



UNIVERSITÀ DI PISA

Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN  
INGEGNERIA MECCANICA**

*Sintesi della relazione per il conseguimento della Laurea  
Magistrale in Ingegneria Meccanica*

**Analisi di soluzioni per  
l'incremento delle prestazioni di un  
estrattore gas geotermico**

*Candidati:*

Alessio Barbarini  
Filippo Simoncini

*Relatori:*

Prof. Ing. Luigi Martorano  
Dott. Ing. Marco Antonelli

Anno Accademico 2013/2014

# INDICE

1. INTRODUZIONE.....	1
2. DESCRIZIONE ESTRATTORE.....	1
3. ANALISI PRELIMINARE DELL'ESTRATTORE GAS .....	2
4. POTENZIAMENTO GEOMETRICO .....	3
5. RIPROGETTAZIONE IGV.....	6
6. INIEZIONE ACQUA.....	8
7. CONCLUSIONI .....	14

# 1. INTRODUZIONE

Scopo del seguente lavoro di Tesi è l'analisi di possibili soluzioni di potenziamento per l'estrattore gas centrifugo Tosi M-1R installato su centrali Enel Green Power da 20 MW del parco geotermico di Larderello. L'obiettivo principale da raggiungere riguarda l'aumento della pressione alla mandata dell'estrattore di circa 200 mbar in modo da poter eliminare una soffiante all'interno dell'impianto di abbattimento di mercurio ed idrogeno solforato (AMIS) situato a valle del gruppo turbina-compressore. Per ottenere ciò sono stati analizzati tre possibili upgrading:

1. Modifica della geometria delle giranti ed incremento del numero di giri;
2. Riprogettazione dell'IGV preesistente;
3. Iniezione di acqua nebulizzata tra gli stadi di alta pressione.

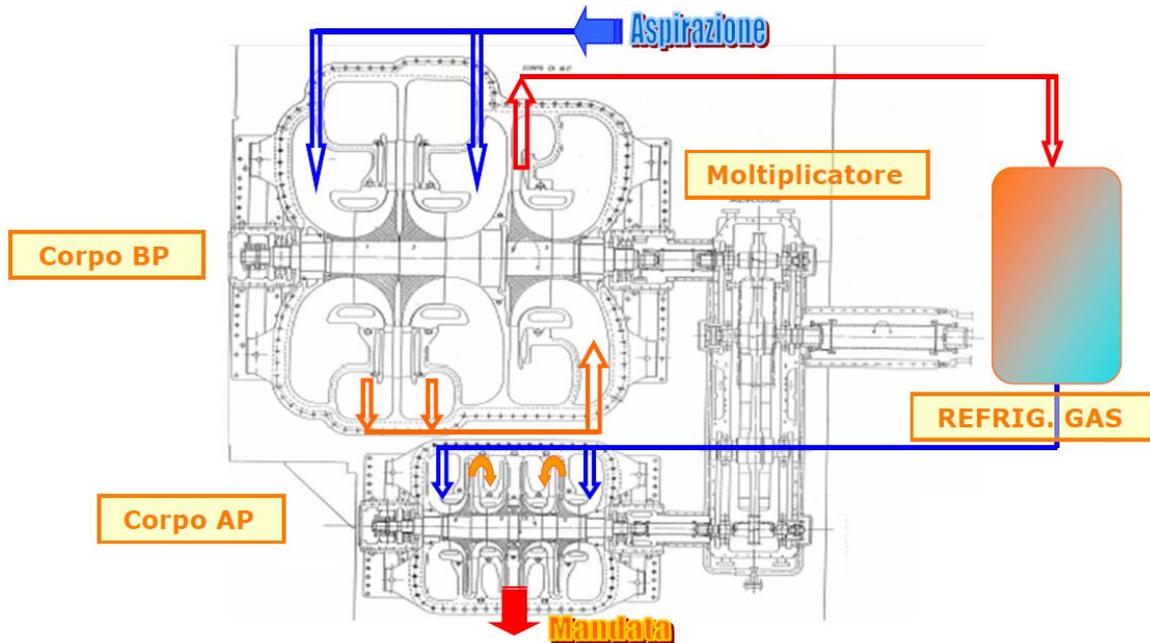


Figura 1. Schema di funzionamento dell'estrattore gas Tosi M-1R.

## 2. DESCRIZIONE ESTRATTORE

L'estrattore gas Tosi è costituito da due corpi, uno di bassa (BP) ed uno di alta pressione (AP), separati da un refrigerante gas che ha lo scopo di raffreddare il fluido di lavoro in uscita dal corpo di BP migliorando il rendimento della macchina. Il moto rotatorio viene garantito tramite un moltiplicatore di giri che collega l'asse della turbina ai rotori dei due corpi tramite un set di ruote dentate con modulo  $m=4,72$  mm. Grazie alla modularità dei suoi componenti l'estrattore può elaborare una portata di gas incondensabili estremamente variabile. Nel presente lavoro è stato analizzato il compressore in Assetto 1 (riportato in Figura 2) con il quale viene elaborata la massima portata prevista pari a 16,4 t/h.

Facendo riferimento alla Figura 2 si indicano rispettivamente con i numeri 1 e 2 le giranti dello stadio di bassa pressione (BP), con 3 la girante dello stadio di media pressione (MP), con 8 e 10 le giranti del primo stadio di alta pressione (AP1) e con 9 e 11 le giranti del secondo stadio di alta pressione (AP2). Gli stadi BP, AP1 e AP2 sono costituiti da due giranti poste in parallelo mentre quello di MP presenta una singola girante. Gli Assetti 2, 3 e 4, che prevedono una portata inferiore a quella nominale, si ottengono intervenendo sui vari stadi del compressore smontando una o più giranti e/o utilizzandone altre con altezze palari inferiori.

I gas che costituiscono il fluido di lavoro presentano la seguente composizione:

- 2,5 % di aria
- 68,5 % di incondensabili
- 29% di vapore acqueo

In condizioni di progetto l'estrattore provvede ad aspirare la portata di gas presente nel condensatore alla pressione di 0,066 bar ed a comprimerla fino alla pressione atmosferica di 1,049 bar.

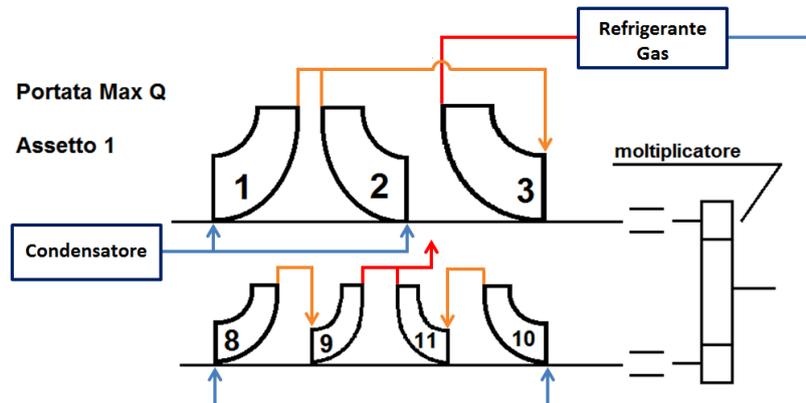


Figura 2. Schema dell'Assetto 1 dell'estrattore gas.

### 3. ANALISI PRELIMINARE DELL'ESTRATTORE GAS

Lo studio delle prestazioni dell'estrattore gas è stato condotto per via analitica sfruttando la teoria euleriana classica relativa alle turbomacchine. È stato implementato un foglio di calcolo Excel con il quale si sono valutate sia le condizioni termodinamiche, in termini di pressioni e temperature in aspirazione e mandata dei vari stadi, che le condizioni fluidodinamiche per mezzo dell'analisi dei triangoli delle velocità in ingresso ed uscita dalle giranti. Il foglio di calcolo è stato successivamente validato confrontando i risultati ottenuti con dati sperimentali ricavati tramite il sistema di telerilevamento installato presso le Officine Enel Green Power di Larderello. Il massimo scostamento riscontrato tra i dati del foglio di calcolo e quelli reali è stato del 11,9%, mentre quello medio del 5,5%. Anche considerando le ipotesi semplificative alla base della teoria euleriana e la variabilità dei dati sperimentali, risultati ottenuti da studi già effettuati in precedenza per casi simili a quello in esame, hanno portato a considerare questo foglio di calcolo uno strumento valido per effettuare analisi preliminari sulle prestazioni dell'estrattore.

Successivamente sono state condotte delle simulazioni fluidodinamiche tramite il software Fluent in modo da confermare i risultati del foglio di calcolo ed ottenere dei dati che costituissero la base con cui confrontare le simulazioni, svolte successivamente, riguardanti i possibili potenziamenti del compressore.

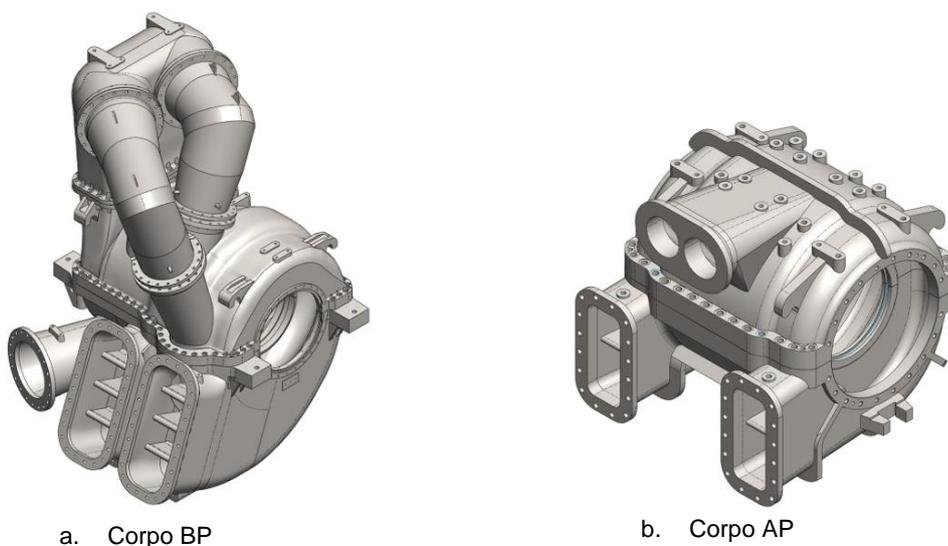


Figura 3. Modelli CAD dei corpi di bassa (a) ed alta pressione (b).

Per poter effettuare le simulazioni CFD è stato necessario realizzare i modelli CAD del compressore dai quali è stato possibile ottenere i volumi fluidi elaborati dalla macchina. Le mesh di tali volumi sono state

realizzate mediante il software dedicato Gambit 2.4.6 e successivamente sono state importate in Ansys Fluent per ottenere il modello di calcolo. Per quanto riguarda il corpo di BP, per via della complessità della geometria interna, sono state realizzate delle simulazioni separate dei singoli stadi mentre per il corpo di AP, grazie alla sua simmetria ed alla maggiore semplicità della geometria della cassa, è stato possibile effettuare simulazioni complessive dei due stadi posti in serie. Le analisi sono state condotte in condizioni stazionarie sfruttando una mesh più grossolana per ricavare i dati termodinamici ed una più fitta per ottenere i valori delle grandezze fluidodinamiche necessarie per la costruzione dei triangoli delle velocità in ingresso ed uscita dalle giranti.

## 4. POTENZIAMENTO GEOMETRICO

Il primo upgrading analizzato prevede la riprogettazione delle altezze palari in ingresso ( $D_1$ ) ed uscita ( $b_2$ ) dai vari stadi del compressore e l'aumento del numero di giri dei due assi in modo da ottenere una pressione alla mandata di 1,300 bar. La progettazione non è libera ma presenta alcuni vincoli imposti a priori da Enel:

1. Nessuna variazione della pressione di aspirazione ( $p_{1,BP} = 0,066$  bar al condensatore);
2. Nessuna variazione della portata massica aspirata ( $G_t = 16356$  kg/h);
3. Massima variazione dei vari parametri geometrici inferiore al 20%;
4. Interassi del moltiplicatore di giri costanti.

In base a questi vincoli per prima cosa è stata necessaria una riprogettazione di massima delle ruote dentate del moltiplicatore di giri in modo da ottenere un aumento della velocità di rotazione tale da garantire una pressione alla mandata  $p_{2,AP2}$  maggiore di quella richiesta, in quanto gli interventi di riduzione delle altezze palari, necessari per garantire un buon funzionamento fluidodinamico del compressore, tendono a produrre diminuzioni di tale parametro. In Tabella 1 si riportano le caratteristiche delle ruote dentate riprogettate e l'incremento percentuale del numero di giri garantito dalla soluzione scelta tra quelle analizzate.

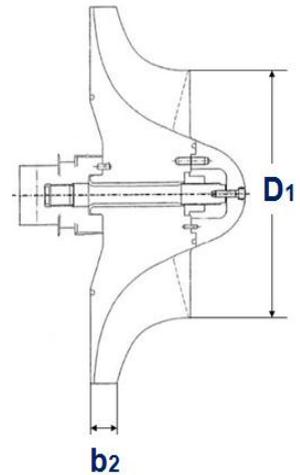


Figura 4. Schema della girante per modifiche geometriche.

Numero denti Z	Modulo m [mm]	Interassi I [mm]	Incrementi velocità [%]
BP = 91		BP = 760,8	BP = +3,38
AP = 50	4,71	AP = 664,2	AP = +5,36
M = 232			

Tabella 1. Caratteristiche delle ruote dentate riprogettate (BP = bassa pressione, AP = alta pressione, M = motrice).

L'imposizione del mantenimento del valore degli interassi costante fa sì che gli incrementi di velocità dei due assi non siano uguali. L'aumento del numero di giri risulta essere il parametro più significativo su cui agire per ottenere aumenti di pressione ma provoca un aumento lineare della portata massica aspirata dalla macchina. L'unico parametro su cui agire per riportare  $G_t$  in condizioni standard risulta essere l'altezza palare in ingresso allo stadio di bassa pressione  $D_{1,BP}$ . Gli interventi sulle altezze palari degli altri stadi sono necessari per garantire un comportamento fluidodinamico corretto andando a considerare gli angoli  $\beta$  in ingresso ed in uscita dalle giranti che risultano essere modificati dall'incremento del numero di giri degli assi. Una volta scelte le velocità  $n_{BP}$  e  $n_{AP}$  (in modo tale da avere  $p_{2,AP2} > 1,300$  bar) e il diametro  $D_{1,BP}$  (per garantire  $G_t = 16,4$  t/h) si sono andati a modificare i valori  $D_1$  e  $b_2$  di tutti gli stadi. Apportando queste modifiche su di uno stadio, non si hanno ovviamente effetti su quelli a monte e si ottiene, su quelli a valle, un aumento degli angoli  $\beta_1$  e la diminuzione di  $p_{2,AP2}$  a parità di  $G_t$ .

Tenendo conto di ciò, i valori  $D_1$  e  $b_2$  dei vari stadi sono stati ottenuti rispettivamente uguagliando i valori degli angoli  $\beta_1$  ed il valore del coefficiente di flusso in mandata  $\phi_2$  per il caso potenziato, a quelli del caso di partenza ricavati per mezzo del foglio di calcolo. Le modifiche ottenute seguendo questa logica sono

riportate in Tabella 2 e garantiscono una pressione alla mandata di 1,317 bar quindi conforme a quanto richiesto in sede progettuale. Come si può vedere è rispettato anche il vincolo imposto sulla massima variazione percentuale relativa ai parametri geometrici.

Partendo dalle modifiche effettuate a livello teorico si è passati alla verifica del corretto funzionamento della soluzione proposta mediante simulazioni fluidodinamiche.

[mm]	Manuale	Upgrading	Riduzione %
D <sub>1,BP</sub>	612	606	0,98%
b <sub>2,BP</sub>	57	55,1	3,33%
D <sub>1,MP</sub>	650	636,5	2,08%
b <sub>2,MP</sub>	70	65,4	6,57%
D <sub>1,AP1</sub>	310	298	3,87%
b <sub>2,AP1</sub>	19	16,4	13,68%
D <sub>1,AP2</sub>	264	252,5	4,36%
b <sub>2,AP2</sub>	10,5	8,5	19,05%

**Tabella 2.** Modifiche geometriche sulle altezze palari dei vari stadi.

Come per la configurazione standard del compressore le simulazioni sono state effettuate in regime stazionario modificando ovviamente i volumi fluidi delle giranti in base a quanto ricavato dall'analisi teorica. La composizione di gas evolvente è stata variata passando dagli stadi di bassa pressione a quelli di alta, dal momento che nel refrigeratore intermedio si ha la condensazione di una parte del vapore acqueo. Per gli stadi di alta pressione, infatti, visto che i gas elaborati dall'estrattore sono composti per il 95% da CO<sub>2</sub>, il fluido di lavoro scelto ha le stesse caratteristiche chimico-fisiche dell'anidride carbonica ma un peso molecolare ridotto ( $PM_{tot} = 40,6$  kg/kmol) in modo da considerare la presenza di aria e vapore acqueo all'interno della miscela. Al contrario per gli stadi di bassa e media pressione è stato utilizzato un fluido multi specie composto per il 68,5% di CO<sub>2</sub>, per il 29,1% di vapore acqueo e per il 2,4% di aria.

Simulazioni		Foglio di calcolo	
Temperature [°C]	Pressioni [bar]	Temperature [°C]	Pressioni [bar]
T <sub>1,BP</sub> = 27,1	p <sub>1,BP</sub> = 0,058	T <sub>1,BP</sub> = 26	p <sub>1,BP</sub> = 0,059
T <sub>2,BP</sub> = 120,4	p <sub>2,BP</sub> = 0,136	T <sub>2,BP</sub> = 116	p <sub>2,BP</sub> = 0,136
T <sub>1,MP</sub> = 118,3	p <sub>1,MP</sub> = 0,153	T <sub>1,MP</sub> = /	p <sub>1,MP</sub> = /
T <sub>2,MP</sub> = 193,7	p <sub>2,MP</sub> = 0,311	T <sub>2,MP</sub> = 176,8	p <sub>2,MP</sub> = 0,311
T <sub>1,AP1</sub> = 29,8	p <sub>1,AP1</sub> = 0,270	T <sub>1,AP1</sub> = 30	p <sub>1,AP1</sub> = 0,282
T <sub>2,AP1</sub> = 122,5	p <sub>2,AP1</sub> = 0,619	T <sub>2,AP1</sub> = 108	p <sub>2,AP1</sub> = 0,597
T <sub>1,AP2</sub> = 122	p <sub>1,AP2</sub> = 0,580	T <sub>1,AP2</sub> = /	p <sub>1,AP2</sub> = /
T <sub>2,AP2</sub> = 210	p <sub>2,AP2</sub> = 1,317	T <sub>2,AP2</sub> = 185,5	p <sub>2,AP2</sub> = 1,317

**Tabella 3.** Risultati termodinamici configurazione con potenziamento geometrico.

Le verifiche effettuate riguardano sia gli aspetti termodinamici relativi alle pressione ed alle temperature che gli aspetti fluidodinamici inerenti il moto del fluido all'interno dei vani rotorici e statorici di ogni stadio del compressore. Come si vede dai dati di Tabella 2 le maggiori modifiche in termini percentuali riguardano i due stadi di alta pressione che quindi risultano essere più critici a livello fluidodinamico rispetto agli stadi del corpo di BP. Per tale motivo le verifiche si sono concentrate in particolar modo sul corpo di alta pressione e successivamente sugli stadi di bassa e media pressione. In Tabella 3 si riassumono i risultati in termini di pressione e temperature delle simulazioni fluidodinamiche effettuate e dei valori previsti dal foglio di calcolo. Le maggiori differenze riguardano le temperature di mandata e sono imputabili alle semplificazioni adottate nel foglio di calcolo ed alle ipotesi fatte per il fluido di lavoro. Per quanto riguarda le pressioni i valori ottenuti attraverso le simulazioni sono conformi a quanto atteso.

In merito al comportamento fluidodinamico del compressore sono stati valutati gli angoli  $\beta$  di attacco per i vari stadi del compressore, confrontando quelli del caso potenziato con quelli della configurazione standard

presa come riferimento. Inoltre, attraverso le simulazioni, si è verificata l'assenza di fenomeni di stallo, pompaggio e bloccaggio dei vani palari per i vari stadi. In Tabella 4 si riportano le differenze percentuali degli angoli  $\beta$  mentre in Figura 6 vengono rappresentati, attraverso i vettori di velocità assoluta, i campi di moto del fluido all'interno della girante e del diffusore palettato per gli stadi AP1 e AP2 i cui modelli sono presentati in Figura 5.

Differenza percentuale angoli $\beta_1$			
BP	MP	AP1	AP2
1,2%	1,1%	4,6%	3,2%

Tabella 4. Differenza percentuale degli angoli di attacco tra configurazione standard e caso potenziato.

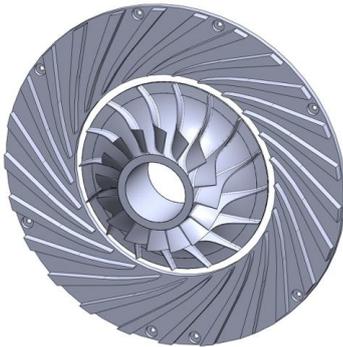


Figura 5. Modelli CAD della girante e del diffusore palettato.

Il valore degli angoli di attacco viene ottenuto come media dei valori degli angoli  $\beta_1$  calcolati dal software per vari punti di controllo posti sulla superficie di aspirazione dei vani palari delle giranti in esame. Come si vede dai dati in Tabella 4 le maggiori differenze si denotano sugli stadi di alta pressione. Queste differenze risultano essere comunque limitate e non sono tali da compromettere il corretto funzionamento della macchina dal punto di vista fluidodinamico. Come si vede infatti dall'andamento dei campi di moto riportati in Figura 6 per gli stadi di alta pressione si ha il completo riempimento sia dei vani rotorici che statorici senza la formazione di fenomeni di instabilità. Questo conferma la bontà della soluzione trovata per mezzo del foglio di calcolo Excel. Analoghi risultati sono stati ottenuti per gli stadi di bassa e media pressione.

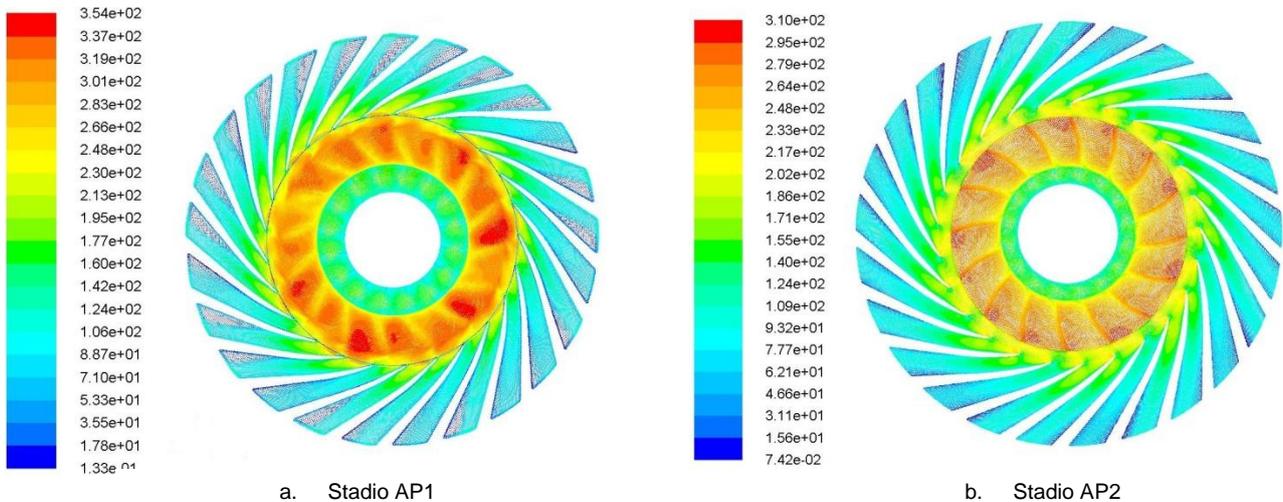
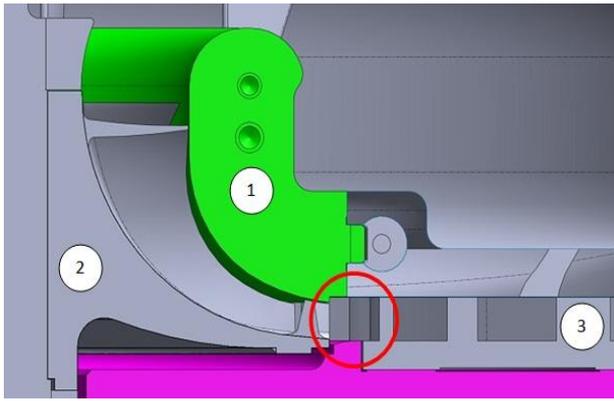
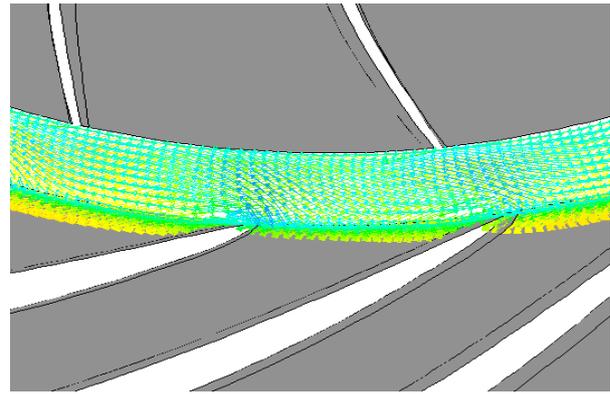


Figura 6. Campo di moto per lo stadio AP1 (a) e per lo stadio AP2 (b).

Durante lo svolgimento delle simulazioni sono state riscontrate delle zone ad elevata turbolenza in corrispondenza del canale di Andrew compreso tra la mandata della prima girante (2) di alta pressione e l'ingresso del diffusore palettato (3) come evidenziato in Figura 7 (a). Questo fenomeno è dovuto alla differenza di altezza tra le due parti e produce problemi di convergenza numerica per quanto riguarda le simulazioni e riduzioni dell'efficienza fluidodinamica del macchinario. Come si vede in Figura 7 (b) nella parte superiore del canale di Andrew si viene a formare una zona di ricircolo in cui il fluido subisce un'inversione del moto. Tale effetto, presente anche nella configurazione standard, viene ulteriormente acuito dalla riduzione dell'altezza palare  $b_{2,AP1}$  nel caso di potenziamento geometrico. Per risolvere il problema si è pensata una riprogettazione dell'anello di tenuta della girante AP1 in modo tale da ottenere un canale di Andrew ad altezza costante pari a quella della mandata della girante. Così facendo la zona di turbolenza viene ridotta andando a garantire un miglioramento del comportamento del macchinario.



a. Zona di formazione turbolenza.

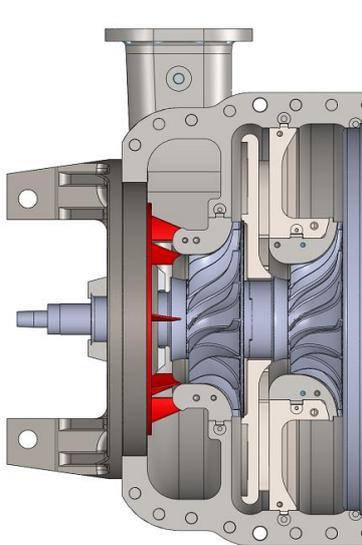


b. Vettori velocità assoluta.

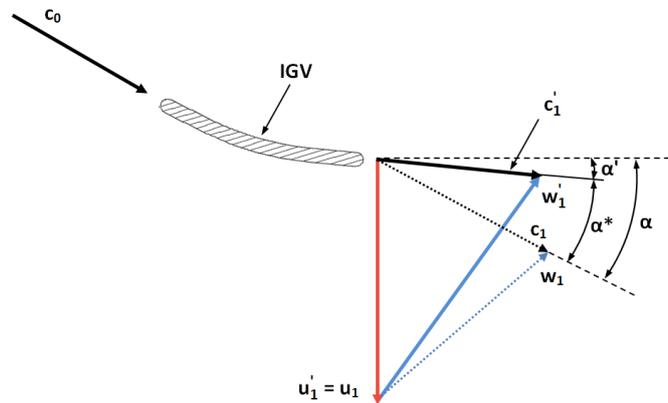
**Figura 7.** Zona di formazione della turbolenza (a) e vettori delle velocità in uscita dalla girante AP1 (b).

## 5. RIPROGETTAZIONE IGTV

Altra soluzione di potenziamento analizzata per il compressore riguarda la riprogettazione delle pale di prerotazione (IGV) poste all'ingresso del corpo di alta pressione a monte dello stadio AP1 come si vede in Figura 8 (a). L'IGV attualmente installato sull'estrattore Tosi, il cui funzionamento è descritto in Figura 8 (b), produce un raddrizzamento parziale del flusso avvicinando il valore di  $\beta_{1,AP1}$  a quello costruttivo della girante. L'angolo  $\alpha$  compreso tra la velocità assoluta e la direzione assiale viene ridotto tramite l'angolo di prerotazione  $\alpha^*$  garantito dall'IGV.



a. Posizione IGV



b. Effetto IGV

**Figura 8.** Posizione dell'IGV Tosi e suo effetto a livello di triangoli delle velocità.

Basandosi sul principio di funzionamento sopra esposto sono state sviluppate due tipologie di IGV con l'intento di ottenere, in combinazione con un incremento del numero di giri dei due assi ed una modifica del rotore di BP eseguita con la logica esposta nel paragrafo 4, un aumento della pressione alla mandata ed un comportamento fluidodinamico accettabile senza andare a modificare la geometria del rotore di AP. L'idea sulla quale si basa la prima soluzione analizzata è quella di andare a uguagliare l'angolo  $\beta_{1,AP1}$  del caso potenziato con quello della configurazione da manuale utilizzando le pale di prerotazione invece di modificare la geometria della prima girante di alta pressione. Con tale soluzione, denominata IGV $_{\beta}$ , senza ovviamente modificare l'altezza palare in ingresso della girante AP2, si prevede un comportamento fluidodinamico non perfetto del secondo stadio di alta pressione per via della distorsione dei triangoli delle velocità in ingresso. Sarà quindi necessario a posteriori andare a verificare che l'angolo  $\beta_{1,AP2}$  non si discosti eccessivamente dal valore di progetto ottenuto con le simulazioni del caso da manuale. Il comportamento di

questa tipologia di IG<sub>V</sub> è presentato in Figura 9 in cui i vettori in grigio rappresentano la configurazione di riferimento e le grandezze con apice rappresentano le velocità e gli angoli dopo la prerotazione fornita dall'IG<sub>Vβ</sub>.

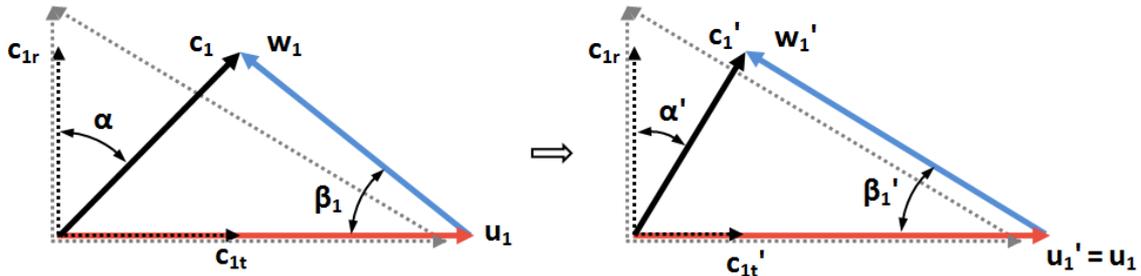


Figura 9. Effetto IG<sub>Vβ</sub> sui triangoli delle velocità.

La seconda tipologia analizzata, denominata IG<sub>V<sub>Axial</sub></sub> si basa sul presupposto di andare a raddrizzare completamente il flusso in ingresso al primo stadio di alta pressione annullando l'angolo  $\alpha_{AP1}$  ottenendo un incremento di prevalenza maggiore rispetto al caso precedente a parità di incremento del numero di giri. Ovviamente se si richiede la stessa pressione alla mandata con tale IG<sub>V</sub> l'incremento da fornire in termini di velocità di rotazione risulterà essere inferiore. Il comportamento di tale IG<sub>V</sub> è presentato in Figura 10.

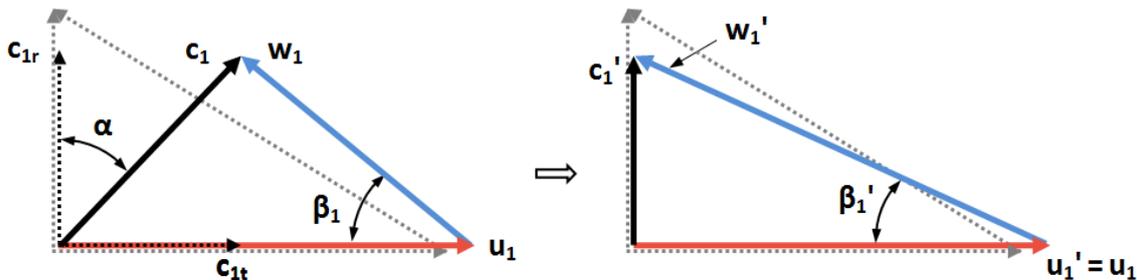


Figura 10. Effetto IG<sub>V<sub>Axial</sub></sub> sui triangoli delle velocità.

Per l'IG<sub>Vβ</sub> gli angoli di prerotazione da fornire con il palettamento fisso possono essere ottenuti andando a uguagliare la tangente dell'angolo  $\beta_{1,AP1}$  a quella della condizione di riferimento  $\beta_{1,rif}$ , facendo riferimento a quanto riportato in Figura 11. In questo modo si ottiene il valore dell'angolo  $\alpha^*$ :

$$\alpha^* = \alpha - \arctan\left(\frac{u_1}{c_{1r}} - \frac{u_{1,rif}}{c_{1r,rif}}\right)$$

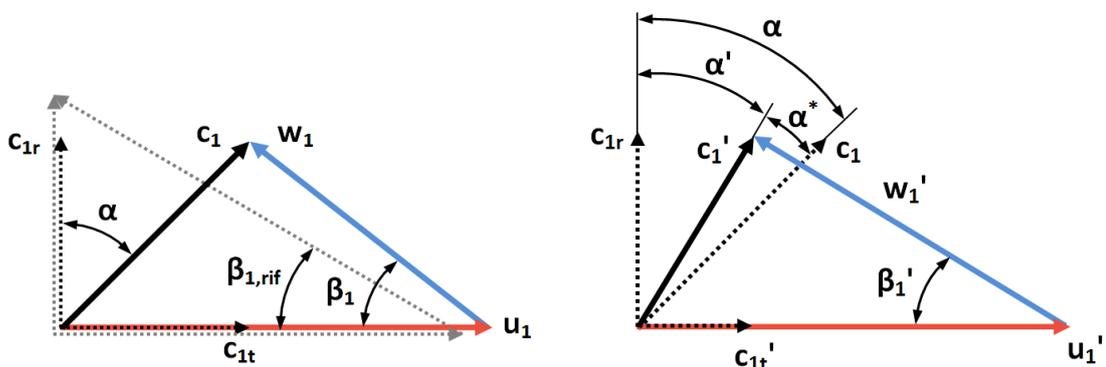


Figura 11. Calcolo dell'angolo di prerotazione  $\alpha^*$ .

Per IG<sub>V<sub>Axial</sub></sub> invece una volta noti i valori degli angoli  $\alpha$  dalle simulazioni relative al caso standard in assenza di IG<sub>V</sub> è necessario andare a fornire una prerotazione uguale e contraria, tale da raddrizzare completamente il flusso e annullare l'angolo residuo  $\alpha'$ :

$$\alpha^* = \alpha$$

In Tabella 5 si riassumono i risultati ottenuti in termini di angoli  $\alpha'$  e  $\alpha^*$  per le due tipologie di IGCV.

	IGV $_{\beta}$		IGV $_{Axial}$	
	$\alpha^*$	$\alpha'$	$\alpha^*$	$\alpha'$
$\alpha_{tip,AP1}$	6,9	20,6	27,5	0,0
$\alpha_{med,AP1}$	7,6	16,8	24,4	0,0
$\alpha_{hub,AP1}$	8,4	12,9	21,3	0,0

**Tabella 5.** Valore degli angoli di prerotazione  $\alpha^*$  e residui  $\alpha'$  per le due tipologie di IGCV.

Modificato il rotore di BP seguendo la logica presentata nel paragrafo 4 risultano comunque necessari degli interventi relativi all'altezza pale in uscita dalle giranti di AP per evitare problemi fluidodinamici all'imbocco dei diffusori. Si può quindi sottolineare come venga già a cadere una delle ipotesi di partenza su cui si fonda questa tipologia di upgrading ovvero l'assenza di modifiche geometriche del rotore di AP per mantenerne l'intercambiabilità con rotori installati presso altre centrali da 20 MW.

Sono state dunque condotte simulazioni Fluent relative al corpo di alta pressione per verificare il funzionamento dei due IGCV. Per quanto riguarda la soluzione con IGV $_{\beta}$  si può dire che essa garantisce un comportamento fluidodinamico corretto per la prima girante di alta pressione ed accettabile per la seconda ma necessita di incrementi di velocità paragonabili a quelli utilizzati per l'upgrading con sole modifiche geometriche alle giranti. La soluzione con IGV $_{Axial}$ , che già a livello analitico risultava essere più spinta rispetto alla precedente, dalle simulazioni risulta essere non accettabile dal punto di vista fluidodinamico in quanto gli angoli  $\beta_{1,AP1}$  subiscono un'eccessiva riduzione. Inoltre tale soluzione non produce il completo raddrizzamento del flusso in ingresso alla prima girante di alta pressione al contrario di quanto ipotizzato in sede progettuale poiché le pale dell'IGV, viste le loro dimensioni, non riescono a indirizzare come voluto il fluido che dovrebbe subire una prerotazione molto intensa se confrontata con quella fornita dall'IGV Tosi (attualmente montato sull'estrattore) e dall'IGV $_{\beta}$  (angoli  $\alpha^*$  molto grandi).

## 6. INIEZIONE ACQUA NEBULIZZATA

Il terzo possibile potenziamento analizzato riguarda l'iniezione di acqua tra i due stadi di alta pressione dell'estrattore gas così da effettuare un'interrefrigerazione continua del fluido. Il principio fisico alla base di questo upgrading riguarda la modifica della densità della miscela  $\rho_{misc}$  di gas elaborati dall'estrattore. Aumentando tale parametro, a partita di lavoro di compressione fornito dalla macchina, si ottiene un aumento della pressione di mandata  $p_2$  del compressore come si può facilmente vedere dalla formula che esprime il lavoro reale di compressione

$$L_{re} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_{misc}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

La densità dipende direttamente dal peso molecolare della miscela  $PM_{misc}$  ed inversamente dalla sua temperatura  $T_{misc}$  quindi per ottenere un suo aumento è possibile agire su questi due parametri attraverso l'iniezione di acqua a temperatura ambiente.

$$\rho_{misc} = \frac{PM_{tot} p_{tot}}{R T_{misc}}$$

La miscela di gas elaborati dall'estrattore risulta avere la seguente composizione:

- Aria  $\rightarrow PM_{air} = 28 \text{ kg/kmol}$
- Acqua  $\rightarrow PM_{water} = 18 \text{ kg/kmol}$
- Gas endogeni  $\rightarrow PM_{gas} = 42,9 \text{ kg/kmol}$

Il peso molecolare complessivo può essere valutato come una media pesata sulle portate massiche dei pesi molecolari dei singoli componenti.

$$PM_{tot} = \frac{G_{air}PM_{air} + G_{gas}PM_{gas} + G_{water}PM_{water}}{G_{air} + G_{gas} + G_{water}}$$

Essendo l'acqua il fluido con peso molecolare più basso dei tre presenti, ogni ulteriore aumento della portata massica inserita produce una diminuzione del peso molecolare totale e di conseguenza un abbassamento di  $\rho_{misc}$ . D'altro canto l'inserimento di acqua a temperatura inferiore rispetto a quella dei gas produce un raffreddamento di questi ultimi il cui effetto sulla densità risulta essere preponderante rispetto a quello prodotto dalla riduzione di  $PM_{tot}$ .

Per prima cosa è stata condotta un'analisi teorico-analitica del problema in esame andando a valutare la

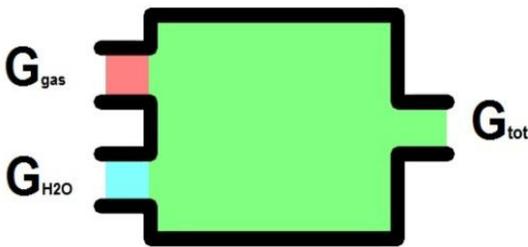


Figura 12. Schema di uno scambiatore adiabatico a miscelamento.

massima portata di acqua iniettabile nel sistema tale da produrre la maggiore riduzione di temperatura possibile. In seguito si è verificata l'effettiva evaporazione dell'acqua inserita in modo tale da garantire l'assenza di gocce residue in aspirazione alla seconda girante di alta pressione.

Il sistema può essere modellato come uno scambiatore adiabatico a miscelamento in cui confluiscono da una parte i gas caldi ( $G_{gas}$ ) elaborati dal compressore e dall'altra la portata di acqua iniettata ( $G_{water}$ ). La potenza

termica assorbita dall'acqua può essere suddivisa in due contributi:

- $W_1 = G_{water}C_p(T_{vap} - T_{water})$
- $W_2 = G_{water}L_{vap}$

Il primo termine è legato al riscaldamento dell'acqua dalla temperatura a cui viene inserita ( $T_{water} = 20^\circ\text{C}$ ) alla temperatura di formazione del vapore che risulta essere inferiore ai  $100^\circ\text{C}$  per via della pressione della zona di iniezione pari a  $0,506 \text{ bar}$  ( $T_{vap} = 81,5^\circ\text{C}$ ). Il secondo termine invece permette di valutare la potenza termica necessaria per produrre la completa evaporazione della portata di acqua inserita una volta raggiunta la temperatura di vaporizzazione andando a considerare il calore latente di vaporizzazione ( $L_{vap}$ ). Supponendo che i gas caldi riescano a cedere una potenza termica uguale a quella ipoteticamente assorbita dall'acqua data dalla somma di  $W_1$  e  $W_2$  è possibile andare a ricavare la temperatura finale dei gas  $T_{1,gas}$  invertendo la seguente relazione:

$$-W_{tot} = G_{gas}\bar{C}_p(T_{1,gas} - T_{0,gas})$$

Una volta scambiata  $W_{tot}$ , se la portata di acqua iniettata non ha raggiunto il valore limite, i gas continuano a raffreddarsi fino ad una temperatura di equilibrio  $T_{misc}$ . Per ricavare la massima portata di acqua iniettabile è necessario quindi ricavare il valore di  $G_{water}$  per il quale si ottiene  $T_{misc} \cong T_{vap}$ . L'analisi teorica condotta deve rispettare due vincoli di natura termodinamica:

- a.  $T_{misc} \geq T_{vap}$  per non avere la violazione del II Principio della Termodinamica;
- b.  $p_{sat}(T_{misc}) \geq p_{parz.vap}(T_{misc})$  per garantire che la pressione di saturazione alla temperatura di equilibrio sia maggiore della pressione parziale del vapore presente nella miscela in modo da evitare la condensazione del vapore generato.

Tali vincoli possono essere visualizzati nel grafico di Figura 13. Come si vede il vincolo sulle pressioni è ampiamente rispettato visto che le due curve si intersecherebbero per valori molto alti della portata di acqua iniettata. La massima portata di acqua  $G_{water}^{(max)}$  può essere quindi ricavata imponendo  $T_{misc} = T_{vap}$  e risulta essere pari a  $90 \text{ kg/h}$ . Una volta ricavata  $G_{water}^{(max)}$  sono stati messi a punto due diversi modelli matematici implementati nel foglio di calcolo precedentemente realizzato, che permettono di ricavare la pressione alla mandata fornita dal compressore in seguito alla diminuzione del volume specifico della miscela elaborata.

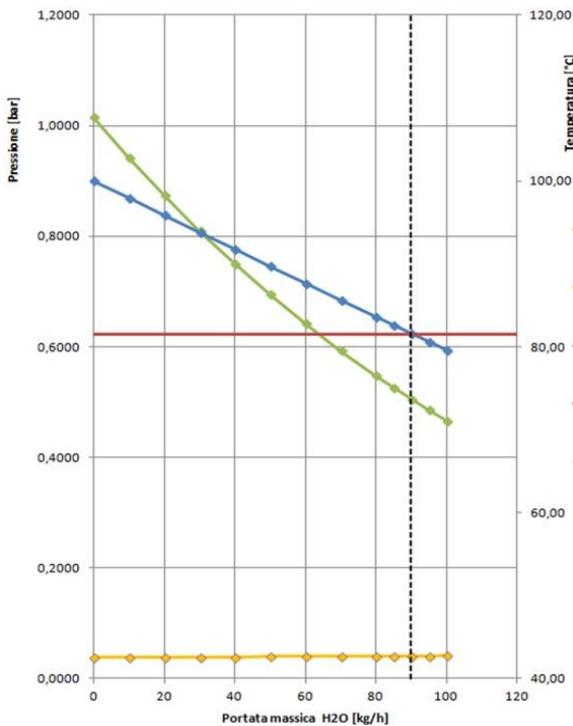


Figura 13. Vincoli termodinamici per ricavare  $G_{water}^{(max)}$ .

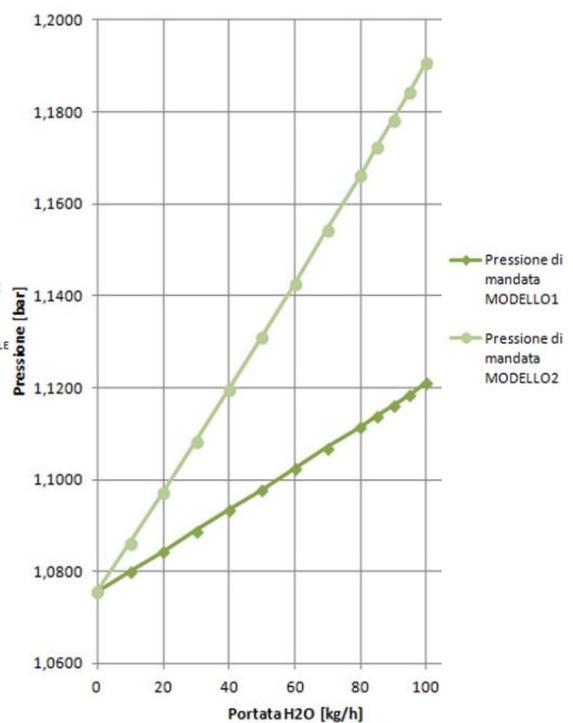


Figura 14. Andamento pressione di mandata con  $G_{water}^{(max)}$ .

Nel primo modello (MODELLO 1 in Figura 14) la prevalenza fornita dalla seconda girante di alta pressione viene considerata costante ipotizzando che l'iniezione di acqua non produca variazioni significative dei triangoli delle velocità. Il secondo modello (MODELLO 2 in Figura 14) invece tiene di conto di tali variazioni e del conseguente incremento di prevalenza fornito dallo stadio AP2. Ovviamente la pressione di mandata sarà compresa in un range dato dai valori forniti dai due modelli. Per  $G_{water} = 90\text{kg/h}$  si ottiene:

$$1,12 \text{ bar} \leq p_{2,AP2} \leq 1,18 \text{ bar}$$

Come si può vedere l'incremento ottenuto è inferiore a quanto richiesto in sede progettuale (1,300 bar) e quindi già con questa analisi preliminare si può evidenziare come l'inserimento d'acqua non riesca da solo a garantire l'aumento di pressione desiderato.

Una volta ricavata la massima portata di acqua iniettabile è necessario verificare che effettivamente questa riesca ad evaporare prima di entrare nel secondo stadio di alta pressione per evitare che le gocce producano fenomeni di erosione del palettamento rotorico. I parametri significativi per questa fase risultano essere la velocità del fluido (300-320 m/s) e lo spazio a disposizione per effettuare lo scambio termico (400 mm circa). Si può quindi calcolare un tempo medio disponibile per la fase di evaporazione che risulta essere dell'ordine dei millisecondi. Con tempi così limitati risulta essenziale garantire un'area di scambio termico

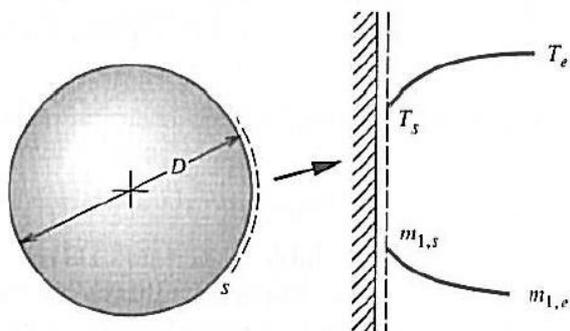


Figura 15. Schema della goccia per l'analisi di vaporizzazione.

molto estesa. Per questo è necessario andare a nebulizzare la portata d'acqua mediante atomizzatori che garantiscano diametri delle gocce molto piccoli dell'ordine dei  $\mu\text{m}$ . A parità di volume di acqua inserita infatti l'area di scambio termico aumenta notevolmente con gocce di piccolo diametro. Il caso in esame può essere affrontato come un problema di trasferimento di massa relativo alla singola goccia. Utilizzando il teorema di Buckingham si possono ridurre i parametri del problema usando i tre seguenti gruppi adimensionali:

- Numero di *Reynolds*  $Re$ , che esprime il rapporto tra forze d'inerzia e le forze viscosive;
- Numero di *Schmidt*  $Sc$ , che esprime il rapporto tra la diffusività cinematica e la diffusività di materia;
- Numero di *Sherwood*  $Sh$ , che esprime il rapporto tra il trasferimento convettivo e diffusivo di massa in un sistema in regime turbolento.

Andando ad uguagliare il flusso di massa che attraversa la superficie della goccia con la velocità di evaporazione ed integrando rispetto al tempo è possibile ricavare l'espressione analitica del tempo di vaporizzazione al variare del diametro iniziale della goccia

$$\begin{cases} j_{l,s}A = g_{ml}(m_{l,s} - m_{l,e})A \\ -j_{l,s}A = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{6} \pi D^3 \rho_l \right) \end{cases} \rightarrow t_{vap} = \frac{D_0^2 \rho_l}{4Sh\rho_g D_{lg}(m_{l,s} - m_{l,e})}$$

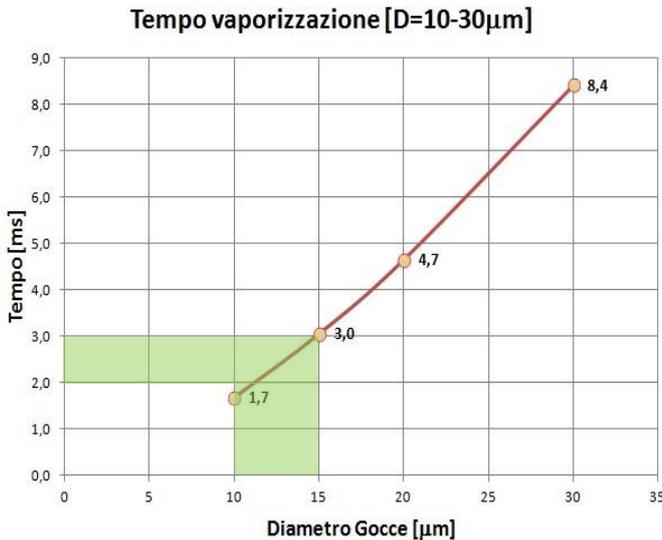
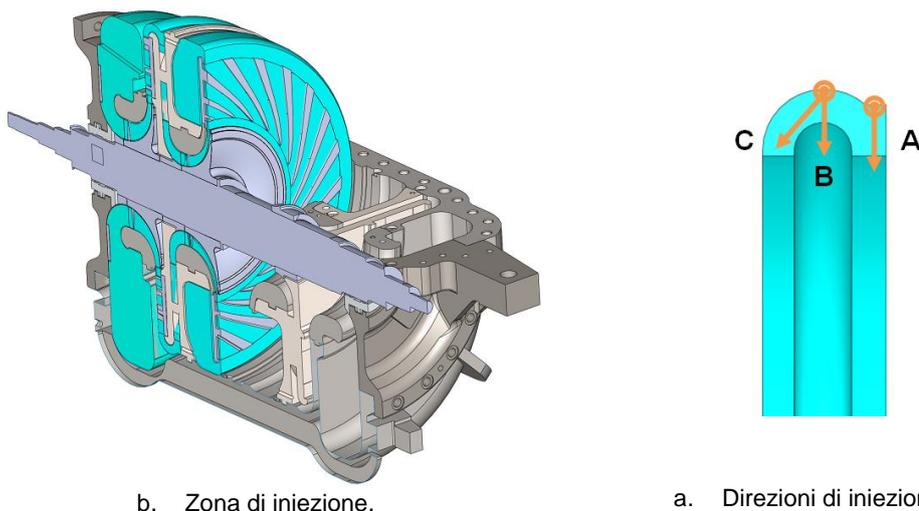


Figura 16. Andamento di  $t_{vap}$  al variare del diametro delle gocce.

si ottengono diametri compresi tra 10 e 15  $\mu\text{m}$ . Questi valori rappresentano anche un limite tecnologico riguardante gli atomizzatori idraulici attualmente in commercio in quanto per ottenere gocce con diametro medio dell'ordine della decina di  $\mu\text{m}$  sono necessari atomizzatori che lavorano con pressioni di circa 90 bar con conseguenti complicazioni a livello impiantistico e notevoli costi aggiuntivi. Già con queste considerazioni appare evidente come la soluzione presa in esame risulti essere difficilmente implementabile a livello industriale visti i problemi presentatisi in rapporto ai limitati benefici che si otterrebbero.

Dove con  $j_{l,s}$  si indica il flusso attraverso la superficie sferica A, con  $g_{ml}$  la conduttanza di trasferimento di massa della specie liquida all'interno della specie gassosa, con  $m_{l,s}$  e  $m_{l,e}$  rispettivamente la concentrazione della fase liquida sulla superficie della goccia ed all'esterno di essa, con  $D_{lg}$  il coefficiente di diffusione binaria e con  $D_0$  il diametro iniziale della goccia considerata. Come si vede dalla formula il tempo di vaporizzazione presenta una dipendenza quadratica dal diametro considerato quindi al diminuire delle dimensioni delle gocce si ha una forte riduzione dei tempi necessari alla completa evaporazione. È stata dunque condotta un'analisi al variare di  $D_0$  considerando i tempi a disposizione per l'evaporazione (2-3 ms). Come si vede dal grafico riportato in Figura 16 per i valori di  $t_{vap}$  considerati

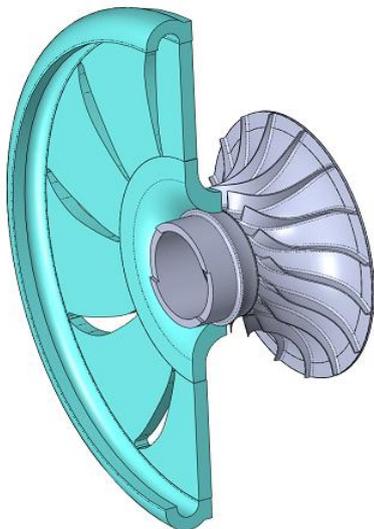


b. Zona di iniezione.

a. Direzioni di iniezione.

Figura 17. Sezione del corpo di alta pressione e volumi fluidi elaborati dal compressore: (a) zona di iniezione, (b) direzioni di iniezione considerate.

Una volta trovata la massima portata di acqua iniettabile ed il limite riguardante i diametri delle gocce sono state condotte delle simulazioni CFD utilizzando la geometria effettiva della zona di iniezione per validare i modelli analitici presentati. Grazie alla simmetria del corpo di AP se ne può analizzare metà e quindi anche la portata di acqua iniettata risulterà essere dimezzata. Le simulazioni, al contrario delle precedenti sono state condotte in regime transitorio per via dell'utilizzo del modello DPM (*Discrete Phase Model*) necessario per riprodurre i meccanismi di scambio sia termico che di materia tra una fase discreta (l'acqua iniettata) ed una continua (i gas elaborati dal compressore). In Figura 17 (a) sono evidenziati i volumi fluidi elaborati dal compressore e la zona di iniezione imposta dal committente. In Figura 17 (b) si riporta un ingrandimento del punto di iniezione con le tre possibili direzioni considerate. La prima, indicata con la lettera A, prevede un'iniezione radiale nella parte terminale della curva che collega il diffusore AP1 allo stadio AP2. La seconda, indicata con B, prevede un'iniezione radiale sulla sommità della curva mentre la terza, indicata con C, presenta un'iniezione in controcorrente rispetto alla direzione del moto dei gas endogeni posizionata sempre sulla sommità della curva. L'ultima soluzione presentata è quella che garantisce il miglior scambio termico tra le due fasi visto che si riproduce, almeno nella fase iniziale, uno scambio in controcorrente.



**Figura 18.** Volume fluido considerato per la fase di iniezione.

Sulla cassa superiore del corpo di alta pressione sono presenti due fori 3/4" NPT usati per posizionare sensori di temperatura e pressione che possono essere sfruttati per il posizionamento degli iniettori senza dover apportare modifiche alla macchina. Sfruttando tale geometria è stata condotta una prima serie di simulazioni andando a considerare lo scambio termico nel volume fluido a monte della girante AP2, di cui se ne riporta una sezione in Figura 18, verificando la completa vaporizzazione della fase liquida inserita in modo tale da evitare la presenza di acqua all'imbocco della successiva girante.

Le prove condotte evidenziano come lo scambio termico, per via della presenza di palettature all'interno del canale di ritorno a monte della girante AP2, risulti limitato ai canali interessati direttamente dall'iniezione come si vede in Figura 19 (a). Ciò comporta uno scambio termico non uniforme, una limitata generazione di vapore e, di conseguenza, un ridotto abbassamento della temperatura. La simulazione riportata in Figura 19 (a) è stata eseguita con una portata  $G_{\text{water}} = 45 \text{ kg/h}$  e gocce del diametro di  $15 \mu\text{m}$  fornendo come output una portata di vapore  $G_{\text{vapor}} = 3,7 \text{ kg/h}$  ed un abbassamento della temperatura della miscela

da  $110^\circ\text{C}$  a  $109,8^\circ\text{C}$ . Per valutare se la ridotta formazione di vapore fosse causata dalla geometria della zona di iniezione che impedisce uno scambio termico uniforme è stata ideata una soluzione che prevede

Diametro gocce [ $\mu\text{m}$ ]	Pressione di iniezione [bar]	Percentuale acqua evaporata [%]	Temperatura di mandata $T_{1,AP2}$ [ $^\circ\text{C}$ ]
120	2	8,27	110,5
75	7	8,97	110,2
50	15	13,60	109,4
30	35	16,12	108,9
20	50	18,23	108,4
15	70	21,03	107,9
10	90	23,28	107,2

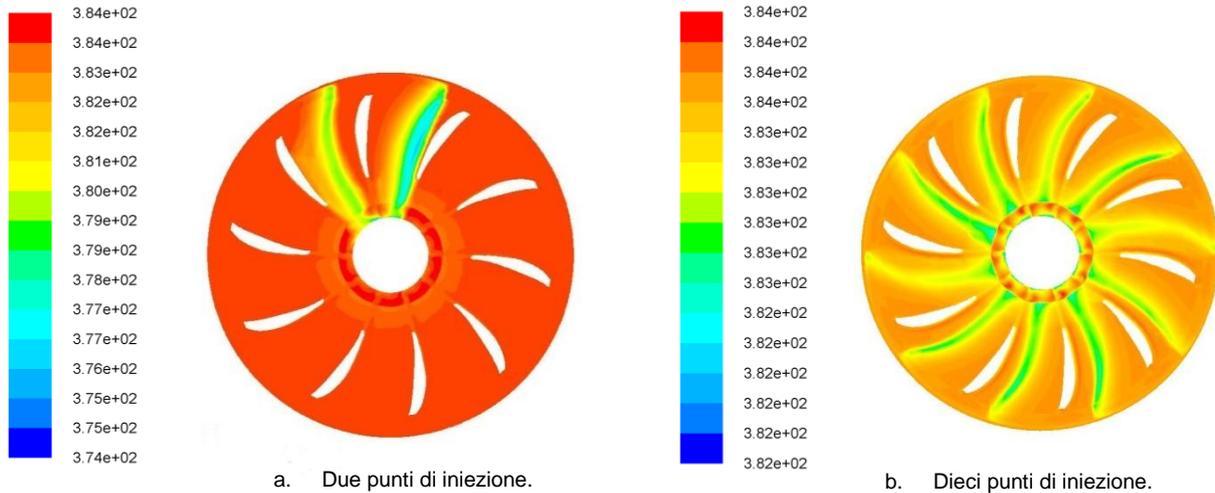
**Tabella 7.** Risultati delle simulazioni CFD per  $G_{\text{water}} = 45 \text{ kg/h}$  al variare del diametro delle gocce.

l'utilizzo di dieci iniettori disposti a raggiera in modo tale che ogni canale statorico a monte della girante sia interessato da almeno un getto di acqua come riportato in Figura 19 (b). L'effetto dell'iniezione di acqua anche in questo caso produce effetti limitati in termini di quantità di vapore generato in relazione alla portata di acqua inserita. I risultati delle analisi al variare del diametro delle gocce iniettate con  $G_{\text{water}} = 45 \text{ kg/h}$  vengono riportati in Tabella 7 per la configurazione C che fornisce le condizioni di scambio termico più favorevoli. Le altre configurazioni forniscono andamenti analoghi ma percentuali di vapore più basse e temperature di mandata più alte a parità di diametro delle gocce inserite. Come si vede dai risultati ottenuti

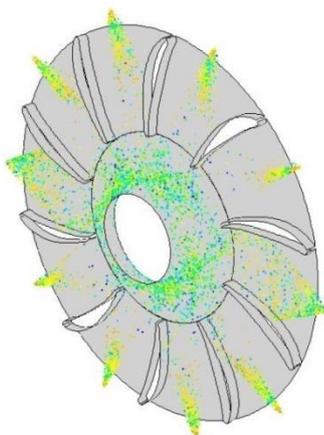
anche con la geometria ipotizzata le massime percentuali di vapore generato sono inferiori al 25% anche per gocce del diametro di 10  $\mu\text{m}$  ed ovviamente l'abbassamento di temperatura che ne deriva è insufficiente a garantire l'aumento di densità necessario per fornire la pressione alla mandata richiesta. Inoltre appare evidente come la non completa evaporazione dell'acqua iniettata faccia sì che all'imbocco della seconda girante di alta pressione vi siano gocce liquide che possono innescare importanti fenomeni erosivi delle pale.

In Figura 20 si riporta l'andamento

qualitativo del campo di moto delle



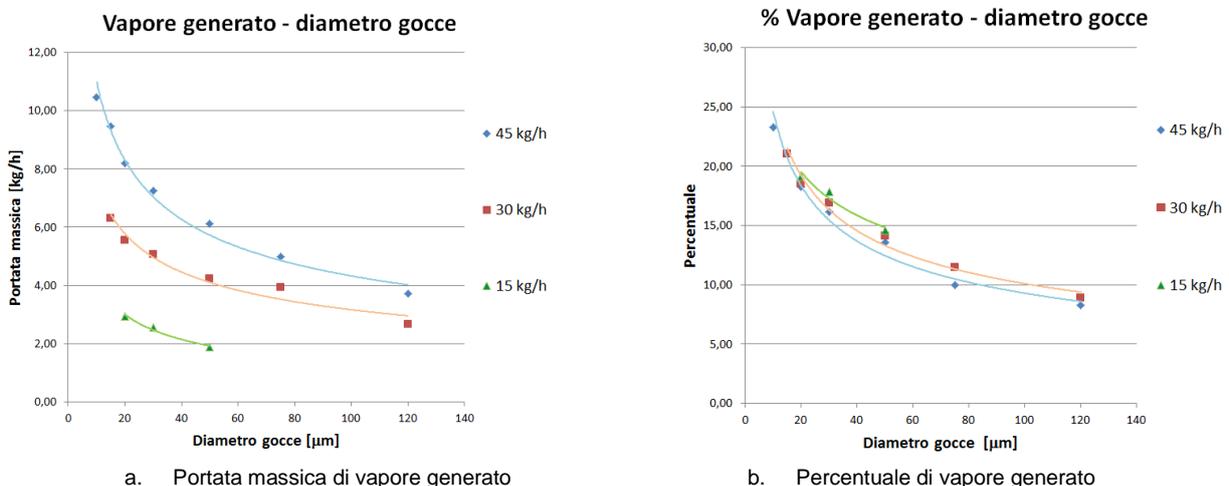
**Figura 19.** Andamento del campo di temperatura nel volume fluido a monte della girante AP2: (a) due punti di iniezione, (b) raggiera con dieci punti di iniezione.



**Figura 20.** Andamento del moto delle gocce iniettate.

gocce dai punti di iniezione fino all'imbocco della girante a valle. Si nota facilmente l'elevata quantità di gocce non vaporizzate.

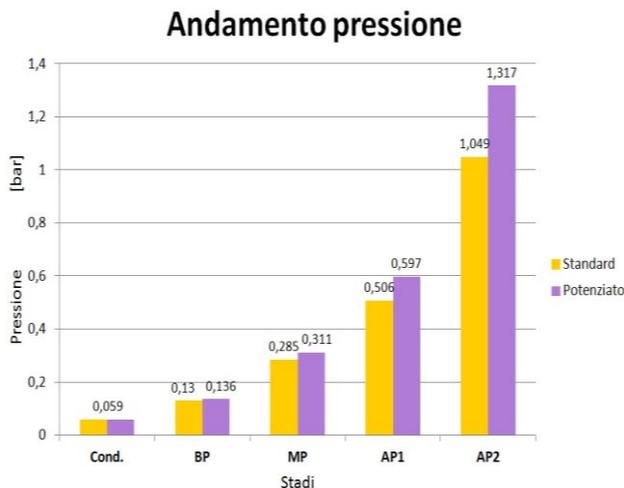
Per valutare se il problema della non totale evaporazione dell'acqua fosse legato alla portata iniettata sono state condotte delle simulazioni analoghe alle precedenti ma con portate inferiori i cui risultati sono mostrati in termini di portata di vapore generato e in termini percentuali nei grafici di Figura 21. Dal grafico (a) si nota come in termini assoluti maggiore è la portata di acqua inserita e maggiore è la portata di vapore generato a parità di diametro delle gocce inserite. In termini percentuali invece si vede dal grafico (b) come le curve tendano a sovrapporsi indipendentemente da  $G_{\text{water}}$ . Da ciò si può concludere che il fattore preponderante che regola il fenomeno evaporativo non è tanto la portata iniettata quanto il diametro delle gocce utilizzate. Le curve presentano un asintoto verticale per diametri che tendono al valore nullo e quindi teoricamente per aree di scambio infinite.



**Figura 21.** Andamento della quantità di vapore generato in funzione del diametro delle gocce per varie portate (a) e percentuale di vapore generato al variare del diametro delle gocce (b)

## 7. CONCLUSIONI

Al termine del presente studio si possono trarre alcune interessanti conclusioni riguardanti le soluzioni analizzate per il potenziamento dell'estrattore gas Tosi. Per prima cosa si può affermare come il foglio di calcolo Excel realizzato fornisca dati attendibili sul comportamento del compressore e quindi possa essere utilizzato come strumento operativo sia per svolgere un'analisi preliminare sul macchinario in configurazione standard sia per effettuare una riprogettazione di massima della geometria delle giranti al fine di ottenere un incremento delle prestazioni in termini di pressione alla mandata.



**Figura 22.** Andamento della pressione nei vari stadi per caso standard e caso potenziato

Entrando nel merito delle tre soluzioni di upgrading analizzate, per quanto riguarda il potenziamento che prevede modiche geometriche delle giranti ed aumento del numero di giri, si può dire che questo rispetta i vincoli imposti in sede progettuale, garantisce la pressione alla mandata richiesta di 1,300 bar e garantisce un comportamento fluidodinamico corretto su tutti gli stadi del compressore. Inoltre, come evidenziato nel grafico di Figura 22, si può vedere come gli incrementi maggiori di pressione si abbiano sugli stadi di AP su cui sono state effettuate le modifiche geometriche più estese. Tale soluzione può quindi essere effettivamente implementata a livello industriale visto che le modifiche alle giranti risultano essere un intervento i cui costi sono relativamente bassi in relazione ai vantaggi derivanti dalla sua attuazione.

Per quanto concerne il potenziamento che prevede la riprogettazione dell'IGV e l'incremento del numero di giri si può sottolineare come la soluzione con  $IGV_{Axial}$  non risulti attuabile per problemi di natura fluidodinamica. La soluzione con  $IGV_{\beta}$  invece rispetta i vincoli progettuali fornendo la pressione alla mandata richiesta. A livello fluidodinamico si ha un comportamento non ottimale in particolare in aspirazione al secondo stadio di alta pressione. Si sottolinea comunque il fatto che risultano necessarie delle modifiche alle altezze palari in uscita alle giranti di AP per evitare problemi all'imbocco dei diffusori. Considerando questi aspetti ed il fatto che l'IGV dovrebbe essere riprogettato anche dal punto di vista strutturale oltre che fluidodinamico questa soluzione pur essendo attuabile non risulta economicamente conveniente rispetto alla precedente.

Infine l'upgrading che prevede l'iniezione di acqua non risulta efficace dato che non garantisce la pressione alla mandata richiesta ed inoltre comporta la presenza di gocce di acqua all'imbocco della girante AP2. Tuttavia il know-how acquisito con il presente lavoro, che comunque conferma in parte i vantaggi ipotizzati in sede progettuale, può essere esteso a casi analoghi in cui la geometria del macchinario risulti tale da garantire tempi maggiori per gli scambi termici tra acqua iniettata e gas elaborati.

La prima soluzione di upgrading presentata nell'elaborato è stata accolta positivamente da Enel Green Power per modificare alcuni compressori del parco geotermico di Larderello. Tale intervento, che consiste nella sostituzione dei due rotor di alta e bassa pressione, delle relative parti statoriche e di un set di ingranaggi per ogni compressore considerato, si traduce in un guadagno in termini di disponibilità dell'impianto AMIS a valle dell'estrattore visto che a livello manutentivo e di gestione dei ricambi l'eliminazione della soffiante K1 produce una sensibile semplificazione a livello impiantistico oltre a ridurre l'impatto ambientale diminuendo il rischio di emissioni in atmosfera. Si sottolinea comunque che i vantaggi ottenuti ovviamente non si traducono in una maggiore produttività energetica poiché il mancato assorbimento da parte della soffiante si traduce in un incremento di potenza assorbita dal compressore per via della maggiore prevalenza che deve essere garantita da quest'ultimo.