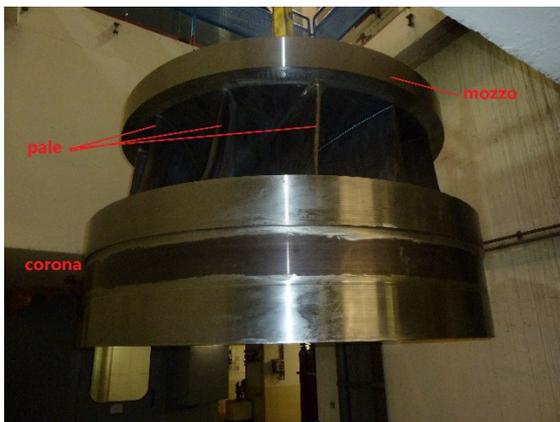
Nei capitoli precedenti sono stati forniti i dati di base per la comprensione del testo, con una analisi generale del settore idroelettrico e del funzionamento di una turbina idraulica di tipo Francis. Nella turbina idraulica di Montjovet, come per tutte le altre turbine a reazione, ci sono dunque delle perdite di portata per il trafilemento lungo i giochi tra le parti statiche e la girante. Questi giochi possono essere contenuti, ma mai annullati. La perdita nei trafilementi della turbina è irrilevante a macchinario nuovo, invece con l'andare del tempo, a causa principalmente dell'erosione di acqua e sabbia lungo i labirinti di contenimento, può andare ad incidere notevolmente, nell'ordine di qualche GWh/y in impianti di grandi dimensioni (>10MW) come quello di Montjovet. È dunque importante valutare come queste piccole variazioni di qualche decimo di millimetri possano influenzare la produzione annuale di energia elettrica.

Dalla figura 4.1, è possibile vedere dove avvengono le perdite volumetriche per la macchina Francis. La portata d'acqua arriva in parte radialmente ed in parte tangenzialmente dalla voluta a chiocciola ed entra nel predistributore e poi nel distributore, dove converte parte della sua energia di pressione in energia cinetica. Le pale del distributore sono regolabili, e servono per la regolazione della portata. Al variare della posizione di queste (ovvero del loro angolo rispetto alla direzione radiale) cambieranno i triangoli di velocità, il rendimento idraulico in generale varierà, così come il grado di reazione della turbina e di conseguenza anche le pressioni in gioco. All'uscita del distributore il fluido incontra la girante; che, grazie alle complesse forme delle palettature della girante, entra con direzione radiale e tangenziale ed esce assialmente dalla girante, dove viene poi scaricato nel tubo diffusore. Non tutta la portata però attraversa la girante nel canale idraulico ma una piccola porzione va persa nei giochi presenti tra la girante e le parti statiche.

La parte superiore della girante prende il nome di mozzo, mentre quella inferiore di corona; ciascuna di esse è unita a tutte le pale della girante, ottenendo pertanto un corpo unico. Le parti fisse della turbina che si affacciano sulla girante sono dette coperchi, rispettivamente coperchio superiore e coperchio inferiore in una macchina ad asse verticale. Per impedire il contatto diretto dei coperchi con l'acqua turbinata dalla macchina, in corrispondenza dei canali idraulici e dei labirinti di tenuta i coperchi presentano degli elementi di usura in acciaio inossidabile detti fodere. Tra gli elementi statici e il mozzo e la corona della girante si trovano dei giochi necessari a consentire la rotazione della linea d'asse della macchina, senza interferenza con le parti fisse. Si può notare come ci siano due spazi dove il fluido può trafile, uno superiore tra un'apposita fodera montata sul coperchio superiore e il mozzo e uno inferiore tra una o più fodere montate sul mozzo inferiore e la corona.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.1 (a) L'immagine della sezione della turbina Francis di Montjovet, ci permette di capire meglio come è costruita la macchina, possiamo notare come in fluido in arrivo dalla voluta entri circonfenzialmente lungo tutta la periferia della macchina, il fluido viene poi direzionato con il distributore verso le pale della girante e scaricato verso il diffusore in direzione verticale. Si può notare come il mozzo della girante sia incernierato all'albero della macchina. in rosso è possibile vedere i trafilamenti della macchina, uno superiore al mozzo, che viene scaricato grazie alla presenza di 10 fori di scarico all'ogiva e uno inferiormente alla corona (b) fotografia della girante di una turbina Francis in fase di smontaggio, da questa si possono vedere le pale della girante nella zona di ingresso del fluido, è possibile vedere il mozzo e la corona esternamente; nella corona si può notare la zona di alleggerimento centrale. (c) nell'immagine c mostra la turbina Francis con una foto effettuata dal basso, è possibile vedere la curvatura delle pale delle girante, le quali partono dal mozzo e poi si collegano alla corona.

Alla corona l'acqua entra e trafila lungo tutta la corona fuoriuscendo inferiormente allo scarico della girante. Tra la corona e la parte statorica sono presenti due labirinti di tenuta di 0,75 mm di luce per abbattere il più velocemente possibile la pressione e quindi contenere le perdite di fluido, dei quali uno, della lunghezza di 200 mm, è posto nella zona alta della corona, proprio all'ingresso della girante, mentre il secondo è posto in corrispondenza dello scarico della girante e misura 197mm.

Il gioco superiore invece presenta una sola tenuta con una prima luce di 0,75mm verticale in ingresso, seguita, dopo uno spigolo di 90°, da un tratto orizzontale radiale verso il centro della macchina di 5mm di luce e ancora da un graduale allargamento. Da qui l'acqua potrebbe risalire superiormente e fuoriuscire dalla turbina direttamente in sala macchine; per evitare che ciò accada, o comunque per limitare il più possibile l'entità di questo fenomeno, è presente una tenuta al metallo bianco. L'acqua trafilata viene invece scaricata, per la sua quota maggiore, nella parte inferiore verso l'ogiva grazie alla presenza di 10 fori di 100 millimetri di diametro ciascuno.

La portata trafilata ha un duplice effetto:

- il principale, con connotazione evidentemente negativa, consiste nella riduzione della portata effettivamente elaborata dalla girante e conseguentemente in un abbassamento del rendimento totale di turbina.
- Il secondo effetto, in questo caso positivo, consiste nell'applicazione di una pressione sulle fasce di tenute dei labirinti della girante; tale pressione comporta una spinta totale in direzione radiale verso il centro della macchina equi distribuita in tutte le posizioni angolari e consente di contenere gli effetti vibratorii della macchina.

Da una prima considerazione generale, è possibile notare come il rendimento volumetrico, in una macchina a reazione, aumenta al crescere della portata nominale di progetto a parità di salto, infatti, considerando una determinata condizione di funzionamento, avremo la seguente portata persa nei trafiletti:

$$Q_{trafilata} = q \cdot S = q \cdot s \cdot \pi \cdot D_1$$

con:

- q portata trafilata per unità di superficie del trafiletto (assunta in prima analisi costante);
- S superficie netta del trafiletto;
- s luce del trafiletto;
- D_1 diametro della girante in corrispondenza del trafiletto, ovvero diametro della girante in corrispondenza di una parte fissa della turbina.

Pertanto, sempre in prima analisi:

$$Q_{trafilata} \propto D_1$$

La portata allo scarico del profilo idraulico, ovvero la portata effettivamente turbinata, sarà invece:

$$Q_{scarico} = c_2 \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$$

con:

- D_2 è il diametro all'uscita della girante;
- c_2 è la velocità in uscita dalla girante.

Il rapporto $k_1 = \frac{D_2}{D_1}$ è praticamente uguale per tutte le turbine aventi il medesimo numero di giri caratteristico e aventi i profili idraulici ottimizzati, pertanto può essere assunto costante in questa analisi.

Introducendo il coefficiente $k_2 = \frac{c_2}{u_2}$ (u_2 la velocità periferica della macchina), che in turbina a reazione si aggira sempre tra 0,25 e 0,30 al fine di ottimizzare i profili idraulici e conseguentemente il rendimento idraulico, la formula precedente può essere riscritta come:

$$Q_{scarico} = c_2 \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \frac{u_2}{u_2} = k_2 \cdot u_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = k_2 \cdot \omega \cdot D_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$$

con ω velocità di rotazione della macchina. Pertanto:

$$Q_{scarico} \propto D_2^3$$

$$\frac{Q_{scarico}}{Q_{trafilata}} \propto \frac{D_2^3}{D_1} = k_1 \frac{D_2^3}{D_2} \propto D_2^2$$

Possiamo dunque affermare che aumentando il diametro della macchina, abbiamo un miglioramento del rendimento volumetrico a parità di salto. Quindi in macchine di grande dimensione come quella in oggetto, i rendimenti volumetrici saranno di per sé molto elevati.

Lo scopo della tesi è quello di valutare come decade il rendimento volumetrico della turbina Francis in oggetto, ipotizzando diversi gradi di usura delle fodere e delle parti di tenuta della girante che portano un allargamento dei labirinti e dunque un aumento della portata persa con l'andare degli anni. Nelle condizioni di funzionamento a macchinario nuovo il rendimento sarà molto elevato, prossimo all'unità in macchine di questa taglia. Per fare un'analisi accurata di queste perdite volumetriche è necessario valutare le pressioni presenti all'uscita del distributore e allo scarico della girante, prima dell'ingresso nel diffusore. I valori di pressione qui richiamati sono quelli che si trovano

esattamente a monte e a valle delle luci dei labirinti, e quindi la differenza di pressione tra i due valori è quella che realmente è responsabile del transito di una portata nei labirinti. Le pressioni succitate varieranno in base alla portata di acqua in ingresso, in quanto:

- per il distributore, la regolazione delle pale distributrici influisce sul grado di reazione della macchina e sul comportamento della vena fluida nel transito del distributore;
- per il diffusore, la variazione di portata incide sulle perdite di pressione per attrito.

Le pressioni indicate però non sono misurabili nel nostro impianto: si conosce solamente la pressione all'ingresso della voluta e la pressione all'uscita del diffusore, ottenute direttamente dai livelli di acqua nella vasca di carico e nel canale di scarico e da misure di pressione effettuate nella cassa a spirale mediante manometri. Per valutare dunque le pressioni incognite ci siamo serviti della fluidodinamica computazionale (CFD *Computational Fluid Dynamics*). Abbiamo infatti ricostruito parti della macchina e valutato la pressione nei punti desiderati.

4.1 Valutazione delle Pressioni

Per valutare il rendimento volumetrico della turbina Francis in questione e le successive perdite di produzione elettrica che ne derivano, è necessario calcolare le pressioni che agiscono ai capi dei trafiletti, in quanto il salto di pressione è quello che ne regola il deflusso. La pressione all'ingresso dei trafiletti è quella che abbiamo prima dell'ingresso nella girante e dunque dipende dal salto idraulico disponibile e dall'apertura del distributore, quindi varierà in generale con la portata; la pressione in uscita è quella che abbiamo allo scarico della girante e nella turbina Francis è pari alla depressione creata dal tubo diffusore, quindi dipenderà dalla sua forma, dal livello del battente d'acqua allo scarico e dalla portata defluente nel condotto. Queste due pressioni, nel nostro impianto, non vengono normalmente misurate durante il funzionamento della macchina, quindi andremo a calcolarle attraverso la costruzione di modelli tridimensionali; uno del tratto predistributore più distributore e l'altro del diffusore.

Per prima cosa allora siamo andati ad effettuare un'analisi del tratto del predistributore e del distributore, per ricavare la pressione prima dell'ingresso nella girante. Questa pressione, però, varia con la portata di acqua passante in turbina, a causa delle variazioni delle pale distributrici che variano le aree di passaggio della vena fluida; questo oltre ad aumentare le perdite di attrito varia le aree di passaggio della vena fluida che provoca anche una variazione della velocità. Per ricavare dunque la pressione al variare della portata passante in turbina, che analizzi un ampio campo di funzionamento della macchina, sarà necessario costruire diversi modelli del tratto del distributore. Per scegliere quale campo analizzare abbiamo considerato questi valori di massima delle ore di funzionamento utilizzati per gli impianti di tipo fluente descritti in tabella 4.1.

Frazioni di carico	5/10	7/10	9/10	10/10
Pesi	0.2	0.2	0.3	0.3

Tabella 4.1 la tabella ci mostra per un impianto fluente, quali siano solitamente le condizioni di funzionamento, per i 4 diversi tipi di carico è associata una certa frazione di funzionamento (pesi).

Data quest'evidenza, abbiamo deciso che per effettuare un'analisi più precisa del rendimento volumetrico era necessario farlo su tutto il campo di funzionamento della turbina e per farlo in maniera più precisa ci siamo affidati a delle prove di rendimento effettuate sul suddetto impianti negli anni precedenti.

4.1.1 Metodo dei traccianti

La nostra analisi è dunque partita dai dati delle prove di rendimento eseguite sul gruppo 1 della centrale di Montjovet nel 2005 utilizzando il metodo dei traccianti (metodo della diluizione o di iniezione a portata costante come da par.10.5.2.1 della norma CEI EN 60041). Questa prova di rendimento dev'essere effettuata contrattualmente entro un anno dall'installazione della girante in questione, al fine di misurare il rendimento con i profili idraulici in condizioni ottimali, ovvero in sostanziale assenza di erosione sulle parti attive della turbina. La prova consiste nell'immissione di un tracciante nell'acqua in ingresso alla vasca di carico, iniettato in soluzione acquosa con concentrazione C_1 con portata costante d'iniezione q , e misurando la concentrazione del tracciante in uscita C_2 . Il valore della portata d'acqua esitata dalla turbina Q si calcola pertanto come:

$$Q = q \frac{C_{y1}}{C_{y2}}$$

La prova viene eseguita secondo diversi step, in ciascuno dei quali la potenza elettrica prodotta dal gruppo viene posta il più possibile costante (e di conseguenza si assume costante la portata esitata in turbina a parità di salto netto). Tra uno step e l'altro viene fatta variare la potenza elettrica generata e conseguentemente la portata transitante in turbina, esplorando così un ampio campo di funzionamento della macchina.

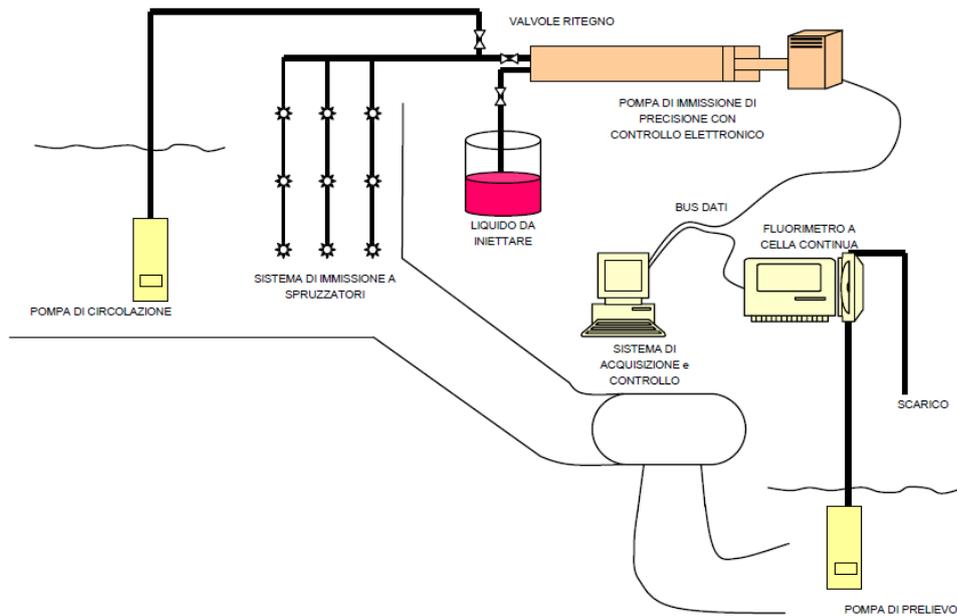


Figura 4.2 schema delle prove di rendimento con il metodo dei traccianti

Contemporaneamente alla misura diretta della portata eseguita come sopra descritto, sulla chiocciola della turbina, ed in particolar modo su un'unica sezione trasversale, sono disponibili n°4 prese di pressione, due sulla parte superiore e due sulla parte inferiore della cassa, poste in posizioni angolari differenti ma tra loro simmetriche rispetto al piano orizzontale. La misura di pressione differenziale Δp tra due prese è funzione della portata Q secondo la seguente relazione:

$$Q = k(\Delta p)^{0,5}$$

con k funzione della geometria della turbina e della posizione delle prese di pressione. Questo metodo indiretto è detto Winter Kennedy ed è descritto al par.15.2.1.1. della norma CEI EN 60041.

È pertanto possibile eseguire le misure di portata secondo due diverse fasi:

- Fase 1: misura, in un numero limitato di condizioni di funzionamento, della portata mediante il metodo diretto dell'iniezione a portata costante, con contestuale determinazione sperimentale del coefficiente k . La convenienza a limitare il più possibile il numero di misure eseguite col metodo dei traccianti è economica, essendo il costo delle prove con i traccianti piuttosto elevato;
- Fase 2: esplorazione completa del campo di funzionamento della turbina con il metodo indiretto Winter Kennedy, molto più economico consistendo nella misura di una pressione differenziale.

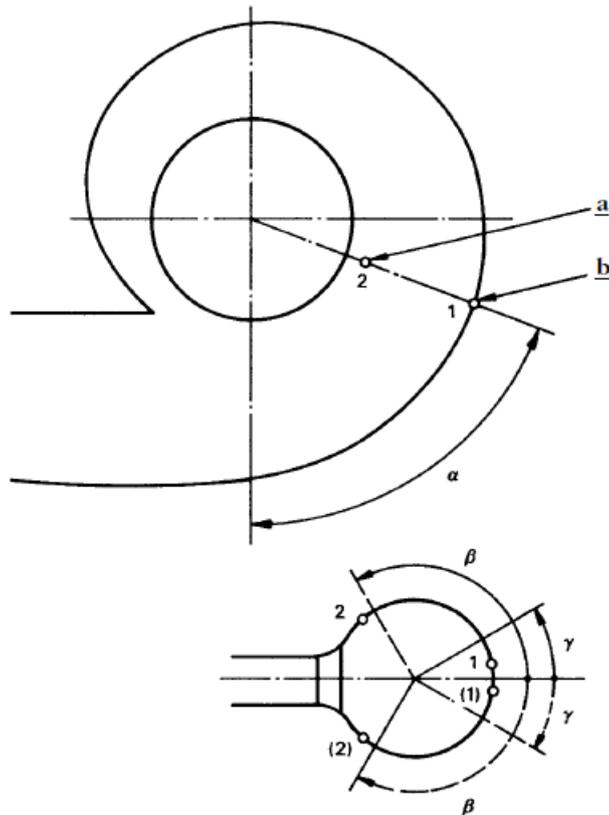


Figura 4.3 schema calcolo pressioni nella voluta a chiocciola

Come sintesi delle prove di rendimento viene redatta una tabella che mostra: la potenza elettrica, il rendimento dell'alternatore, le portate volumetriche, il rendimento totale della turbina e l'apertura del distributore; queste prove presentano mediamente un errore del 1,5 % sulla misura del rendimento della turbina e sono dunque molto affidabili.

4.2 Studio del distributore

Alla base del nostro lavoro di tesi è dunque presente una prova di rendimento reale effettuata sull'impianto nel 2005 a macchinario nuovo, da qui siamo stati in grado di ricavare, a seconda della diversa apertura del distributore, qual è la portata reale che viene turbinata dalla macchina. La scelta dei diversi modelli di apertura del distributore è stata fatta utilizzando il parametro della Portata al salto di riferimento $Q_0 = Q \cdot \left(\frac{H_0}{H}\right)^{0,5}$, ovvero la portata riferita al salto netto di 51,6 metri assunto costante al variare della portata. Questo parametro viene utilizzato in quanto durante la prova il salto idraulico può variare a causa delle perdite di carico nelle condotte, variabili con la portata, e a causa di variazioni dei livelli di monte e di valle; al contrario, utilizzando la portata al salto di riferimento si possono compiere valutazioni dirette sul comportamento della turbina al variare della portata e depurato dalle variazioni di salto dovute alle caratteristiche dell'intero impianto.

Il manovellismo di apertura del distributore è costituito da un anello di Fink che permette di aprire contemporaneamente e con lo stesso grado di apertura tutte le 20 pale del distributore. Il manovellismo ha una corsa di 238 mm totali con la massima apertura, una biella di 250 mm e una leva di 400mm che permettono un'apertura massima delle pale di un angolo di $34^{\circ}35'$, visibile nella figura 4.4.

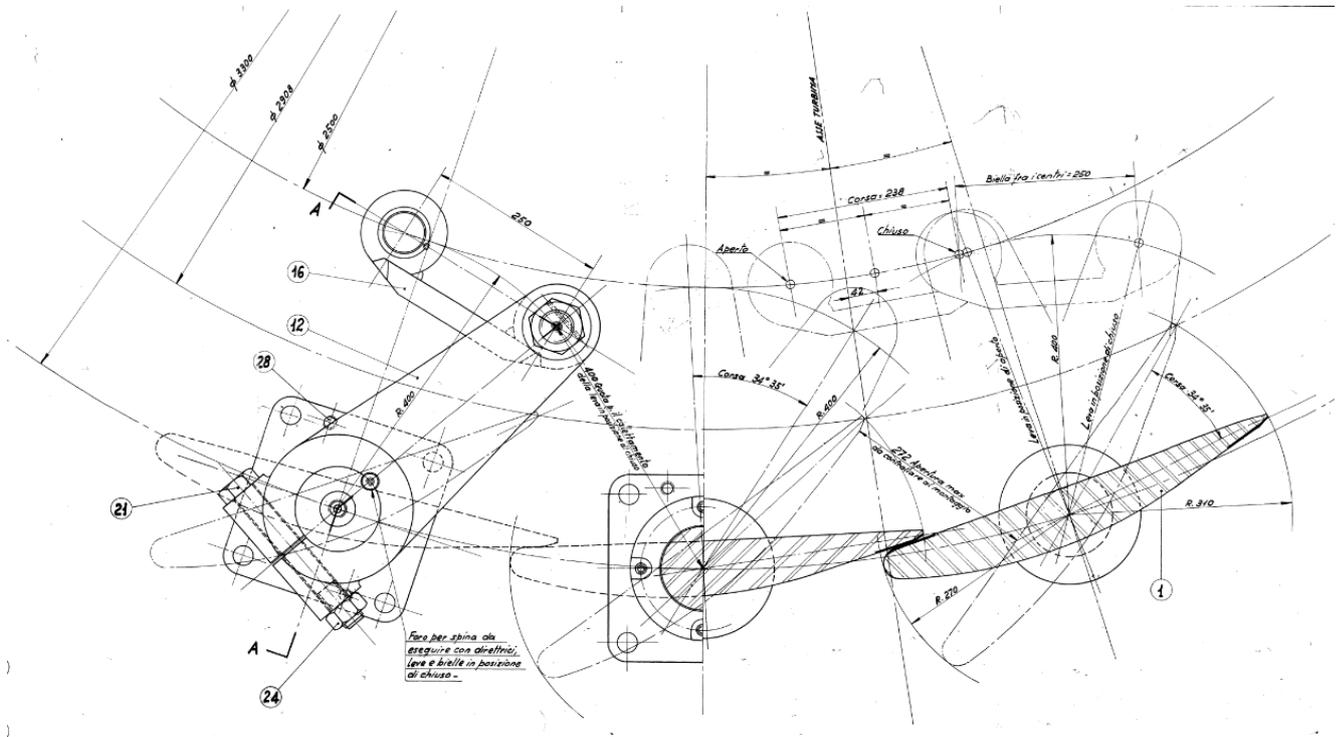


Figura 4.4 ci mostra il dettaglio di costruzione del distributore oggetto dello studio, è possibile vedere come funziona il dispositivo biella-leva, in base alla corsa della biella si vede come varia la disposizione della leva e quindi della pala direttrice. L'immagine ci mostra il distributore della macchina in questione.

Nella figura 4.5 possiamo notare come tutte le prove di rendimento effettuate generino una curva di regolazione non lineare; attraverso il metodo dei minimi quadrati siamo andati ad individuare dei punti apertura del distributore-portata "caratteristici" ed utilizzabili come riferimento per studiare il comportamento della macchina in tutto il suo campo di funzionamento. Infatti, abbiamo scelto di utilizzare 7 diversi valori di portata al fine di valutare al meglio il funzionamento dell'impianto durante tutto l'anno, in quanto l'impianto di Montjovet, essendo ad acqua fluente, risente molto delle variazioni di portata del corso d'acqua, con periodi di magra e periodi dove si lavora a pieno carico, i quali sono stati sintetizzati nella tabella 4.2. La regolazione dell'apertura del distributore è stabilita dal livello d'acqua nella vasca di carico e dipende direttamente dalla portata della Dora Baltea.

suddividere meglio la portata, e renderla uguale in tutte le zone della girante. È possibile vedere la disposizione di queste pale nella figura 4.6 b.

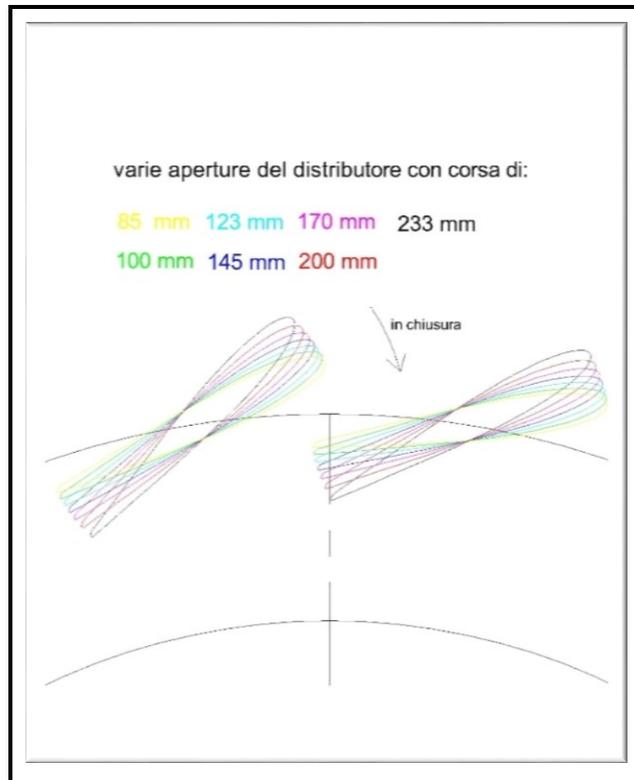
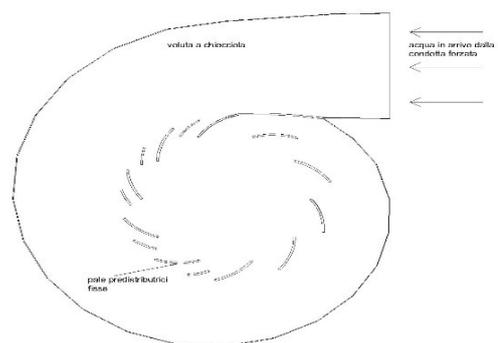


Figura 4.5: Le 7 aperture del distributore utilizzate per rappresentare il campo di funzionamento ed effettuare i calcoli dei rendimenti.



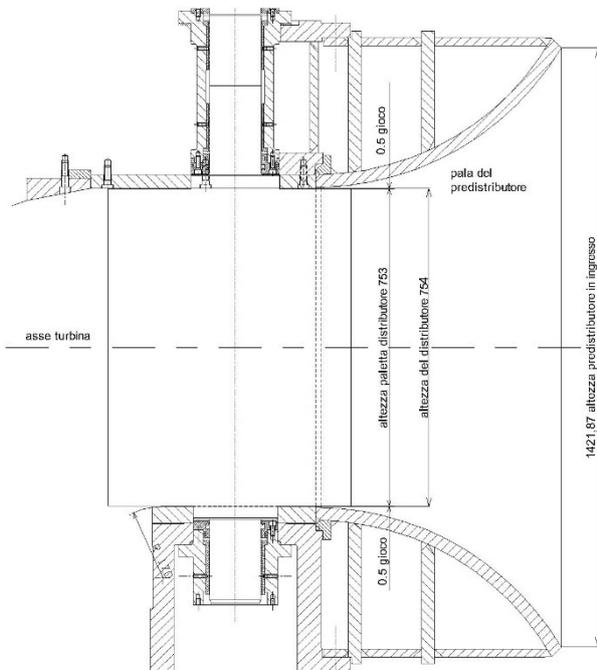
(a)



(b)

Figura 4.6 le due immagini mostrano le pale del predistributore, l'immagine (a) è una fotografia fatta su un impianto del gruppo C.V.A. S.p.A. da questa si riesce a notare come le pale predistributrici siano saldate direttamente sulla parete della voluta, l'immagine (b) ci mostra la disposizione delle pale predistributrici nell'impianto di Mont.Jovet.

La figura 4.7 ci mostra come le palettature fisse presentano un'altezza nella parte più esterna di 1421,87 mm, mentre il distributore con cui deve collegarsi è di 754 mm. La loro altezza sarà quindi decrescente avvicinandosi al distributore. Dal disegno quotato del dettaglio è possibile notare come l'altezza delle palettature del distributore presentano un'altezza di soli 753 mm. Pertanto ci saranno



due giochi di 0,5 mm per parte per consentire il movimento relativo tra pale direttrici e corazze. Nelle simulazioni qui effettuate non abbiamo preso in considerazione questo fattore e abbiamo costruito un modello con una paletta distributrice con la medesima altezza del distributore. Ovviamente nei sette modelli utilizzati per studiare il campo di funzionamento la parte del predistributore è la stessa per tutti quanti e la differenza sta nella diversa apertura delle palette del distributore. Nella figura 4.8 è mostrato uno dei modelli tridimensionali completi utilizzati per effettuare le simulazioni fluidodinamiche.

Figura 4.7 sezione del tratto predistributore-distributore

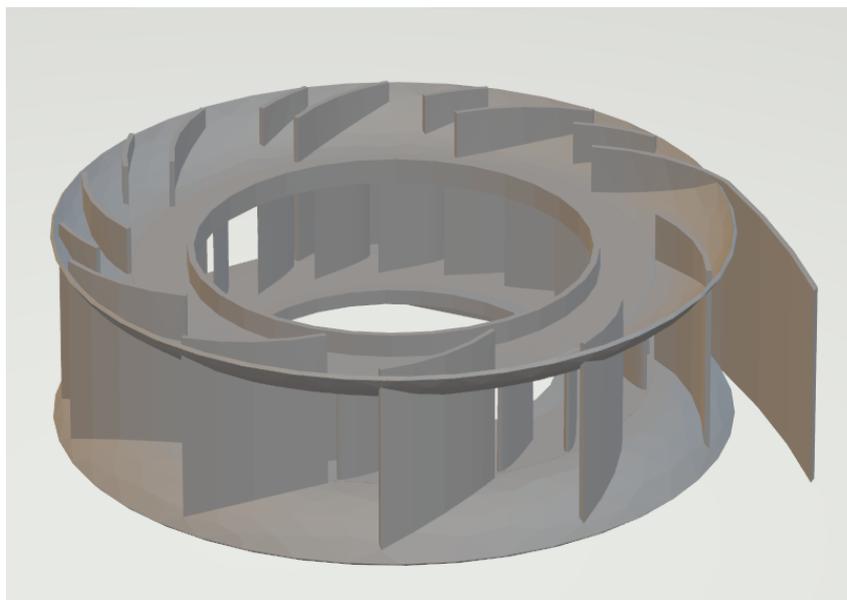


Figura4.8: Modelli tridimensionali completo di tutte le parti, pale direttrici, pre-distributore e coperchio di chiusura.

4.2.2 Simulazione fluidodinamica distributore

Una volta realizzati i vari modelli CAD 3D, come in figura 4.8, delle diverse aperture, abbiamo importato i modelli nel software di simulazione convertendolo prima in un formato da lui supportato. Abbiamo trasformato i file in STL *STereo Lithography interface format* o acronimo di "Standard Triangulation Language". Esso è un formato per software CAD molto semplice e supportato da quasi tutti i programmi, esso discretizza gli oggetti tridimensionali in tanti triangoli e dunque consiste in coordinate X Y Z per ciascun vertice del triangolo e un vettore per definire l'orientazione della normale alla superficie. Il programma di simulazione lavora in metri ed è stato dunque necessario scalare il modello prima o dopo l'importazione, visto che noi abbiamo lavorato sempre in millimetri nella costruzione del modello. Per costruire la griglia di calcolo del modello tridimensionale è stato necessario inserire nella parte interna del modello un cilindro, così da chiudere il volume di fluido. La mesh infatti viene creata in quei punti dove il fluido può transitare, escludendo dunque il modello tridimensionale da noi importato che rappresenta la turbina. Per ridurre il costo computazionale abbiamo deciso di dividere la mesh lungo l'asse radiale della macchina. Un'ulteriore suddivisione su solo una parte della macchina non era possibile per via della diversa distribuzione delle pale predistributrici lunghe e corte. Un esempio delle mesh create e poi utilizzate è mostrata nella figura 4.9.

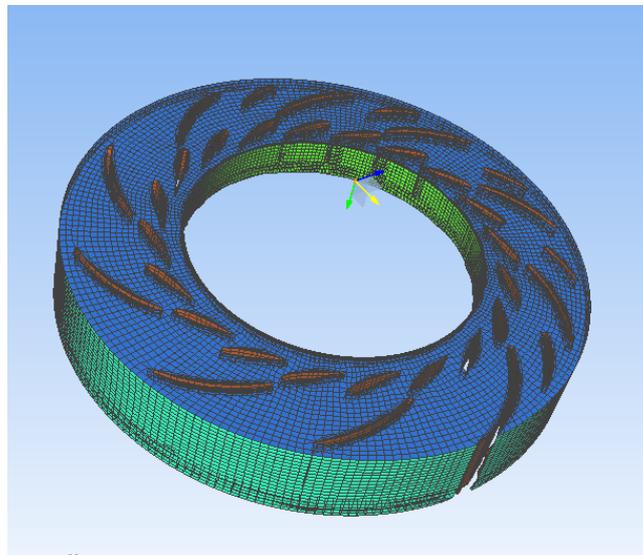


Figura 4.9 : Qui in foto vediamo la mesh del modello con apertura 123mm, è possibile notare come lo studio del fluido non comprenda ovviamente la parte delle palettature della macchina. La faccia blu rappresenta la zona di simmetria, in verde chiaro la zona di uscita dal distributore e uscita del nostro modello, in verde acqua l'ingresso del nostro fluido, in arancione invece quando siamo a contatto con una parete fissa.

Una volta creata la mesh di calcolo è possibile imporre sulle diverse facce della griglia diverse “boundary type” che identificano la tipologia fisica di ciascuna faccia. Possiamo scegliere tra questi “types”:

- Patch, indica il passaggio di fluido su questa faccia o in ingresso o in uscita
- Wall, condizione che viene usata per imporre le condizioni di parete nei modelli di turbolenza, il fluido sarà in contatto con questi pareti e ne deriveranno attriti e tutti i fenomeni di bordo tipici della fluidodinamica (ad esempio gli strati limite laminari)
- Symmetry, condizione usata per semplificare il modello e ovviamente imporre condizione di simmetria del modello lungo quella faccia
- Empty, condizione che ci informa che l’algoritmo non deve essere risolto lungo la condizione normale a questa faccia (usata nei modelli 2D)
- Wedge, condizione che ci informa che la soluzione dell’algoritmo è assialsimmetrica

Nel modello del distributore abbiamo imposto condizioni Patch sulla parete più esterna del cilindro in verde acqua nell’immagine e sulla parete più interna in verde. Invece è stata imposta una condizione di simmetria sull’asse radiale della macchina in blu, mentre nelle restanti facce è stata imposta una condizione Wall.

Una volta che la mesh è stata correttamente costruita è stato possibile impostare il risolutore. Come già detto in precedenza è stato utilizzato il risolutore SIMPLE e si è scelto di risolvere le equazioni con metodo RANS e col modello di turbolenza k-ε. Nei casi stazionari non serve impostare le condizioni iniziali del problema e nemmeno lo step temporale, infatti si risolvono le equazioni ripetutamente fino al raggiungimento della convergenza del problema, e il tempo totale si riferisce al numero di iterazioni massime da effettuare, limite utile per lo più a fermare il risolutore nel caso non converga in tempi accettabili. Effettuando un gran numero di simulazioni infatti può succedere di commettere errori banali. È stato poi imposto il tipo di fluido utilizzato, nel nostro caso acqua. Prima di eseguire la simulazione è ancora necessario imporre le condizioni al contorno che influenzano il nostro modello. Sul cilindro esterno si è imposta una condizione di pressione in ingresso, data in questo caso dalla pressione ideale che sarebbe possibile ottenere dal salto netto di riferimento del nostro impianto $H_o = 51,6$ metri. La condizione di “inlet pressure” richiede la condizione di pressione totale espressa in $[m^2/s^2]$ o in $[kPa]$, e dunque la condizione in ingresso sarà $51,6 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 506 \frac{m^2}{s^2}$ oltre ad una condizione di gradiente nullo per il vettore della velocità. Invece sulla parete interna è stata supposta una pressione è stata variata con iterazioni successive fino a ricavare quella che ci permetteva di ottenere la portata desiderata. Sulle restanti pareti della mesh è stata imposta una wall function, che rappresenta le pareti del distributore e delle restanti pareti lambite dal fluido.

4.2.3 Post processing

Abbiamo così effettuato per ognuno dei modelli selezionati una serie di simulazioni variando la pressione in uscita al fine di ricavare la portata da noi desiderata all'interno della turbina, dopo circa una decina di iterazioni si giungeva alla pressione in uscita dal modello che garantiva questa portata. I risultati ottenuti sono stati sintetizzati nella tabella. Le pressioni utilizzate nei modelli sono tutte pressioni relative.

Apertura distributore	\dot{Q}	p_{IN}	p_{OUT}	Δp
[mm]	[m ³ /s]	[kPa]	[kPa]	[kPa]
233	60	506	342	164
200	55	506	291	215
170	50	506	273	233
145	45	506	257	246
123	40	506	240	266
100	35	506	212	294
85	30	506	205	301

Tabella 4.3 ci mostra in sintesi i dati ricavati da questa prima simulazione, per ogni grado di apertura abbiamo ricavato iterativamente il valore di portata passante nel modello e abbiamo così trovato la pressione all'uscita del distributore, le pressioni sono entrambi pressioni relative, nell'ultima colonna è possibile vedere in salto di pressione fatto nel distributore dal fluido.

Si nota subito dalla tabella 4.3 come, al diminuire dell'apertura del distributore e dunque della portata passante in turbina, ci sia una drastica riduzione della pressione in uscita dalle pale distributrici. Con l'apertura del distributore a 233 millimetri l'energia di pressione persa o trasformata in energia cinetica è di 164 kPa, mentre nel caso con un'apertura di 85 mm al quale corrispondono 30 m³/s di portata volumetrica, l'energia di pressione già trasformata nel tratto del distributore è di 300 kPa. Questa variazione è dovuta:

- in parte, alle perdite di carico che si hanno per un non più ottimale posizionamento delle pale del distributore rispetto agli angoli fissi del predistributore, i quali sono sostanzialmente ottimali in prossimità dei dati di targa della macchina, quindi per portate volumetriche di 50-55 m³/s;
- per la restante parte, dovuti alla trasformazione in energia cinetica a causa del diverso rapporto tra le sezioni di passaggio del distributore e della girante. Infatti, al diminuire dell'apertura del distributore la sezione di passaggio in questa parte della turbina si riduce drasticamente, passando da circa 3,7m² in condizioni nominali a solo 1,5m² con 85mm di apertura. Tuttavia le sezioni di passaggio della girante restano invariate non essendo possibili regolazioni in quest'organo meccanico, pertanto il differente rapporto tra le sezioni interessate si traduce in un differente andamento delle cadute di pressione nella turbina.

Il lavoro di post-processing, come già detto precedentemente, è stato effettuato attraverso l'uso del software ParaView e ci ha permesso di ricavare una serie di risultati molto interessanti. Per prima

cosa effettuiamo una serie di considerazioni nel caso di portata nominale a $55 \text{ m}^3/\text{s}$ e dunque con una apertura del distributore di 200 mm . La prima figura che analizziamo è la 4.10, dove è rappresentata la distribuzione delle pressioni. La scala delle pressioni è sempre in kPa. Notiamo come la pressione rimane circa costante al valore iniziale finchè non incontra le sezioni del predistributore. Qui subisce un primo salto di pressione sino a circa 400 kPa . Successivamente nella sezione ristretta del distributore abbiamo una seconda variazione che ci porta ad ottenere la pressione di 291 kPa nella sezione di uscita del modello. Possiamo dunque notare come la variazione della pressione avviene quando abbiamo un gran restringimento della sezione di passaggio della portata, e dunque l'assunzione fatta di non considerare la cassa a voluta, peraltro disegnata proprio per non provocare cadute di pressione e dunque perdite di carico, è del tutto valida.

La figura 4.11 invece mostra l'andamento della velocità assoluta U del fluido in m/s . Possiamo vedere come la velocità dell'acqua in ingresso sia bassa ($1\text{-}2 \text{ m/s}$) e inizia ad accelerare con la riduzione dell'altezza del predistributore e poi ancora nella zona di riduzione dell'area di passaggio nel distributore, fino a raggiungere velocità assoluta di circa 19 m/s . possiamo notare una leggera differenza tra le velocità del fluido nella metà sinistra rispetto a quella destra, dovute alla distribuzione delle pale del pre-distributore.

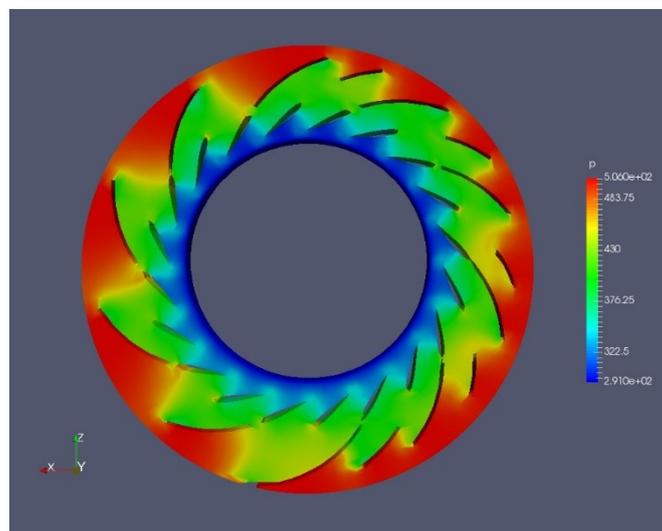


Figura 4.10 evoluzione delle pressioni nel modello con portata nominale di $55 \text{ m}^3/\text{s}$ e apertura del distributore di 200 mm .

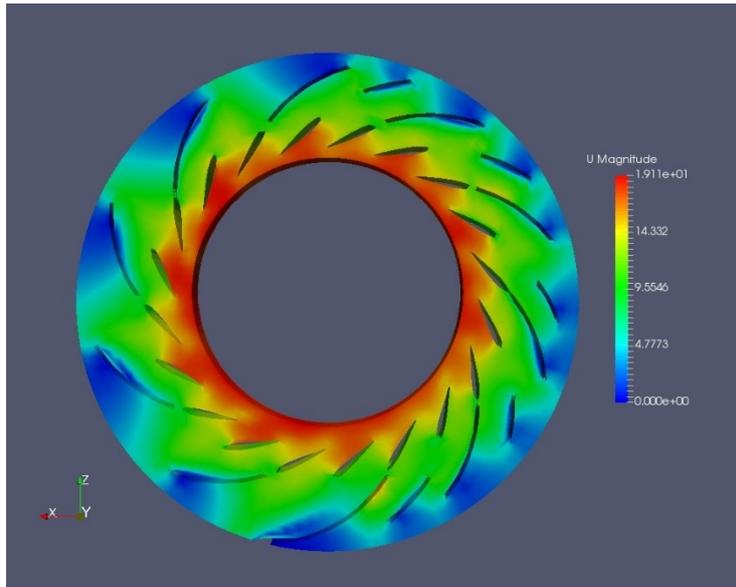


Figura 4.11 distribuzione delle velocità nel modello con portata nominale di 55 m³/s e apertura del distributore di 200 mm.

Per comprendere meglio il flusso della vena fluida mostriamo anche le velocità lungo gli assi cartesiani, figure 4.11, 4.12, 4.13.

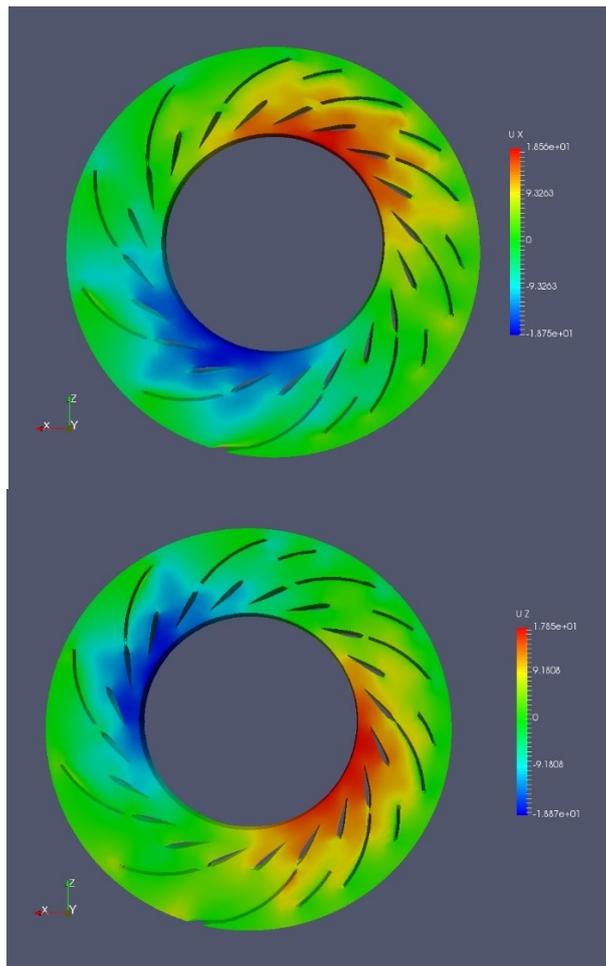


Figura 4.11 e 4.12, distribuzione delle velocità nel modello con portata nominale di 55 m³/s e apertura del distributore di 200 mm lungo l'asse x e lungo l'asse Z.

Dalle figure 4.11 e 4.12, possiamo notare come il fluido arrivi all'ingresso della girante con un certo angolo, dato appunto dalle pale distributrici e che sia simmetrico nei 4 quadranti.

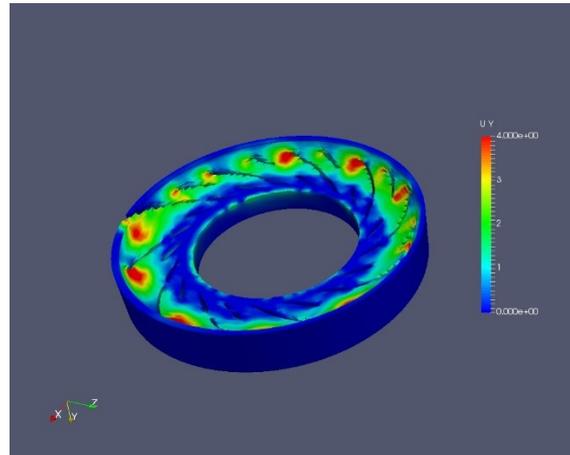


Figura 4.13, distribuzione delle velocità nel modello con portata nominale di 55 m³/s e apertura del distributore di 200 mm lungo l'asse Y, lungo questo asse l'unica velocità è data dal restringimento della sezione che va dal pre-distributore al distributore.

La velocità in direzione Y sul piano di mezzeria è praticamente nullo, possiamo notare una variazione di velocità lungo questo asse solo valutandolo sull'intero modello tridimensionale; La variazione di velocità lungo Y è presente solo nel tratto del pre-distributore dove si passa da un'altezza di circa 1400 mm sino a 754 mm. Per aiutarci a comprendere il movimento del fluido aggiungiamo anche la figura 4.14. Il nostro fluido è rappresentato da dei vettori, i quali rappresentano attraverso la loro direzione la sommatoria di tutte le velocità U e la loro colorazione rappresenta il valore di pressione in quel determinato punto. Si nota come il fluido entri radialmente lungo tutta la circonferenza con una pressione di 506 kPa, mentre all'uscita del distributore la velocità presenta una direzione ottimale per colpire la girante e porla in rotazione.

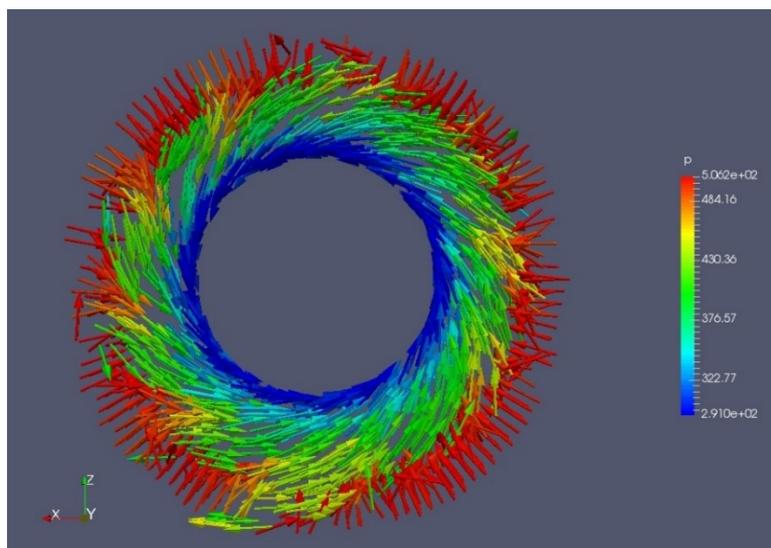


Figura 4.14: Rappresentazione vettoriale della velocità e della pressione attraverso il colore, del fluido nel modello con portata nominale di 55 m³/s e apertura del distributore di 200 mm.

Nella Tabella 4.4 sono invece rappresentate diverse immagini realizzate attraverso paraview, che ci mostrano l'evoluzione delle pressioni nei diversi modelli utilizzati. Sfruttando una scala delle pressioni uguale per tutti i 7 modelli si riesce meglio a valutare come essa varia. La scala delle pressioni, sempre di pressioni relative stiamo parlando, vanno da 205 kPa colorazione blu e 515 kPa in rosso.

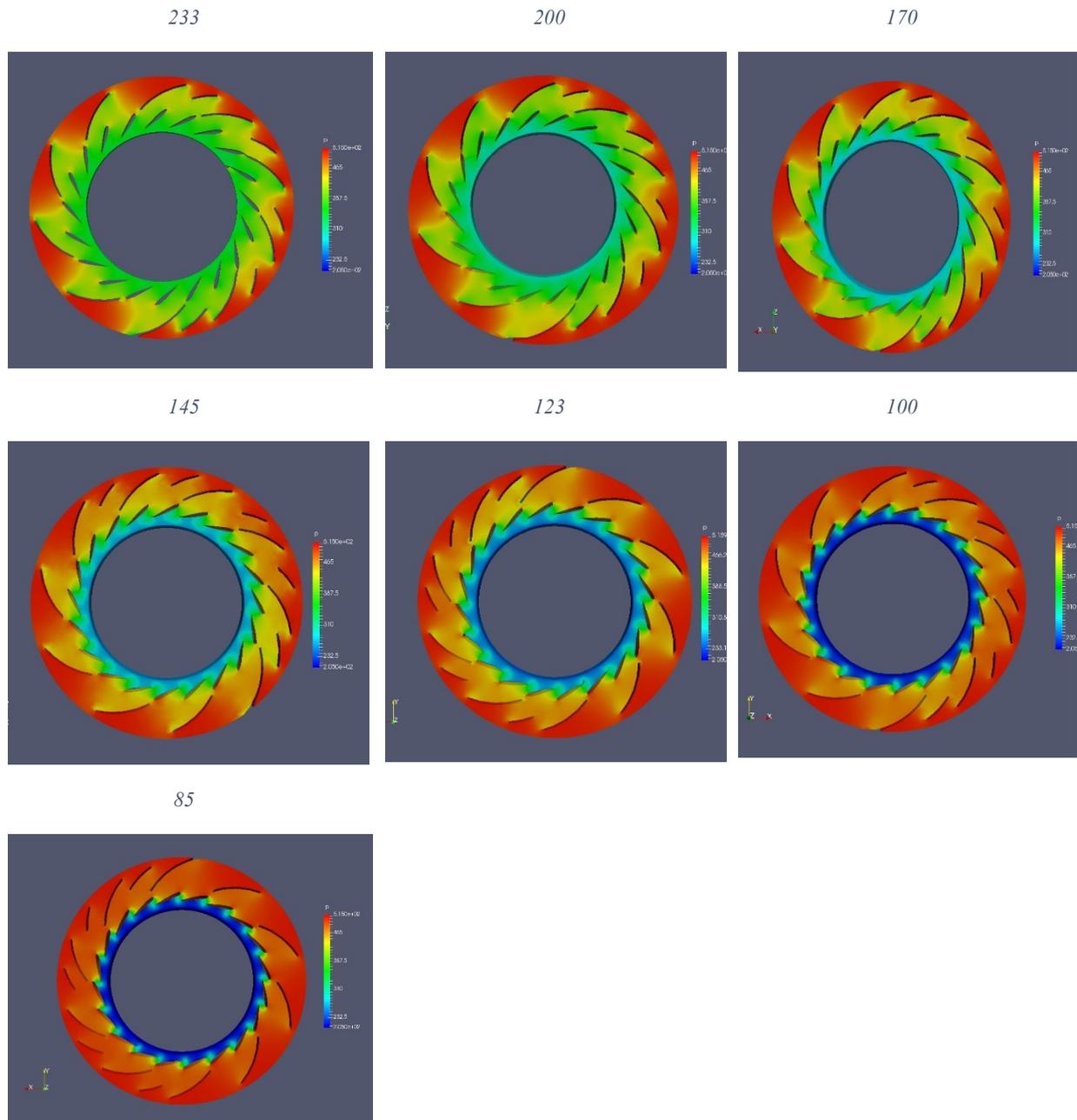


Tabella 4.4: evoluzione delle pressioni nei 7 diversi modelli, l'apertura della corsa del distributore è segnalata al di sopra di ogni figura, la scala della pressione è compresa tra 205 kPa colorazione blu e 515 kPa in rosso.

Possiamo notare come l'andamento delle pressioni vari in maniera significativa nei diversi modelli studiati, infatti al diminuire delle portate la variazione di pressione avviene unicamente nel distributore, dove l'area di passaggio è molto ridotta mentre nella parte del pre-distributore la

pressione tende a rimanere molto alta per via della minor portata passante in macchina, che rimane a velocità ridotte in tutto il pre-distributore. Nei modelli con portate elevate invece la diminuzione della pressione è più costante nel modello. La tabella 4.5 invece ci mostra la differente distribuzione delle velocità nei modelli studiati. In questo caso la scala delle velocità è compresa tra 0 e 23 m/s, in maniera tale da ricoprire il range di velocità di tutti i modelli. Possiamo notare come anche le velocità hanno andamenti diversi. Con portate elevate la velocità aumenta in maniera lineare lungo la vena fluida e raggiunge velocità di 18-19 m/s, invece con la riduzione della portata e dell'area di passaggio abbiamo un notevole aumento della velocità prima dell'ingresso nella girante, la quale arriva fino a 23 m/s con apertura di 85mm. Inoltre, con piccole aperture si nota come la direzione imposta dalle pale distributrici sia molto deviata rispetto alla condizione ottimale, e questo ci porta ad una notevole riduzione del rendimento idraulico della macchina. La velocità in ingresso al decrescere della portata rimane ovviamente bassa fino a prima del distributore.

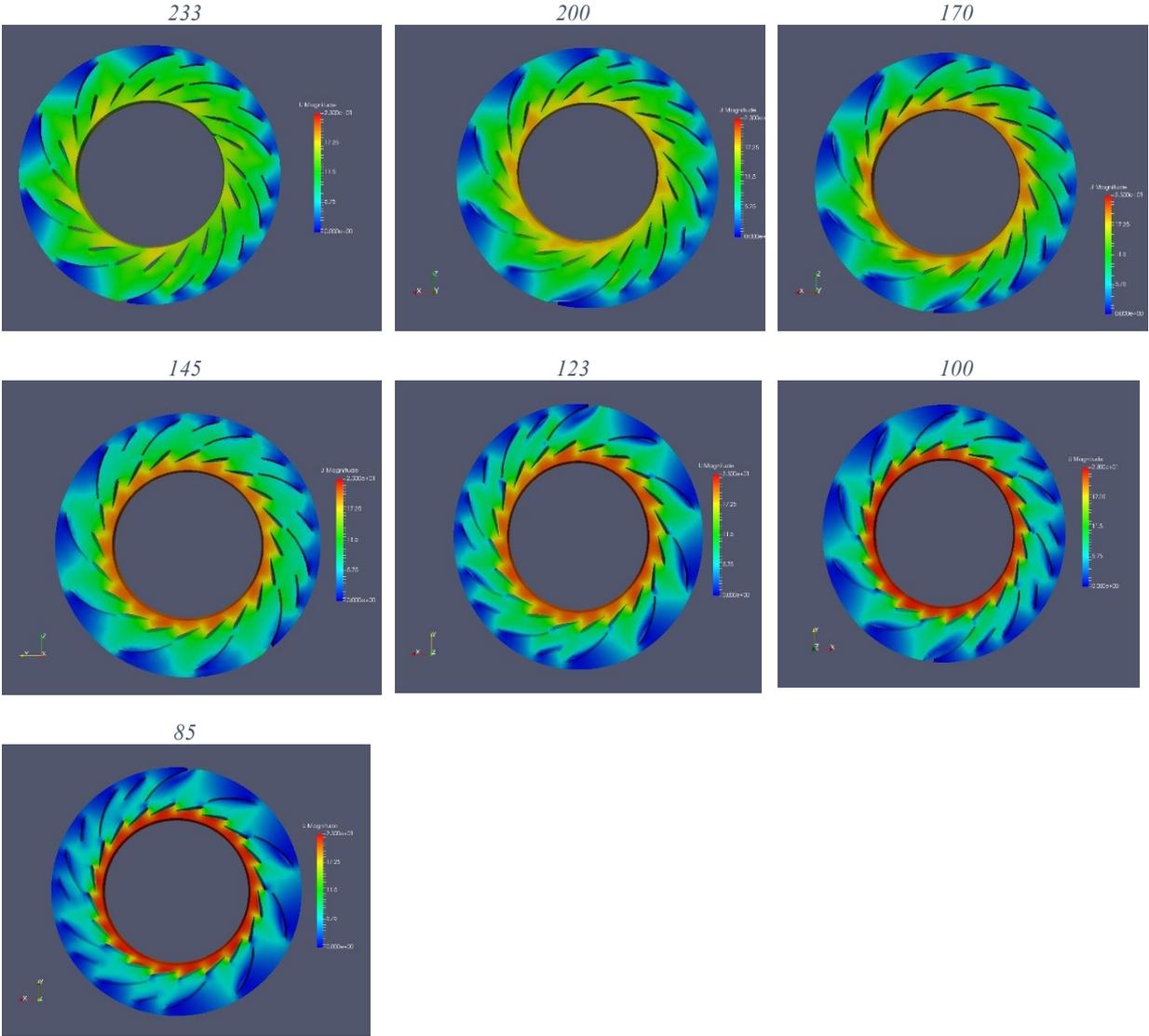


Tabella 4.5: distribuzione delle velocità 7 diversi modelli, l'apertura della corsa del distributore è segnalata al di sopra di ogni figura, la scala della velocità è compresa tra 0 m/s in blu e 23 m/s in rosso.

4.2.4 Calcolo manuale pressione al distributore

Siamo inoltre andati ad effettuare una valutazione di massima sul distributore attraverso Bernoulli:

$$z_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g}$$

con $\gamma = \rho g$ e dove col pedice 0 consideriamo l'acqua in entrata dal distributore e con 1 la sezione ristretta del distributore. L'asse del fluido nelle due sezioni rimane lo stesso e dunque possiamo eliminare il termine di quota da entrambe le parti. Pertanto:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g}$$

e moltiplicando per γ

$$p_0 + \frac{c_0^2 \cdot \rho}{2} = p_1 + \frac{c_1^2 \cdot \rho}{2}$$

Con:

- $p_0 = 506000 \text{ Pa}$;
- $\gamma = 9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$;
- $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Conoscendo quindi la portata passante in turbina e le sezioni in questione, possiamo ricavare la velocità nei due punti richiesti. L'area di passaggio nel condotto della voluta prima che inizi a curvare presenta un diametro di 2642 mm e si ricava facilmente

$$A_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 5,482 \text{ m}^2$$

L'area delle sezioni ristrette è stata reperita con Autocad al variare dell'apertura del distributore e moltiplicata per l'altezza costante di 754 mm. La velocità assoluta si calcola con la relazione $c = \frac{\dot{Q}}{A}$ e la successiva pressione mancante potrà essere così ricavata:

$$p_1 = p_0 + \frac{\rho}{2} (c_0^2 - c_1^2)$$

Nella tabella 4.6, mostriamo i valori ricavati per tutte le portate prese in considerazione nei modelli calcolati anche con la simulazione fluidodinamica.

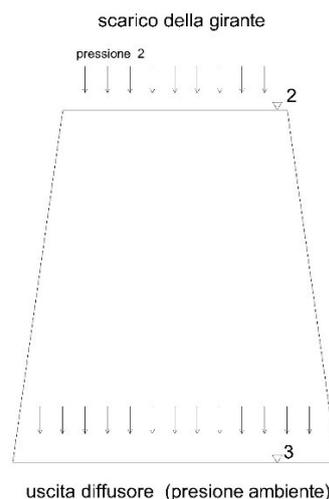
\dot{Q}	Sezione ristretta	altezza	N° pale	Area 1	Velocità c_1	Velocità c_0	p_1
[m ³ /s]	[mm]	[mm]	-	[m ²]	[m/s]	[m/s]	[Pa]
60	249,46	754	20	3,761	15,95	10,94	438697
55	217,81	754	20	3,284	16,74	10,03	416129
50	190,23	754	20	2,868	17,43	9,12	395694
45	165,44	754	20	2,494	18,04	8,21	377017
40	142,07	754	20	2,142	18,67	7,30	358324
35	120,32	754	20	1,814	19,29	6,38	340330
30	99,3	754	20	1,497	20,03	5,47	320289

Tabella 4.6, sintesi dei dati del calcolo manuale del distributore, è mostrata la larghezza della sezione ristretta della macchina a seconda delle diverse aperture, l'altezza del distributore è uguale per tutti e pari a 754 mm, il numero delle pale è 20, area totale è data da sezione ristretta per altezza per il numero di pale. La velocità c_0 è quella in ingresso alla voluta e c_1 è quella in uscita al distributore, p_1 è la pressione ricavata.

Andando a fare un confronto rispetto al calcolo effettuato con il software, ricaviamo differenze di pressioni nelle sezioni ristrette anche elevate, ma d'altronde qui consideriamo il passaggio nelle varie pale del distributore come fosse un semplice restringimento della sezione del tubo e non consideriamo.

4.3 Studio del tubo Diffusore

Per calcolare la pressione allo scarico che agisce sui trafiletti è necessario fare un'analisi accurata sul dispositivo presente dopo la girante. Nella turbina Francis, il diffusore o tubo di aspirazione, rappresentato schematicamente in figura 4.15, ha il compito di recuperare la maggior parte dell'energia cinetica che possiede ancora il fluido in uscita dalla girante e di sfruttare per intero il salto idraulico, recuperando l'altezza del diffusore con un rallentamento della portata.



La forma divergente del diffusore determina nella parte più piccola, cioè alla sommità (uscita della girante) che chiamiamo sezione 2 una depressione, infatti applicando il teorema di Bernoulli tra la sezione di ingresso del fluido (2) e la sezione di uscita (3) avremo che la velocità nella sezione 3

diminuisce e la sua pressione aumenta; dunque nella sezione 2 di ingresso avremo idealmente una pressione inferiore a quella nell'uscita 3:

$$z_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} = z_3 + \frac{c_3^2}{2 \cdot g} + \frac{p_3}{\rho \cdot g} + Y_{diff}$$

dove con Y_{diff} rappresentiamo le perdite di carico lungo il diffusore. Sapendo che nella sezione 3 si ha la pressione atmosferica, possiamo ricavare p_2 :

$$p_2 = p_{atm} - \left[\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_3) \right] + Y_{diff} \cdot \rho \cdot g$$

Se il tubo diffusore presenta una piccola convergenza (indicativamente con angoli di conicità intorno o inferiori agli 8°) le perdite di carico lungo il diffusore rimangono in generale molto contenute, per cui la pressione p_2 risulterà inferiore a quella atmosferica. Come già detto precedentemente però, non si possono raggiungere valori di pressione p_2 troppo bassi per non permettere al problema della cavitazione d'insorgere.

Come possiamo vedere dallo schema della centrale, rappresentata in figura 4.16; l'uscita dal tubo diffusore nel nostro impianto non sarà alla pressione ambiente, ma sarà ancora sotto un battente d'acqua, che può variare la sua quota a seconda della stagione. Infatti, durante il funzionamento, mediamente la quota del canale allo scarico sarà prossima a quella dell'asse del distributore, mentre nei periodi estivi il livello sarà maggiore e causerà una perdita di salto netto d'impianto. La pressione assoluta allo scarico del diffusore varierà dunque in un intervallo compreso tra i 120 kPa e i 173 kPa.

Siamo quindi andati a calcolare con la formula sopra citata la depressione che abbiamo nella sommità del tubo diffusore senza tener conto delle perdite di carico lungo il condotto, al variare della portata volumetrica e nelle condizioni di livello allo scarico normale e di piena. Tra ingresso e uscita del nostro diffusore avremo una notevole differenza di sezioni, infatti in ingresso l'area è di 6,538 m², mentre all'uscita sarà di 29,253 m². La velocità del fluido in condizioni di portata nominale passerà da circa 8,5 m/s in ingresso fino a 1,88 m/s in uscita. La p_3 utilizzata viene data dalla

$$p_3 = p_{atm} + \rho \cdot g \cdot \Delta z$$

scarico della girante sarà positivo in quanto, con un battente elevato di acqua nel bacino di valle, la turbina si trova ad un livello inferiore rispetto a quello di progetto e di conseguenza la pressione relativa cresce della differenza di quota tra il bacino in condizioni di piena ed il livello nominale.

4.3.1 Simulazione fluidodinamica

Per ricavare un valore più realistico della pressione che prenda in considerazione anche delle perdite di carico lungo il condotto date anche dalla geometria, che in questo caso non presenta la forma tronco conica semplice utilizzata nei calcoli precedenti, abbiamo deciso di ricostruire geometricamente l'intero tubo diffusore e simularne il comportamento fluidodinamico nelle condizioni di interesse. Partendo dallo schema della centrale di figura 4.16 e dal dettaglio del gomito del diffusore, figura 4.17 siamo andati a ricostruire l'intero tubo diffusore, dallo scarico della girante fino alla fuoriuscita nella vasca di carico, mostrato in figura 4.18 il risultato finale di questo processo, il quale è stato utilizzato nelle simulazioni fluidodinamiche successive.

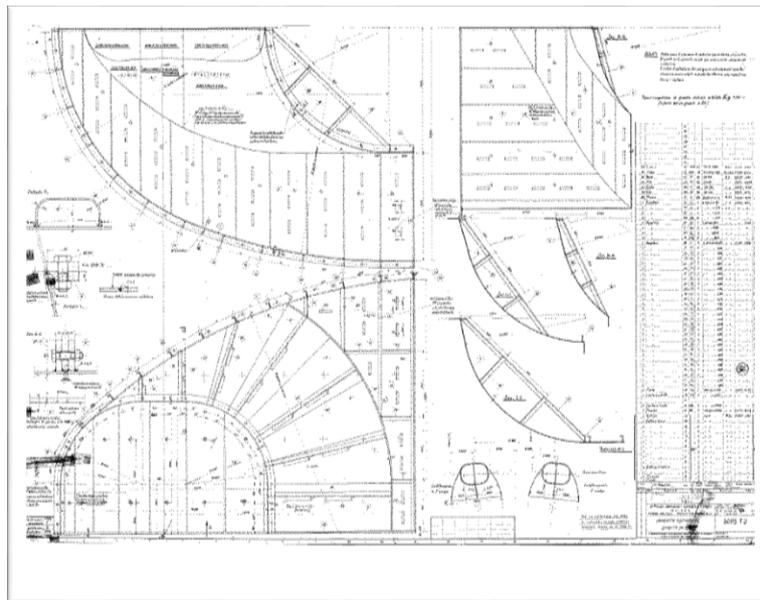


Figura 4.17, dettaglio costruttivo del gomito del diffusore, utilizzato per la costruzione del modello attraverso autocad

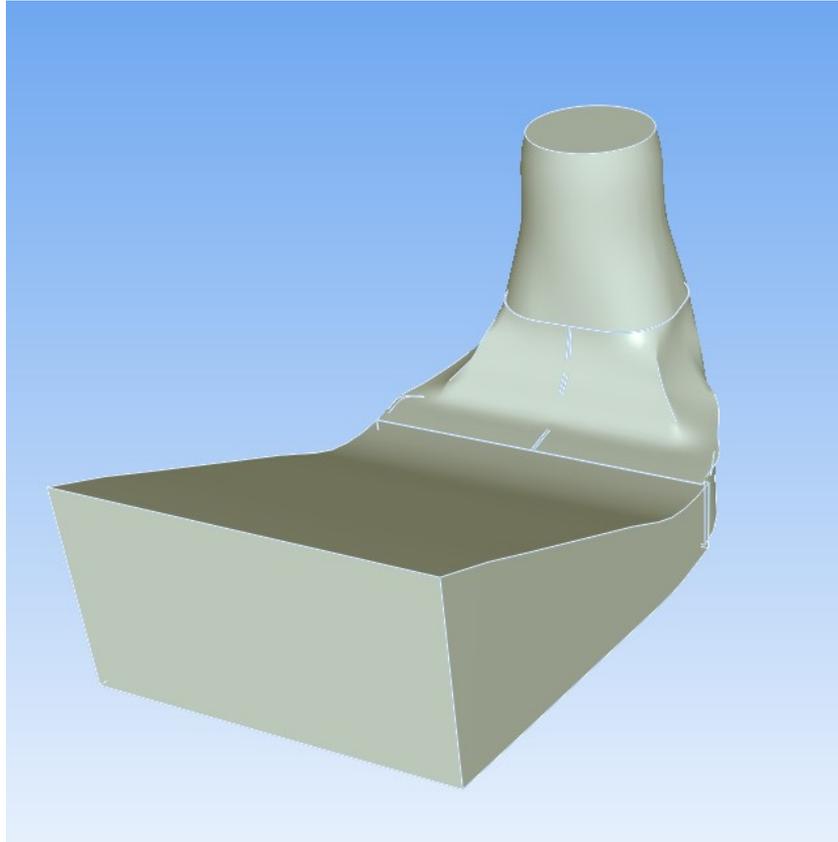


Figura 4.18 modello del diffusore in 3D costruito con AutoCAD

Una volta costruito il modello tridimensionale in AutoCAD abbiamo ripetuto le solite operazioni per poterlo utilizzare nelle simulazioni fluidodinamiche. Vista la simmetria del diffusore anche in questo caso siamo andati a costruire la griglia di calcolo solo su di una metà per diminuire il costo computazionale.

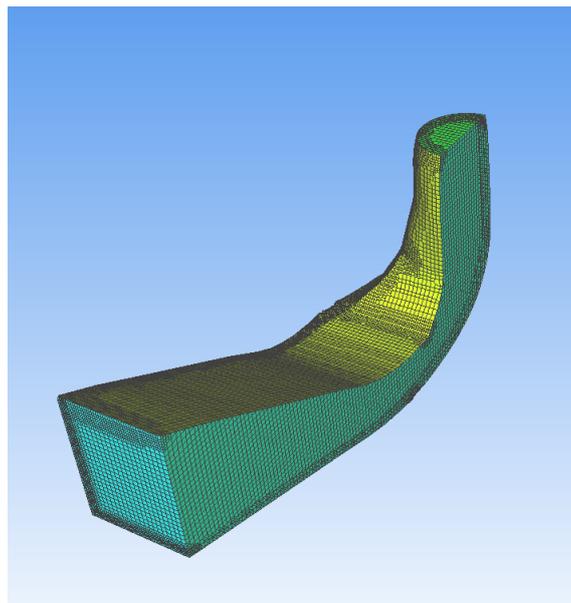


Figura 4.19 Griglia di calcolo utilizzata nel calcolo della pressione all'uscita della girante.

Il solver utilizzato è stato il buoyantSimpleFOAM, che ci permette di prendere in considerazione anche l'accelerazione di gravità, cosa che nel caso del distributore non era necessario visto lo sviluppo orizzontale del flusso, mentre ora è di fondamentale importanza. Abbiamo utilizzato sempre il metodo RANS con il modello di turbolenza k- ϵ , valutandolo in condizioni stazionarie. Le condizioni imposte sulle facce della mesh sono state:

- Sulla sommità (color verde) allo scarico della girante, abbiamo imposto una Boundary Patch con una condizione di mass flow rate, ovvero abbiamo imposto la portata di fluido entrante nel modello, che abbiamo modificato per simulare tutte le condizioni di funzionamento dell'impianto.
- Sulla simmetria del nostro oggetto è stata imposta una condizione di Symmetry.
- All'uscita del diffusore abbiamo imposto una Boundary Patch imponendo una pressione di uscita, pari alla pressione del battente d'acqua, il quale dipende dal livello dell'acqua allo scarico, e come nel caso precedente abbiamo analizzato 2 casi, in condizioni normali e in condizioni di piena.
- Sulle restanti pareti sono state imposte le Boundaries Wall

Per analizzare l'intero campo di funzionamento, in questo caso non è stato necessario cambiare il modello geometrico, ma è stato sufficiente variare la portata in ingresso alla sommità del tubo. Il modello presenta comunque ancora una certa approssimazione in quanto si è considerata costante su tutta la sommità la velocità in ingresso del fluido, mentre nella realtà l'acqua in arrivo dalla girante presenta componenti tangenziali di velocità che tendono a formare un piccolo ristagno nella parte centrale. È bene comunque precisare che quest'effetto viene rapidamente annullato dal comportamento turbolento della portata e dalla curva (detta gomito) del diffusore che modificherà l'inerzia dei filetti fluidi, pertanto l'imposizione della velocità media di tutta la sezione è ampiamente soddisfacente.

4.3.2 Risultati della simulazione

Dalle simulazioni effettuate variando le portate in ingresso al diffusore e variando la pressione in uscita abbiamo ricavato i dati riportati nella tabella 4.8. Possiamo notare che anche effettuando i calcoli con una simulazione fluidodinamica ricaviamo che l'aspirazione del tubo varia il suo comportamento a seconda della portata passante nel tubo; il comportamento del diffusore non dipende dal battente di acqua allo scarico, infatti esso recupera l'energia cinetica ancora presente allo scarico della girante.

Come possiamo notare, rispetto al calcolo effettuato manualmente abbiamo per quasi tutte le portate una leggera diminuzione della depressione allo scarico della girante. Questo è dovuto

principalmente alle perdite di carico lungo il condotto che prima non prendevamo in considerazione. Nel caso con il livello allo scarico in condizione di piena non saremo in una condizione di depressione, però questo non significa che il diffusore non compie il suo lavoro, dalla figura 4.16 dell'intera centrale infatti si notava che in condizioni di piena il livello dell'acqua allo scarico sia più elevato del livello della turbina. Nelle figure seguenti che andremo ad analizzare, è stato preso in considerazione il caso della portata nominale.

\dot{Q}	$p_{2normale}$	p_{2piena}	$p_{2(rel)normale}$	$p_{2(rel)piena}$
[m ³ /s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
60	80420	114755	-20905	13430
55	85566,1	119901	-15759	18576
50	90295	124630	-11030	23305
45	94564	128899	-6761	27574
40	98399	132734	-2926	31409
35	101784	136119	459	34794
30	104714	139049	3389	37724

Tabella 4.8 risultati sintetici delle pressioni ricavate all'ingresso del diffusore utilizzando la simulazione fluidodinamica, calcoli effettuati in 2 diverse condizioni, condizioni normali e condizione di piena. Sono riportati i valori della pressione sia in termini assoluti, che relative, cioè con lo zero posto sul valore della pressione atmosferica. Tutte le pressioni indicate sono in Pascal

La prima figura è la 4.20, dove è mostrata l'evoluzione della pressione nel tubo diffusore. Possiamo notare come alla sommità del tubo diffusore la pressione tenda a diminuire sia grazie alla maggiore velocità del fluido in quella zona sia per il recupero del salto idraulico.

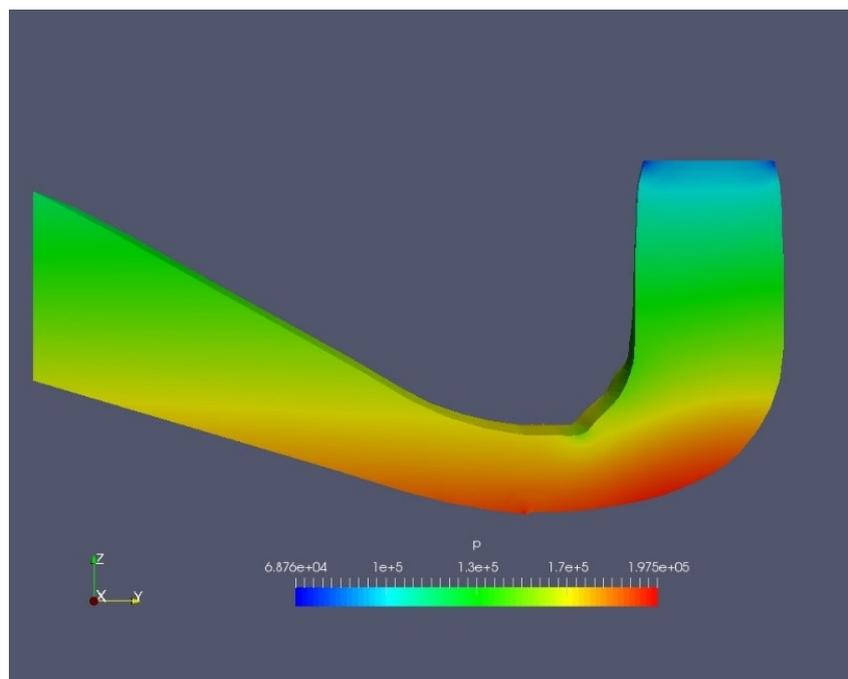


Figura 4.20: evoluzione della pressione espressa in Pascal, del caso con portata nominale. I valori sono espressi in Pascal.

La figura 4.21 invece mostra il termine $p - \rho gh$, il quale non tiene in considerazione il battente d'acqua, e ci mostra l'evoluzione della pressione, la quale tende ad aumentare sempre mentre il fluido rallenta, si può notare anche un notevole aumento nella zona del gomito del diffusore.

La figura 4.22 invece mostra curve a $p - \rho gh$ costante ed il valore della pressione totale variabile secondo la colorazione della superficie. Da questa si riesce a capire come il flusso evolve nel tubo, con valori di pressione in generale più bassi nella zona a contatto con le pareti a causa dell'attrito tra le stesse e il fluido.

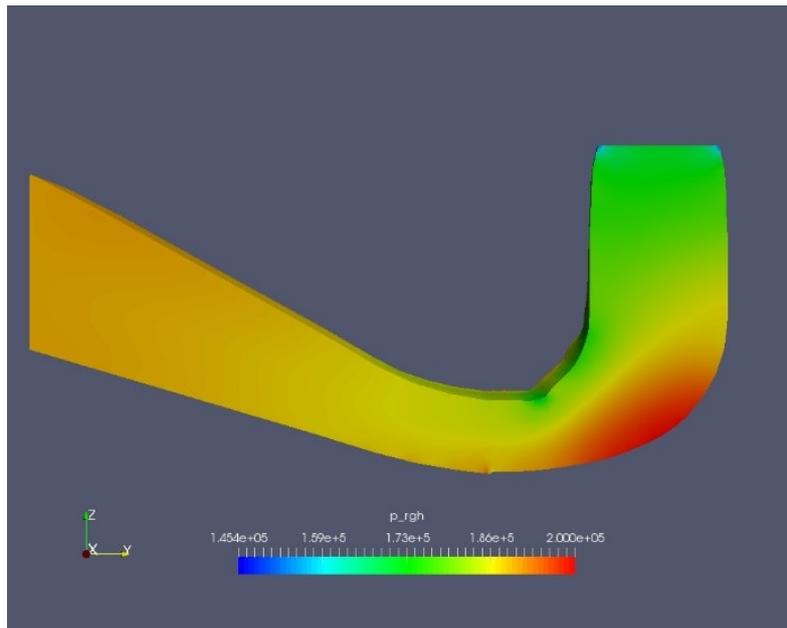


Figura 4.21: evoluzione del termine $p - \rho gh$ con portata nominale

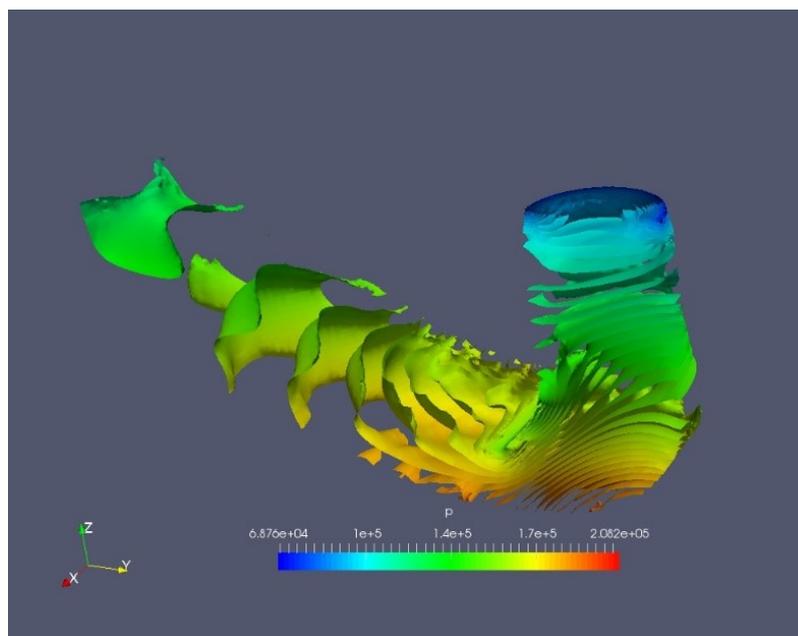


Figura 4.22 curve di livello a $p - \rho gh$ costante, mentre la colorazione è data dalla pressione totale del fluido.

La figura 4.23 invece è invertita rispetto alla precedente figura, infatti le superfici mostrano valori costanti di pressione totale mentre i colori mostrano l'andamento del parametro $p - \rho gh$. Si nota come i valori di pressione totale in un tubo di queste dimensioni sono molto influenzati dalla quota geometrica e rimangono praticamente orizzontali per tutto il tubo diffusore.

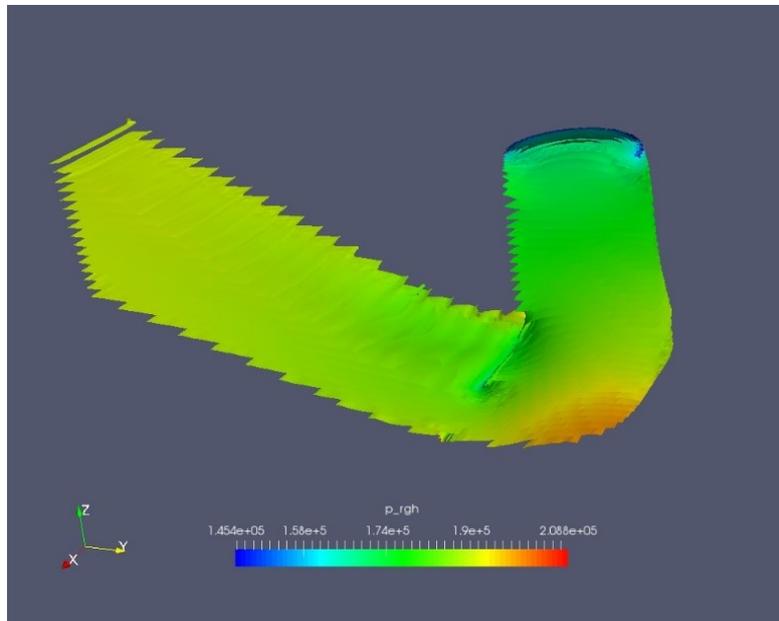


Figura 4.23 curve di livello con pressione totale costante, mentre i colori indicano il valore di $p - \rho gh$, sempre per il caso con portata nominale

Nelle figure 4.24 a e b, è mostrata la velocità totale del fluido: si vede come nella sezione ristretta alla sommità del diffusore la velocità sia di circa 8 m/s, mentre all'uscita il valore sia molto ridotto, il che significa che è stata recuperata quasi tutta l'energia cinetica che si aveva allo scarico della girante. La figura che mostra il diffusore tridimensionale ci mostra come nella parte centrale del tubo ci sia una zona a velocità più bassa, mentre nella parte alta all'uscita del diffusore la velocità è più elevata, muovendosi verso una zona dove il battente d'acqua sarà inferiore. Quest'effetto è di difficile determinazione con i calcoli teorici svolti in precedenza.

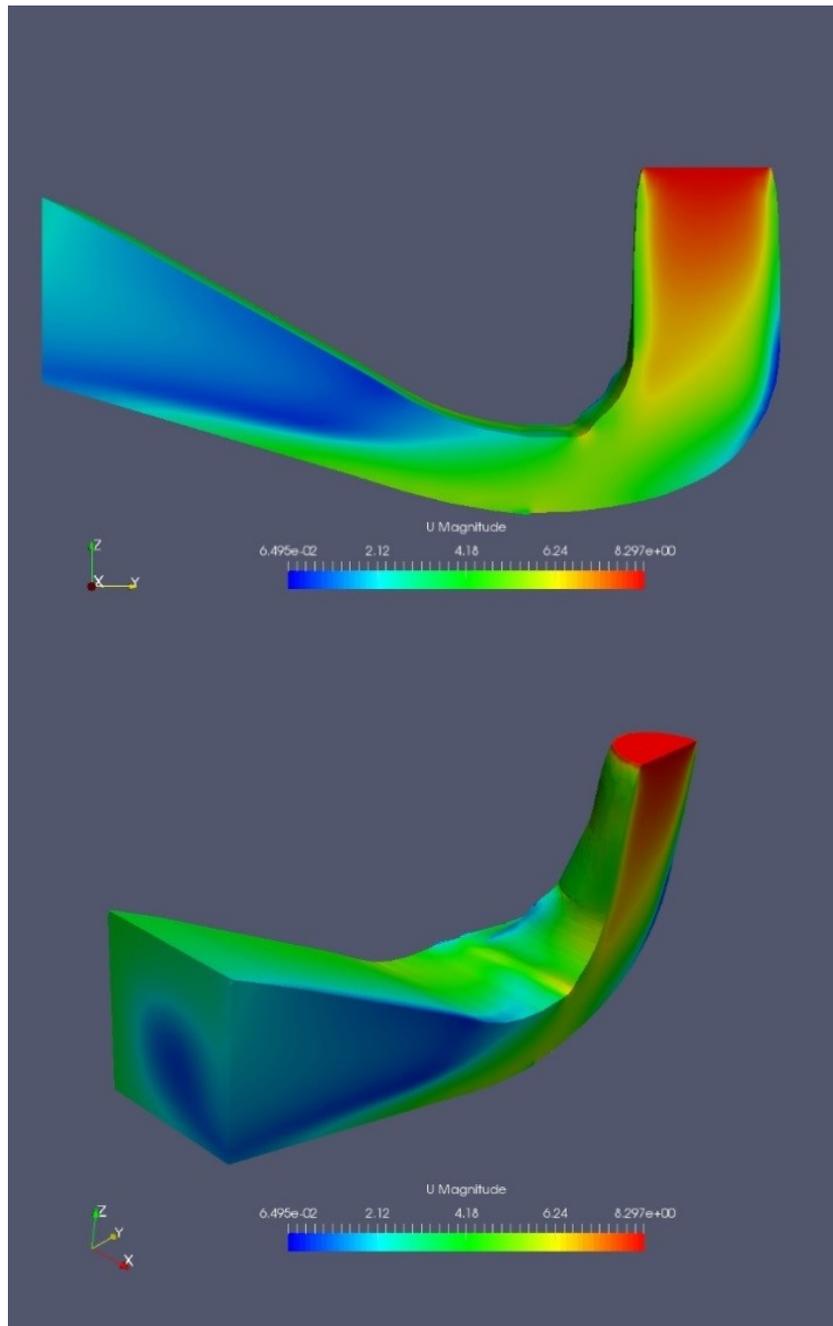


Figura 4.24: è mostrata la distribuzione delle velocità del fluido, per comprendere meglio la sua distribuzione è stata inserita anche la vista tridimensionale sempre del caso con portata nominale. In blu è rappresentata la bassa velocità e in rosso gli alti valori.

4.4 Grado di reazione della macchina

Come già accennato nella parte introduttiva il grado di reazione della macchina X è dato da:

$$X = \frac{\text{Energia ancora disponibile a valle del distributore}}{\text{Energia totale}} = \frac{\Delta p \text{ nella girante}}{\Delta p \text{ totale}}$$

I dati ricavati in questo capitolo ci mostrano come, nella regolazione della portata, troviamo valori diversi di pressione all'uscita dal distributore a causa degli attriti, dell'apertura delle palette, delle sezioni di passaggio e della diversa conversione in energia cinetica lungo il distributore. Inoltre anche nel diffusore, a seconda della diversa quantità di acqua passante nella turbina, si troverà una diversa depressione (o in taluni casi addirittura una pressione relativa positiva) alla sommità del diffusore. Queste due variazioni di pressioni durante la regolazione fanno variare notevolmente il grado di reazione all'interno della macchina. Bisogna però ricordare che il grado di reazione non dipende esclusivamente dalle condizioni del distributore ma è dato anche dai profili idraulici della girante, infatti si osserva, in via del tutto generale su queste macchine, che alla semplice sostituzione della girante con un'altra dai profili idraulici diversi, ne derivano condizioni di regolazione piuttosto diverse.

Nella figura 4.25 è mostrato l'andamento del grado di reazione al variare della portata, nelle condizioni di funzionamento con battente di acqua allo scarico al livello normale. Si nota come all'aumentare della portata il grado di reazione aumenta, quindi la trasformazione dell'energia di pressione avviene maggiormente nella girante. Si era infatti ricavato che a portate inferiori il fluido veniva accelerato maggiormente nel distributore e inoltre si avevano maggiori perdite di carico. L'andamento ottenuto del grado di reazione si può ritenere tipico per la tipologia di turbina delle Francis veloci.

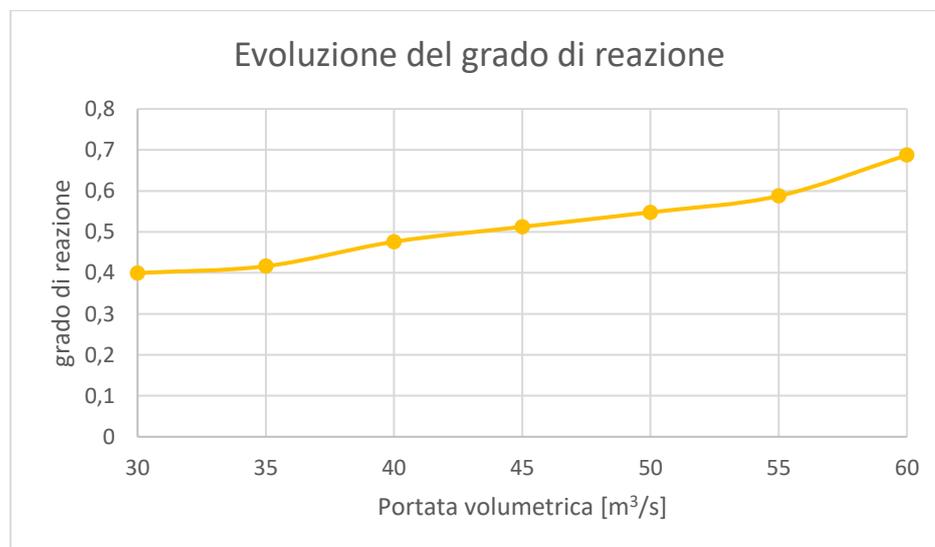


Figura 4.25 evoluzione del grado di reazione della macchina al variare della portata passante in macchina

Capitolo 5- Calcolo delle portate perse

Nel capitolo precedente abbiamo ricavato le due condizioni di pressione che agiscono ai capi dei trafilamenti della macchina, ed è quindi ora possibile effettuare delle valutazioni sulle portate perse nei giochi tra la parte rotante e la parte fissa della turbina Francis presa in considerazione. Si inizierà facendo una valutazione approfondita sul trafilamento alla corona, effettuando prima il calcolo in condizione di progetto e poi variando le luci del trafilamento. Successivamente andremo a valutare nel dettaglio le perdite di fluido al mozzo, anche qui con un procedimento simile, cioè prima ricavando la condizione del macchinario nuovo e poi una volta che l'erosione ha variato l'entità delle luci. La somma di entrambe le perdite ci darà finalmente un valore del rendimento volumetrico.

5.1 Trafilamento alla corona

Il primo trafilamento che analizziamo è quello alla corona; qui il fluido passa dalle condizioni di pressione all'ingresso della girante fino alle condizioni presenti allo scarico del diffusore. Com'è possibile vedere dalla figura 5.1, il trafilamento presenta due tenute, una superiore e una inferiore, rispettivamente di lunghezza 180,39 mm e 197mm e aventi luci di 0,75 mm nelle condizioni iniziali di progetto. Possiamo notare inoltre come questa tenuta non sia direttamente posizionata tra la corona e la parte fissa, ma vengano interposte delle apposite fodere di usura fatte generalmente con lo stesso materiale della girante. Sia per la girante che per le fodere sono usati materiali molto resistenti all'azione erosiva dell'acqua in quanto una loro limitata usura mantiene basso il passaggio del fluido perso ed alto il rendimento volumetrico. Questa scelta permette anche una più facile manutenzione e eventuale sostituzione quando l'usura diventa importante. Le tenute si sviluppano lungo tutta la periferia della corona che presenta due diametri diversi tra la parte superiore e quella inferiore rispettivamente di 2810 e 2950 mm. Abbiamo iniziato la nostra analisi effettuando le simulazioni del trafilamento alla corona in condizioni di progetto, cioè con 0,75 millimetri di gioco tra girante e fodera, andando a variare le condizioni di pressione presenti ai suoi capi, quindi nelle diverse condizioni di funzionamento della macchina.

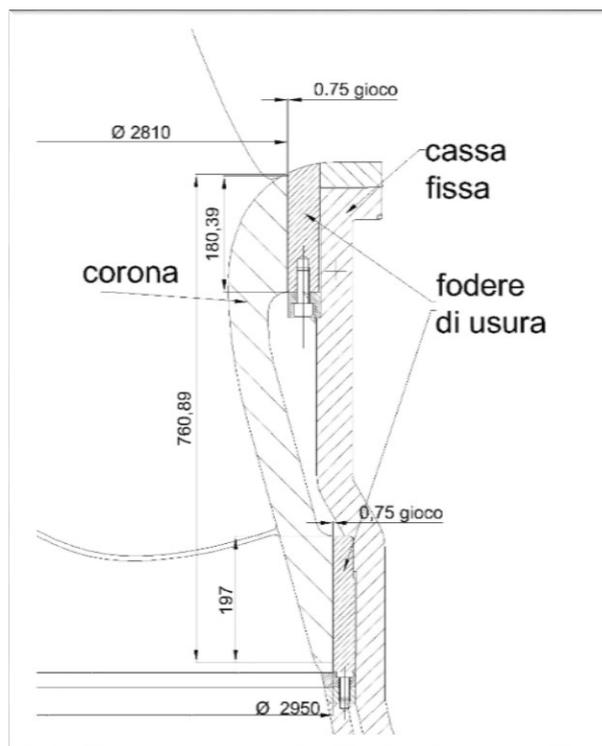


Figura 5.1 dettaglio del trafilamento alla corona, si possono vedere le due fodere di usure che creano le due tenute nella macchina.

5.1.1 Modello di simulazione

Riguardo al modello per la simulazione fluidodinamica, in questo caso non è stato possibile utilizzare una mesh tridimensionale completa del nostro trafilamento, in quanto c'è una differenza troppo ampia tra le 3 dimensioni in questione, infatti la luce è inferiore al millimetro, l'altezza della corona è 760 millimetri e la rivoluzione intorno alla girante è di più di 8 metri. È stato dunque utilizzato un modello bidimensionale del problema, imponendo le condizioni di assialsimmetria sulle due facce di rivoluzione di color marrone nell'immagine sottostante. L'assialsimmetria del sistema fisico reale rende comunque la scelta del sistema bidimensionale ampiamente giustificabile. Sono state inoltre poste 2 condizioni di Patch, una superiormente in ingresso e l'altra verso sinistra nella zona inferiore della corona. Le altre pareti sono state considerate Wall, divise in zone statiche in giallo e zone a contatto col rotore in blu.

Dalla figura 5.2 è possibile notare come è stata costruita la mesh e il suo livello di raffinamento vicino ai bordi o dove si restringe particolarmente il passaggio di fluido.

Abbiamo ancora una volta utilizzato il risolutore SIMPLE, risolvendo equazioni RANS chiuse col modello di turbolenza k-ε, sempre in condizioni stazionarie.

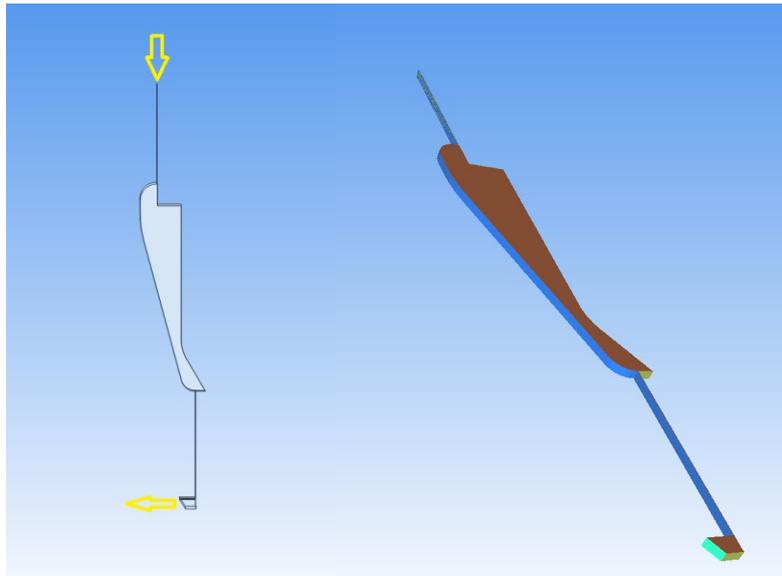
Nel modello abbiamo imposto:

- una condizione di flusso entrante con una pressione imposta (pari alla pressione a valle del distributore) alla sommità del modello;
- una condizione di flusso uscente, stavolta con una pressione di uscita pari alla pressione/depressione nel diffusore, nella parte inferiore del distributore;
- lungo tutto il lato sinistro del modello, dove abbiamo la presenza della corona, sulla Boundary di tipo Wall è stata imposta prima una condizione classica di no slip per consentire una prima convergenza a risultati realistici, invece successivamente per rendere la simulazione più accurata abbiamo imposto un “rotating Wall” con la velocità di rotazione della corona, pari a 22,41 rad/s; è stato inoltre individuato l’asse di rotazione rispetto al modello simulato;
- per tutte le altre pareti sono state lasciate le condizioni classiche di “wall”

Una volta eseguita la simulazione del modello per ogni condizione di funzionamento della macchina, è stato possibile effettuare una valutazione della portata fluita nel modello, che ovviamente aveva valori assoluti molto bassi in quanto erano espressi in metri cubi al secondo ed erano riferiti ad una superficie molto piccola rispetto al volume intero del fluido. Moltiplicando poi per il rapporto tra area infinitesima e area totale, e moltiplicando per mille abbiamo ottenuto i litri al secondo che passano nel modello. Abbiamo effettuato per tutte le condizioni di funzionamento sia il caso con il muro “fermo” per la prima convergenza iterativa e sia il caso con il “rotating wall”. La differenza trovata è molto esigua, comunque risulta sicuramente più interessante la soluzione meno approssimata con la rotazione della girante, in quanto descrive meglio il funzionamento reale. Si nota una leggera riduzione della portata di fluido, diminuzione che sembra dovuta al fatto che lo strato limite è in rotazione assieme alla girante in virtù degli sforzi tangenziali calcolabili come:

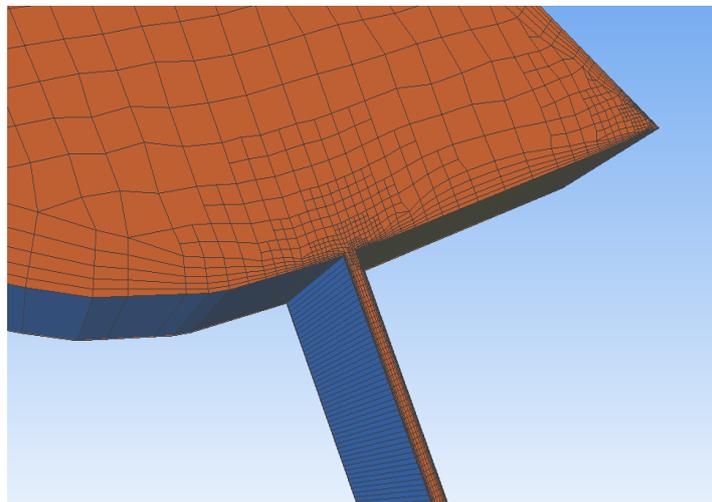
$$\tau = \mu \frac{dv}{dr},$$

con μ viscosità dinamica dell’acqua, v velocità periferica e r spostamento nella direzione radiale. Tali sforzi sembrerebbero creare un rallentamento del flusso trafilato nella componente verticale, utile ai fini del calcolo della portata totale persa.



(a)

(b)



(c)

Figure 5.2, l'immagine a ci mostra da dove entra e esce il fluido nel trafilamento, l'immagine b mostra le diverse facce usate nel modello: in blu la parete rotante, in ciano l'uscita del fluido, in giallo la parete statica, in marrone la parete assialsimmetrica, nell'immagine c invece è mostrato in dettaglio la raffinazione della mesh nei pressi della tenuta.

5.1.2 Risultati condizione di progetto

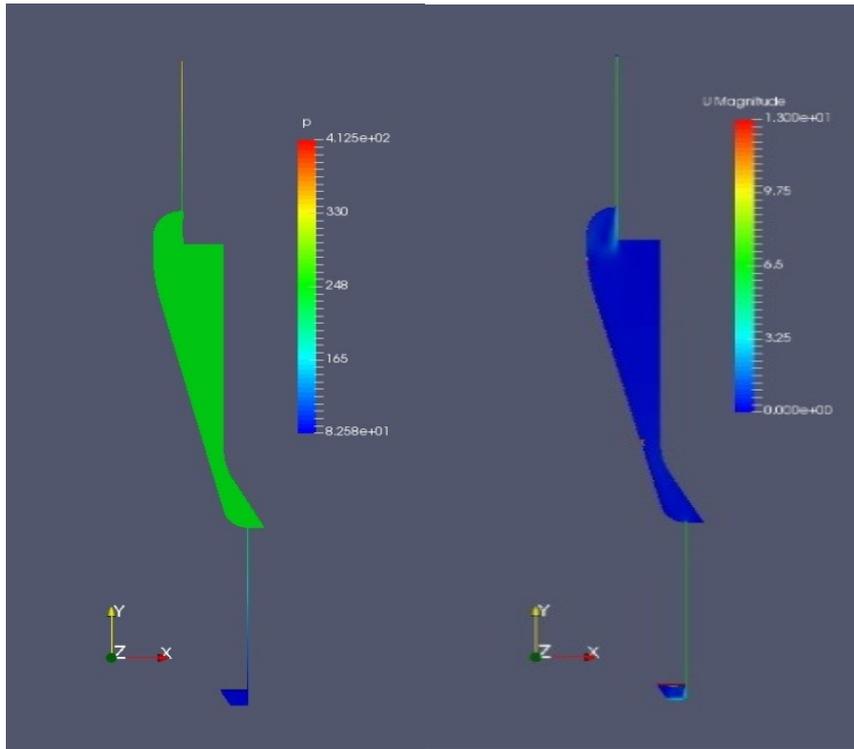
In tabella 5.1 sono mostrati i dati in sintesi: dove con \dot{Q}_t si intende la portata di fluido persa in litri al secondo, mentre $\frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}}$ moltiplicato per 100 rappresenta il complemento a 1 del rendimento volumetrico espresso in percentuale. Da questa prima analisi possiamo notare che la quantità di fluido perso nelle condizioni di macchinario variano tra 25 a 36 l/s e, per una turbina idraulica come quella in questione che può turbinare fino a 60000 l/s di acqua, sono una quota praticamente nulla. Infatti andando a valutare il rendimento volumetrico della macchina nel caso peggiore, cioè con la portata minima, il valore rimane ancora elevatissimo:

$$\eta_v = \frac{Q_{tot} - Q_{traf}}{Q_{tot}} = \frac{30000 - 25}{30000} = 0,9992$$

Notiamo inoltre che, a parità di dimensioni del modello, le perdite di fluido dipendono dal salto di pressione presente tra i due capi del trafilamento e che al diminuire del salto di pressione la portata diminuisce. Il rendimento volumetrico della macchina, nonostante una maggiore portata persa, migliora con l'aumentare delle portate. Attraverso l'uso di ParaView siamo andati ad estrapolare le immagini dell'evoluzione delle pressioni e delle velocità lungo il modello. Dalla figura 5.3 (a), cioè l'immagine riferita alle pressioni; possiamo notare come le due tenute si spartiscono il lavoro di abbassamento della pressione nel trafilamento. La zona di alleggerimento centrale si ritrova ad una pressione circa costante pari a 250 kPa, e le due cadute di pressione avvengono nelle tenute. Dalla figura 5.3 (b) invece è possibile notare che si raggiungono velocità di circa 6,5 m/s lungo le due tenute, mentre nelle parti di allargamento le velocità sono molto basse. Lungo le pareti del rotore invece si presentano velocità molto elevate lungo l'asse Z di circa 30 m/s, che riguardano solamente un piccolo strato limite. Ciò sarà visibile nell'immagine successiva delle sole velocità lungo l'asse Z, che ovviamente però mostrerà velocità nulle nelle restanti parti della simulazione.

Caso di progetto			"standard wall"		"rotating wall"	
\dot{Q}	p_{in}	p_{out}	\dot{Q}_t	$\frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}} \cdot 100$	\dot{Q}_t	$\frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}} \cdot 100$
[m ³ /s]	[m ² /s ²]	[m ² /s ²]	[l/s]	[%]	[l/s]	[%]
60	441,75	80,42	40,36	0,067	36,34	0,061
55	391,40	85,56	36,15	0,066	32,67	0,060
50	372,80	90,30	34,36	0,069	31,07	0,062
45	356,61	94,56	32,88	0,073	29,63	0,066
40	339,97	98,40	31,02	0,078	28,15	0,071
35	311,66	101,78	28,33	0,081	25,77	0,074
30	305,00	104,71	27,48	0,092	25,03	0,083

Tabella 5.1 riassuntiva dei calcoli fluidodinamici effettuati nel trafilamento al mozzo per il caso di progetto, cioè con luce di 0,75 mm sia nella parte superiore che inferiore. I calcoli sono stati effettuati per tutte le condizioni operative; nelle prime due colonne in verde sono mostrati i valori di pressione imposti all'ingresso e all'uscita del trafilamento; i risultati sono stati ricavati sia per il caso dello standard wall che per il rotating wall, la differenza tra i 2 casi è data dall'imposizione di una velocità di rotazione sulla parete, al fine di rappresentare la rotazione della girante a contatto del trafilamento di fluido. \dot{Q}_t rappresenta la portata totale persa, mentre la seconda colonna rappresenta la percentuale della portata persa rispetto alla totale passante in turbina in quella condizione.

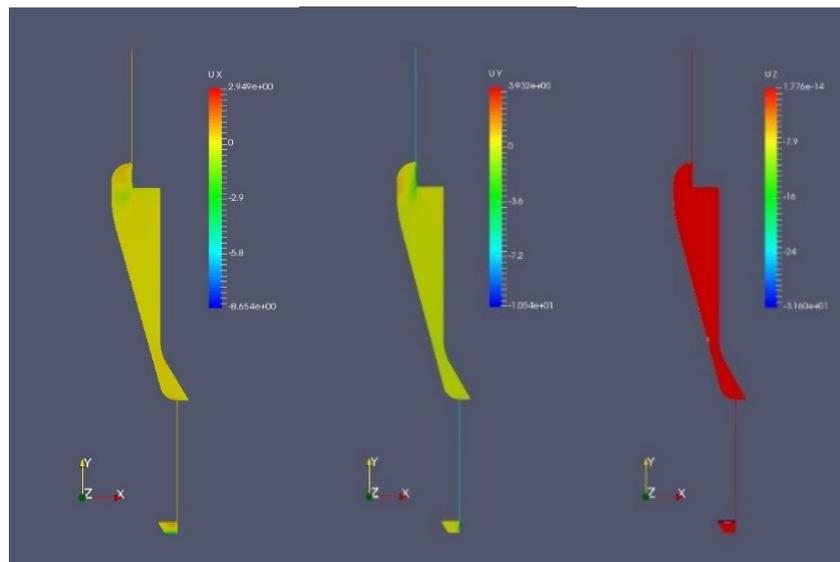


(a)

(b)

Figure 5.3: (a) è mostrato l'andamento delle pressioni nel trafilemento al mozzo nel caso di portata nominale di macchina, si può notare come la caduta di pressione avviene lungo le due tenute, mentre nella zona di alleggerimento rimane ad un valore costante intermedio, la scala delle pressioni è in Pascal; (b) è mostrata la distribuzione della velocità, si può notare come nella parte centrale in blu le velocità siano molto basse mentre nelle tenute le velocità siano rilevanti. La scala delle velocità è in m/s.

Nelle successive tre immagini di figura 5.4, è mostrato l'andamento delle velocità lungo i diversi tre assi cartesiani; queste ci fanno capire meglio il movimento del fluido tra ingresso e uscita del trafilemento.



(a)

(b)

(c)

figura 5.4: (a) distribuzione delle velocità lungo l'asse X, (b) distribuzione delle velocità lungo l'asse Y, (c) distribuzione delle velocità lungo l'asse Z, si nota come sia tutto rosso cioè fermo, rispetto ai 31 m/s presente molto vicino alla girante;

5.1.3 Erosione uniforme

In pratica, sotto l'aspetto dell'usura in esercizio della macchina, una volta trovato il valore di progetto che ci fornisce il rendimento volumetrico a macchinario nuovo, siamo andati a valutare come questo cambiasse con la continua erosione di acqua e sabbia lungo i labirinti che causano l'allargamento dei giochi in questione. Abbiamo dunque effettuato diverse simulazioni variando il modello in input. Abbiamo infatti creato dei trafilementi di fluido con giochi di dimensioni maggiori, variandoli entrambi in maniera uguali. Abbiamo ipotizzato l'erosione uniforme dei trafilementi fino a 4 mm di dimensione e simulando per ognuno di essi tutte le condizioni operative a cui è soggetto. Qui in tabella 5.2 sono mostrati i valori delle portate perse nei trafilementi al variare dei giochi, questa volta valutando solamente il caso con il muro "rotante". È possibile evidenziare come le portate perse alla corona quando l'erosione inizia ad essere consistente non è più trascurabile, essa infatti cambia ordine di grandezza e tende ad aumentare sempre di più. Se ad esempio analizziamo il caso con giochi allargati fino a 3mm, il volume di acqua perso è aumentato di 10 volte per tutte le condizioni di regolazione.

Luce superiore [mm]	0,75	1	1,5	2	2,5	3	4
Luce inferiore [mm]	0,75	1	1,5	2	2,5	3	4
\dot{Q}	\dot{Q}_t						
[m ³ /s]	[l/s]						
60	36,3	60,3	131,3	205,9	275,6	352,3	496,3
55	32,7	53,8	119,4	188,1	251,4	321,4	453,2
50	31,1	51,0	113,6	180,3	240,5	307,9	434,1
45	29,6	48,4	109,1	168,1	234,8	295,4	417,5
40	28,2	45,8	103,3	160,9	220,6	282,3	398,8
35	25,8	41,7	94,2	149,1	204,5	259,5	369,7
30	25,0	40,4	91,9	145,1	198,9	255,2	360,6

Tabella 5.2: riassunto dei risultati della portata persa nel trafilemento alla corona, ipotizzando un'erosione uniforme nelle due tenute in questione; sono stati trovati i valori per tutte le sette condizioni operative studiate in precedenza solo per il caso con muro rotante. I valori delle luci superiori e inferiori sono dunque in mm e uguali fra di loro.

Luci uniformi	[mm]	0,75	1	1,5	2	2,5	3	4
$\dot{Q}_{t,55}$	[l/s]	32,7	53,8	119,4	188,1	251,4	321,4	453,2
η_{vol}	-	0,9994	0,9990	0,9978	0,9966	0,9954	0,9941	0,9917
$\dot{Q}_{t,30}$	[l/s]	25,0	40,4	91,9	145,1	198,9	255,2	360,6
η_{vol}	-	0,9992	0,9986	0,9969	0,9950	0,9933	0,9915	0,9879

Tabella 5.3: ci mostra i diversi valori del rendimento volumetrico della turbina Francis, tenendo in conto solo le perdite alla corona, si nota come all'aumentare dei giochi il rendimento cala sempre più, inoltre si evidenzia come con portate minori transitanti in macchina il rendimento sia sempre inferiore.

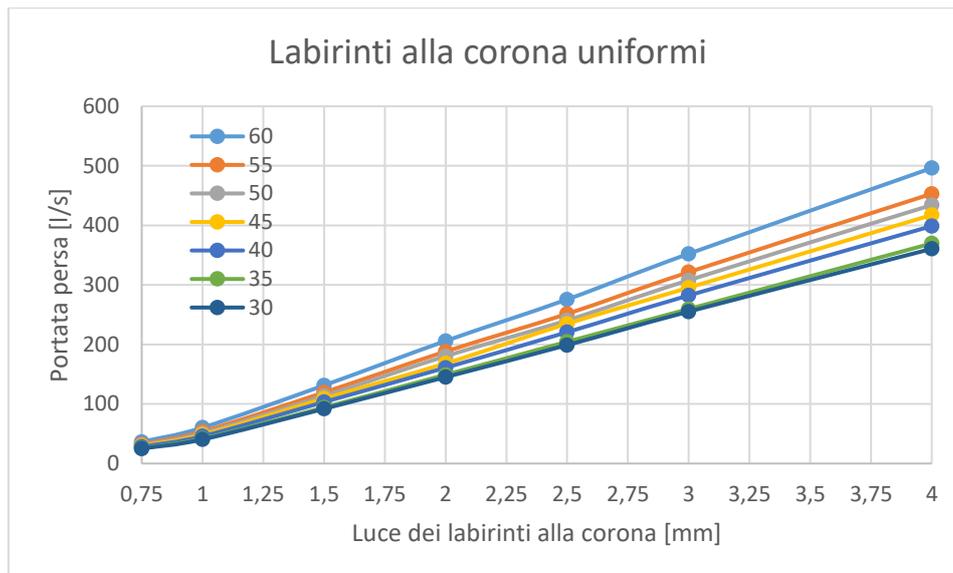


Figura 5.5: il grafico ci mostra gli stessi risultati ottenuti in tabella 5.2, da qua possiamo notare che ci sia un costante aumento delle portate perse con un andamento lineare, il quale varia per ogni condizione di funzionamento. Sull'asse delle X è mostrata la luce del trafilamento, il quale è lo stesso sia superiormente che inferiormente e come primo valore è posto il caso di progetto con 0,75mm, sull'asse delle ordinate invece è posta la portata persa in litri al secondo.

In tabella 5.3 è invece stato calcolato il rendimento volumetrico della macchina quando siamo in condizione di portata nominale e quando siamo invece con portata di 30 m³/s, tenendo in considerazione le sole perdite nel trafilamento alla corona e escludendo quelle al mozzo che analizzeremo successivamente. Facendo un calcolo del rendimento volumetrico, senza considerare le perdite al mozzo, con 3 mm il rendimento volumetrico scende già quasi di un punto percentuale.

Attraverso il software di post-processing abbiamo potuto ancora una volta estrapolare una serie di immagini che ci mostrano come l'andamento di pressioni e velocità possano variare nei diversi modelli. Dalla tabella 5.4 infatti, si può notare come l'andamento di pressioni e velocità ricorda molto il caso di progetto, in effetti la discesa delle pressioni rimane simile e bilanciata tra le due tenute, mentre il diagramma delle velocità varia, in quanto nella zona di alleggerimento abbiamo portate molto maggiori che quindi comportano velocità più elevate, e anche nella zona delle tenute si hanno velocità che raggiungono velocità di quasi 12 m/s, praticamente raddoppiate. Nel grafico delle velocità lungo la direzione X sono stati imposti dei range di valori diversi a quelli usati in precedenza; così facendo siamo in grado di capire meglio l'andamento del flusso nel gioco. Il grafico delle velocità lungo l'asse Z non è stato preso in considerazione visto che non influisce con i valori di interesse.

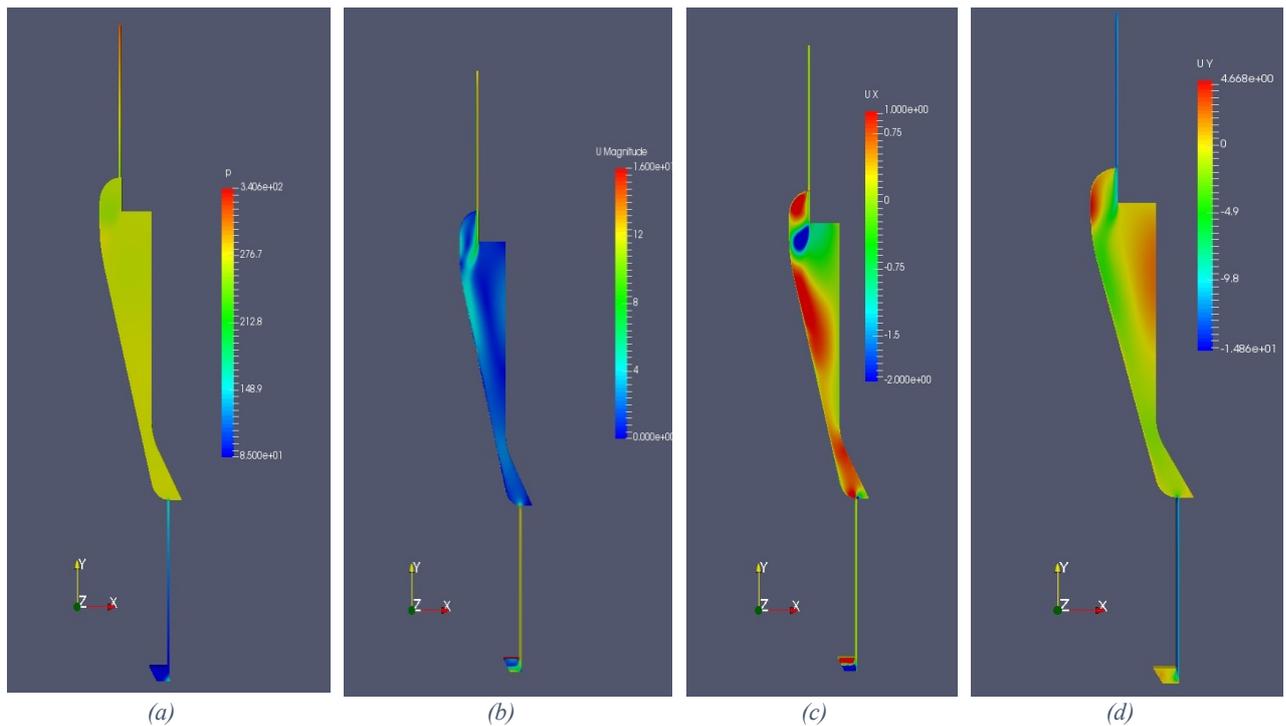


Tabella 5.4, rappresenta il caso studio della corona con luci uniformi pari a 3 mm, nel caso di portata nominale, (a) è rappresentata la distribuzione della pressione, in Pascal, si può notare come questa nella zona di alleggerimento si trovi sempre in una condizione media tra la pressione in ingresso e quella di uscita; (b) la distribuzione della velocità totale, (c) distribuzione della velocità lungo l'asse X, (d) distribuzione della velocità lungo l'asse Y.

Possiamo dunque affermare che l'allargamento dei giochi in maniera uniforme provoca un notevole aumento delle portate perse, senza provocare una notevole variazione nella distribuzione delle pressioni, esse infatti rimangono molto simile a quelle del caso di progetto, ma questo aumento dei giochi causa una variazione significativa delle velocità del fluido lungo le tenute, raddoppiando quasi il loro valore. Questo aumento di velocità implicherà a sua volta un aumento dell'usura sui materiali, fattore che porta ad una situazione sempre più peggiorativa nel tempo.

5.1.4 Erosione tenuta superiore

Sul trafilamento alla corona abbiamo voluto anche valutare cosa succedesse quando si variano le dimensioni delle luci in maniera diversa nelle due tenute. Nel primo caso siamo andati ad aumentare la luce della tenuta superiore, mantenendo la luce inferiore fissa ad 1mm. Abbiamo effettuato le simulazioni aumentando la luce con passo di 0,5mm fino a 3mm, e poi un caso limite di 6mm. Dalla tabella 5.5 possiamo notare come ci sia un aumento del 50% quando la luce presenta una dimensione doppia rispetto all'inferiore. Ma come si vede meglio dal grafico sottostante, l'aumento della portata persa non è lineare ma tende ad un asintoto orizzontale per giochi più elevati di 1mm rispetto alla tenuta inferiore. Variando la portata totale passane in turbina notiamo andamenti simile per tutto il campo di funzionamento.

Superiore[mm]	1	1,5	2	2,5	3	6
Inferiore[mm]	1					
\dot{Q}	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t
[m ³ /s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]
60	60,3	74,1	89,6	96,0	97,9	97,6
55	53,8	66,4	81,5	87,4	89,0	86,5
50	51,0	63,3	78,0	83,6	85,1	82,5
45	48,4	60,5	74,7	80,1	81,5	78,8
40	45,8	57,5	69,2	76,5	77,8	74,9
35	41,7	53,2	63,9	68,1	69,3	68,7
30	40,4	51,4	62,3	66,4	67,5	66,6

Tabella 5.5 riassume dei risultati ottenuti nelle simulazioni alla corona, mantenendo la luce nel labirinto inferiore fissa a 1 mm, e variando la luce del labirinto superiore in ingresso, con \dot{Q}_t si intende la portata persa; il calcolo è stato effettuato lungo tutto il campo di funzionamento della macchina.

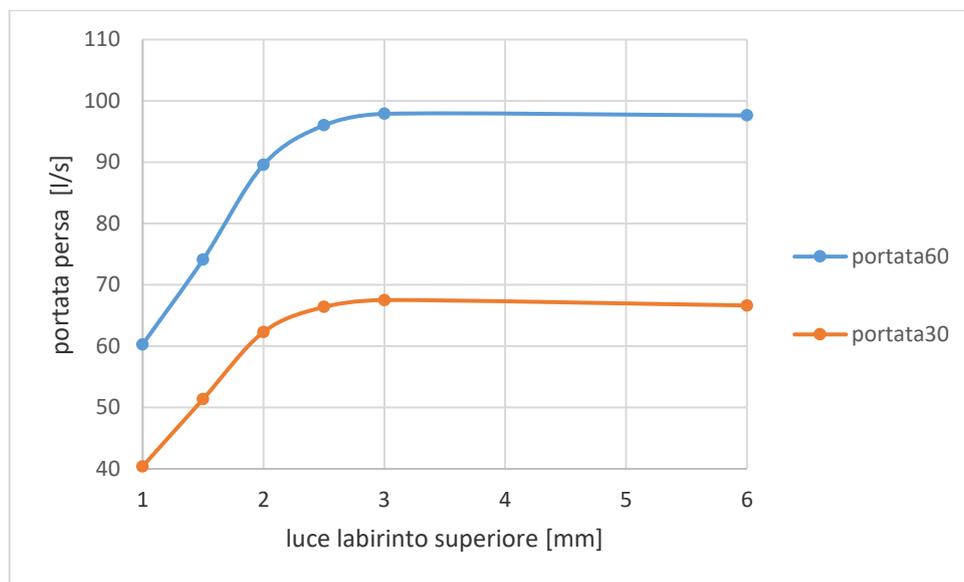


Figura 5.6: è mostrato l'andamento delle perdite di portata mantenendo la tenuta inferiore al valore costante di 1mm, mentre la luce superiore viene aumentata, asse X; abbiamo rappresentato i due valori limiti calcolati, in blu portata di 60 m³/s e in rosso portata di 30 m³/s. È possibile notare come aumentando il valore della tenuta si ottenga un progressivo aumento della portata, che però tende ad un asintoto orizzontale.

Questo ci porta ad affermare che se una tenuta non fosse stata progettata in maniera equivalente alla seconda comporterebbe un aumento indicativo del 50% della portata persa, ovviamente però inizierebbe a generare altri tipi di problemi, come una maggiore usura delle fodere e dunque una riduzione del rendimento volumetrico più veloce. La spiegazione di questo asintoto orizzontale è dato dal fatto che la luce del trafilamento inferiore diventa dimensionante. Questo fenomeno è intuitivamente prevedibile in quanto, se un labirinto risulta completamente allargato, il trafilamento restante risulta soggetto direttamente alla pressione in uscita dal distributore e alla pressione allo scarico della girante, senza possibilità di aumentare ulteriormente la variazione di pressione e dunque la portata trafilata. Come possiamo notare da queste immagini di tabella 5.6, nel caso studio 3mm superiormente e 1 mm allo scarico, la perdita di efficacia della fodera superiore provoca una variazione notevole nella distribuzione delle pressioni rispetto al caso di progetto. Confrontandolo

con il caso di progetto è possibile notare che, passando da giochi uniformi a giochi di 3 e 1 millimetro, abbiamo una grande differenza nella distribuzione delle pressioni. Infatti nel caso di progetto, dove le tenute hanno le stesse dimensioni, la caduta di pressione in ciascun trafilemento è molto simile, invece nel caso 3-1mm si nota come la prima tenuta diventi obsoleta e non svolge alcun ruolo infatti nella zona di alleggerimento si presentano pressioni praticamente uguali a quella dell'acqua all'uscita del distributore. Si noti come in tale caso, dal punto di vista strettamente vibrazionale, la macchina ha un beneficio in quanto la turbina è soggetta ad una forza centripeta maggiore data, in prima approssimazione, dal prodotto tra la pressione dell'acqua all'uscita del distributore e la superficie laterale della corona. Tale forza consente di contenere parzialmente le vibrazioni della macchina, effetto positivo che comporta tuttavia un peggioramento del rendimento volumetrico della macchina. Per quanto riguarda le velocità, come era prevedibile, abbiamo velocità assolute quasi nulle nella zona centrale di alleggerimento a causa di una maggiore sezione di passaggio. Al contrario la velocità assoluta cresce notevolmente nella tenuta inferiore. La velocità dell'acqua trafiletata ha ovviamente direzione prevalente Y verso il basso, mentre per le altre due direzioni la velocità è sempre molto bassa. In direzione Z avremo velocità molto elevate nello strato limite vicino alle pareti rotanti della girante, di circa 31m/s; ricordando che la girante ruota con una velocità angolare di 22,41 rad/s.

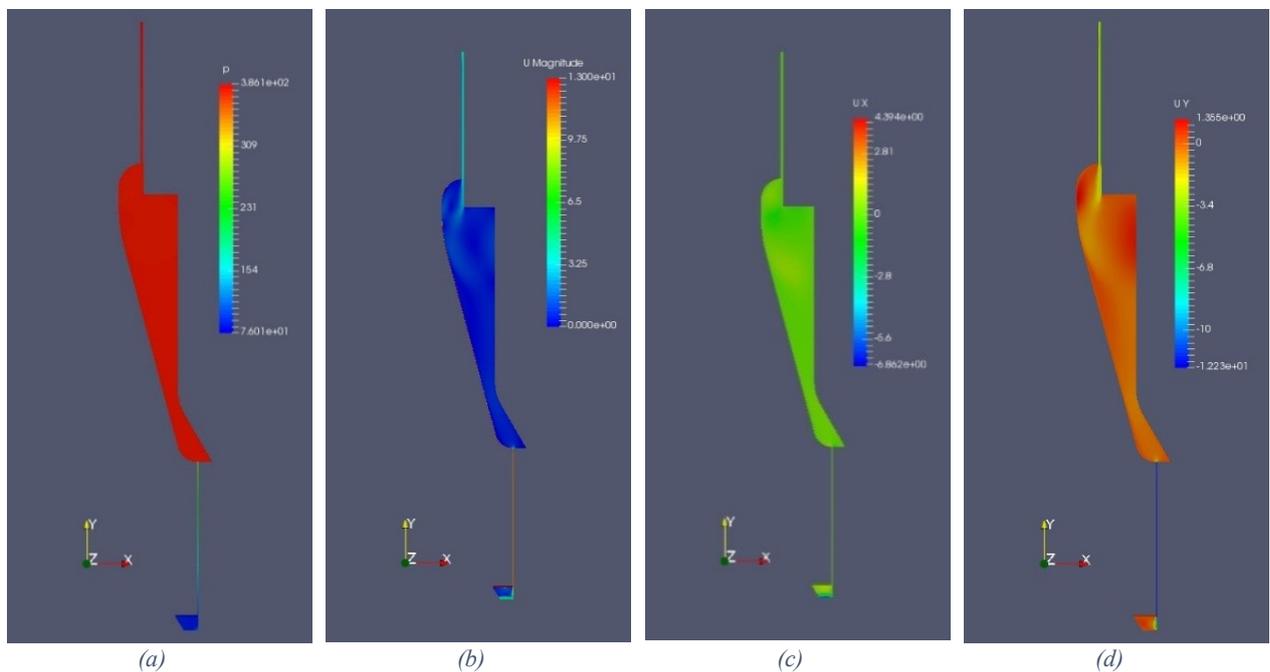


Tabella 5.6, rappresentazione del modello con tenuta superiore di 3 millimetri e inferiore di 1 mm, con portata nominale; (a) è rappresentata la distribuzione della pressione, in Pascal, si può notare come questa nella zona di alleggerimento si trovi un valore molto elevato e tutta la caduta di pressione avviene solamente nella seconda tenuta; (b) la distribuzione della velocità totale, nel quale si può notare come nella tenuta inferiore si avranno velocità molto elevate (c) distribuzione della velocità lungo l'asse X rimane sempre poco significativa, (d) distribuzione della velocità lungo l'asse Y, ci aiuta a vedere dove il fluido si muove, notando anche un piccolo ricircolo all'ingresso della zona di alleggerimento.

Allargando i giochi della sola tenuta superiore notiamo che le velocità sul labirinto inferiore passano da circa 6-7 m/s per tenuta, a circa 11-12 m/s nella tenuta inferiore più stretta; che provocherà a sua volta un'erosione più veloce del materiale nella tenuta e di conseguenza un decadimento più veloce del rendimento volumetrico durante l'esercizio della macchina.

5.1.5 Erosione tenuta inferiore

Applichiamo lo stesso procedimento già visto in precedenza, ma questa volta mantenendo la tenuta superiore fissa ad un valore di 1 millimetro e aumentando il gioco di quella inferiore. Questa volta il caso limite è stato aumentato notevolmente, fino a raggiungere un valore di 21 mm che praticamente ci mostra come sarebbe la distribuzione di pressione e velocità nel caso di una sola tenuta nella corona. Dalla tabella 5.7 e dal suo successivo grafico in figura 5.7 è possibile notare come ci sia subito un grande aumento di portata trafilata passando da 1 a 1,5 millimetri, per tutte quante le portate prese in considerazione, mentre continuando ad aumentare il gioco inferiore la portata trafilata tende ad un asintoto orizzontale; infatti anche se abbiamo una tenuta sola (essendo la seconda completamente scaricata a 21 mm di gioco) la portata persa rimane molto simile al caso di 4 mm. Questo deriva dal fatto che la caduta di pressione avverrà, in pratica, interamente nella tenuta superiore, anche quando quella inferiore sarà solo di 2,5mm. Indicativamente si può affermare che quando la luce di una tenuta supera il 50% delle dimensioni dell'altra diventa pressoché inutile a svolgere la sua funzione.

Superiore [mm]	1					
Inferiore [mm]	1	1,5	1,75	2,5	4	21
\dot{Q} [m ³ /s]	\dot{Q}_t [l/s]					
60	60,3	89,4	96,6	105,8	111,5	113,4
55	53,8	81,2	87,1	95,5	101,6	103,2
50	51,0	77,6	82,6	91,0	97,2	98,6
45	48,4	74,2	80,7	86,9	92,9	94,5
40	45,8	62,2	70,1	82,8	88,5	90,2
35	41,7	56,8	65,4	75,9	82,2	82,8
30	40,4	55,1	61,2	70,8	74,7	75,5

Tabella 5.7: riassunto dei risultati ottenuti nelle simulazioni alla corona, mantenendo la luce nel labirinto superiore fissa a 1 mm, e variando la luce del labirinto inferiore allo scarico nel diffusore; con \dot{Q}_t si intende la portata persa; il calcolo è stato effettuato lungo tutto il campo di funzionamento della macchina.

Rispetto al caso analizzato in precedenza, dove la tenuta superiore diventava influente, qui notiamo che la tenuta superiore abbatte da sola tutta la pressione, con la parte centrale e inferiore che lavorano a basse pressioni e a basse velocità. Ovviamente più allarghiamo il gioco della tenuta inferiore più una quota elevata di pressione dovrà necessariamente cadere nella prima tenuta. Nel caso di 21 millimetri, caso che può manifestarsi solo nel caso in cui ci sia stato un errore di

progettazione, vediamo che tutto il gioco si trova nelle stesse condizioni dello scarico. La situazione è pressoché analoga al caso di allargamento della sola tenuta superiore, fatto salvo che in questo caso non sussiste neppure l'effetto benefico della spinta centrante sulle parti rotanti della macchina, in quanto la caduta di pressione avviene immediatamente.

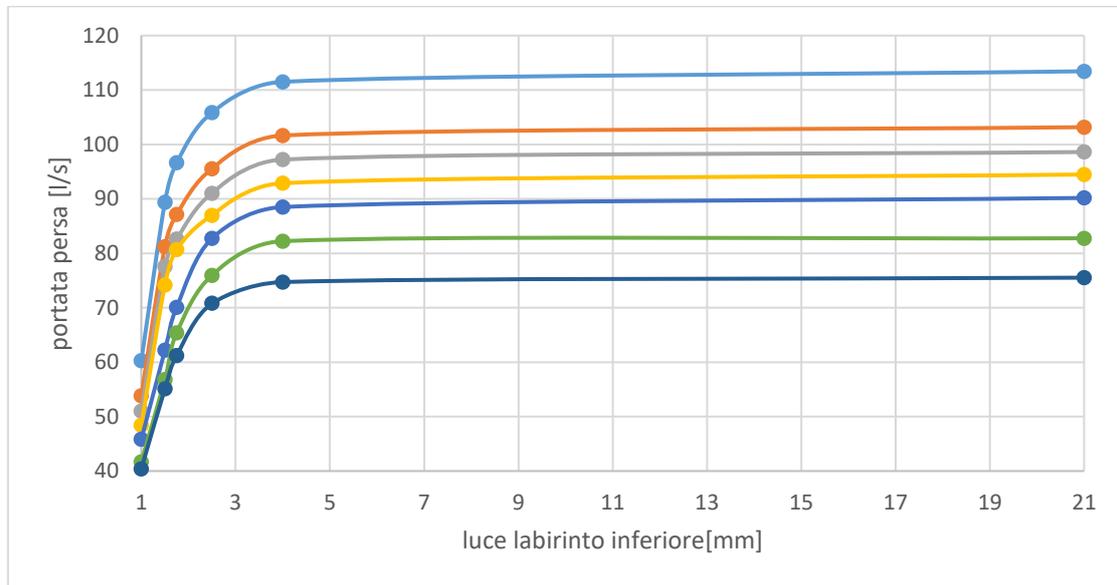


Figura 5.7: è mostrato l'andamento delle perdite di portata mantenendo la tenuta superiore al valore costante di 1mm, mentre la luce inferiore viene aumentata, sull'asse X; abbiamo rappresentato questa volta tutte le condizioni operative analizzate. È possibile notare come aumentando il valore della tenuta si ottenga un progressivo aumento della portata, che però tende ad un asintoto orizzontale, anche con un valore limite di 21 mm.

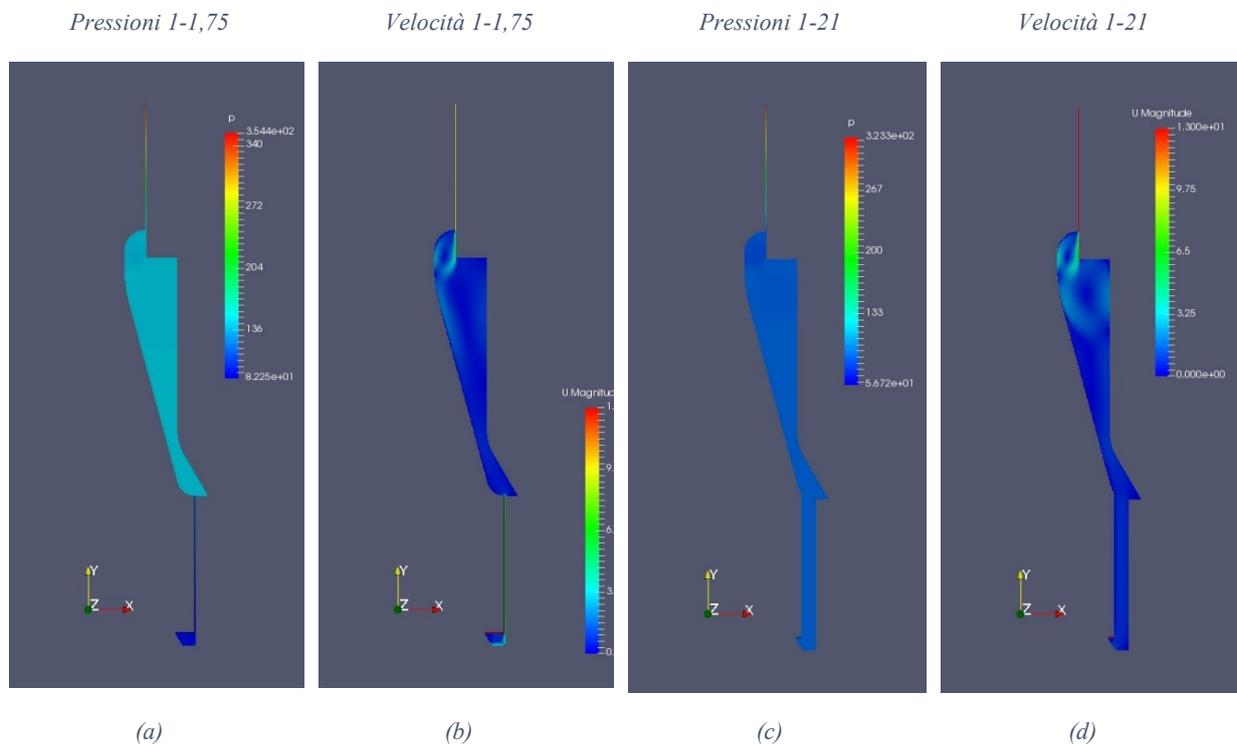


Tabella 5.8: mostra le differenze presenti con due diversi allargamenti della sola tenuta inferiore sempre con portata nominale transitante in macchina, la figura a e b mostrano rispettivamente pressioni e velocità totale nel caso di tenuta superiore di 1 mm e inferiore di 1,75, mentre c e d mostrano sempre pressioni e velocità del caso con tenuta inferiore completamente fuori uso a 21 mm.

Una successiva analisi è stata effettuata mantenendo sempre la tenuta superiore fissa, non più ad 1 mm ma bensì ad 2 mm, aumentando il valore della tenuta inferiore come effettuato in precedenza, sono stati effettuate meno simulazioni, al solo scopo di valutare un andamento generale del problema. I valori ricavati sono mostrati in tabella 5.9 e rappresentati graficamente in figura 5.8; si può notare come questi presentino un andamento molto simile al caso precedente, con la presenza di un asintoto orizzontale, ma i valori trovati sono superiori. Si ricava quasi una portata doppia. L'andamento delle portate perse è praticamente lo stesso del caso precedente, ma abbiamo valori assoluti della portata trafilata più alti.

Superiore [mm]	2			
Inferiore [mm]	1	2	4	21
\dot{Q}	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t	\dot{Q}_t
[m ³ /s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]
60	95,2	205,9	279,9	332,6
55	87,0	188,1	253,8	303,0
50	83,4	180,3	241,7	289,9
45	80,1	168,1	231,1	278,0
40	76,3	160,9	220,2	265,7
35	70,0	149,1	202,5	245,6
30	68,0	145,1	197,0	239,3

Tabella 5.9 riassunto risultati ottenuti con tenuta superiore costante con luce di 2mm. Variando la luce inferiore della macchina, su tutto il campo di funzionamento della macchina.

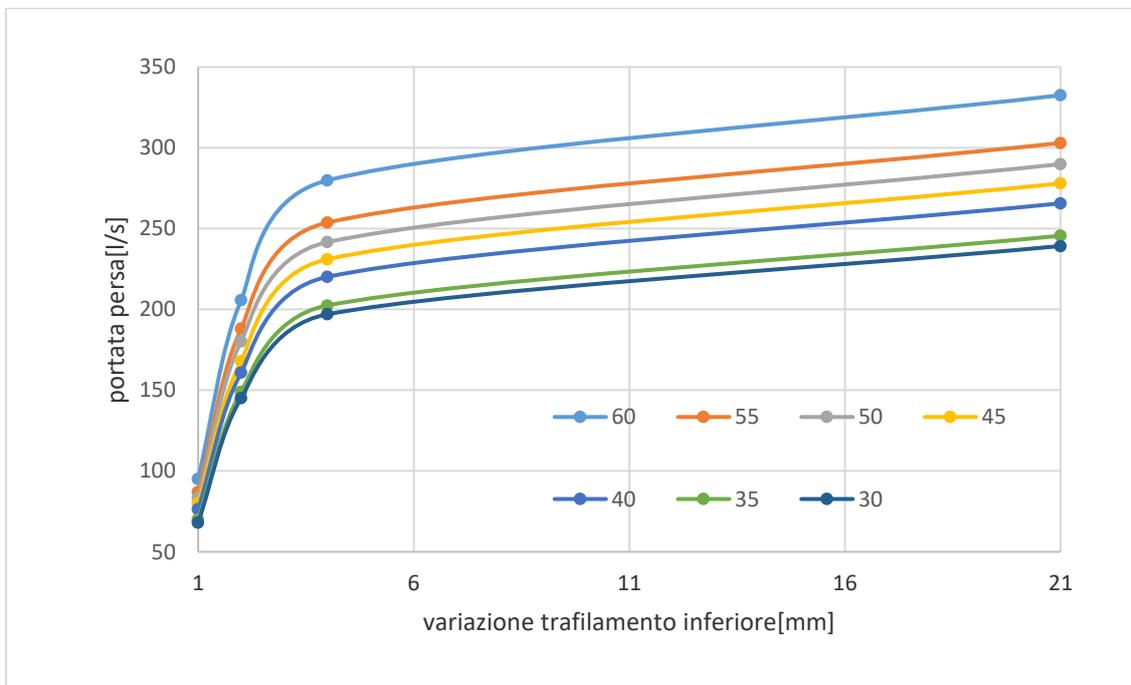


Figura 5.8: è mostrato l'andamento delle perdite di portata mantenendo la tenuta superiore al valore costante di 2mm, mentre la luce inferiore viene aumentata, sull'asse X; abbiamo rappresentato questa volta tutte le condizioni operative analizzate. È possibile notare come aumentando il valore della tenuta si ottenga un progressivo aumento della portata, che però tende ad un asintoto orizzontale, anche con un valore limite di 21 mm.

5.1.6 Analisi finali sul trafilamento alla corona

La figura 5.9, raggruppa i risultati ottenuti nei casi precedenti, mettendoli a confronto tra di loro; si sono rappresentati i soli valori ottenuti con portata nominale. Si mette in evidenza la portata persa nel trafilamento nelle diverse condizioni di usura studiate in precedenza. Da queste informazioni qui riportate possiamo concludere che nel trafilamento alla corona le due tenute servono ad abbassare il più possibile la perdita di acqua al di fuori del passaggio idraulico e l'incidenza di una tenuta rispetto all'altra dipende dalla loro lunghezza relativa. L'influenza maggiore sulla portata persa è data dal valore del minore di queste luci presenti nella macchina che ne regolano il deflusso. Si nota infatti come passi molta meno acqua nel caso 1-21 che nel caso 2-2. Da questa analisi risulta che l'efficacia del sistema è garantita anche quando una delle due tenute si deteriora molto più velocemente dell'altra. Generalmente però, i giochi delle tenute tendono ad aumentare di pari passo in quanto:

- I labirinti sono fatti dello stesso materiale e sono meccanicamente e idraulicamente analoghi;
- Se una tenuta si allarga prima, perde di efficacia e l'effetto di tenuta al trafilamento ricade tutto sulla seconda tenuta causandone un deterioramento maggiore che quindi presto si riporterà nella condizione dell'altra tenuta. Questo ci porta a ritenere che il trafilamento reale sarà simile a quello analizzato con trafilamenti di dimensioni uniformi.

È possibile notare che con errori di costruzione delle tenute si possono incorrere in gravi perdite. Infatti con 4 millimetri solo nel trafilamento inferiore nella nostra macchina si vanno a perdere dai 350 ai 500 litri al secondo di acqua in più, il che significa una perdita di potenza pari di massima a

$$potenza\ persa = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_t = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot 51,6 \cdot 0,85 = 190\ kW$$

che per un utilizzo medio di circa 3500 ore all'anno comporterebbero una perdita di energia prodotta di circa 650 MWh/y.

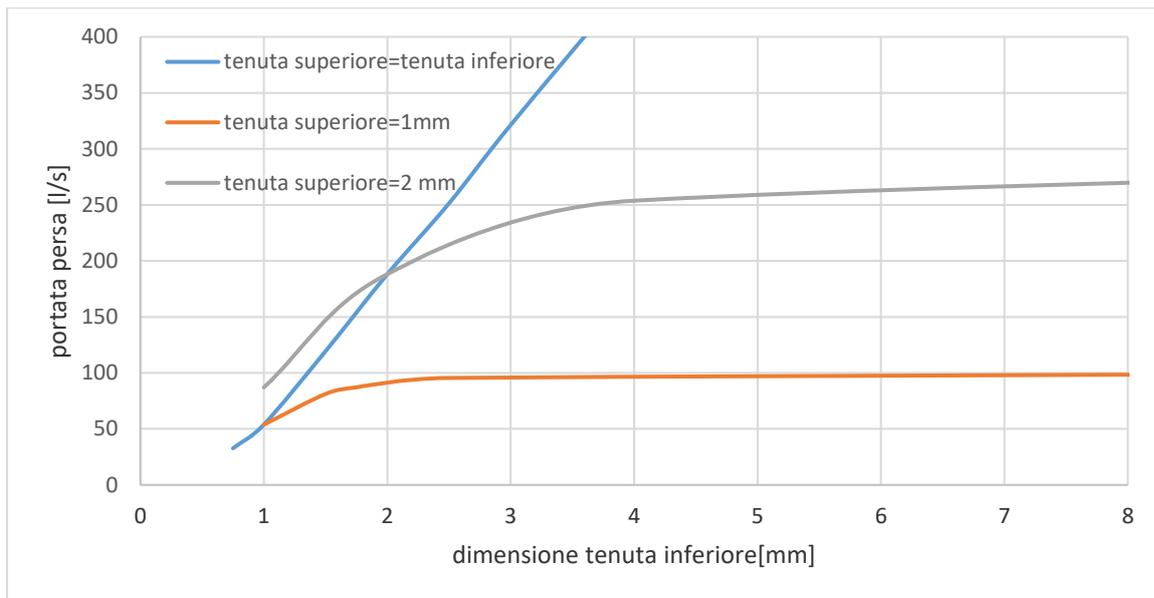


Figura 5.9: rappresentazione grafica delle portate perse con portata nominale in tre diversi casi studiati, al variare della dimensione del trafilemento inferiore, in blu è rappresentato il caso con un aumento delle luci in maniera uniforme, con quindi un valore nella tenuta superiore pari a quello delle ascisse la linea rossa invece rappresenta il valore di portata calcolato nel caso di tenuta superiore fissa ad 1mm e quella grigia con tenuta superiore fissa a 2 mm. Con una tenuta fissa notiamo la pressione tendere ad un asintoto, cosa che però non accade nel caso con aumento uniforme.

5.1.7 Calcolo manuale corona

Proviamo a confrontare i dati ottenuti mediante tutte le simulazioni con dei calcoli manuali effettuati utilizzando formule derivanti dalla foronomia, e che vengono utilizzati in linea di massima per valutare appunto le perdite di fluido nella corona.

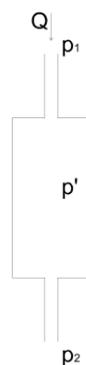


Figura 5.10, schema semplificato del trafilemento alla corona; con p_1 si rappresenta la pressione all'uscita del distributore e con p_2 la pressione presente allo scarico della girante, con p' invece la pressione nella zona di alleggerimento, Q rappresenta la portata passante nel trafilemento, la quale rimane costante sia in ingresso che in uscita.

Dalla foronomia possiamo affermare che:

$$Q_1 = \mu A_1 \sqrt{2g(h_1 - h')} \quad e \quad Q_2 = \mu A_2 \sqrt{2g(h' - h_2)}$$

Ma per il principio di conservazione della massa le due portate saranno uguali fra loro e dunque

$$Q = \mu A_1 \sqrt{2g(h_1 - h')} = \mu A_2 \sqrt{2g(h' - h_2)}$$

$$p_1 = \gamma h_1$$

$$p_2 = \gamma h_2$$

$$p' = \gamma h$$

$$Q = \mu D_1 \pi s_1 \sqrt{2g\left(\frac{p_1 - p'}{\gamma}\right)} = \mu D_2 \pi s_2 \sqrt{2g\left(\frac{p' - p_2}{\gamma}\right)}$$

$$Q = \mu D_1 \pi s_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p')} = \mu D_2 \pi s_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p' - p_2)}$$

Eliminando i termini che compaiono da ambo le parti ricavo

$$\frac{D_1 s_1}{D_2 s_2} = \frac{\sqrt{(p' - p_2)}}{\sqrt{(p_1 - p')}}$$

$$\left(\frac{D_1 s_1}{D_2 s_2}\right)^2 = k^2 = \frac{(p' - p_2)}{(p_1 - p')}$$

e dunque

$$p' = \frac{p_1 k^2 + p_2}{(1 + k^2)}$$

Si può notare come anche questa formula consente di descrivere il fenomeno visto in precedenza per il quale se una luce si allarga fa ricadere il salto di pressione solo su di una sola tenuta, e in quella allargata rimane un lieve salto. Infatti:

- Caso limite di allargamento della tenuta superiore:

$$s_1 \gg s_2$$

$$1 + k^2 \approx k^2$$

$$p_1 k^2 + p_2 \approx p_1 k^2$$

$$p' = \frac{p_1 k^2 + p_2}{(1 + k^2)} \approx \frac{p_1 k^2}{k^2} = p_1$$

- Caso limite di allargamento della tenuta inferiore:

$$s_2 \gg s_1$$

$$k^2 \approx 0$$

$$p' = \frac{p_1 k^2 + p_2}{(1 + k^2)} \approx p_2$$

È quindi possibile ricavare la portata passante a seconda della pressione p' ricavata. Essa ovviamente dipenderà dal valore della luce s_1 :

$$Q = \mu D_1 \pi s_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p')}$$

Il coefficiente μ utilizzato in prima approssimazione è stato di 0,61. Da questa tabella vediamo come eseguendo i calcoli con il metodo manuale sopra descritto, nel caso di portata nominale ricaviamo dei valori dello stesso ordine di grandezza rispetto a quelli ottenuti con la CFD e di conseguenza la stima della perdita di rendimento volumetrico nei due metodi da risultati simili. Generalmente il valore della portata volumetrica del trafilamento calcolata manualmente è superiore di circa 20-50 l/s rispetto a quella valutata con la tecnica CFD.

Luce superiore	Luce inferiore	Portate trafilate	
		Calcolo manuale	CFD
[mm]	[mm]	[l/s]	[l/s]
0,75	0,75	72,5	32,7
1	1	96,6	53,8
1,5	1,5	145,0	119,4
2	2	193,3	188,1
2,5	2,5	241,6	251,4
3	3	289,9	321,0
4	4	386,6	453,0
1	1	96,6	53,8
1	1,5	112,7	81,2
1	1,75	117,2	87,1
1	2,5	124,7	95,5
1	4	129,8	101,6
1	21	133,3	103,2
1,5	1	114,8	66,4
2	1	124,1	81,5
2,5	1	129,2	87,4
3	1	132,3	89,0
6	1	138,0	86,5

Tabella 5.10: tabella riassuntiva delle portate ricavate effettuando sia i calcoli in maniera manuale con questa approssimazione che con la fluidodinamica computazionale, sempre nel caso di portata nominale, con diverse luci nelle tenute superiori e inferiori.

5.2 Trafilamento al mozzo

Il secondo trafileto della macchina si presenta nella parte superiore della turbina, tra il mozzo della girante e la parte fissa della macchina (coperchio superiore); il fluido in arrivo dalle pale del distributore entra superiormente tra il mozzo e apposite fodere di usura posizionate rispetto al mozzo stesso con un gioco minimo al fine di contenere il più possibile le perdite di fluido. In condizioni di progetto la luce tra fodera e mozzo è di 0,75 mm. La tenuta tra le due parti prosegue poi verso l'asse della macchina dove si trova una luce di 5mm tra mozzo e fodera superiore posta in direzione normale rispetto all'asse macchina; infine il gioco si allarga in maniera netta con una forma conica. Il fluido successivamente viene scaricato per la quasi totalità verso l'ogiva grazie alla presenza di 10 fori di 100 millimetri di diametro sul mozzo, in maniera tale da non risalire superiormente all'esterno della turbina; per evitare o comunque ridurre il più possibile la risalita del fluido, il labirinto presenta anche una tenuta al metallo bianco verso l'esterno. Il dettaglio del mozzo della macchina è rappresentato in figura 5.11.

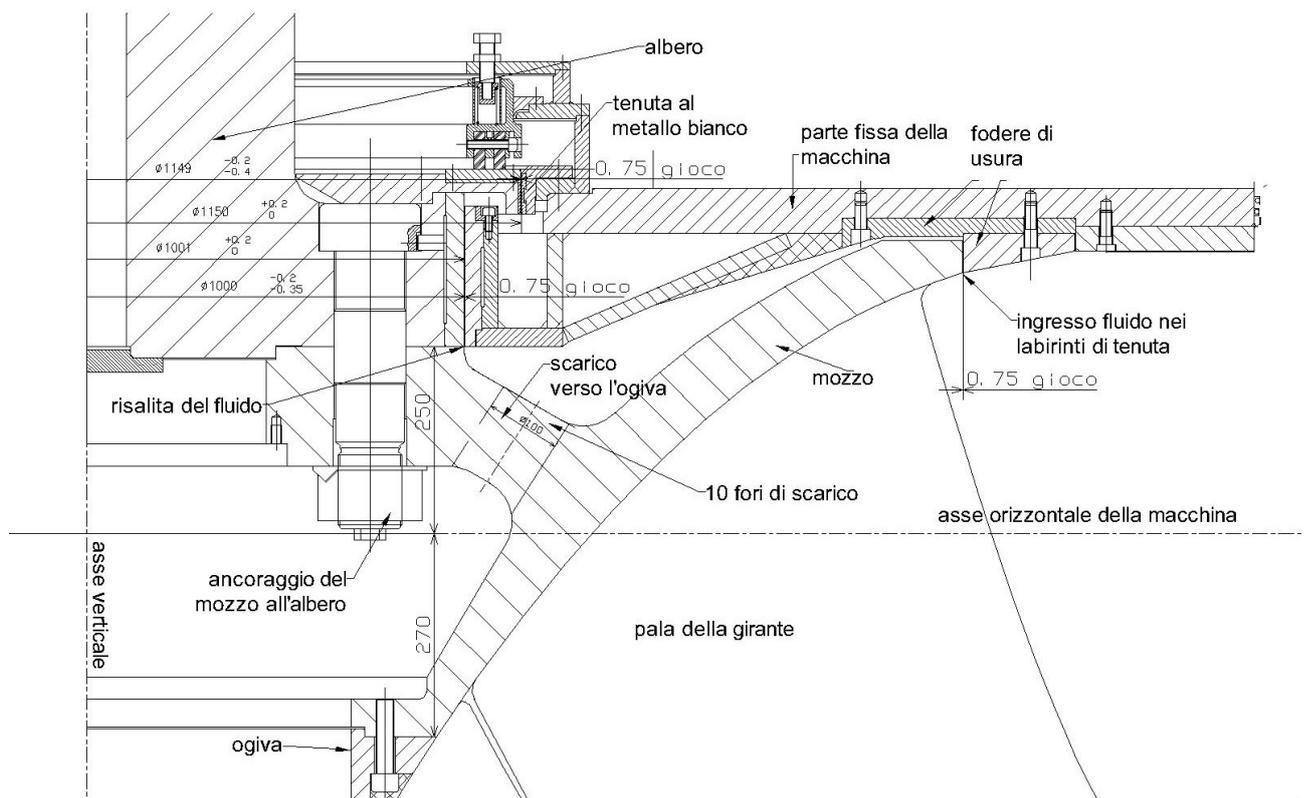


Figura 5.11: dettaglio del mozzo della macchina; il fluido in arrivo dal distributore va ad impattare sulle pale della girante, una piccola parte di questo fluido però tende ad infiltrarsi nel labirinto presente al mozzo della macchina, vengono posizionate nel montaggio della girante anche due apposite fodere di usura che servono per ridurre al massimo queste perdite. Il fluido però si riesce ad infilare in queste piccole luci e va verso il centro della macchina; il fluido viene quindi scaricato verso l'ogiva grazie alla presenza di 10 fori da 100 mm, per evitare che il fluido risalga verso la centrale.

La costruzione del modello da utilizzare nelle simulazioni fluidodinamiche non è stato semplice, in quanto qui sarebbe stato necessario utilizzare un modello tridimensionale su almeno un decimo

dell'intera rivoluzione del trafilamento. Questo modello, (immagine qui sotto) come possiamo vedere dall'immagine qui sotto, rappresenta perfettamente il trafilamento del fluido, dato dall'acqua in ingresso (freccia nera) nella luce tra fodera e mozzo, e poi un successivo allargamento, con il fluido che per la quasi totalità viene scaricato nei fori di 100 millimetri. Si può vedere anche dove potrebbe risalire e fuoriuscire dalla turbina. Non è, però, stato possibile utilizzare questo modello geometrico per via delle limitazioni sul numero di celle della mesh imposte dal software utilizzato considerate le diverse grandezze delle dimensioni in gioco, che passano da 0,75 mm nominali della luce a quasi un metro di arco circonferenziale.

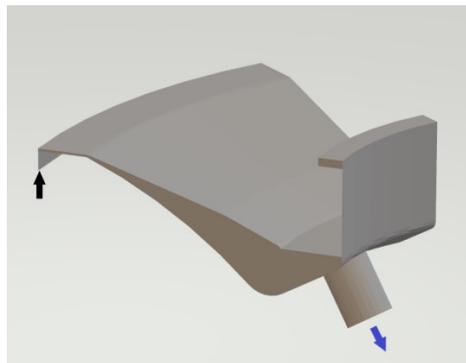


Figura 5.12 un decimo del trafilamento alla corona, è possibile notare dove il fluido entra nel modello, freccia nera, e dove viene scaricato all'ogiva, freccia blu.

Siamo dunque andati a dividere il calcolo del nostro trafilamento al mozzo in 2 parti. Abbiamo infatti costruito un modello bidimensionale della parte d'ingresso del fluido, dove successivamente siamo andati ad allargare progressivamente le luci, e un modello tridimensionale della parte centrale del trafilamento e dello scarico nel foro. La risalita del fluido verso la tenuta al metallo bianco non è stata presa in considerazione in questa analisi in quanto generalmente, in assenza di usure significative, difficilmente fuoriesce acqua da questo labirinto. Inoltre, anche qualora, in condizioni non normali, fuoriuscisse acqua dalla tenuta al metallo bianco, la portata persa deve comunque essere molto limitata per essere compatibile con l'esercizio del gruppo, pertanto la portata trafilata dalla tenuta al metallo bianco sarebbe in ogni caso una quota limitata di quella complessivamente persa dalla tenuta al mozzo della girante. Il modello 3D della parte centrale e finale del trafilamento è stato utilizzato come mezzo di controllo dei valori di pressioni calcolati a valle dei labirinti.

Siamo dunque andati a fare un modello 3D molto stretto nella parte delle tenute da di 0,75 e 5 mm, dove ovviamente avviene quasi totalmente la caduta di pressione della tenuta, e poi con un secondo modello tridimensionale abbiamo controllato che i valori di pressione ricavati a valle dei labirinti fossero veritieri simulando lo scarico lungo i fori di compensazione e valutando l'andamento delle pressioni anche in questa zona.

Il solver utilizzato è sempre il SIMPLE, con il modello RANS k-ε, all'ingresso è stata utilizzata la pressione all'uscita del distributore, mentre visto che utilizziamo un modello solo della parte superiore della girante abbiamo corretto il valore di pressione allo scarico (pressione all'ingresso del diffusore) del battente d'acqua presente tra scarico e sezione di uscita del modello (una differenza di quota di circa 1500mm) che non poteva essere trascurata.

L'analisi è stata effettuata nelle condizioni di progetto e successivamente sono stati modificati i giochi tra i componenti, andando ad aumentare progressivamente le luci della tenuta verticale e successivamente del tratto orizzontale; inoltre abbiamo effettuato delle simulazioni anche variando le dimensioni dell'ingresso dell'acqua nel trafilemento variandone l'angolo di apertura e la lunghezza della tenuta in quanto, negli anni, si è constatato che il mozzo nella zona di ingresso nella tenuta si deteriora in maniera evidente.

Nella Mesh di calcolo sono state imposte due condizioni di Patch all'ingresso e all'uscita del modello, dove in seguito modificheremo i valori di pressione che diversificheranno le condizioni di funzionamento dell'impianto, due condizioni di Wedge sulle pareti assialsimmetriche e Wall nelle restanti, differenziando le pareti rotanti a contatto del rotore con quelle statiche.

La prima simulazione che abbiamo effettuato è stata quella nelle condizioni di macchinario nuovo, con dunque la luce di 0,75 mm nel tratto verticale in ingresso e il successivo proseguimento verso la linea d'asse della girante con una luce di 5 mm. Possiamo subito notare che la tenuta nel trafilemento al mozzo sia inferiore a quella alla corona. Il tratto verticale è di soli 42 mm e dunque dovremmo aspettarci delle quantità maggiori di liquido.

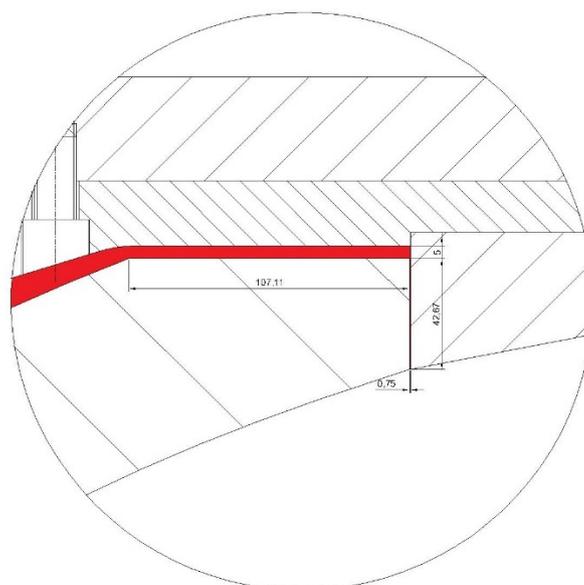


Figura 5.13: modello utilizzato per studiare l'ingresso del fluido e le variazioni di luce, in rosso è presente l'effettivo volume in cui il fluido può transitare al mozzo, dalla quotatura possiamo notare che la dimensione del trafilemento con luce 0,75 è di soli 42,5 mm, molto inferiore rispetto a quelli presenti alla corona, e il tratto a gioco 5 mm misura poco più di 100 mm.

Sulla mesh sono state imposte le condizioni di pressione entrante ed uscente che definiscono il nostro deflusso. Abbiamo anche in questo caso effettuato i calcoli sia mantenendo le Wall stazionarie e sia imponendo la rotazione al contorno del rotore. I valori di pressione utilizzati allo scarico, come già detto, sono diversi da quelli imposti alla corona per via di una differenza non trascurabile di salto. Il salto di pressione ai capi del trafilamento sarà maggiore. In tabella 5.11 sono mostrati i valori ricavati nelle simulazioni sopra descritte:

condizioni di progetto			"Standard Wall"		"Rotating Wall"	
\dot{Q}	p_{in}	p_{out}	\dot{Q}_t	$\frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}} \cdot 100$	\dot{Q}_t	$\frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}} \cdot 100$
[m ³ /s]	[m ² /s ²]	[m ² /s ²]	[l/s]	[%]	[l/s]	[%]
60	441,75	65,71	100,9	0,168	99,8	0,166
55	391,40	70,85	93,0	0,169	86,3	0,157
50	372,80	75,58	89,4	0,179	82,0	0,164
45	356,61	79,85	85,9	0,191	78,4	0,174
40	339,97	83,68	82,1	0,205	74,7	0,187
35	311,66	87,07	75,6	0,216	68,9	0,197
30	305,00	90,00	73,6	0,245	68,3	0,228

Tabella 5.11: risultato dei calcoli effettuati in condizione di progetto al mozzo, ovvero con luce di 0,75 nel tratto verticale e 5 mm nel tratto orizzontale; calcoli effettuati per tutte le condizioni operative e nei due casi: standard wall e rotating wall che più rappresenta la reale situazione della macchina.

Notiamo subito come al mozzo vengano perse maggiori quantità di fluido nella nostra macchina. In condizioni nominali infatti alla corona si perdevano all'incirca 30 litri al secondo, mentre qui sono già più di 85l/s, ovviamente prendendo il caso del rotating wall. Andiamo ora ad analizzare anche l'andamento di pressione e velocità in questo trafilamento. Dalla figura 5.14 in cui è rappresentata la distribuzione delle pressione, sempre espresse in kPa, è possibile notare come tutta la caduta di pressione avviene nel tratto verticale con luce di 0,75 millimetri; nello sbocco verso il tratto orizzontale si crea una riduzione di pressione che con valori locali ancora inferiori potrebbe portare all'insorgere del fenomeno cavitazionale, il che provocherebbe gravi danneggiamenti ai materiali; mentre nello spigolo superiore notiamo una forte pressione. Dopo questo punto caratteristico, il fluido con la pressione oramai ridotta a circa 70000 Pascal confluisce verso l'uscita a pressione pressoché costante. Le figure 5.15 sono invece riferite al campo di velocità e ci fanno capire come si muove il fluido nel modello; l'acqua entra nel trafilamento a grande velocità con l'energia di pressione che viene totalmente trasformata in energia cinetica nel tratto verticale iniziale. Allo sbocco superiore, dove abbiamo la riduzione di pressione, si forma un ricircolo d'acqua dove il fluido nella parte alta vicino alla fodera prosegue verso l'asse della turbina, mentre nella zona inferiore il fluido ritorna indietro, come si può notare dal grafico lungo l'asse X. La velocità nella tenuta è data quasi esclusivamente dalla direzione Y e nello strato limite vicina al rotore anche dalla componente Z.

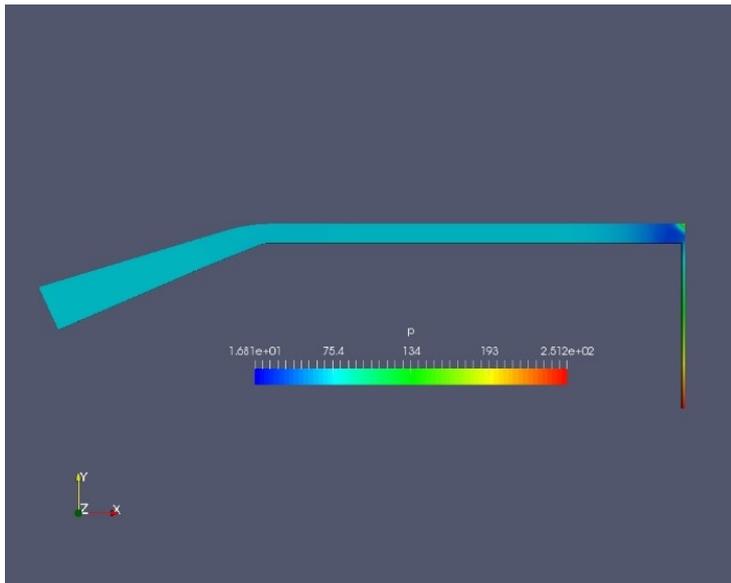
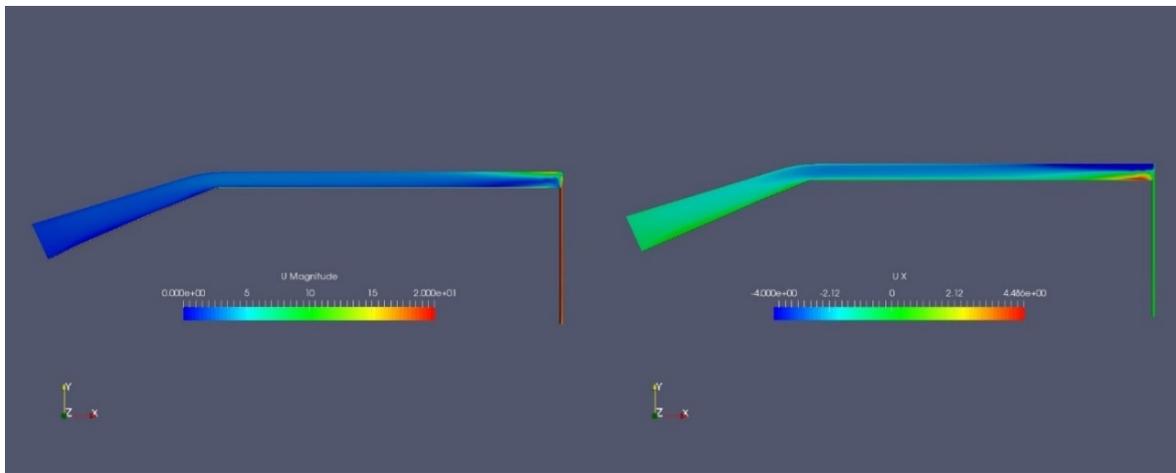
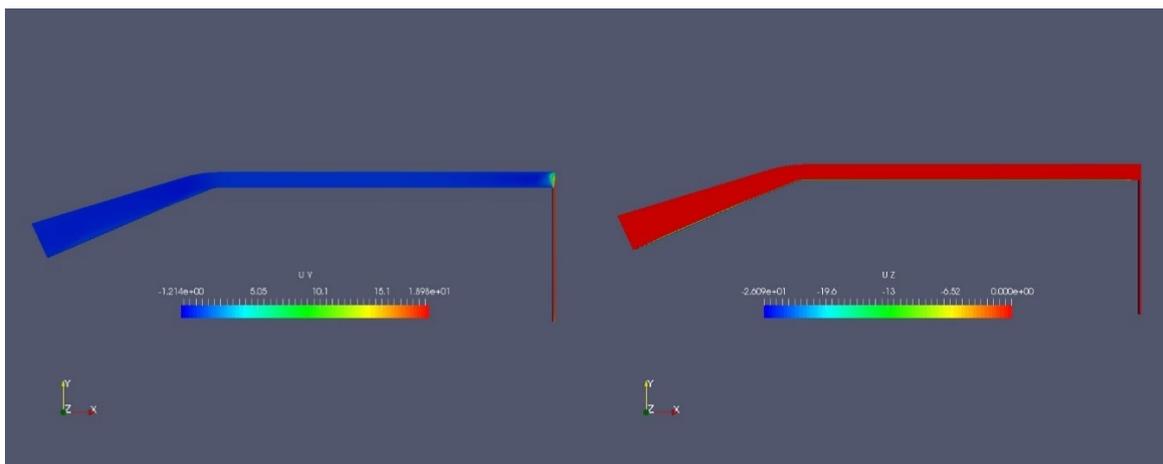


Figura 5.14 distribuzione delle pressioni al mozzo con portata nominale nel caso di progetto, in kPa, possiamo vedere come la caduta di pressione avvenga tutta nel lato corto verticale.



(a)

(b)



(c)

(d)

Figura 5.15, rappresentazione della distribuzione delle velocità nel caso di portata nominale, nel modello di progetto; (a) è mostrata la velocità totale del fluido che raggiunge velocità elevate nel tratto a sezione ristretta. (b) velocità lungo la componente X, si nota come andando verso l'uscita si abbia un valore negativo e per quello in blu, di circa 4 m/s, si intravede un piccolo ricircolo allo spigolo; (c) in direzione Y sarà positiva e con valori elevati nel tratto verticale e poi di colpo negativa sino all'uscita; (d) nella direzione Z risulta nulla in tutte le zone tranne nel pressi del mozzo, ove sarà di circa 20 m/s, in un substrato molto piccolo

5.2.1 Validazione modello del mozzo

Per verificare che questo modello bidimensionale sia davvero confrontabile con quello che realmente accade abbiamo svolto l'analisi sulla seconda parte dello scarico al mozzo. Qui con modello tridimensionale abbiamo cercato di valutare la variazione di pressione che subisce la quantità di acqua stimata dal modello precedente.

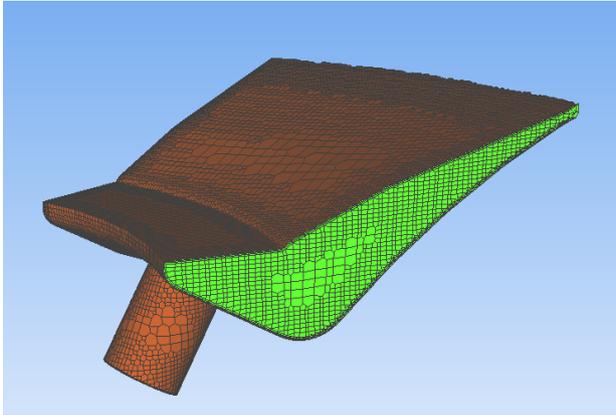


Figura 5.16: Mesh tridimensionale del mozzo, in verde la parete assialsimmetrica, in arancione la wall, ingresso nella parte alta, ed uscita dal foro in basso.

Sulla mesh così realizzata si sono imposte:

- due condizioni di WEdge sulle facce assialsimmetriche del modello;
- una condizione Patch all'ingresso dove si è imposta la portata in ingresso trovata precedentemente;
- una condizione Patch in uscita dai fori data dal valore di pressione allo scarico corretta di un valore dovuto al battente idraulico presente rispetto alla sezione di calcolo del modello.
- sulle altre Facce sono state imposte le condizioni di Wall.

Così facendo siamo andati a valutare la pressione presente in ingresso al modello, dove si è imposta la portata di acqua entrante. Come possiamo anche vedere dalle immagini seguenti abbiamo trovato che le variazioni di pressione in questo modello sono limitati. I valori di pressione tra ingresso ed uscita sono pertanto molto simili, variando di poco, anche nel caso in cui si modifichi in maniera significativa le quantità di acqua in ingresso. L' approssimazione fatta nel modello precedente può dunque considerarsi valida e per questo le successive analisi sono state effettuate solamente sul tratto delle tenute verticali e orizzontali in ingresso.

Realizzando queste simulazioni notiamo che la variazione di pressione totale tra ingresso e uscita del modello non è molto marcata. La maggiore differenza di pressione si trova quando aumenta la portata entrante nel modello, il che implica una maggiore velocità del fluido in ingresso. Però svolgendo nuovamente le simulazioni del modello del trafilemento con i valori di pressione in uscita aumentati della caduta di pressione trovata nel modello dello scarico, non si modificano in maniera significativa i risultati, in quanto si osservano correzioni massime dell'ordine dell'1%; per questo

motivo abbiamo preferito effettuare le simulazioni del trafilamento trascurando il fatto che la pressione all'uscita del modello dovrebbe essere modificata per tenere conto della parte allo scarico. Le immagini di pressioni e velocità sono state effettuate sezionando il pezzo a metà del foro, così da avere le immagini all'interno di esso, tabella 5.12. Le immagini delle velocità ci mostrano le direzioni di evoluzione del fluido. Dal 3D totale invece si riesce a capire che è presente un piccolo vortice di acqua dove non c'è il foro.

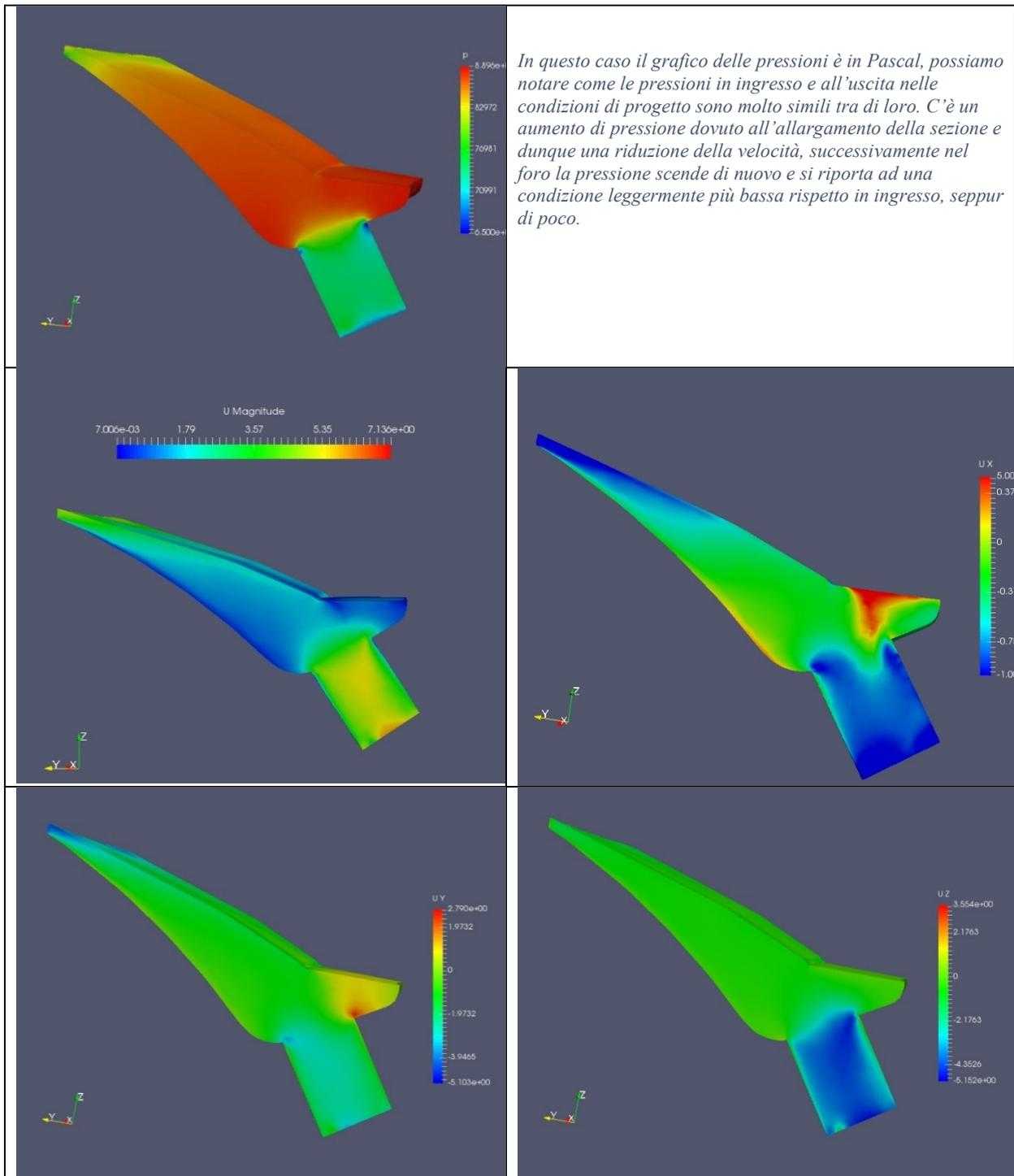


Tabella 5.12: rappresentazione grafica del mozzo, nel caso di portata nominale; sono rappresentati in ordine, pressione, velocità totale, velocità in direzione X, velocità in direzione Y e velocità in direzione Z.

5.2.2 Erosione tenuta verticale

Ora che il modello bidimensionale può considerarsi più che accettabile, siamo andati a modificare i valori delle luci tra mozzo e fodere di usura, ipotizzando un graduale deterioramento del materiale. La prima operazione eseguita è stata quella di aumentare la luce della tenuta verticale, mantenendo tutto il resto inalterato. Visto il precedente grafico delle pressioni, infatti, si presume che esso sia quello che più influenza la portata in ingresso. Abbiamo allora costruito diversi modelli con luci differenti dai 0,75mm di progetto fino a 4 mm. La tabella 5.13 ci mostra tutti i dati ricavati nelle varie simulazioni.

Tenuta [mm]	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4
\dot{Q} [m ³ /s]	\dot{Q}_t [l/s]								
60	99,8	171,2	230,5	283,2	335,4	385,0	469,1	556,9	677,2
55	86,3	157,6	211,4	260,5	309,8	353,9	431,1	512,3	623,3
50	82,0	151,3	203,0	249,7	298,2	340,1	414,7	492,4	599,2
45	78,4	145,1	195,4	241,2	287,3	327,5	399,0	474,3	577,1
40	74,7	139,2	187,5	231,6	275,6	314,6	382,8	455,6	554,7
35	68,9	129,3	174,7	215,8	257,3	293,4	356,7	425,1	518,1
30	68,3	126,3	170,4	210,1	251,0	286,8	347,0	417,1	508,5

Tabella 5.13: tabella riassuntiva dei risultati ricavati dalle simulazioni del trafilemento al mozzo, lungo tutto il campo di funzionamento, abbiamo variato la luce della tenuta verticale, passando dal valore di progetto di 0,75 mm fino a 4 mm totali. \dot{Q}_t rappresenta la portata persa totale dalla girante al mozzo.

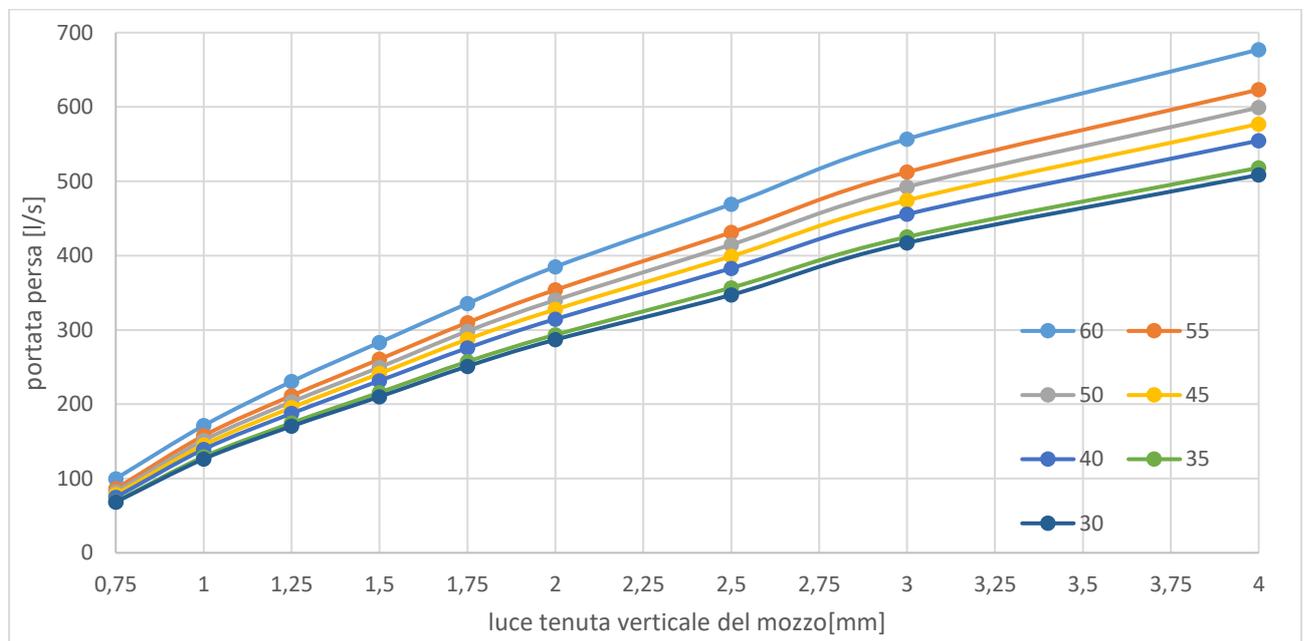


Figura 5.17: rappresentazione grafica della tabella 5.13, possiamo notare come l'aumento della portata persa sia molto lineare con l'aumentare delle luci verticali, in base alle condizioni operative abbiamo una differenza di portata con la stessa luce.

Come si nota dal grafico, all'aumentare del gioco tra parti statiche e rotanti la portata continua ad aumentare, raggiungendo valori molto elevati. Infatti un gioco di 3 mm comporterebbe una perdita di fluido a portata nominale di circa 500 litri al secondo, che effettuando un calcolo sul rendimento volumetrico dà:

$$\eta_v = \frac{Q_{tot} - Q_{traf}}{Q_{tot}} = \frac{55000 - 500}{55000} = 0,9909$$

Ovvero una perdita di rendimento di quasi 1% solo nel trafileamento al mozzo, che con portate inferiori peggiora ancor di più, fino ad un rendimento del 98,56% a metà carico. Al mozzo le perdite aumentano in maniera quasi lineare e non presentano asintoti orizzontali.

Notiamo che piccole variazioni di luce comportano grandi aumenti di portata.

Dalla figura 5.18 è possibile notare come, all'ingresso del trafileamento, la quasi totalità della pressione viene convertita in energia cinetica, con velocità molto elevate nell'ordine dei 25m/s. Queste elevate velocità si manifestano ovviamente in direzione Y, mentre lungo i bordi del mozzo abbiamo ovviamente un'ulteriore componente della velocità in direzione Z, data dalla rotazione angolare della macchina. Qui non abbiamo inserito una vista della velocità in direzione Z in quanto i suoi vettori presentano la stessa evoluzione ottenuta nel caso di progetto. Con l'aumentare delle luci e quindi delle portate passanti nel modello, le pressioni nello spigolo della macchina possono diventare problematiche. Il nostro algoritmo di calcolo riscontra in alcuni casi delle pressioni relative negative, il che dal punto di vista strettamente fisico è privo di significato, tuttavia ci si può aspettare che in realtà si manifesti l'insorgere di cavitazione con significativo aumento del volume del fluido per piccole variazioni di pressione in quella zona e conseguentemente con un contenimento della pressione con valori prossimi a quelli della tensione di vapore dell'acqua. Tuttavia SIMPLE FOAM non è in grado di considerare quanto sopra descritto, pertanto, per un'analisi ancora più dettagliata, comunque non necessaria in questa fase, sarebbe necessario eseguire simulazioni con un software in grado di manipolare anche questo fenomeno. L'effetto sopra descritto porta verosimilmente ad un danneggiamento superficiale in quella parte del mozzo, che in parte può ridurre l'intensità del fenomeno in quanto l'assenza di uno spigolo vivo consente un'espansione locale più graduale. Alla fine del tratto verticale l'acqua si scontra con uno spigolo vivo, dove abbiamo un brusco cambio di direzione della velocità, e la generazione di una depressione nella zona vicino al mozzo e una sovrappressione nello spigolo della cassa, fenomeni che con l'aumentare della luce della tenuta peggiorano sempre più. I due fenomeni sopra descritti sono molto pericolosi, infatti sul mozzo è possibile che si verifichi il problema della cavitazione che può causare vibrazioni sul macchinario e crea problemi di asportazione del materiale molto marcati. La zona a pressione alta può inoltre

essere soggetta a fenomeni erosivi molto marcati. Quindi l'allargamento della tenuta provoca diversi problemi che in condizioni iniziali di progetto non erano così marcati e comportano una maggior erosione del macchinario.

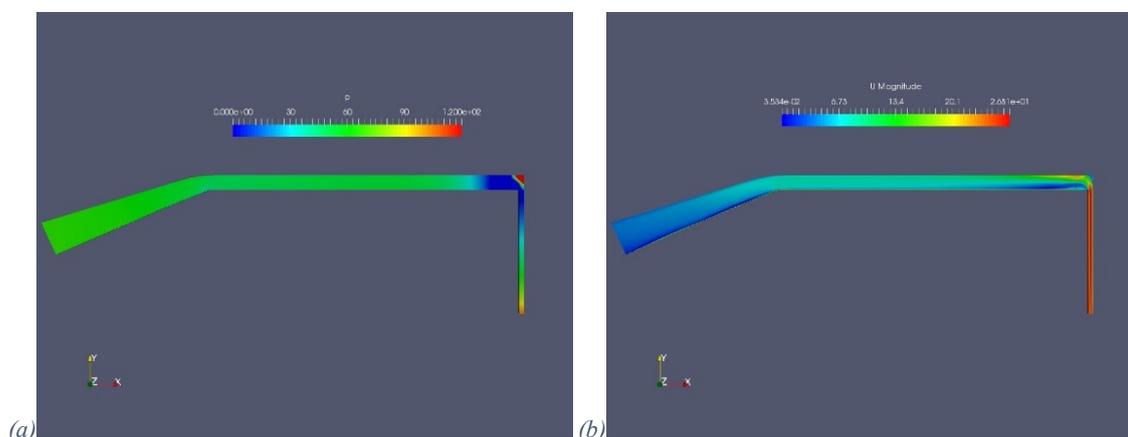


Figura 5.18: rappresentazione di pressioni in kPa (a) e velocità totali in m/s(b) del modello con luce di 1,5 mm nel trafilemento verticale, analizzato in condizione di portata nominale transitante in macchina.

5.2.3 Erosione tenuta orizzontale

Una seconda valutazione è stata effettuata variando lo spessore del tratto in orizzontale a parità della tenuta verticale, in questo caso l'analisi è stata effettuata mantenendo il valore della luce verticale fissa a 1,5 mm. Abbiamo effettuato simulazioni con luci totali orizzontali di 8-10-12 millimetri. Per semplicità abbiamo effettuato l'analisi esclusivamente nel caso della portata nominale, visto che ci interessava solo sapere come fosse l'andamento al variare di questo parametro. Da questi dati visibili in tabella 5.15, possiamo notare che un aumento della luce nel tratto orizzontale non tende a compromettere l'andamento delle portate, infatti essa rimane sostanzialmente la stessa, anzi, dal punto di vista puramente numerico abbiamo addirittura una leggera riduzione della portata, comunque contenuta in valori percentuali dello stesso ordine di grandezza dell'incertezza della simulazione. Nella realtà un'erosione di questo genere sarà molto difficile; si ritiene invece più probabile un'erosione nella zona delle sovrappressioni vicino allo spigolo, con un'usura contenuta nelle altre parti della tenuta. Possiamo quindi affermare che un aumento della luce superiore non comporta effetti negativi se la luce verticale rimane quella con dimensioni inferiori e dunque dimensionante.

Sup[mm]	5	8	10	12
\dot{Q} [m ³ /s]	\dot{Q}_t [l/s]	\dot{Q}_t [l/s]	\dot{Q}_t [l/s]	\dot{Q}_t [l/s]
55	260,0	259,3	258,5	253,2

Tabella 5.15 portata persa al variare dell'altezza della tenuta superiore con portata nominale passante in turbina

Notiamo che nonostante avessimo scelto il caso con 1,5mm, l'aumento della luce superiore non va ad influenzare particolarmente la portata trafilata al mozzo a parità della tenuta verticale; ciò è dovuto al fatto che il gioco nel tratto orizzontale è molto superiore rispetto al gioco nella tenuta verticale e dunque solamente la tenuta in ingresso regola il deflusso delle perdite al mozzo. L'altro fattore interessante è che il maggior spazio per la variazione di direzione della portata scaricata ci permette di avere una riduzione delle sovrappressioni. Questo effetto è quello che potrebbe accadere dopo una parziale erosione dello spigolo della cassa. Abbiamo potuto notare come gli andamenti tra il caso da 8 e quello da 12 mm totali di gioco nel tratto orizzontale non varino di molto, la portata trafilata è la stessa, quindi avremo solamente una leggera diminuzione delle velocità nel tratto, per via delle diverse sezioni. Qui in figura 5.19 viene rappresentato il caso con trafilamento verticale di 1,5 e tratto orizzontale da 8 mm, che può essere confrontato con la figura 5.18 e si nota come gli andamenti siano pressoché identici.

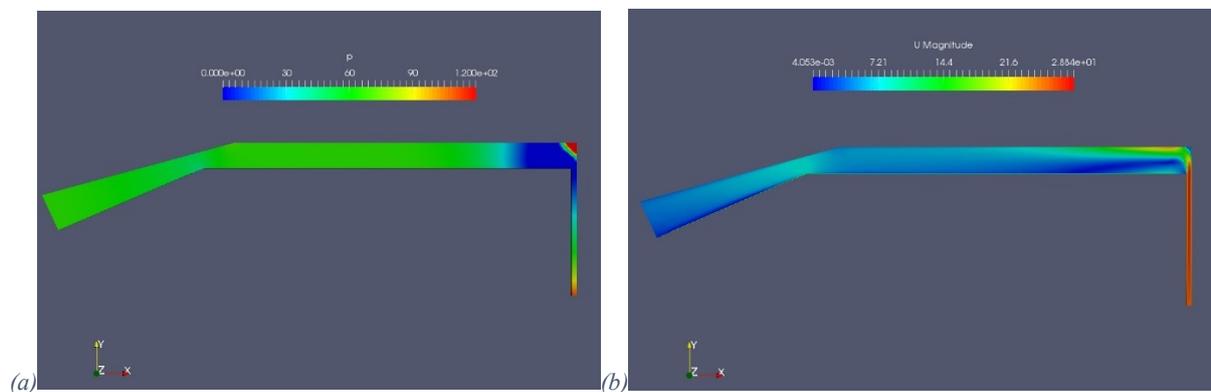


Figura 5.18 : rappresentazione di pressioni in kPa (a) e velocità totali in m/s(b) del modello con luce di 1,5 mm nel trafilamento verticale e di 8mm anziché 5 nel trafilamento orizzontale, analizzato in condizione di portata nominale transitante in macchina.

5.2.4 Erosione angolo di ingresso

La terza analisi effettuata sul mozzo è stata quella del valutare le perdite di fluido mentre si ha un'erosione del profilo di ingresso del trafilamento al mozzo. Su altre turbine Francis dell'azienda, oltre che su quella di Montjovet, infatti, si è notata una significativa erosione sullo spigolo di ingresso al mozzo, per questo motivo abbiamo provato ad ipotizzare un ingresso nel mozzo a 45 gradi, variandone l'altezza fino a cui si manifesta questa usura: ($\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, dell'altezza totale della tenuta verticale). Nell'immagine 5.19 è possibile vedere i 3 modelli utilizzati in questa fase dello studio. Possiamo subito affermare che l'erosione del mozzo non avverrà mai perfettamente in questa maniera, ma vogliamo tuttavia valutare come un'usura con queste caratteristiche qualitative possa influire sulle prestazioni della macchina.

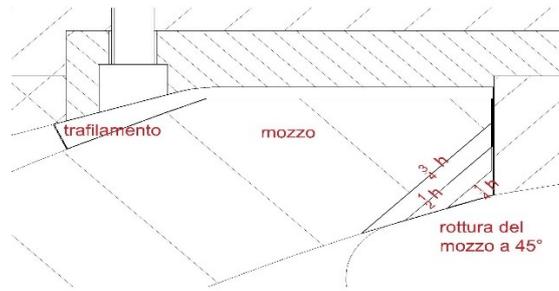


Figura 5.19 rappresentazione schematica della rottura del mozzo a 45° variandone poi l'altezza, si è trovato che col tempo in quella zona del mozzo si presentano gradi di erosioni simili e per questo è stata effettuata questa valutazione.

Da questa analisi, i cui risultati sono rappresentati in figura 5.20, ricaviamo che l'erosione di questa zona del mozzo, a parità di luce tra mozzo e fodera di usura, di 0,75 mm in questo caso, provoca un aumento della portata che trafila al mozzo di circa il 7% ad ogni riduzione di un quarto dell'altezza totale della tenuta verticale. Questo aumento è dovuto principalmente alla diminuzione della lunghezza della tenuta. Sostanzialmente si può affermare che l'incidenza del gioco della tenuta è molto maggiore rispetto alla lunghezza della stessa.

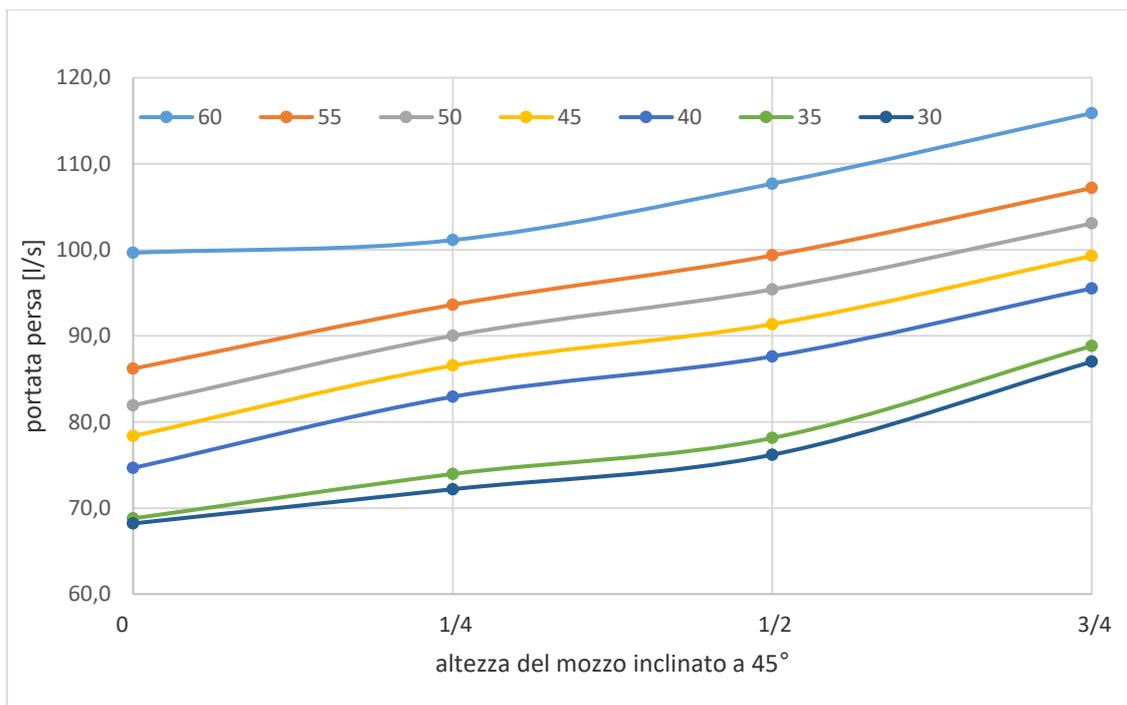


Figura 5.20 rappresentazione delle portate perse al mozzo al variare dell'altezza del mozzo inclinato, effettuando l'analisi per diverse condizioni di funzionamento, si nota un andamento molto simile tra tutti i casi studiati; possiamo affermare che la rottura del mozzo provoca un aumento della portata trafilata per via della diminuzione della lunghezza della tenuta;

Nella figura 5.20 sono riportati le distribuzioni di velocità e pressioni per il caso di h mezzi, rispetto ai casi precedenti si può notare come la pressione rimanga molto alta finchè non si incanala nel trafilemento verticale, il restante invece rimane pressochè inalterato. Questa analisi ci ha permesso di comprendere l'influenza di questa rottura, e ora nel caso si riscontrasse si può valutare in termini di portata persa anche questo fattore.

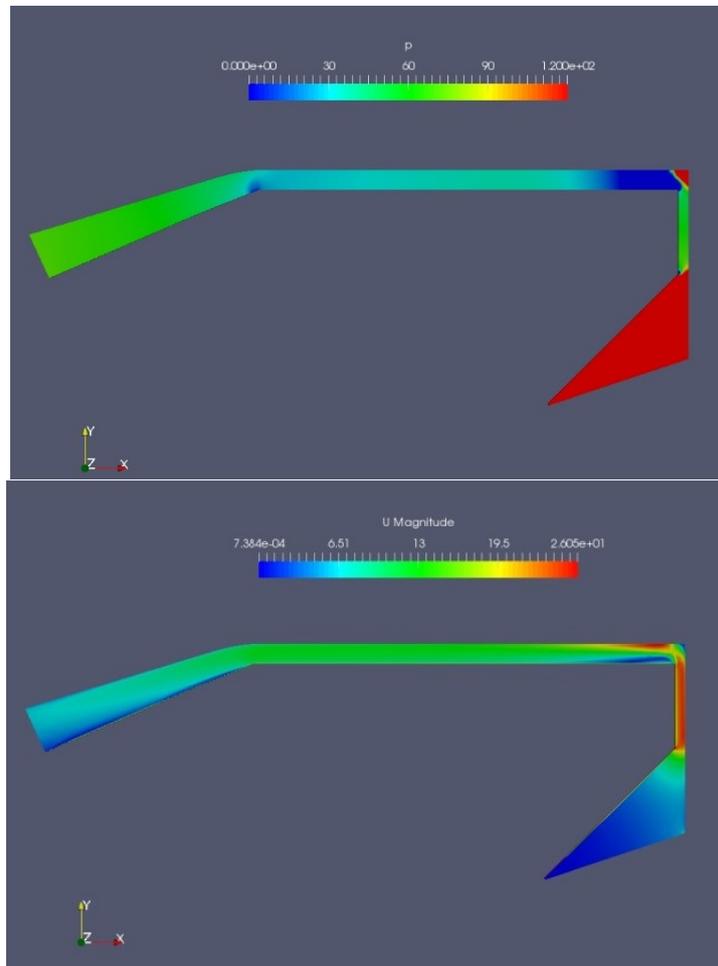


Figura 5.20, rappresentazione di pressioni e velocità nel caso di rottura del mozzo con $\frac{h}{2}$ in condizione di portata nominale in macchina, per la figura delle pressioni la scala dei colori arriva solamente fino a 120 kPa, altrimenti non si riusciva a rendere significativa la rappresentazione, ma all'ingresso del trafilemento la pressione sarà uniforme e attorno ai 300kPa.

Capitolo 6 – Il Rendimento Volumetrico

In questo capitolo conclusivo della tesi si possono finalmente effettuare delle considerazioni sul rendimento volumetrico della macchina grazie ai risultati ottenuti precedentemente. Come ha evidenziato questo lavoro di tesi, ricavare le portate che trafilano dalla turbina non è una operazione così semplice. Si è visto come, a macchinario nuovo, la portata trafilata sia davvero molto esigua, a confermare che nelle valutazioni iniziali generalmente si considera un rendimento volumetrico pari a uno. Abbiamo infatti ricavato che in condizione di portata nominale, l'acqua persa nei giochi della macchina è di 86 l/s al mozzo e 36 l/s alla corona, ovvero in totale 122 litri al secondo di acqua che, invece di passare nel canale idraulico, finiscono direttamente allo scarico senza produrre nessun effetto utile; il rendimento volumetrico in queste condizioni di progetto sarà:

$$\eta_{vol} = \frac{55000l - 122l}{55000l} = 0,9977$$

Però, con l'andare del tempo e con il susseguirsi dell'erosione di acqua e sabbia, i giochi tra le parti rotanti e le parti statiche si allargano e provocano un aumento delle perdite di fluido. Per semplicità abbiamo ipotizzato un aumento delle luci tra parti fisse e parti rotanti in egual misura in tutti i labirinti, cioè un'erosione del materiale omogeneo sia nelle due tenute alla corona che per quella al mozzo, e questo può considerarsi il caso più simile alla realtà in quanto i materiali di costruzione sono gli stessi e inoltre sono soggetti alle stesse condizioni operative e velocità del fluido nei pressi delle fodere simili. Sommando la portata del mozzo con quella della corona abbiamo ricavato il successivo rendimento volumetrico per le condizioni di funzionamento analizzate e con i diversi gradi di erosione scelti. Se effettuiamo un altro calcolo manuale, ad esempio il caso con una erosione di materiale rispetto al caso di progetto di 1,25mm, cioè con luce totale di 2 mm, a portata nominale la portata trafilata al mozzo pari a 353,8 l/s e alla corona pari a 188,1 l/s, con dunque rendimento volumetrico che è sceso ad:

$$\eta_{vol} = \frac{55000l - 541l}{55000l} = 0,9902$$

Abbiamo dunque una perdita di un punto percentuale del rendimento volumetrico quando i giochi presentano una luce totale di 2mm alla portata nominale e queste perdite a portate ridotte d'impianto saranno ancora più significative, infatti con portate di 30 m³/s il rendimento scenderà ancora;

$$\eta_{vol} = \frac{30000l - (286 + 145)l}{30000l} = 0,9856$$

Col diminuire delle portate, il rendimento volumetrico peggiora, in maniera ancor più marcata quando i giochi sono più ampi. Per un impianto ad acqua fluente l'ulteriore calo di prestazioni dato dal rendimento volumetrico con portate inferiori sono molto significative, in quanto per molte ore dell'anno si lavorerà in queste condizioni. Aumentando i giochi quindi il rendimento volumetrico non sarà più trascurabile. Possiamo visualizzare quanto detto, per tutto il campo di funzionamento della turbina, nel grafico di figura 6.1, dove è stato calcolato il rendimento volumetrico della macchina con diversi gradi di erosione delle tenute.

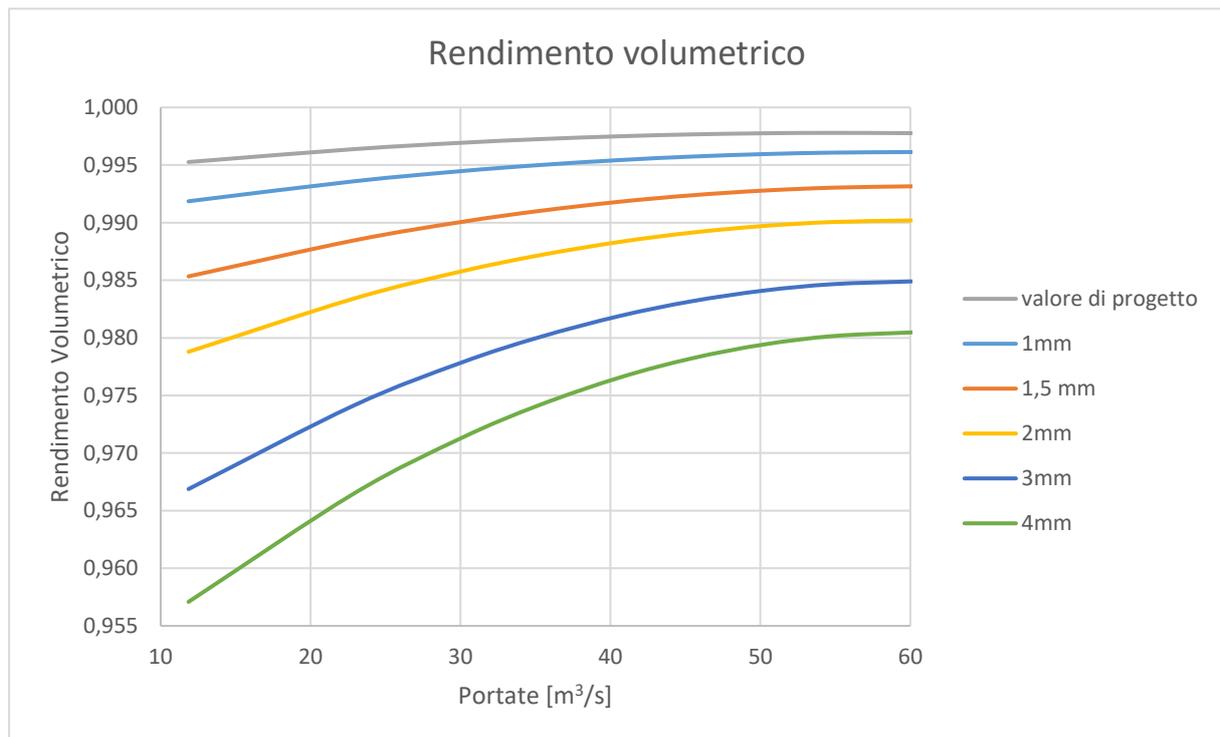


Figura 6.1: rendimento volumetrico della macchina lungo tutto il campo di funzionamento e con diversi gradi di usura ipotizzati, le curve si riferiscono al valore della luce utilizzato, preso uguale per la tenuta verticale del mozzo e per le due tenute della corona. Nel valore di progetto si intende una luce di 0,75 mm.

Qui in figura 6.2 riportiamo invece il rendimento complessivo della macchina, il quale è stato calcolato con un procedimento che vedremo in seguito, che ci è servito poi per il calcolo dell'effettiva perdita di energia elettrica che questo decadimento del rendimento volumetrico provoca. È possibile notare come la caduta del rendimento volumetrico vada ad incidere direttamente sul rendimento totale di turbina, con effetti molto evidenti. Da questo possiamo notare come il rendimento ottimale della turbina presenti un massimo attorno ai 48 metri cubi al secondo di portata, questo ci permette di avere un buon rendimento oltre il 90% dai 35 ai 60 metri cubi al secondo. Possiamo però vedere come all'aumentare dei giochi tra parti fisse e parti mobili, il rendimento totale della turbina scenda anche lui di qualche punto percentuale, che per impianti di questa dimensione che per di più lavorano per molte ore all'anno diventa un problema. Da questo grafico è dunque possibile vedere come il rendimento volumetrico abbia un impatto negativo rilevante nel campo di funzionamento ottimale della turbina, quindi dai 35 m³/s fino alla portata massima possibile transitante in turbina, con riduzioni rilevanti di 1-2 punti percentuali. Questo avviene anche e con valori ancora più elevati nel funzionamento a portate molto ridotte, però in quei casi il rendimento totale di turbina scenderà velocemente a causa per lo più del rendimento idraulico che la poca apertura del distributore provoca.

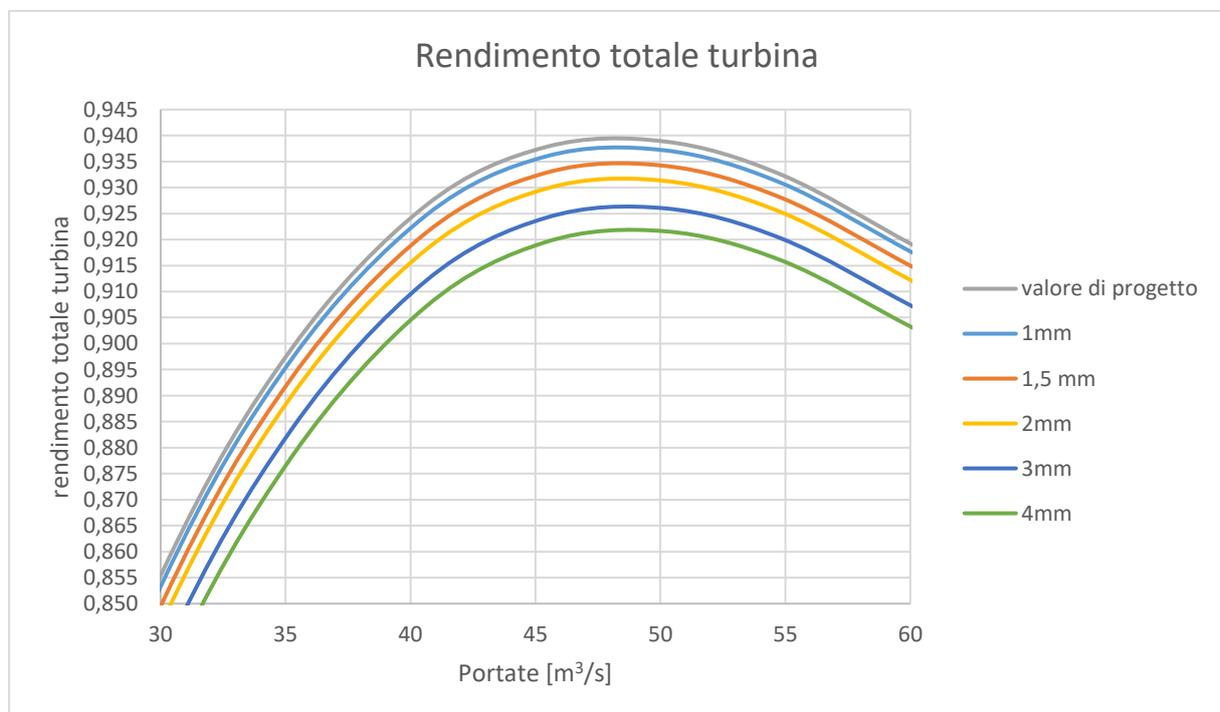


Figura 6.2 Rendimento totale di turbina, al variare delle portate. La curva grigia: valore di progetto, rappresenta la curva di rendimento a macchinario nuovo. Le altre curve rappresentano i diversi casi di usura studiati, ipotizzando un'usura uniforme in tutte le diverse tenute in gioco.

Per effettuare un'analisi più accurata e più interessante ai fini pratici, abbiamo valutato l'incidenza del rendimento volumetrico in termini di energia elettrica persa durante un anno di funzionamento dell'impianto, così da poter dare un valore economico alle perdite volumetriche nel nostro impianto. Per fare ciò, siamo partiti dai valori di energia elettrica prodotta dal solo gruppo 1 dell'impianto di Montjovet negli anni 2010-2009-2008; questo dato di produzione di energia viene letto dai contatori, e contabilizza l'energia prodotta ora per ora. Abbiamo assunto questi dati come ottenuti dalla turbina in condizioni di progetto, cioè con il rendimento volumetrico di progetto calcolato precedentemente. Dalla media dei 3 anni in questione, vista l'influenza che hanno i dati metereologici nel campo idraulico, abbiamo ottenuto questa curva di funzionamento dell'impianto mostrata in figura 6.3.

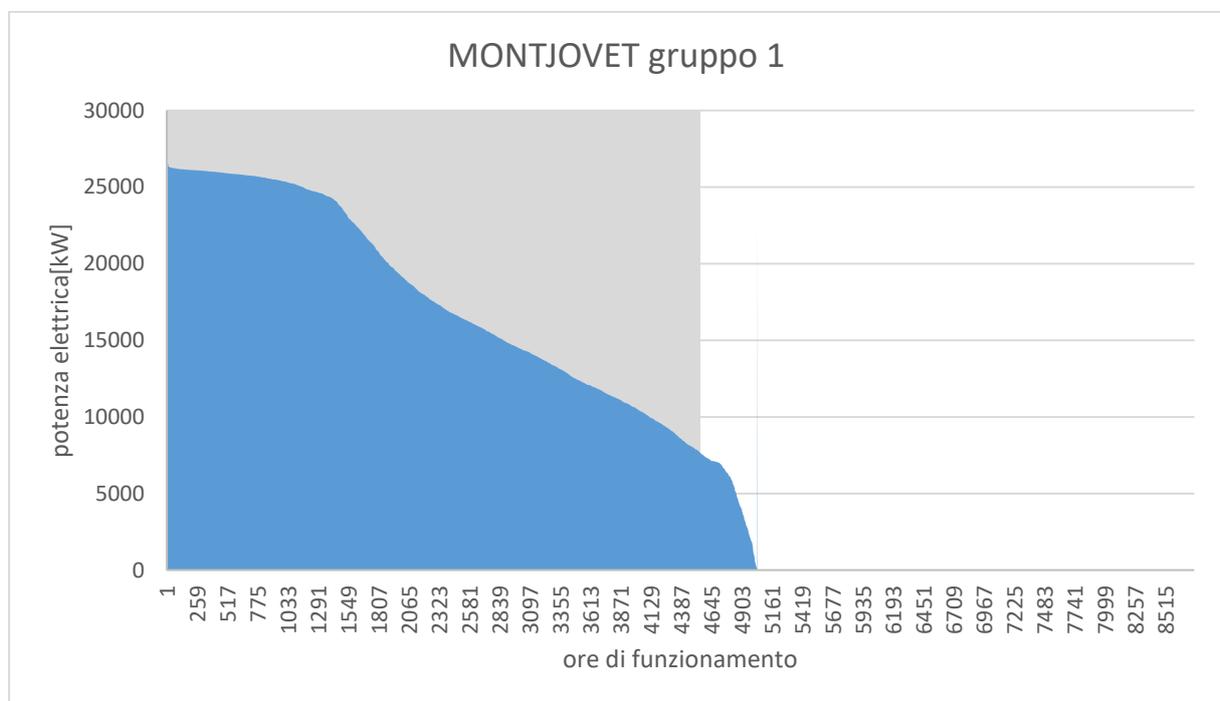


Figura 6.3: Curva di funzionamento tipico dell'impianto di Montjovet

Dalla 6.3 possiamo vedere come l'impianto di Montjovet sia in servizio mediamente per circa 5000 ore annue, di cui solamente per 1500 ore intorno o sopra alla potenza nominale, mentre per le restanti ore saremo sempre in una condizione di modulazione rispetto alla capacità della turbina. Salta subito agli occhi che le ore di funzionamento sono molto più basse rispetto a quelle attese da un impianto ad acqua fluente con un unico gruppo, il quale può teoricamente essere in servizio tutto l'anno nel caso in cui la portata disponibile alle prese sia sempre superiore al Deflusso Minimo Vitale previsto dalla concessione. Le ore di fermo impianto sono dovute in parte al fuori servizio per manutenzione, sia essa programmata o a guasto, e in parte perché essendo installati due gruppi di produzione, nei periodi dell'anno con minor disponibilità idrica è sufficiente un solo gruppo per turbinare tutta la portata disponibile. La scelta di utilizzare un unico gruppo nei periodi di minor

idraulicità è anche tecnicamente conveniente, in quanto, oltre a rendere il secondo gruppo disponibile alle manutenzioni programmate senza perdite di produzione, l'unico gruppo in servizio lavora nei campi di portata più alta e dunque con rendimenti totali di turbina maggiori. Per rendere di più facile comprensione i dati successivamente analizzati, abbiamo deciso di raggruppare e suddividere il campo di funzionamento della macchina in base alla portata passante in turbina; rispetto all'analisi fatte in precedenza abbiamo aggiunto anche i valori di 10 e 20 metri cubi di acqua al secondo, così da avere un campo completo di come funziona l'impianto. Ovviamente questi valori possono cambiare anche in maniera consistente durante l'anno, a causa di qualche manutenzione straordinaria della macchina o per via di una stagione caratterizzata da molte piogge o molta neve nel periodo invernale, ma rendono bene l'idea del campo di funzionamento della macchina.

Dalla 6.4 possiamo vedere come il nostro impianto lavori per circa 1000 ore a potenza nominale, per quasi 400 ore alla potenza massima e per altre 1000 ore sotto i 30 m³/s e per le restanti ore tra i 30 e i 50 m³/s. Con portate inferiori ai 30 m³/s il rendimento volumetrico della macchina non sarà molto influente in quanto è presente una grande diminuzione del rendimento idraulico della macchina che quindi giustifica la scelta di non aver effettuato in maniera esaustiva l'analisi con basse portate; per effettuare il calcolo in queste fasce abbiamo solamente sfruttato la curva che ne usciva dagli altri dati raccolti.

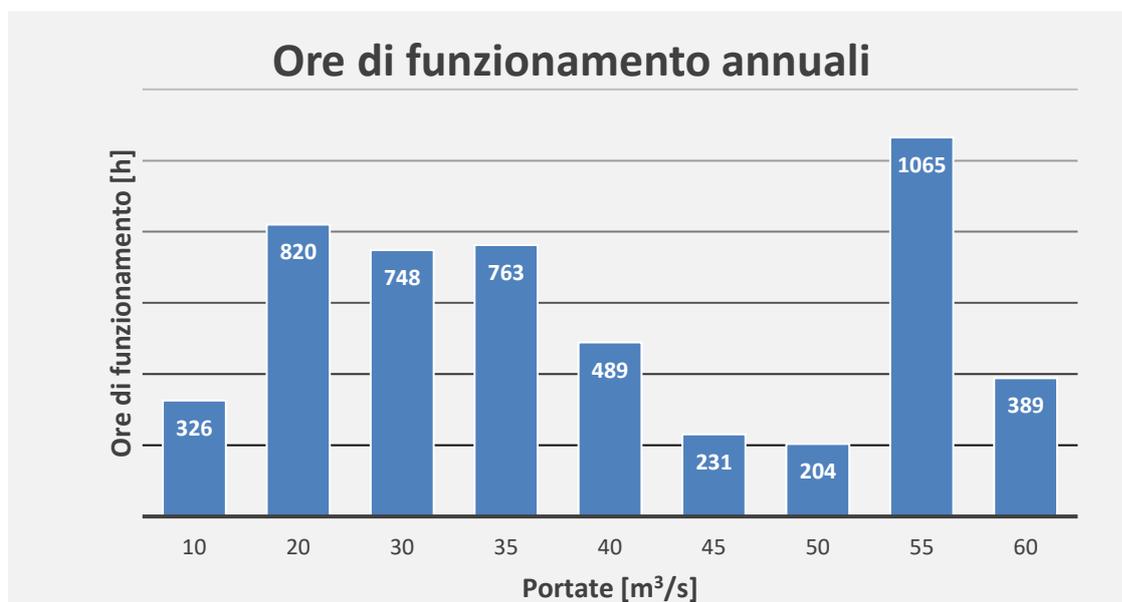


Figura 6.4: suddivisione delle ore di funzionamento a seconda delle portate, ovviamente questo potrà variare anche di molto da stagione a stagione a causa delle diverse precipitazioni.

6.1 Analisi economica

Per effettuare dunque una analisi economica precisa su l'intero campo di funzionamento della macchina e che tenesse conto di tutte le perdite che si generano a causa delle dalla riduzione di fluido passante nel canale idraulico abbiamo sfruttato ancora una volta le prove di rendimento effettuate sulla macchina già citate nel capitolo quattro; abbiamo così potuto estrapolare la curva di rendimento dell'alternatore e quella del rendimento totale di turbina, che mostriamo nelle figure 6.5 e 6.6. Possiamo notare come il rendimento della macchina elettrica, nonostante presenti un evidente decadimento al diminuire della potenza elettrica, rimanga comunque molto elevato, tra il 96 e il 98% per quasi tutto il campo di funzionamento. Spesso viene mantenuto costante per tutti i valori di potenza, ma avendolo a disposizione abbiamo deciso di prendere in considerazione anche questo fattore. La seconda curva estrapolata è invece stata quella del rendimento totale di turbina, la quale comprende anche il nostro rendimento volumetrico al suo interno. Il rendimento di turbina, nelle prove di rendimento, viene calcolato in funzione della potenza meccanica all'asse prodotta, e si può notare che ha l'andamento tipico delle turbine francis, cioè presenta alti rendimenti nella potenza di targa che è di circa 0,9 della max, mentre poi il suo rendimento cala notevolmente a portate ridotte a causa della diverse angolazioni delle pale.

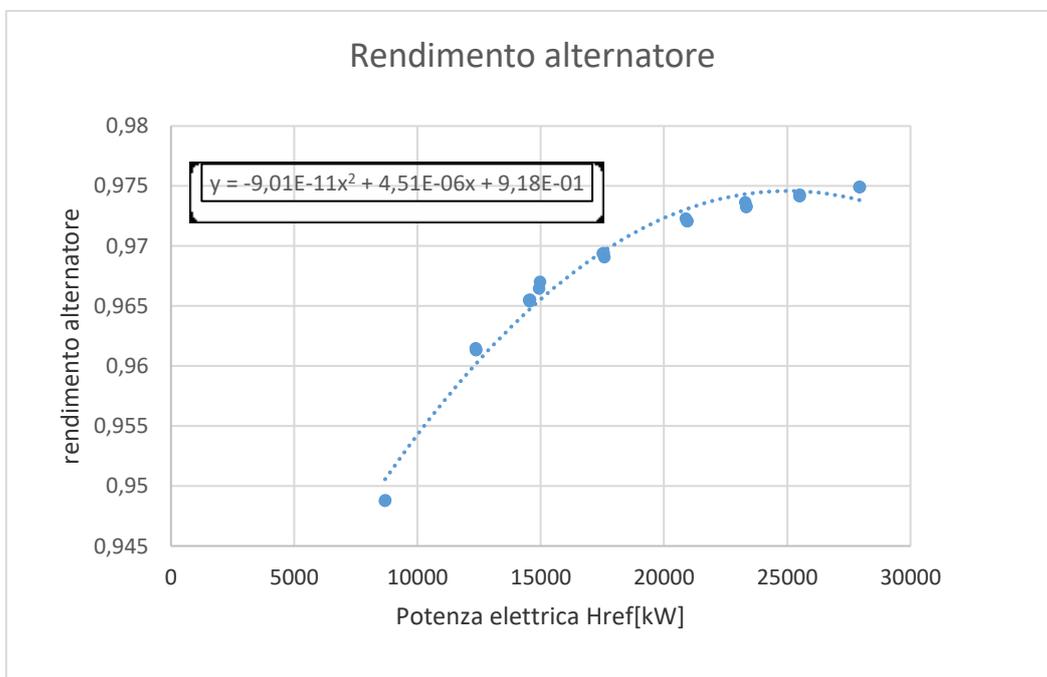


Figura 6.5 Curva di rendimento dell'alternatore della macchina di Montjovet, ricavata dalle prove di rendimento. Ci si è riferiti alla potenza elettrica riferita al salto di riferimento. L'equazione mostrata in alto a sinistra è quella che rappresentata in puntini sulla figura.

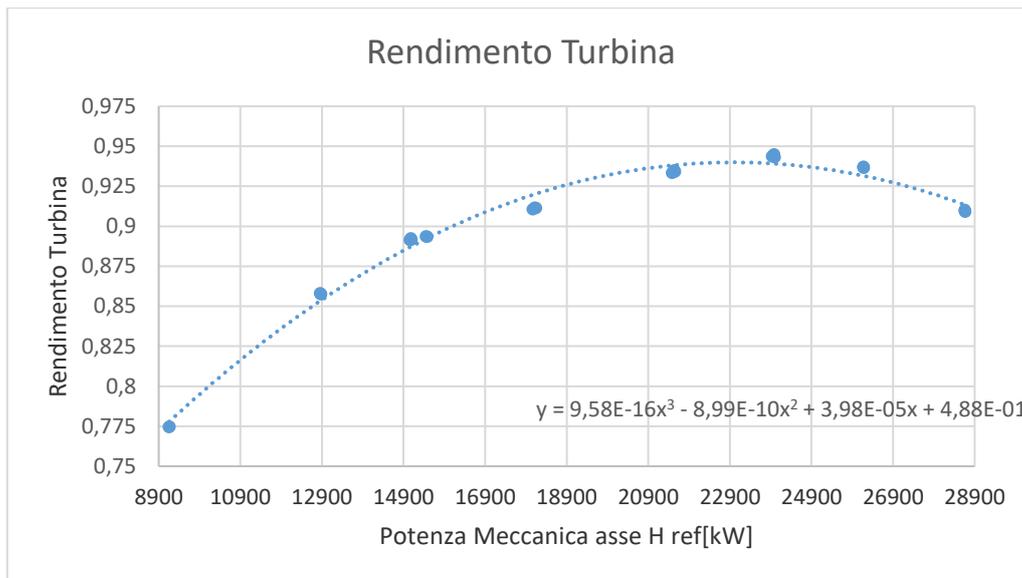


Figura 6.6 curva del rendimento totale di turbina, ricavato con le prove di rendimento, al suo interno nasconde il rendimento volumetrico della macchina. Il grafico è funzione della potenza meccanica disponibile all'asse riferita al salto di riferimento di 51,5 m. L'equazione mostrata è quella che ne descrive l'andamento, diagrammata con i puntini sulla figura, ed è quella che verrà utilizzata successivamente per il calcolo della perdita di energia elettrica

Grazie a questi due dati è stata possibile effettuare la nostra analisi nella maniera più dettagliata possibile. Partendo dal dato in lettura di energia elettrica prodotta siamo risaliti prima alla potenza meccanica disponibile all'asse attraverso al valore del rendimento dell'alternatore in quella condizione di funzionamento:

$$P_{mecc,asse} = \frac{P_{ele}}{\eta_{alt}}$$

e in seguito per ogni valore di potenza meccanica all'asse abbiamo trovato il rendimento totale di turbina grazie alla formula precedente.

Dal rendimento di turbina possiamo ricavare la portata che viene turbinata in quella condizione con:

$$P_{mecc,asse} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \dot{Q} \cdot \eta$$

E dunque la portata:

$$\dot{Q} = \frac{P_{mecc,asse}}{\rho \cdot g \cdot H \cdot \eta}$$

Utilizzando come salto H il valore di riferimento: 51,6 metri, e dunque la portata ricavata sarà quella riferita al salto di riferimento. Conoscendo la portata di acqua turbinata in quell'istante è possibile ricavare il rendimento volumetrico della macchina, che varia, come visto in precedenza, con la quantità d'acqua passante in turbina.

Ora che abbiamo tutti i dati di progetto possiamo effettuare l'operazione inversa; scegliendo un grado di erosione delle luci, si ricava il nuovo rendimento volumetrico della macchina. Per ricavare il nuovo rendimento di turbina invece, bisogna tenere presente che esso è dato da tre diversi rendimenti: idraulico, volumetrico e meccanico.

$$\eta = \eta_{vol} \cdot \eta_y \cdot \eta_{mecc}$$

Ipotizzando che il rendimento idraulico e il rendimento meccanico della macchina non vari, in quanto non vogliamo prenderli in considerazione in quest'analisi, mentre il rendimento volumetrico vari a seconda del grado di erosione scelto, otteniamo che il nuovo rendimento totale di turbina η' sarà :

$$\eta' = \eta'_{vol} \cdot \eta_y \cdot \eta_{mecc}$$

$$\frac{\eta'}{\eta'_{vol}} = \frac{\eta}{\eta_{vol}}$$

$$\eta' = \eta \cdot \frac{\eta'_{vol}}{\eta_{vol}}$$

Ovviamente il nuovo rendimento volumetrico della macchina con una certa erosione la quale provoca più perdite di fluido e avrà un minor valore che dunque causerà anche un rendimento nuovo di turbina inferiore. Che a sua volta ridurrà anche la nuova potenza all'asse della macchina:

$$P'_{asse} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \eta'$$

Per ricavare la potenza elettrica finale invece dobbiamo passare attraverso il rendimento dell'alternatore, che però, come abbiamo visto in precedenza, è funzione della potenza elettrica e non di quella meccanica; per ricavarlo ci serviamo di queste formule:

$$\eta_{alt} = a \cdot P_e^2 + b \cdot P_e + C$$

$$P_{asse} = \frac{P_e}{\eta_{alt}}$$

$$\eta_{alt} = a \cdot P_{asse}^2 \cdot \eta_{alt}^2 + b \cdot P_{asse} \cdot \eta_{alt} + C$$

$$\eta_{alt}^2 \cdot a \cdot P_{asse}^2 + \eta_{alt} \cdot (b \cdot P_{asse} - 1) + C = 0$$

Diventando dunque un'equazione di secondo grado di facile soluzione; è quindi possibile ricavare il rendimento dell'alternatore e successivamente anche la nuova potenza elettrica;

$$P'_e = P'_{asse} \cdot \eta'_{alt}$$

La nuova potenza elettrica ricavata sarà per forza di cosa inferiore a quella di partenza, vista la diminuzione di tutti i rendimenti. In figura 6.7 abbiamo sintetizzato i valori della potenza elettrica istantanea persa, ricavati in funzione delle diverse luci studiate e per tutto il campo di funzionamento della turbina. Ovviamente le perdite di potenza elettrica sono riferite al caso del valore di progetto e quindi i suoi valori saranno tutti nulli; possiamo notare che con piccole erosioni le perdite di potenze presentano una curva abbastanza piatta, mentre all'aumentare dei giochi la curva cambia notevolmente. Per piccole erosioni i valori fortunatamente rimangono bassi mentre con una luce di 2mm le perdite di potenza istantanea raggiungono quasi 200 kW alla portata massima transitabile.

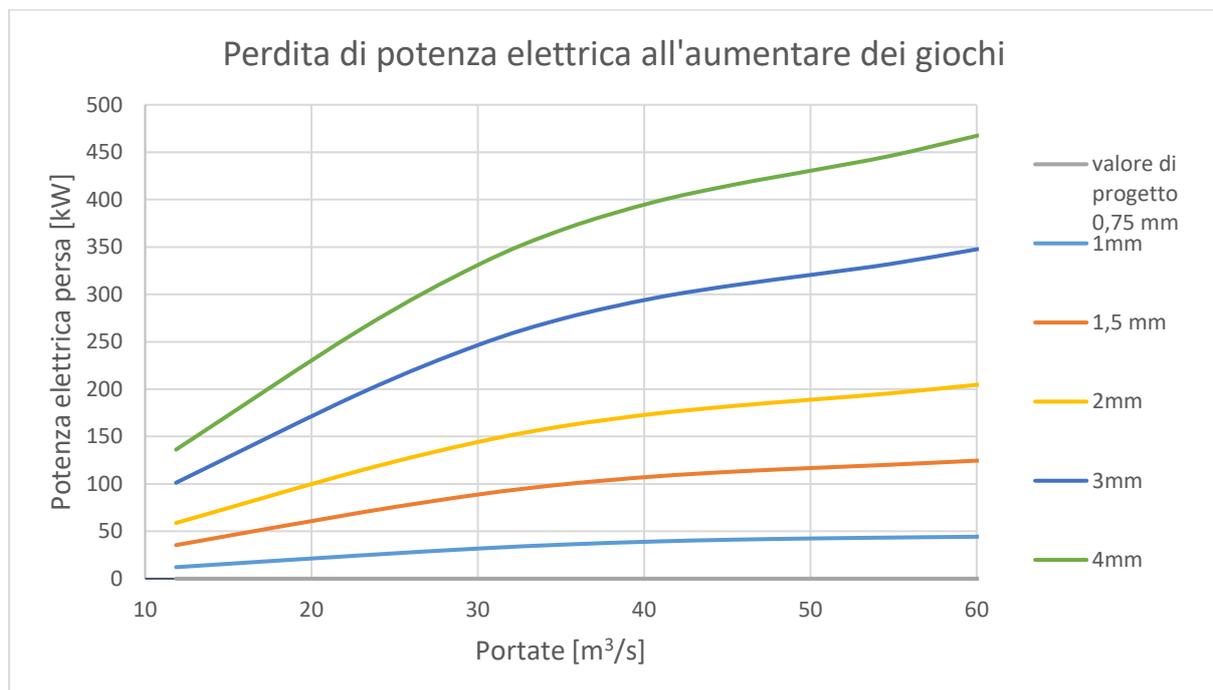


Figura 6.7: Perdita di potenza elettrica data esclusivamente dal decadimento del rendimento volumetrico causato dall'erosione lungo i labirinti di tenuta. È riferita al caso di progetto con dunque luci pari a 0,75 mm; è possibile notare come aumentando i giochi in questione ci sia una potenza istantanea persa rilevante quando si lavora nel range tra 30 e 60 m³/s di acqua in turbina.

Oltre alla perdita di potenza elettrica, è forse più interessante notare la mancata produzione di energia elettrica, sempre rispetto al caso di progetto con 0,75 mm di luce tra parti statiche e rotanti; l'energia elettrica è quella che riesce a fornirci un quadro generale di quanto possano incidere le perdite volumetriche della macchina. Questa mancata produzione elettrica è stata calcolata moltiplicando la perdita di potenza elettrica della macchina in quel valore di portata, con quel valore del gioco, per le ore di funzionamento della macchina in quel range di portata. I valori di questa energia non prodotta saranno dunque legati alle ore di funzionamento della macchina e avranno un andamento molto simile ad esse. Come possiamo vedere dalla 6.8, la mancata produzione di energia elettrica è strettamente legata alle ore di funzionamento dell'impianto, mostrata con la barra grigia. Possiamo notare come le maggiori quantità di energia persa ce l'abbiamo alla portata nominale di

macchina, mentre a basse portate nonostante un numero consistente di ore di funzionamento le perdite sono basse. Si vede anche come all'aumentare dei giochi le perdite aumentano in maniera considerevole.

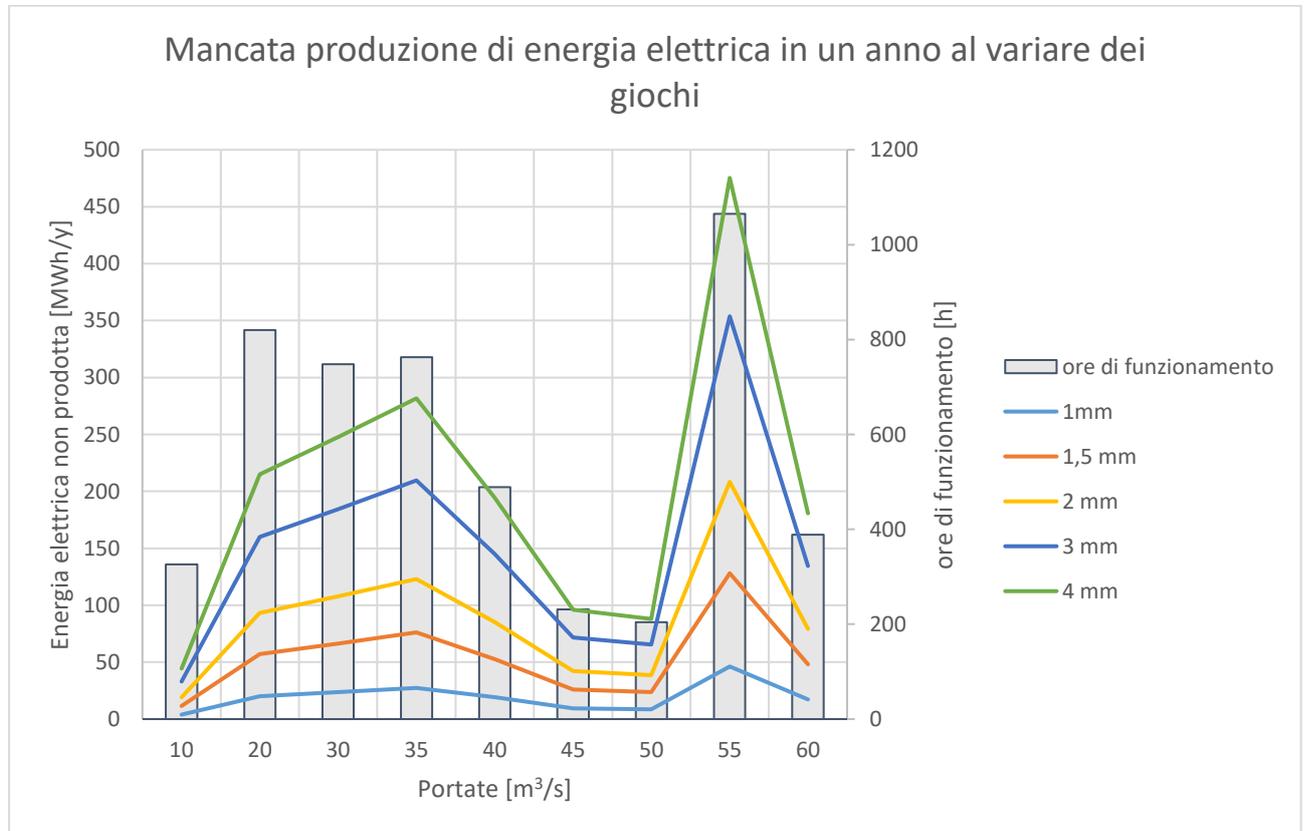


Figura 6.8 sono mostrate le perdite di produzione di energia elettrica, divise a seconda delle portate considerate, le perdite di energia per ogni singola portata scelta dipendono dalla luce presente tra parti statiche e parti fisse, ovviamente i valori dipendono fortemente dalla quantità di ore in cui l'impianto lavora in quel target di portata; per notare ciò è stato inserito anche il valore delle ore di funzionamento, che avranno dunque un diverso asse Y sulla parte destra del grafico.

Facendo una somma di tutte queste perdite nelle varie fasce di utilizzo è possibile ottenere le perdite annuali di energia elettrica con l'aumentare dell'erosione dei labirinti. Abbiamo così estratto la tabella 6.1.

Luce totale giochi	[mm]	1	1,5	2	3	4
Erosione	[mm]	0,25	0,75	1,25	2,25	3,25
Mancata produzione elettrica annuale	[MWh/y]	176	490	796	1357	1822

Tabella 6.1 tabella riassuntiva, che mostra i valori di energia persa in un anno, espressa in MWh/y, che ci fornisce una idea chiara di quanto incidano queste erosioni nei labirinti della macchina. Il valore dell'erosione sommato al valore di progetto pari a 0,75 mm ci fornisce la luce totale. Da questo grafico in base alla luce misura sulla macchina possiamo avere un'idea di massima di quanto stiamo perdendo in termini di energia.

Salta subito agli occhi che l'energia elettrica non prodotta per via dall'aumento dei giochi tra parti statiche e rotanti ha un impatto molto significativo, infatti se prendiamo come esempio il caso con una luce di 1,5 mm totali, cioè una erosione del materiale di 0,75 mm, raddoppiando dunque il valore

iniziale di progetto, le perdite annuali si aggirano intorno ai 500 MWh annui, energia necessaria a soddisfare la richiesta elettrica di più di 180 famiglie. Se l'erosione continua fino a giochi di 2mm si raggiungono gli 800MWh/y e con 4mm addirittura 1800 MWh/y. Si evince dunque le perdite volumetriche non sono un fattore trascurabile nella gestione di un impianto che dispone di una macchina Francis, inoltre ricordiamo che in questo caso le ore di funzionamento dell' impianto si attestano intorno ai 5000 e non alle 6500-7000 ore tipiche di funzionamento di un impianto ad acqua fluente con una sola turbina che dunque in altri impianti comporterebbero perdite ancora più rilevanti.

Avendo ottenuto un valore sulla mancata produzione di energia, è anche possibile effettuare un calcolo sui mancati introiti che questi possono generare semplicemente assegnando un prezzo di vendita all'energia elettrica. Dal sito del GME (gestore mercato elettrico) abbiamo potuto notare come il prezzo dell'energia vari molto nel corso dell'anno e non è possibile prevedere l'andamento futuro dei prezzi in quanto è influenzato da tantissimi fattori, per semplicità è stato utilizzato il valore di 50 €/MWh, un valore medio che spesso viene utilizzato per questo genere di stime. In figura 6.9 è mostrata la perdita economica che si genera annualmente a causa dell'erosione dei labirinti. Si riesce a notare come ci sia un andamento abbastanza lineare all'aumentare dell'erosione.

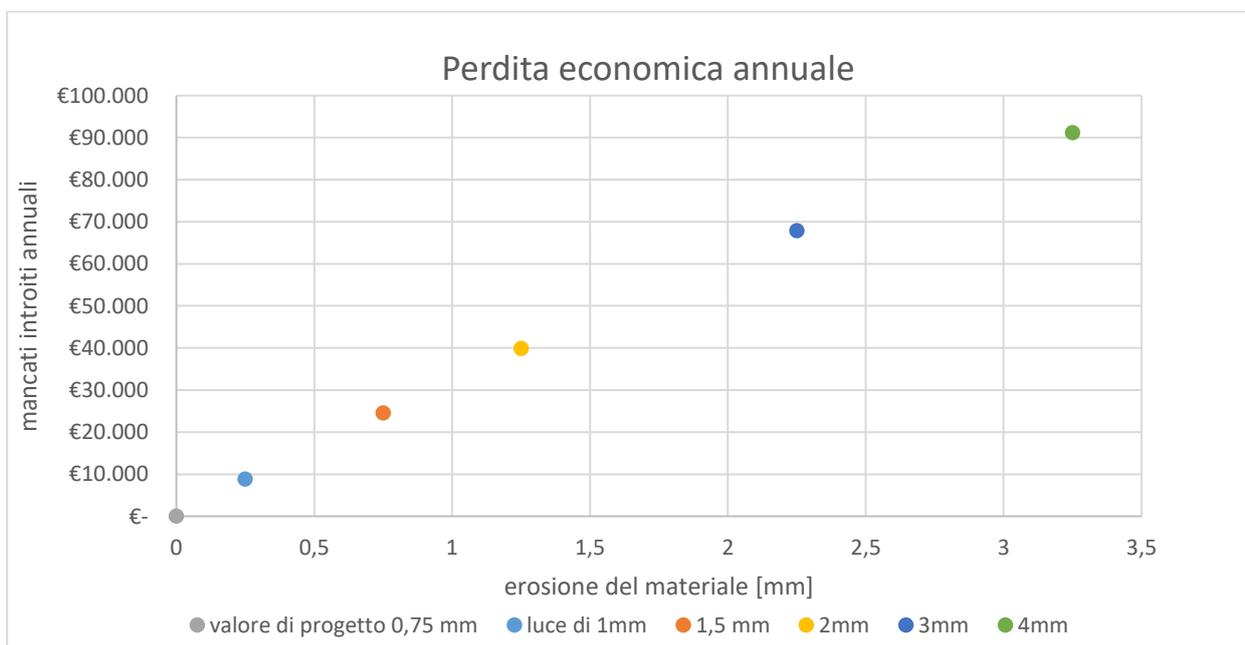


Figura 6.9 questo grafico ci mostra i mancati introiti annuali, dovuti alla mancata vendita dell'energia elettrica non prodotta a causa dell'allargamento dei giochi nella turbina in questione; si nota subito come anche un piccolo allargamento dei giochi di 0,25mm comporti perdite annuali di circa 10000€, con erosioni pari al valore di progetto della macchina quindi 0,75mm, le perdite diventano di 25000€ all'anno, che non sono trascurabili, nemmeno in impianti di grandi dimensioni.

Si può notare come quando i giochi si allargano, le perdite di possibili introiti derivanti dalla vendita di energia elettrica che si avrebbe a macchinario nuovo anziché con giochi usurati, aumentano sempre più. Vediamo che già quando l'erosione del materiale è stata di soli 0,25 mm, le perdite in un

anno rispetto al caso di progetto sono di circa 10000€. Questo ci fa capire l'importanza del rispetto delle dimensioni del macchinario in fase di costruzione e poi nel successivo montaggio della macchina; piccoli errori possono costare molto cari con l'andare del tempo. I materiali di costruzione dei materiali anche sono fondamentali, in quanto un'erosione rapida ed elevata può comportare perdite di 50-100 mila euro annui.

6.2 L'importanza della manutenzione

Per mantenere in efficienza gli impianti idroelettrici è di fondamentale importanza la manutenzione del macchinario idraulico; nella nostra analisi ci siamo focalizzati nel valutare le perdite di natura fluidodinamica che abbiamo nei giochi tra parti rotanti e fissa. La turbina Francis presenta una elevata complessità, anche geometrica, delle sue parti e risulta complicato effettuare manutenzioni importanti di ripristino dei profili idraulici, seppur fattibili, mentre è più semplice effettuare lavori di ripristino dei labirinti fissi e mobili, ad esempio sostituendo le parti soggette a usura o riportando le superfici alle dimensioni originarie mediante saldatura o montaggio di appositi anelli. Il ripristino dei labirinti ha ovviamente dei costi di manodopera, di materiale e anche l'eventuale costo del fuori servizio della macchina, i quali devono sempre essere tenuti in considerazione. Per proteggere le superfici più soggette all'usura, si effettuano rivestimenti superficiali con composti ceramici e carburi di tungsteno. Il mercato attualmente offre varie opzioni di tecnologie e di prodotti da poter applicare. L'attenzione al rivestimento e al tipo di materiale da utilizzare è molto importante, altrimenti si perderebbe in efficacia e in durata. Nelle tenute l'acqua è soggetta a velocità molto elevate, e dunque le fodere di usura sono soggette ad una elevata usura. La scelta del momento più opportuno per effettuare una manutenzione straordinaria della macchina, per ripristinare i giochi dei labirinti dipende dal grado di erosione, parametro che ovviamente varia molto a seconda del sito della centrale, delle condizioni operative, dalla quantità di particelle di sabbia nell'acqua in quell'impianto e dai materiali con cui sono costruiti e rivestiti le fodere di usura e le giranti stesse. È dunque necessario e importante verificare periodicamente lo spessore dei giochi della macchina. Questa operazione viene effettuata attraverso l'utilizzo di spessimetri; nell'azienda CVA si utilizzano degli spessimetri a lamine; ovvero un calibro fisso, composto da varie lamelle con spessori diversi tra loro che vanno da 0,05 ad 1 mm, molto flessibili così da poter essere accoppiate tra di loro per valutare al meglio lo spessore della luce indagata. In generale questa misurazione non è tra le più precise, per via della tendenza delle lamelle a rovinarsi velocemente, tuttavia per questo genere di valutazioni l'accuratezza ottenuta dagli spessimetri è assolutamente adeguata. L'operazione di misura viene effettuata quando l'intero gruppo turbina-alternatore viene fermato per la manutenzione ordinaria annuale. Nell'impianto preso in considerazione questo genere di manutenzione viene effettuata nei periodi di magra del fiume, cioè quando è sufficiente un solo

gruppo per turbinare tutta la portata disponibile. In questa maniera il fuori servizio non comporta costi relativi alla mancata produzione di energia. Dai dati dell'impianto in questione, abbiamo ricavato un'erosione di circa 1 mm in 15 anni di funzionamento, con dunque la luce totale di 1,75 mm. Questa luce è data dalla somma dell'erosione sulle fodere di usura e sulla girante. Se ipotizziamo che ci sia un'erosione uniforme nel tempo possiamo dire che nell'impianto di Montjovet ci sia un'erosione di materiale di 6,66 centesimi di millimetro ogni anno. Possiamo dunque effettuare un'analisi economica anche sul ciclo vita dell'impianto. Abbiamo scelto di considerare 30 anni di vita della girante e effettuato un'analisi economica che tenesse in conto solamente delle perdite dovute al decadimento del rendimento volumetrico della macchina, ricavati precedentemente. Possiamo stimare il costo del ripristino delle tenute in circa 100/120 mila euro, valore derivante da interventi analoghi posti in essere da C.V.A S.p.A. su turbine Francis del proprio parco idroelettrico. Ad esempio, un intervento simile è stato realizzato sul gruppo 2 della centrale idroelettrica di Saint-Clair nel 2017. Inoltre in questo caso è stato anche realizzato il ripristino delle tenute delle pale direttrici. Questa operazione non è direttamente collegata alle perdite volumetriche, ma il loro ripristino serve a migliorare il rendimento idraulico della macchina. Nella successiva analisi però non verrà considerato questo effetto benefico. Il costo del fuori servizio della macchina nel nostro caso risulta pari a zero, in quanto come detto in precedenza, le operazioni di manutenzioni si effettuano quando è sufficiente un solo gruppo per turbinare tutta l'acqua disponibile. Abbiamo dunque ipotizzato 3 diversi scenari, il primo dove non viene effettuato nessun lavoro di ripristino delle tenute labirintiche, un secondo scenario dove invece viene effettuato un solo intervento a metà vita utile, 15 anni e infine un terzo scenario dove invece vengono effettuati ben 2 interventi di ripristino delle tenute, una ogni 10 anni. La nostra analisi non tiene al momento in conto delle variazioni dei prezzi dell'energia o di tassi di interessi nel tempo, ma ci serve solo per avere un'idea dell'impatto economico degli elementi in causa. Dalla figura 6.10 possiamo visualizzare l'andamento delle perdite di flussi di cassa derivanti dalla mancata vendita di energia elettrica più eventuali costi di ripristino delle tenute rispetto ad un ipotetico caso ideale dove il rendimento volumetrico rimanga costante. Notiamo subito che le perdite sono rilevanti in tutti e 3 i scenari ipotizzati, in quanto il caso ideale non esiste, però ci fa capire che queste devono essere tenute in conto in questi impianti. Possiamo però dire che lo scenario senza alcun intervento di ripristino è decisamente il peggiore possibile. Infatti la continua erosione dei labirinti lungo tutto il ciclo vita provoca elevate perdite ogni anno che aumenteranno sempre più, anche avendo ipotizzato una piccola erosione del labirinto come in questo caso. Per gli altri due scenari considerati i valori ricavati sono molto simili e differiscono di poco, circa 80000€ su 30 anni di vita utile. Possiamo affermare che è sempre conveniente effettuare questo genere di investimento, la scelta tra le due possibilità può dipendere anche dal prezzo dell'intervento e dall'erosione misurata annualmente sulla macchina.

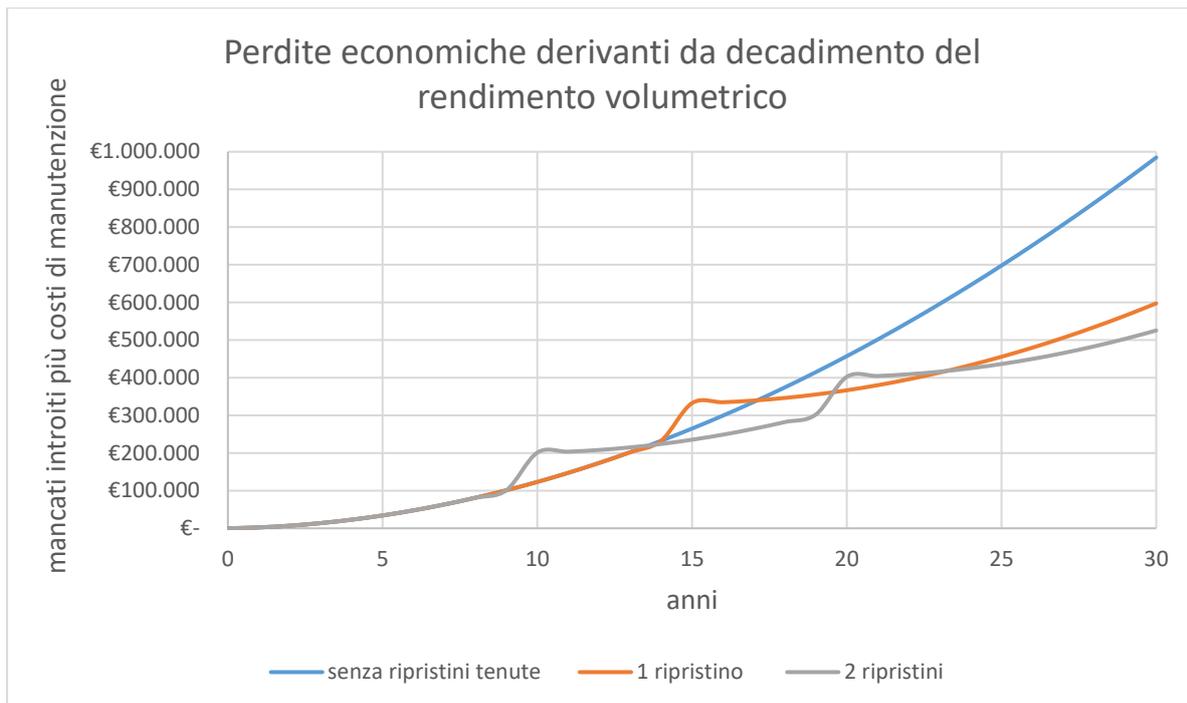


Figura 6.10: perdite economiche derivanti dalla mancata vendita di energia elettrica per via del decadimento del rendimento volumetrico a causa dell'erosione di acqua e sabbia nei labirinti della macchina Francis. Sono mostrati 3 diversi scenari possibili, in blu è rappresentata lo scenario in cui non viene effettuato nessun ripristino dei giochi tra parti statiche e rotanti, in rosso quando viene effettuato a metà del ciclo vita e in grigio ogni 10 anni di funzionamento. Le perdite fanno riferimento ad un ipotetico caso ideale dove il rendimento volumetrico rimane costante e non decade mai.

Dopo una decina di anni di funzionamento, in una turbina di tipo Francis, possiamo aspettarci una perdita di rendimento dell'intera macchina dovuto principalmente all'erosione di acqua e sabbia; che riguarda in particolare i due coperchi di chiusura e i labirinti di tenuta della girante. Nei labirinti infatti si creano elevate velocità che causano erosioni maggiori; l'erosione ovviamente dipende principalmente dall'acqua, e dalle sostanze che porta in sospensione. Il profilo idraulico della macchina invece subisce generalmente minori usure per via dell'erosione, infatti su di esse il problema che si pone maggiormente è legato al possibile insorgere del fenomeno della cavitazione. A confermare quanto detto è presente un lavoro svolto da André Abgottspon e Thomas Staubli, i quali hanno effettuato delle prove di rendimento reali su di una macchina Francis di grande dimensione 45 MW, prima e dopo un intervento manutentivo, che prevedeva il rivestimento delle pale direttrici e della girante e anche il ripristino dei labirinti della macchina. Hanno così notato un miglioramento del rendimento totale del 1,8% a pieno carico e di 2,3% a carico parziale, dovuto essenzialmente alla riduzione delle perdite volumetriche ottenute con il ripristino dei labirinti, mentre rispetto ai dati di rendimento del macchinario nuovo si è trovata una perdita dello 0,2 % attribuito alle maggiori perdite per attrito del rivestimento della macchina. Qui l'intervento manutentivo è stato operato dopo 12 anni di attività della macchina, ma non era specificato l'erosione

Possiamo dunque concludere affermando che gli interventi manutentivi effettuati sulla macchina al fine di migliorare il rendimento volumetrico sono di fondamentale importanza, in quanto essi sono quelli che più influenzano con l'andare del tempo il decadimento del rendimento totale della macchina. I costi di queste operazioni sono inoltre relativamente bassi e permettono un facile ritorno dell'investimento. È dunque importante effettuare delle misurazioni annuali sui labirinti durante la manutenzione ordinaria per programmare al meglio l'intervento manutentivo. La scelta migliore dal punto di vista della singola macchina dipende quasi esclusivamente dal grado di erosione della macchina, dalla durata di vita stimata all'impianto e dal costo di intervento e come visto in precedenza sarebbe ottimale effettuare un intervento ogni 10 anni se si suppone che la girante possa garantire il funzionamento per trent'anni.

In una qualsiasi realtà aziendale, tuttavia, la scelta ottimale deve ottenere il maggior profitto e interesserà l'intero complesso dell'impianto. Entreranno dunque in gioco altri fattori, come le portate disponibili durante l'anno, la quantità di gruppi nell'impianto, costi di fuori servizio e vi è inoltre l'influenza degli interventi straordinari che possono essere effettuati anche su altri macchinari, come sul generatore elettrico. Per un'azienda risulta di fondamentale importanza la programmazione dell'intero impianto di produzione al fine di ridurre al minimo i costi e le perdite per la mancata produzione di energia elettrica.

7 Conclusione

Questo progetto di tesi ci ha dunque consentito di determinare gli andamenti qualitativi e quantitativi dei trafiletti della vena fluida nei giochi presenti in una macchina Francis e di conseguenza ci ha permesso di valutare il rendimento volumetrico e il suo decadimento all'aumentare dei giochi a causa dell'erosione di acqua e sabbia. Abbiamo evidenziato che la perdita di portata volumetrica varia molto a seconda del grado di apertura delle palettature; a differenza del rendimento totale di turbina che presenta un massimo con circa il 90% della portata massima, il rendimento volumetrico cresce sempre con l'aumentare dell'apertura del distributore e dunque della portata esitata dalla turbina. La portata di fluido che va persa nei trafiletti della macchina dipende essenzialmente dall'area della sezione ristretta dove il fluido è costretto a passare e dalle pressioni che incidono ai capi tra ingresso e uscita dal trafiletto. Le pressioni incidenti cambiano al variare dell'apertura del distributore che provoca maggiori o minori perdite di carico e velocità differenti prima dell'ingresso alla girante. Ovviamente in una turbina idraulica le pressioni dipendono essenzialmente dal salto idraulico disponibile, infatti, ad esempio, salti maggiori necessitano tenute a labirinto con giochi inferiori a quelli presenti nella turbina di Montjovet e dunque una precisione più elevata in fase di costruzione e montaggio. Possiamo affermare, in base ai risultati ottenuti dalle simulazioni elaborate nel presente lavoro, che nella macchina in questione le perdite maggiori avvengono nel trafiletto al mozzo, mentre alla corona, grazie alla presenza di una doppia tenuta, questo valore sarà inferiore.

Inizialmente sono state valutate le perdite volumetriche nelle condizioni di progetto ovvero con i giochi tra parti statiche e rotanti pari a quelle previste in fase di disegno e costruzione della macchina. Questa prima valutazione ha consentito di determinare il rendimento volumetrico di progetto e la sua incidenza sul rendimento totale di turbina. Successivamente sono stati analizzati diversi gradi di usura di ciascun labirinto separatamente e la loro incidenza sul rendimento volumetrico e di conseguenza su quello totale di turbina. Si è osservato, ai fini dell'incidenza di ciascuna tenuta sulle perdite volumetriche totali, che i due labirinti sulla corona della girante sono strettamente correlati tra loro e che le perdite in questione aumentano in maniera quasi lineare nel caso l'usura sia equi distribuita, mentre l'aumento delle perdite tende asintoticamente ad un valore costante nel caso venga incrementata la luce di un labirinto in maniera molto più significativa dell'altro. Al fine di quantificare l'incidenza dei giochi dei labirinti sulle perdite volumetriche e di conseguenza sulle prestazioni della turbina, sono stati tabellati e diagrammati gli andamenti delle perdite e dei rendimenti al variare di ciascuno dei parametri che hanno una effettiva influenza sui dati prestazionali.

L'osservazione dell'usura della macchina registrata negli anni mette in luce che, all'atto pratico, l'usura è analoga per tutti i labirinti tra la girante e le fodere, si è dunque ipotizzata una erosione omogenea lungo entrambe le fodere di usura e lungo la girante, e considerando diversi casi di apertura delle luci, abbiamo potuto stimare la portata totale che andava effettivamente persa nella turbina e la conseguente variazione del rendimento volumetrico ed infine del rendimento totale di turbina. Partendo dai dati medi di produzione dell'impianto abbiamo ricavato le perdite che si avrebbero nella produzione di energia elettrica solo a causa di una riduzione del rendimento volumetrico e dalle conseguenze che ne derivano; così facendo abbiamo tenuto in conto la reale influenza che il rendimento volumetrico ha sulla produzione totale, visto che esso varia con l'apertura del distributore. L'erosione della macchina dipende da molti fattori ed è difficile poter fare una previsione del suo andamento, ma è possibile effettuare la misurazione delle luci della macchina durante le CFSA (Controlli Fuori Servizio Annuali), che ci permettono di ottenere una costante valutazione del grado di erosione, dalla quale si potrà poi stabilire il momento più opportuno per effettuare il lavoro di ripristino dei giochi conoscendo le perdite di produzione con quell'erosione e i costi per l'effettuazione del lavoro. Questa operazione nel dettaglio consiste nel ripristino dei labirinti delle tenute, che per la girante si realizza con una ricarica di saldatura o con il montaggio di anelli calettati su mozzo e corona, mentre per le parti statiche si realizza con la sostituzione delle apposite fodere di usura della macchina. L'intervento di manutenzione necessita ovviamente lo smontaggio della turbina con, dunque, tempi di fuori servizio del gruppo, che potrebbero far lievitare i costi, nel caso in cui non si disponesse di un eventuale altro gruppo in grado di sfruttare l'intera acqua derivabile nel periodo della manutenzione. Se non sussiste questo problema, i costi per questo genere di manutenzione è di per sé relativamente basso e si aggira intorno ai centomila euro per macchine di questa potenza. Durante la vita utile di una girante, stimata in 30 anni circa, si è valutato in base ai risultati ottenuti nel lavoro di tesi che è sempre conveniente effettuare almeno una volta questa operazione.

Possiamo inoltre evidenziare come questo lavoro, contestualizzato alla turbina oggetto dello studio, sia estendibile, seppur tenendo in conto un certo grado di incertezza anche ad altri turbine Francis, dal momento che le perdite determinate con questo metodo di calcolo, ovvero con simulazioni bidimensionali estesa alla geometria reale attraverso il diametro del labirinto interessato, sono proporzionali proprio a questo diametro. Pertanto i risultati ottenuti nel caso particolare della turbina di Montjovet sono estendibili anche su altri impianti purché di disponga dei seguenti parametri di calcolo: pressione in ingresso della turbina, grado di reazione per il carico considerato,

pressione o depressione allo scarico della girante, giochi dei labirinti e seppur in maniera marginale della lunghezza.

Un possibile sviluppo futuro successivo a questo lavoro di tesi potrebbe consistere nel programmare una campagna periodica di misure di rendimento sull'impianto per valutare la perdita di rendimento totale di turbina, infatti con la misura delle luci dei trafilamenti si può risalire alla perdita del rendimento volumetrico e dunque si ricaverebbe indirettamente il rendimento idraulico della macchina e il suo decadimento. Questo ci permetterebbe di capire come concorrono i diversi rendimenti alla perdita totale di energia e come indicativamente potrebbe peggiorare il rendimento idraulico durante l'esercizio. Il risultato finale di questa analisi consisterebbe nella possibilità di stimare il decadimento reale del rendimento totale di turbina, parametro che è direttamente associato alla produzione di energia elettrica del gruppo idroelettrico e al valore economico della produzione potendo compiere di conseguenza una valutazione completa dei costi e dei benefici degli interventi di manutenzione sul macchinario idraulico.

Riferimenti Bibliografici

- Cateni, L. Magri, G. Grego: *L'importanza della manutenzione dei componenti, ed in particolare dei profili idraulici delle giranti, per ottimizzare il rendimento degli impianti*
- Guido Ardizzon, Giorgio Pavesi: *Portata di fuga e perdite per ventilazione nelle turbomacchine: confronto tra risultati sperimentali e predizioni numeriche.*
- André Abgottspon, Thomas Staubli: *Index tests of a Francis unit using the sliding gate method*
- Chengcheng Chen, Morihito Inagaki, Young-Do Choi (2014): *A study on the performance and internal flow of inline Francis turbine*, 2008
- Jianjun Feng, Xingqi Luo, Guojun Zhu and GuangkuanWu: *Investigation on disk friction loss and leakage effect on performance in a Francis model turbine* (08-2017) <https://doi.org/10.1177/1687814017723792>
- Chirag Trivedi, Michel J. Cervantes and Ole G. Dahlhaug: *Experimental and Numerical Studies of a High-Head Francis Turbine: A Review of the Francis-99 Test Case*
- Hari Prasad Neopane, Ole Gunnar Dahlhaug, Michel Cervantes: *Sediment Erosion in Hydraulic Turbines*
- Vu Le, Zhenmu Chen, Young-Do Choi: *A Study on CFD Analysis Methods using Francis-99 Workshop Model*
- D eli and H Ondraka 2015 *J. Phys.: Conf. Ser.* **579** 012007: *The influence of disc friction losses and labyrinth losses on efficiency of high head Francis turbine*
- W Zhao *et al* 2010 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* **12** 012002: *Effects of cavity on leakage loss in straight through labyrinth seals*
- Thapa, Biraj & Dahlhaug, Ole & Thapa, Bhola. (2017) *Sediment erosion induced leakage flow from guide vane clearance gap in a low specific speed Francis turbine.* *Renewable Energy.* 107. 253-261. 10.1016/j.renene.2017.01.045.
- K Winkler 2014 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 22 052022: *Hydro-abrasive erosion: Problems and solutions*
- C.V.A. S.p.A.: *CVA Valore Energia*, 2010
- C.V.A. S.p.A. *Storie d'acqua e d'energia – Alle origini dell'industria idroelettrica nella bassa Valle d'Aosta. Reparto operativo di Pont-Saint-Martin e di Montjovet*, 2014
- Renato della Volpe, *Macchine*, Feltrinelli, 2002;
- B S Thapa *et al* 2016 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* **49** 062019
- Fumagalli, Canestri, Bottar, Muciaccia 2008: *Improvements in the dye dilution method: Experiences in Italian power plants*

- Rapporto statistico GSE 2016
- Sanjay Jain, R. P. Saini, Arun Kumar - IGHEM-2010, Oct. 21-23, 2010, AHEC, IIT Roorkee, India: CFD approach for prediction of efficiency of Francis Turbine.
- Timo Krappel et al 2014 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 22 032001

Sitografia

<http://www.mercatoelettrico.org/it/>

<https://www.openfoam.com/>

<https://openfoam.org/>

<https://www.cfdsupport.com>

<http://www.cvaspa.it>

<https://www.paraview.org>

Ringraziamenti