



Ricerca di Sistema elettrico

## Analisi dei turbo-gruppi per un sistema di compressione a S-CO<sub>2</sub>

Ambra Giovannelli, Coriolano Salvini, Erika Maria Archilei, Giuseppe Messina

## DESIGN TERMO FLUIDODINAMICO DI SISTEMI DI POMPAGGIO A S-CO<sub>2</sub>

Ambra Giovannelli, Coriolano Salvini, Erika Maria Archilei (Università degli studi ROMA TRE)  
Giuseppe Messina (ENEA)

Settembre 2018

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2017

Area: Generazione di energia con basse emissioni di carbonio

Progetto: Polo Tecnologico del SULCIS: Tecnologie e Metodologie "Low Carbon"

Parte A1 – Tecnologie per impiantistica energetica "low carbon"

Obiettivo: A.2 – Cicli a CO<sub>2</sub> supercritica

Task 1: 'Design' termo-fluidodinamico e analisi tecnico economica di sistemi di pompaggio

Responsabile del Progetto: Franca Rita Picchia, ENEA

Responsabile del Contratto di ricerca con l'Università di Roma TRE : G. Messina

## Indice

NOMENCLATURA .....	4
SOMMARIO .....	5
1 TURBO-GRUPPO PER IL CICLO DI POTENZA .....	6
1.1 COMPRESSORE DI RICOMPRESSIONE (RC) .....	7
1.2 COMPRESSORE PRINCIPALE (MC) .....	23
1.3 ESPANSORE E1 .....	24
1.4 ESPANSORE DI POTENZA .....	28
2 TURBO-GRUPPO PER IL SISTEMA DI COMPRESSIONE .....	31
2.1 ESPANSORE E1 .....	31
2.2 ESPANSORE E2 .....	33
2.3 COMPRESSORE .....	35
3 CONCLUSIONI .....	37
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	38
APPENDICE A - CODICE DI CALCOLO PER OFF-DESIGN COMPRESSORE RC .....	39

## Nomenclatura

<b><i>b</i></b>	altezza della pala
<b><i>c</i></b>	velocità assoluta
<b><i>c<sub>p</sub></i></b>	calore specifico a pressione costante
<b><i>D</i></b>	diametro
<b><i>D<sub>s</sub></i></b>	diametro specifico
<b><i>g</i></b>	gioco disco-cassa e controdisco-cassa
<b><i>h</i></b>	entalpia statica
<b><math>\bar{h}</math></b>	entalpia di ristagno
<b><i>L<sub>b</sub></i></b>	lunghezza della linea media del canale
<b><i>Ma</i></b>	numero di Mach
<b><i>M<sub>t</sub></i></b>	momento torcente
<b><i>ṁ</i></b>	portata massica
<b><i>n</i></b>	numero di giri
<b><i>N<sub>s</sub></i></b>	numero di giri specifico
<b><i>P</i></b>	potenza
<b><i>PR</i></b>	rapporto di compressione
<b><i>p</i></b>	pressione statica
<b><math>\bar{p}</math></b>	pressione di ristagno
<b><i>Q</i></b>	portata volumetrica
<b><i>R</i></b>	grado di reazione
<b><i>Re</i></b>	numero di Reynolds
<b><i>s</i></b>	entropia specifica
<b><i>T</i></b>	temperatura statica
<b><math>\bar{T}</math></b>	temperatura di ristagno
<b><i>t</i></b>	spessore palare
<b><i>u</i></b>	velocità periferica
<b><i>w</i></b>	velocità relativa
<b><i>Z</i></b>	numero di pale, coefficiente di compressibilità
<b><math>\alpha</math></b>	angolo di efflusso assoluto
<b><math>\beta</math></b>	angolo di efflusso relativo
<b><math>\delta</math></b>	ingombro palare
<b><math>\eta</math></b>	rendimento
<b><math>\mu</math></b>	viscosità dinamica
<b><math>\rho</math></b>	densità
<b><math>\tau_{max}</math></b>	sforzo di taglio massimo ammissibile
<b><math>\varphi</math></b>	coefficiente di flusso
<b><math>\chi</math></b>	rapporto di forma
<b><math>\psi</math></b>	coefficiente di carico
<b><math>\omega</math></b>	velocità di rotazione dell'albero in

### ***pedici***

<b><i>s</i></b>	grandezze termodinamiche isoentropiche
<b><i>u</i></b>	componente tangenziale della velocità
<b><i>m</i></b>	componente meridiana della velocità

## Sommario

Nell'ambito delle attività connesse con la realizzazione dell'Accordo di Programma MiSE-ENEA PAR 2017, il gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi "Roma Tre", in collaborazione con il Dipartimento di Tecnologie Energetiche di ENEA CR Casaccia, ha focalizzato la propria attenzione sull'analisi del comportamento fuori progetto di due turbo-gruppi, uno dei quali finalizzato alla produzione di potenza elettrica, mentre il secondo al pompaggio della CO<sub>2</sub> in campo transcritico e supercritico.

Tali turbo-gruppi sono stati progettati durante la precedente annualità sulla base delle specifiche prodotte da ENEA e dei criteri di selezione delle configurazioni più appropriate e dei vincoli fluidodinamici e meccanici per ciascun componente (Rapporto PAR 2016).

A causa delle peculiari caratteristiche del fluido elaborato, non è stato possibile ricavare le curve prestazionali di tali turbomacchine utilizzando correlazioni di perdita mono e bi-dimensionali di tipo semi-empirico, ma si è dovuto procedere, per tutti i componenti, ad un'analisi 3D di dettaglio tramite metodi di fluidodinamica numerica (CFD) In particolare, è stato impiegato il software commerciale ANSYS-CFX v.18.2 in licenza *academic*. Ove necessario, i dimensionamenti preliminari presentati nel rapporto tecnico della precedente annualità sono stati modificati per migliorare la fluidodinamica interna di specifici componenti (modifiche di angoli costruttivi, delle sezioni meridiane, della geometria dei gomiti nelle giranti). In tal modo è stato possibile incrementare anche notevolmente le prestazioni attese. Infine, sono state fornite le curve caratteristiche adimensionali (mappe "full-dimensionless") dei singoli componenti e indicazioni del funzionamento dei gruppi nel loro complesso.

## 1 Turbo-gruppo per il ciclo di potenza

In base ai risultati delle due precedenti annualità, il turbo-gruppo è stato dimensionato per una potenza nominale di circa 15 MW, scalabile con una certa flessibilità per potenze inferiori e superiori. Presenta una configurazione a doppio albero come schematizzato in Figura 1. Su un albero, a numero di giri variabile, sono calettati il compressore principale (MC) e il compressore di ricomprensione (RC) mossi da un espansore E1. Il numero di giri nominale di tale albero è stato posto a 25000 rpm in base alle specificità dei due componenti critici (MC e RC), nonché dei principali vincoli meccanici (resistenza a torsione dell'albero). Connesso fluidodinamicamente con l'espansore E1 vi è un secondo espansore (E2) di bassa pressione, che funge da turbina di potenza in quanto connesso con il generatore elettrico. Tale configurazione consente di privilegiare la flessibilità operativa del turbo-gruppo, trovando un buon compromesso con l'esigenza di ottimizzare il dimensionamento dei singoli componenti per non deprimerne il rendimento. Nell'organizzazione dell'albero "free-standing" si è ritenuto opportuno porre esternamente il compressore MC ed internamente il compressore RC.

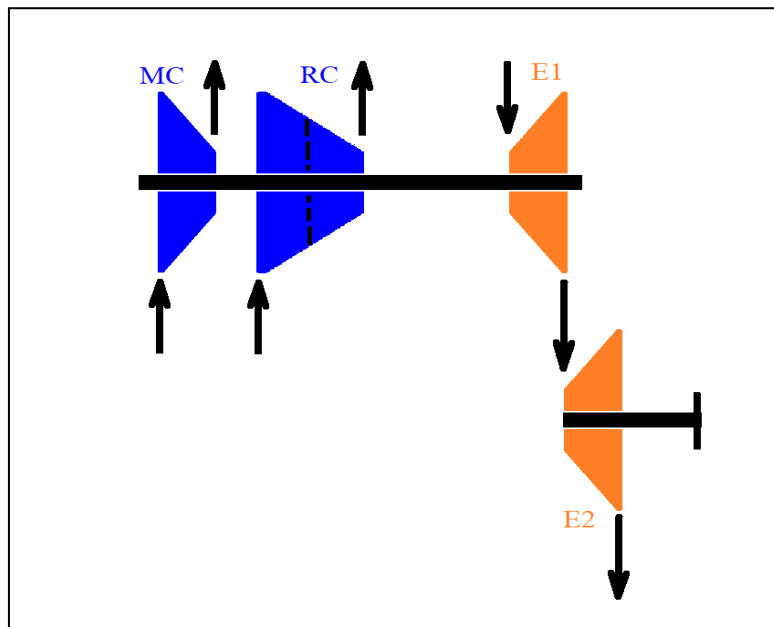


Figura 1 – Schema del turbo-gruppo di potenza

Le curve caratteristiche di ogni componente possono essere date in forma adimensionale secondo quanto riportato nella equazione 1:

$$\frac{p_{0out}}{p_{0in}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0in}} = f \left( \frac{m\sqrt{\gamma R T_{0in}}}{D^2 p_{0in}}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{0in}}}, Re, \gamma \right) \quad (1)$$

Rapporto di compressione (espansione per una turbina), rendimento e variazione di temperatura di ristagno adimensionalizzata (o potenza adimensionalizzata) possono essere considerate funzione di quattro gruppi adimensionali [Dixon, Walsh]:

1. Portata adimensionale

$$m_{cr} = \frac{m\sqrt{\gamma R T_{in}}}{D^2 \bar{p}_{in}}$$

2. Numero di giri adimensionale

$$n_{cr} = \frac{nD}{\sqrt{\gamma R T_{in}}}$$

3. Numero di Reynolds  $Re$

#### 4. Rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costante $\gamma$

dove temperatura ( $\bar{T}_{in}$ ) e pressione ( $\bar{p}_{in}$ ) di ristagno usualmente riferiscono alle condizioni in ingresso alla macchina. Si rammenta che solo due delle tre funzioni sono indipendenti e tipicamente le prestazioni vengono date tramite il rapporto di compressione (o espansione) e il rendimento mentre la potenza specifica viene valutata di conseguenza.

Le relazioni in equazione 1 sono state ricavate per gas perfetti e vengono, generalmente, semplificate omettendo la dipendenza da  $\gamma$  e R noto il fluido e da Re poiché tipicamente il regime è turbolento. Inoltre, nota la macchina, si omette anche la lunghezza di riferimento D. In tal modo le curve caratteristiche vengono fornite in base a due sole grandezze dette "corrette".

Nella maggior parte dei casi la trattazione viene estesa anche a fluidi reali prendendo in considerazione la velocità del suono  $a$  al posto del termine  $\sqrt{\gamma RT_{oin}}$ .

Nel presente rapporto le curve caratteristiche sono fornite in forma adimensionale, valutando le proprietà del fluido e i diametri di riferimento per la sezione di ingresso di ogni componente

$$\frac{p_{oout}}{p_{oin}}, \eta = f\left(\frac{m\sqrt{RT_{oin}}}{D^2 p_{oin}}, \frac{ND}{a}\right) \quad (2)$$

### 1.1 Compressore di ricompressione (RC)

Il compressore di ricompressione presenta due stadi centrifughi. Il primo stadio è fornito di uno statore palettato e di un canale di ritorno, mentre il secondo stadio è fornito solo di un diffusore liscio prima della voluta di raccolta.

Inizialmente, per la valutazione preliminare delle prestazioni del compressore è stato messo a punto un programma di calcolo in linguaggio FORTRAN 90 basato sulle correlazioni semi-empiriche monodimensionali e bi-dimensionali tipiche per la valutazione delle prestazioni di compressori centrifughi industriali. In particolare, si è fatto riferimento al codice di calcolo delle prestazioni CCMD ("Centrifugal Compressor Meanline Design") [Sanghera, 2013]. Tale codice è stato opportunamente modificato per gli scopi del presente lavoro. In particolare, è stata modificata la procedura iterativa per il calcolo delle grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla girante, in modo da poter effettuare anche la fase di analisi delle prestazioni in condizioni diverse da quelle note (condizioni nominali) ed è stata riscritta la parte di codice per il calcolo delle grandezze cinematiche e termodinamiche relative agli elementi statorici.

#### a) Girante

Le condizioni note all'ingresso della girante sono la temperatura di ristagno  $\bar{T}_{in}$ , la pressione di ristagno  $\bar{p}_{in}$  e le grandezze geometriche. Dalle due grandezze termodinamiche note si ricavano tramite REFPROP le restanti grandezze.

Dalla portata massica, è possibile quindi determinare la velocità meridiana del flusso tramite l'equazione di conservazione della portata, essendo note le grandezze geometriche. Non conoscendo il valore della densità statica occorre implementare una procedura iterativa, utilizzando come valore di primo tentativo la densità di ristagno  $\bar{\rho}_1^*$ . Il ciclo iterativo esegue le seguenti operazioni fino a convergenza:

- Dall' equazione di conservazione della portata massica e con  $\rho_1^*$  ipotizzato si ricava  $c_{1m}^*$  e quindi  $c_1$ , assumendo sempre  $\alpha_1 = 0^\circ$ .
- Si calcola l'entalpia statica  $h_1$  essendo noti da  $c_1$  e  $\bar{h}_1$ .
- Nota l'entalpia statica  $h_1$  e l'entropia  $s_1$  si determina il nuovo valore di  $\rho_1$  e il corrispondente nuovo valore di  $c_{1m}$ .
- Si determinano le restanti grandezze termodinamiche statiche.
- Si confronta  $c_{1m}^*$  con  $c_{1m}$  fino ad ottenere uno scarto tra i due valori ritenuto accettabile.

Ricavata  $c_1$  reale è possibile quindi risalire al triangolo di velocità essendo nota anche  $u_1$ . La stessa procedura iterativa è ripetuta anche per il calcolo delle grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla sezione di gola della girante, nota e costante poiché dipendente dall'angolo costruttivo  $\beta_{1c}$ . Si ipotizza infatti che, indipendentemente dall'angolo d'efflusso relativo  $\beta_1$  con il quale il fluido si presenta in ingresso alla girante (ovvero indipendentemente dall'angolo d'incidenza), le pale rotoriche siano in grado di riportare il fluido nella direzione corrispondente all'angolo costruttivo d'ingresso. Nel computo delle perdite fluidodinamiche vengono quindi conteggiate le perdite per incidenza, dovute alla differenza iniziale tra angolo d'efflusso relativo  $\beta_1$  e angolo costruttivo  $\beta_{1c}$ , ma si tiene conto del cambio di direzione del vettore velocità in una sezione subito a valle della sezione d'ingresso ricalcolando per tale sezione le corrispondenti grandezze cinematiche e termodinamiche. Tali grandezze risulteranno uguali alle precedenti solo in condizioni nominali.

Per determinare le grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla sezione d'uscita della girante viene inizialmente stimato un rapporto tra le pressioni di ristagno tra ingresso e uscita dalla girante  $PR^*$  e un rendimento interno della girante  $\eta_{iG}^*$ .

Quindi, in base a tali valori, si ricava la pressione di ristagno di primo tentativo  $\bar{p}_2^*$ , l'entalpia di ristagno nel caso di trasformazione isoentropica  $\bar{h}_{2s}^*$  (tramite la coppia di grandezze termodinamiche  $(\bar{p}_2^*; s_1)$ ) ed infine l'entalpia di ristagno  $\bar{h}_2^*$  essendo:

$$\eta_{iG}^* = \frac{\bar{h}_2^* - \bar{h}_1}{\bar{h}_{2s}^* - \bar{h}_1}$$

Occorre a questo punto implementare una procedura iterativa, utilizzando come valore d'ingresso  $\bar{h}_2^*$  e procedendo con le seguenti operazioni fino a convergenza:

- Note  $\bar{p}_2^*$  e  $\bar{h}_2^*$  si ricavano le restanti grandezze termodinamiche di ristagno.
- Nota la portata massica ed utilizzando come valore di primo tentativo  $\bar{\rho}_2^*$ , si ricava la componente meridiana della velocità  $c_{2m}$ .
- Si ipotizza che, anche in condizioni diverse da quelle nominali, ovvero anche per un angolo d'incidenza diverso da  $0^\circ$ , le pale rotoriche riescano comunque a guidare correttamente il fluido, in modo tale che l'angolo d'efflusso in uscita dalla girante  $\beta_2$  si discosti dall'angolo costruttivo  $\beta_{2c}$  solo a causa del difetto di deviazione, di cui si può però tenere conto essendo noto in questa fase il valore dello "slip factor"  $\sigma$ . In base a tale ipotesi si ricava quindi l'angolo  $\beta_2$  e la componente tangenziale della velocità assoluta  $c_{2u}$ :

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cotg(\beta_2)$$

- Nota quindi  $c_2$ , si ricava l'entalpia statica  $h_2$  e le restanti grandezze termodinamiche statiche tra cui, in particolare, la densità statica  $\rho_2$ , in base alla quale è possibile ricalcolare il valore di  $c_{2m}$ .
- Nota inoltre  $c_{2u}$  è possibile anche calcolare  $\bar{h}_2$ , essendo per definizione del lavoro di Eulero:

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = u_2 c_{2u}$$

- Si calcolano le perdite interne attraverso la girante  $\overline{\Delta h}_{iG}$ , utilizzando le stesse correlazioni di perdita viste in fase di dimensionamento.
- Si ricalcola l'entalpia di ristagno in caso di trasformazione isoentropica essendo:

$$\bar{h}_{2s} = \bar{h}_2 - \overline{\Delta h}_{iG}$$

- Si ricalcola il rendimento interno della girante  $\eta_{iG}^*$ .



- Si ricalcola la pressione di ristagno  $\bar{p}_2$  utilizzando la nuova coppia di grandezze termodinamiche  $(\bar{h}_{2s}; s_1)$ .

Il valore di  $\bar{h}_2$  ricavato si confronta con il valore di  $\bar{h}_2^*$  fino ad ottenere uno scarto tra i due valori ritenuto accettabile. Alla fine della procedura iterativa risultano quindi note le grandezze termodinamiche di ristagno e statiche e il triangolo di velocità per la sezione d' uscita della girante.

#### b) Diffusore palettato

Le grandezze termodinamiche di ristagno in ingresso al diffusore palettato coincidono con quelle in uscita dalla girante, poiché si ipotizza che nel diffusore liscio non vi siano perdite, se non quelle di miscelamento già computate tra le perdite interne nella girante.

Dalla portata massica, è possibile determinare la velocità meridiana del flusso tramite l' equazione di conservazione della portata massica, essendo nota la sezione d' ingresso del diffusore palettato. Non conoscendo a priori la densità statica occorre implementare una procedura iterativa, utilizzando come valore di primo tentativo la densità di ristagno  $\bar{\rho}_3^*$ . Il ciclo iterativo esegue le seguenti operazioni fino a convergenza:

- Dall' equazione di conservazione della portata massica e con  $\rho_3^*$  ipotizzato si ricava  $c_{3m}^*$ .
- Dalla legge del vortice libero si ricava  $c_{3u}$  essendo:

$$c_{3u} = c_{2u} \frac{D_2}{D_3}$$

- Si calcola l'entalpia statica  $h_3$ , noti  $c_3$  e  $\bar{h}_3$ .
- Nota l'entalpia statica  $h_3$  e l'entropia  $s_3$  si determina il nuovo valore di  $\rho_3$  e il corrispondente nuovo valore di  $c_{3m}$ .
- Si determinano le restanti grandezze termodinamiche statiche.

Si confronta  $c_{3m}^*$  con  $c_{3m}$  fino ad ottenere uno scarto tra i due valori ritenuto accettabile.

La stessa procedura iterativa è ripetuta anche per il calcolo delle grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla sezione di gola del diffusore palettato, nota e costante poiché dipendente dall' angolo costruttivo  $\alpha_{3c}$ . Si ipotizza anche in questo caso che, indipendentemente dall' angolo d' efflusso  $\alpha_3$  con il quale il fluido si presenta in ingresso al diffusore palettato (ovvero indipendentemente dall' angolo d' incidenza), le pale statoriche siano in grado di riportare il fluido nella direzione corrispondente all' angolo costruttivo. Si tiene quindi conto del cambio di direzione del vettore velocità in una sezione subito a valle della sezione d' ingresso ricalcolando per tale sezione le grandezze cinematiche e termodinamiche, che risulteranno uguali alle precedenti solo in condizioni nominali.

Per determinare le grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla sezione d' uscita del diffusore palettato viene inizialmente stimato un rapporto tra le pressioni statiche di ingresso e uscita  $PR_D^*$  e un rendimento interno  $\eta_{iD}^*$  del diffusore palettato.

Quindi, in base a tali valori, si ricava la pressione statica di primo tentativo  $p_4^*$ , l' entalpia statica nel caso di trasformazione isoentropica  $h_{4s}^*$  (tramite la coppia di grandezze termodinamiche  $(p_4^*; s_3)$  ) ed infine l'entalpia statica  $h_4^*$  essendo:

$$\eta_{iD}^* = \frac{h_{4s}^* - h_3}{h_4^* - h_3}$$

Occorre a questo punto implementare una procedura iterativa, utilizzando come valore d' ingresso  $h_4^*$  e procedendo con le seguenti operazioni fino a convergenza:

- Note  $p_4$  e  $h_4$  si possono ricavare le restanti grandezze termodinamiche statiche e in particolare  $\rho_4$ .
- Nota la portata massica si ricava la componente meridiana della velocità  $c_{4m}$ .
- Si ipotizza che anche in condizioni diverse da quelle nominali, ovvero anche per un angolo d' incidenza diverso da  $0^\circ$  in ingresso al diffusore, le pale riescano comunque a guidare correttamente il fluido, in

modo che l'angolo d'efflusso in uscita dal diffusore coincida con l'angolo costruttivo (si tiene comunque conto dell'angolo d'incidenza diverso da  $0^\circ$  nel computo delle perdite tramite la voce "perdite per incidenza").

In base a tale ipotesi si ricava la componente tangenziale della velocità assoluta  $c_{4u}$ :

$$c_{4u} = c_{4m} \cot g(\alpha_4)$$

- Nota  $c_4$ , si ricalcola l'entalpia statica  $h_4$  e le restanti grandezze termodinamiche statiche.
- Si calcolano le perdite interne attraverso il diffusore palettato  $\Delta h_{iD}$ , utilizzando le stesse correlazioni di perdita viste in fase di dimensionamento.
- Si ricalcola l'entalpia statica in caso di trasformazione isoentropica essendo:

$$h_{4s} = h_4 - \Delta h_{iD}$$

- Si ricalcola il rendimento interno del diffusore  $\eta_{iD}$ .
- Si ricalcola la pressione statica  $p_4$ , utilizzando la nuova coppia di grandezze termodinamiche ( $h_{4s}; s_3$ ). Il valore di  $h_4$  ricavato si confronta con il valore di  $h_4^*$  fino a che lo scarto tra i due valori è ritenuto accettabile. Alla fin della procedura iterativa risultano quindi note le grandezze termodinamiche di ristagno e statiche e il triangolo di velocità relative alla sezione d' uscita del diffusore palettato.

#### c) Canale di ritorno (stadio intermedio)

Le grandezze termodinamiche statiche e di ristagno e le grandezze cinematiche relative alla sezione d' ingresso del canale di ritorno coincidono con le corrispondenti grandezze relative alla sezione d' uscita del diffusore palettato.

Per determinare le grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla sezione d' uscita del canale di ritorno viene utilizzata la stessa procedura descritta per il diffusore palettato, partendo da una stima iniziale del rapporto tra le pressioni statiche  $PR_C^*$  e del rendimento interno  $\eta_{iC}^*$  del canale di ritorno.

#### c) Voluta di raccolta (stadio finale)

Le grandezze termodinamiche statiche e di ristagno e le grandezze cinematiche relative alla sezione d' ingresso della voluta di raccolta coincidono con le corrispondenti grandezze relative alla sezione d' uscita del diffusore palettato.

Per determinare le grandezze cinematiche e termodinamiche relative alla sezione d' uscita della voluta di raccolta viene utilizzata la stessa procedura descritta per il diffusore palettato, partendo da una stima iniziale del rapporto tra le pressioni statiche  $PR_V^*$  e del rendimento interno  $\eta_{iV}^*$  della voluta di raccolta. L' unica differenza riguarda in questo caso le relazioni per determinare le componenti della velocità essendo  $c_{6m} = 0$  m/s e  $c_{6u} = c_6$ , con  $c_6$  ricavabile dall' equazione di conservazione della portata massica.

#### Curve caratteristiche del compressore

Una volta ricavate le grandezze termodinamiche e cinematiche nelle sezioni notevoli dei due stadi è possibile ricavare le informazioni sulle prestazioni del compressore per ogni coppia di valori (mcr; ncr). In particolare, viene ricavato il rapporto di compressione complessivo ingresso-uscita della macchina tra le pressioni di ristagno PR, il rendimento totale del compressore  $\eta_{tot}$  e la potenza richiesta dal compressore P secondo le seguenti espressioni:

$$PR = PR^I \times PR^{II}$$

$$\eta_{tot} = \frac{m(\Delta\bar{h}_{is}^I + \Delta\bar{h}_{is}^{II})}{\frac{m}{\eta_v^I}(\Delta\bar{h}^I + \Delta\bar{h}_o^I) + \frac{m}{\eta_v^{II}}(\Delta\bar{h}^{II} + \Delta\bar{h}_o^{II})}$$

$$P = \frac{m(\Delta\bar{h}_{is}^I + \Delta\bar{h}_{is}^{II})}{\eta_{tot}}$$

In base ad essi si possono quindi costruire le mappe prestazionali del compressore, che vengono di seguito riportate.

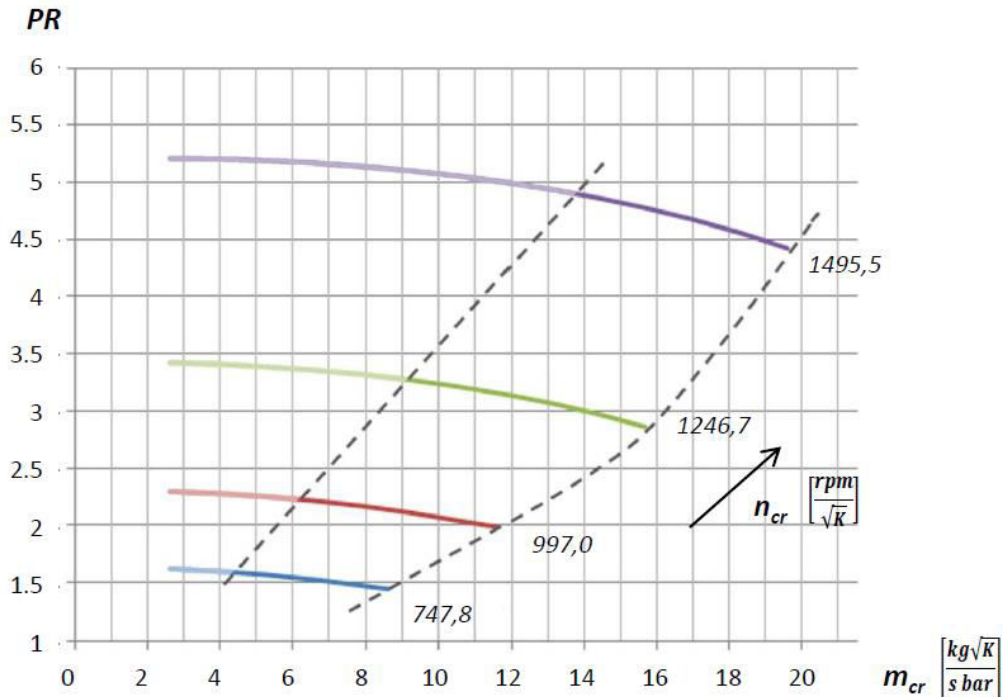


Figura 2 - Mappa prestazionale del compressore centrifugo bistadio (PR ;  $m_{cr}$  ;  $n_{cr}$ ).

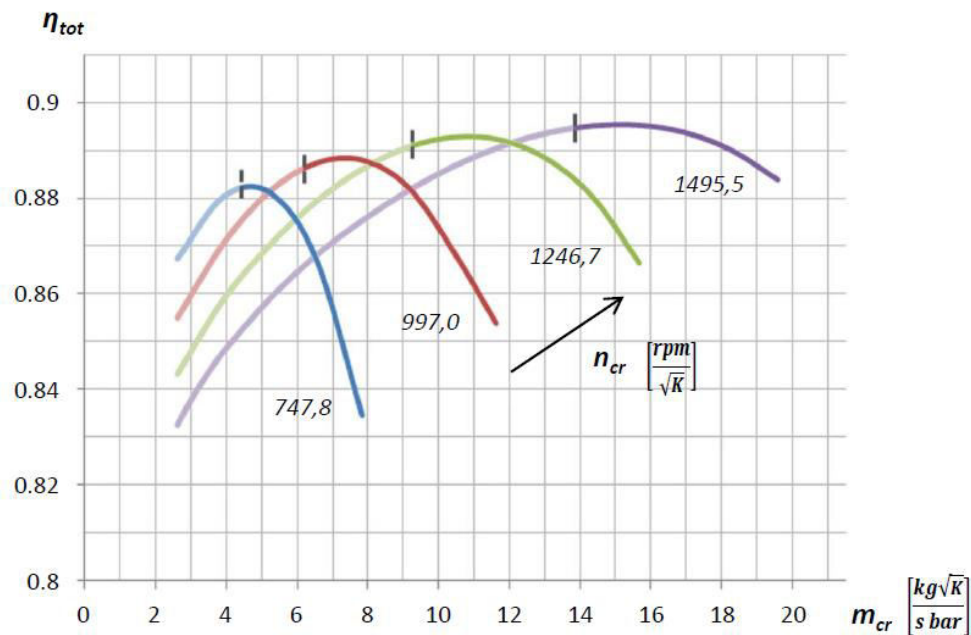


Figura 3 - Mappa prestazionale del compressore centrifugo bistadio ( $\eta_{tot}$  ;  $m_{cr}$  ;  $n_{cr}$ ).

Le perdite fluidodinamiche tipicamente sono proporzionali alla velocità del fluido all'interno dei condotti della macchina e quindi aumentano all'aumentare della portata massica. Questo comportamento è, in effetti, confermato dall'andamento che si è potuto osservare per le perdite per attrito (skin friction losses) e per le perdite per miscelamento (mixing losses). Un comportamento opposto esibiscono le perdite dovute alla crescita dello strato limite (aerodynamic loading losses) che sono invece proporzionali al lavoro di Eulero e che quindi crescono al diminuire della portata. Infine le perdite per incidenza (incidence losses) ovviamente risultano per quanto detto nulle in corrispondenza della portata nominale ed aumentano tanto più quanto ci si allontana da essa sia in difetto che in eccesso. La variazione delle perdite fluidodinamiche al variare della portata massica giustifica, oltre alla forma leggermente concava delle curve caratteristiche sul piano (PR; mcr) (rispetto all'andamento teorico linearmente decrescente precedentemente descritto), anche l'andamento delle curve caratteristiche sul piano ( $\eta_{tot}$ ; mcr). Tali curve presentano un rendimento massimo in prossimità del punto ad incidenza nulla.

I limiti di stallo portante e deportante sono stati valutati in accordo a quanto riportato da Monje, 2014.

Tuttavia, le curve caratteristiche ricavate con l'analisi alla linea media non hanno riportato valori in buon accordo con i risultati ottenuti tramite l'analisi CFD tridimensionale dei singoli componenti del compressore RC. La geometria iniziale, una volta analizzata nel dettaglio, ha messo in evidenza prestazioni di molto inferiori rispetto alle attese, sia per le condizioni nominali che per l'off-design. Pertanto, si è ritenuto di dover modificare la geometria iniziale delle giranti del primo e del secondo stadio, l'ingresso dello statore palettato del primo stadio e ricavare le curve caratteristiche direttamente tramite metodi CFD. Lo stesso è stato effettuato anche per tutti gli altri componenti del turbo-gruppo di potenza, nonché per il secondo gruppo per la compressione della CO<sub>2</sub>.

### **Primo stadio RC**

Partendo dalla geometria di riferimento riportata in tabella 1, sono state effettuate progressivamente modifiche relative alle pale e alla sezione meridiana della girante. Il rapporto di compressione di riferimento per le condizioni nominali è pari a 1.83.

**Tabella 1 Geometria iniziale**

Diametri			Angoli costruttivi			
			Pala		Splitter	
	Ingresso	Uscita	Bordo d'attacco	Bordo d'uscita	Bordo d'attacco	Bordo d'uscita
Mozzo	85 mm	200 mm	26°	25°	35°	25°
Apice	143 mm		17°		24°	

Le simulazioni CFD condotte su tale geometria hanno messo in evidenza per le condizioni nominali di 50 kg/s e 25000 rpm:

$$\beta=1.41$$

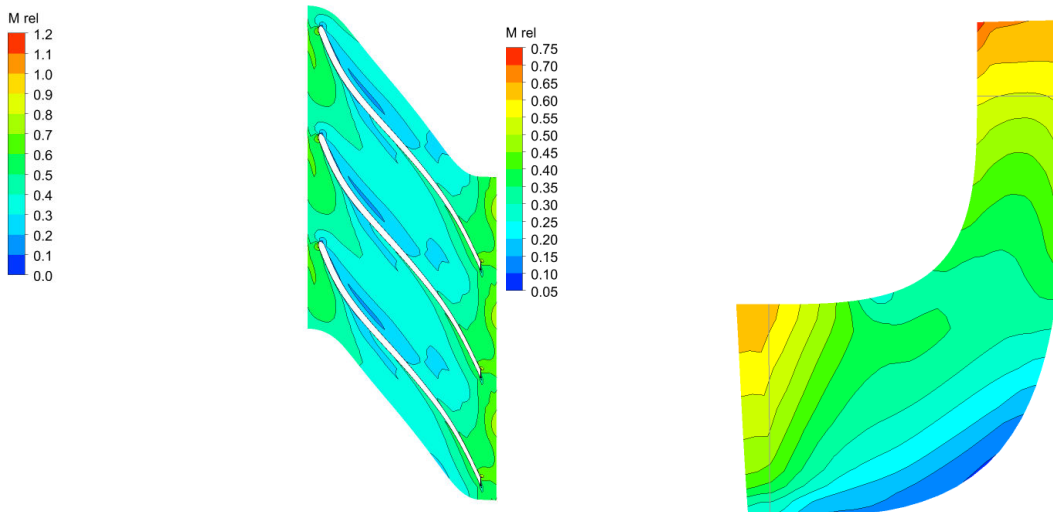
$$\eta=87.31\%$$

$$\text{Potenza assorbita}= 1439 \text{ kW.}$$

La geometria di partenza è costituita da 5 pale e 5 splitter. Le prime modifiche effettuate riguardano gli splitter che sono stati modificati in pale complete per indirizzare ulteriormente il flusso in ingresso.

Si sono svolte numerose simulazioni variando lo svergolamento palare all'occhio di ingresso palare per ridurre le perdite di imbocco.

In figura 4 sono riportati gli andamenti del numero di Mach relativo per il piano interpalare alla linea media e sulla sezione meridiana della girante una volta effettuate le modifiche suddette. L'analisi è stata effettuata per le condizioni di progetto. Come si può notare in Figura 4 sono ancora presenti stalli di notevole entità soprattutto sull'intradosso palare e nella zona di mozzo. Le prestazioni globali ottenute sono paragonabili a quelle della geometria di partenza (rapporto di compressione 1.42 e rendimento 84,6%). Pertanto, si è deciso di apportare ulteriori modifiche alla forma dei condotti della girante).



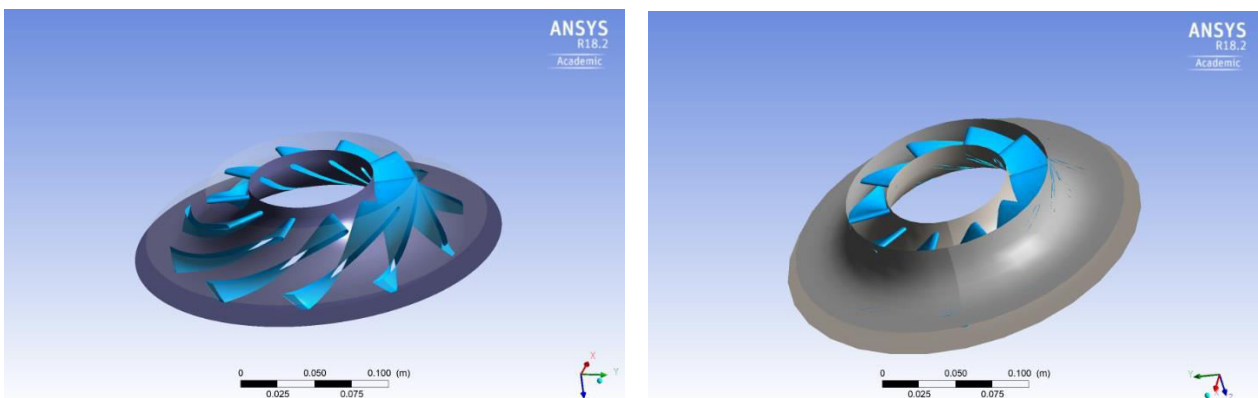
**Figura 4** Andamenti del numero di Mach, a metà altezza palare e sezione meridiana.

In base ai risultati ottenuti, è stato corretto l'angolo costruttivo in uscita dalla girante per tener conto della irrotazionalità del fluido all'interno dei canali. Tale fenomeno era stato precedentemente preso in considerazione utilizzando le correlazioni semi-empiriche relative allo "slip factor" presenti in letteratura per la valutazione dell'angolo costruttivo in uscita girante partendo dall'angolo di efflusso richiesto. Tuttavia, tramite l'analisi CFD è stata evidenziata la necessità di una correzione diversa rispetto a quella attesa. In particolare, l'angolo costruttivo in uscita è stato posto pari a 56°.

Inoltre, si è provveduto a modificare la forma della sezione meridiana della girante (in particolare la zona di mozzo) per ridurre la il fenomeno di stallo nella zona del gomito.

In figura 5 è riportato il rendering della geometria modificata, mentre in figura 6 è raffigurato l'andamento del numero di Mach su una sezione meridiana. Si può notare come le modifiche attuate abbiano migliorato l'andamento del flusso lungo il condotto.

Per tale configurazione il rapporto di compressione raggiunge il valore di 1.77 in linea con quanto atteso in base alle specifiche di progetto e il rendimento risulta essere del 95.11%.



**Figura 5** Girante definitiva del primo stadio del compressore RC

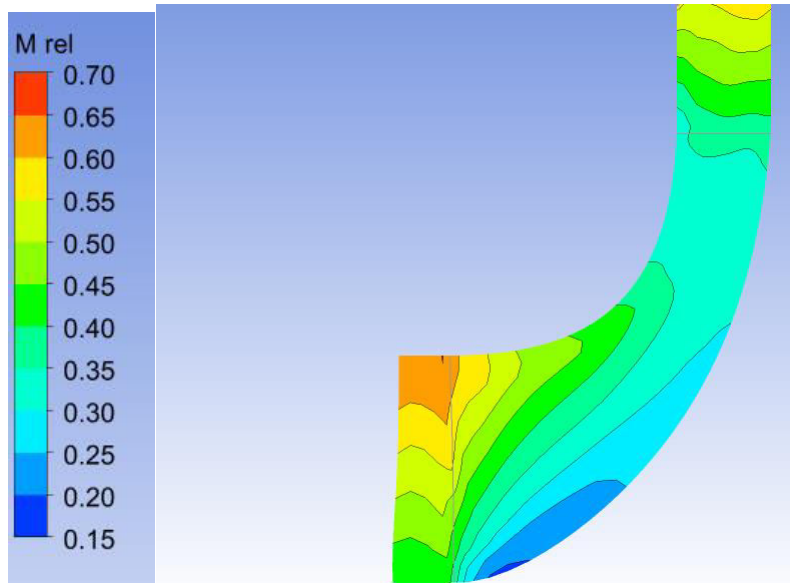


Figura 6 Andamento del numero di Mach della geometria definitiva prima girante compressore RC

L'analisi fluidodinamica effettuata tramite ANSYS-CFX R18.2 è stata condotta sfruttando la simmetria della girante. I modelli utilizzati sono i seguenti:

- "Frozen Rotor" per l'interfaccia zona rotorica e parti fisse;
- Shear Stress Transport (SST) per la turbolenza;
- Redlich-Kwong per le proprietà del fluido reale.

Preliminarmente è stata effettuata una valutazione di indipendenza dei risultati dalla griglia di calcolo. Di seguito si riportano le curve caratteristiche adimensionali ottenute:

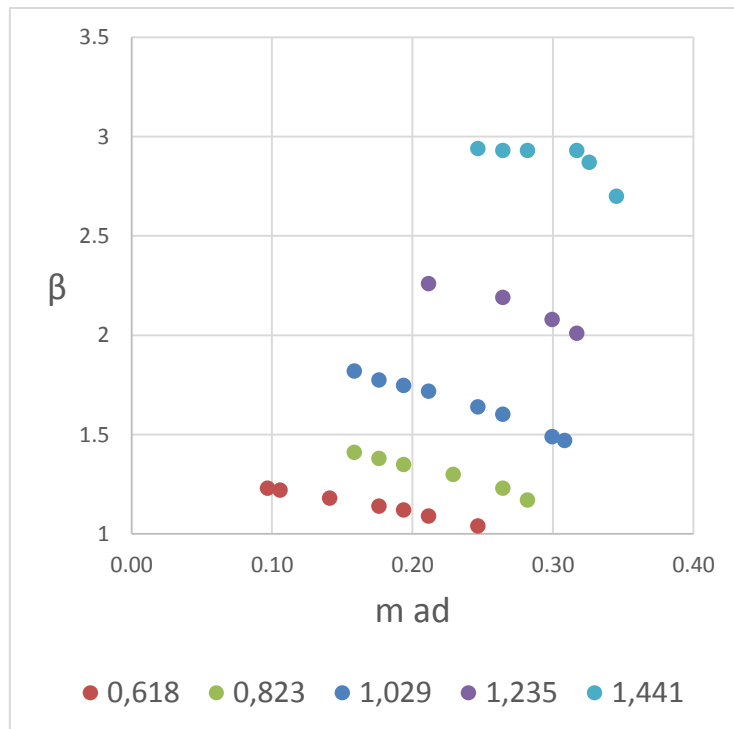


Figura 7 Andamento del rapporto di compressione in funzione della portata massica adimensionale e della velocità adimensionale

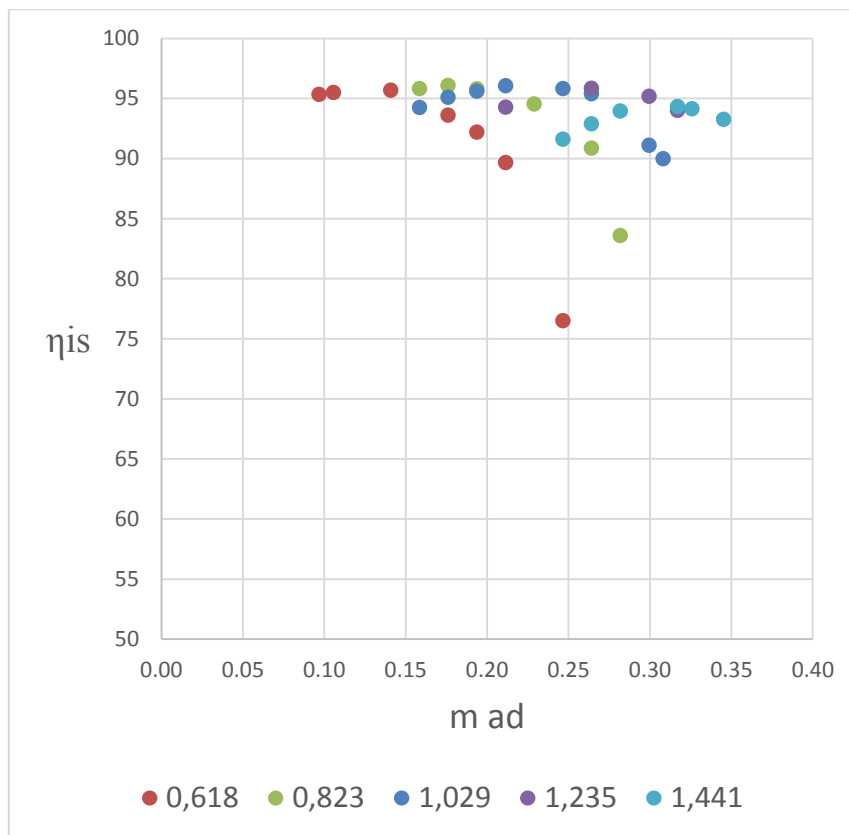


Figura 8 Andamento del rendimento della girante in funzione del rapporto di compressione e del numero di giri

Sulla base della nuova geometria della girante, è stato riprogettato anche lo statore palettato. In figura 9 e 10 è riportata la configurazione definitiva di girante-statore palettato. Per il primo stadio bisogna, poi, considerare gomito e canale di ritorno palettati per il corretto re-indirizzamento della corrente fluida al secondo stadio.

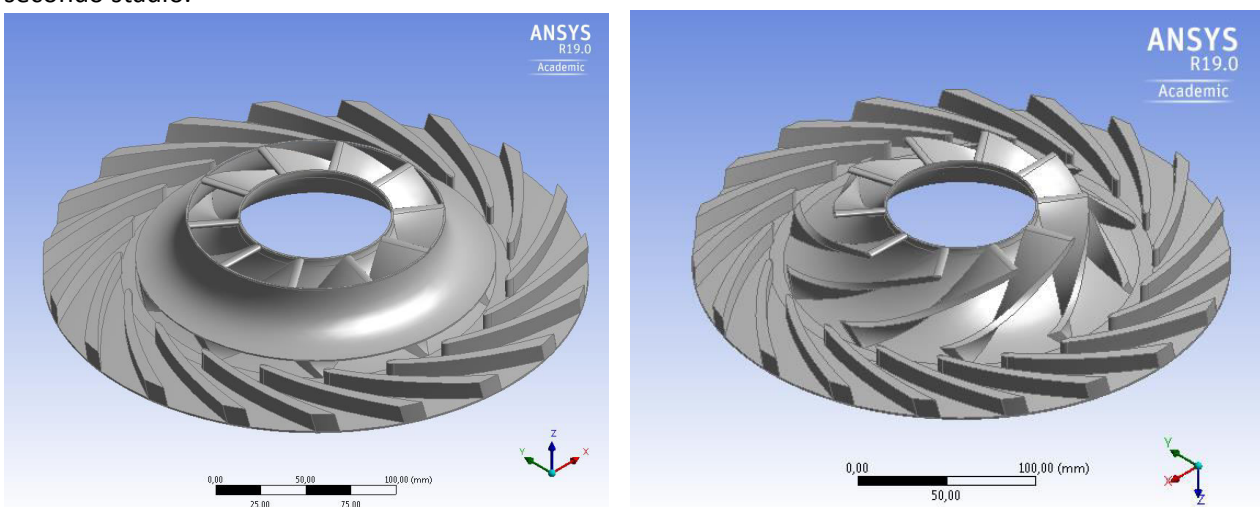
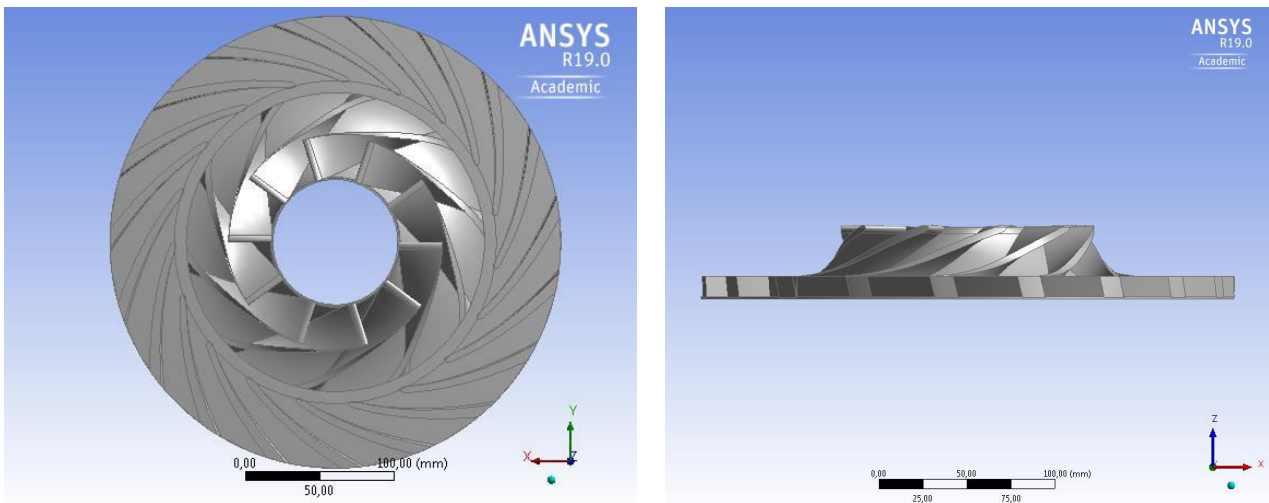


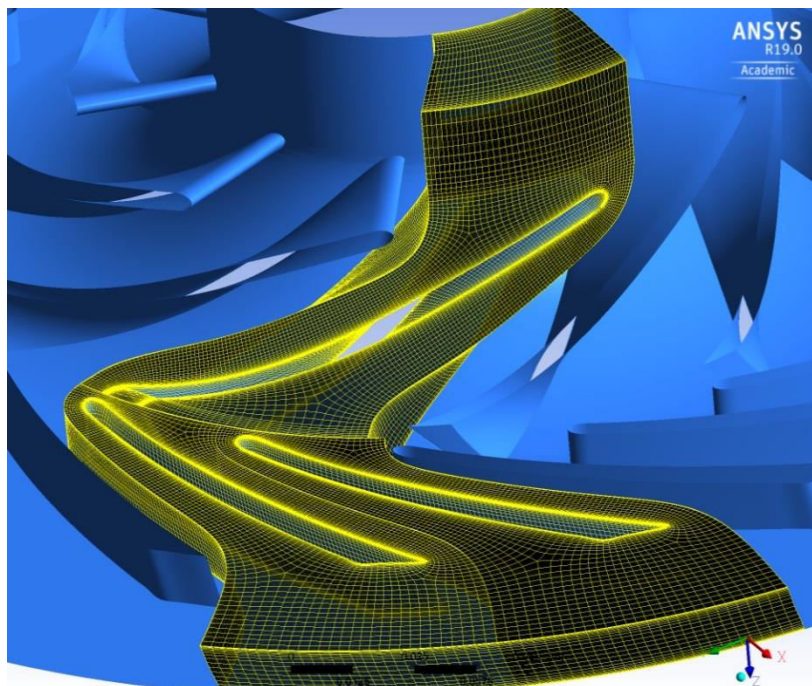
Figura 9 Vista isometrica con e senza controdisco





**Figura 10 Vista dall'alto e meridiana del primo stadio compressore RC**

Per selezionare il dominio di calcolo è stata sfruttata la simmetria radiale della macchina e, pertanto sono stati considerati due canali statorici ed un canale rotorico. In Figura 11 è riportato il dettaglio della griglia utilizzata.



**Figura 11 Dettaglio della mesh utilizzata**

Nelle condizioni nominali di funzionamento lo stadio mostra un rapporto di compressione pari a 1.75 e un rendimento del 93.4%

A titolo di esempio, nelle figure 12-15 sono riportati alcuni risultati ottenuti per le condizioni di progetto.



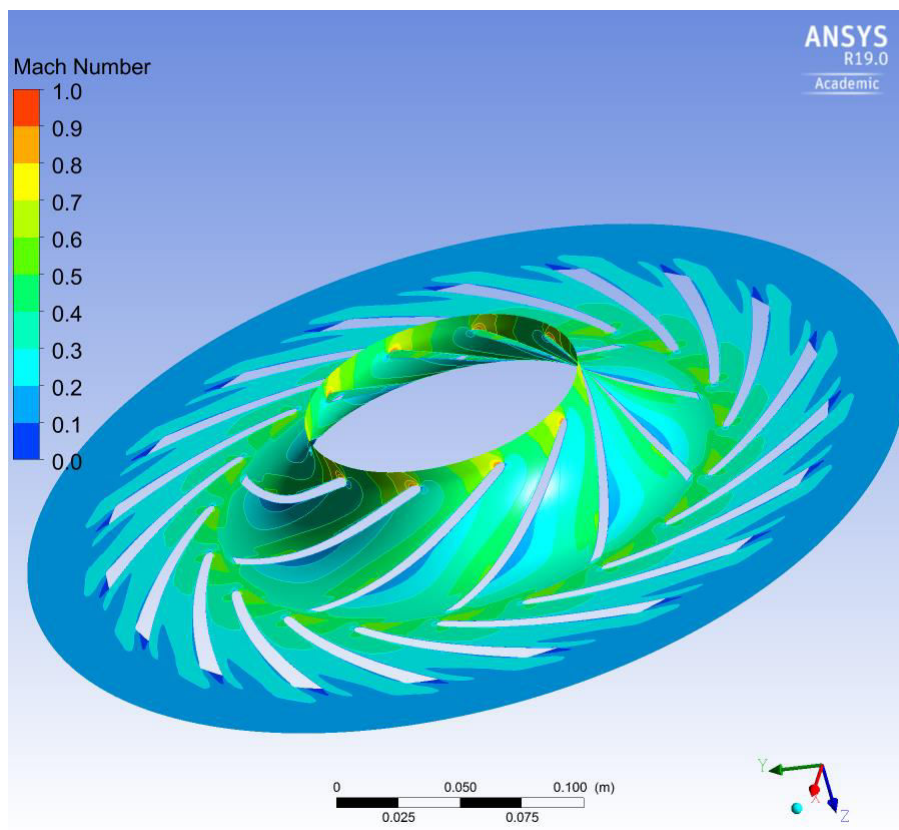


Figura 12 Numero di Mach – linea media

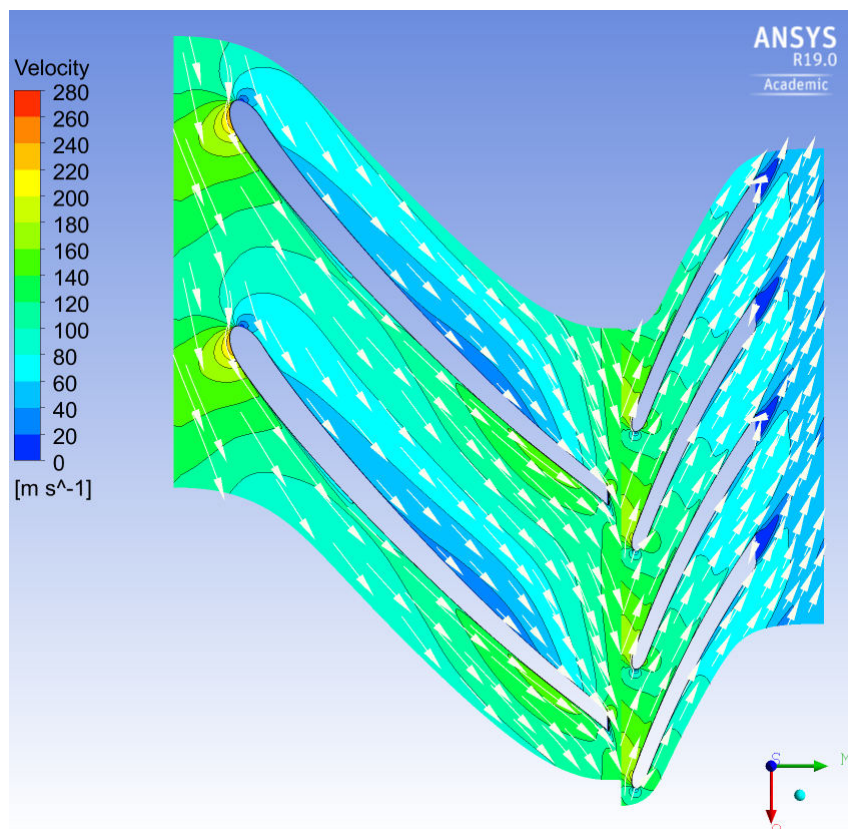


Figura 13 Velocità piano interpolare 20%

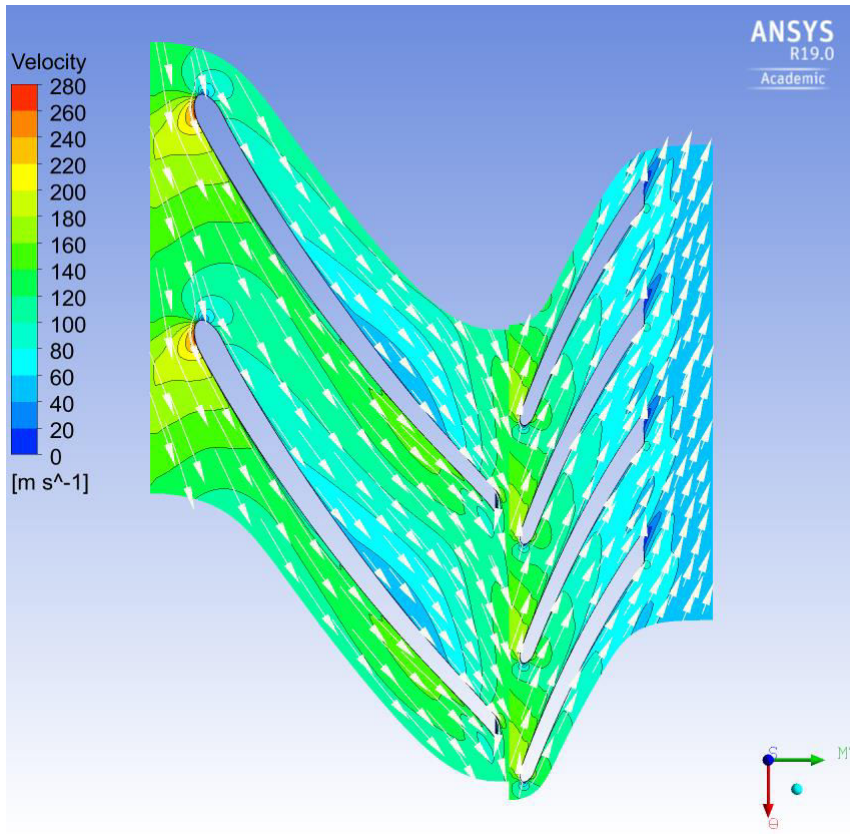


Figura 14 Velocità piano interpolare 50%

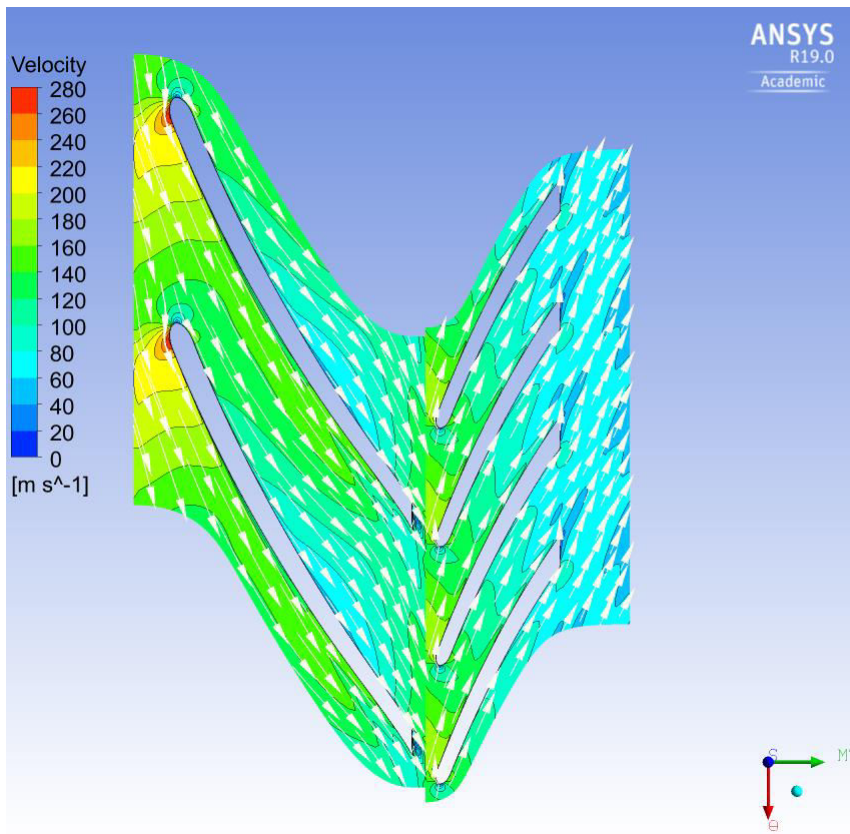


Figura 15 Velocità piano interpolare 80%

Di seguito sono riportate le curve caratteristiche del primo stadio del compressore RC, ricavate al variare della portata massica e del numero di giri (figure 16,17).

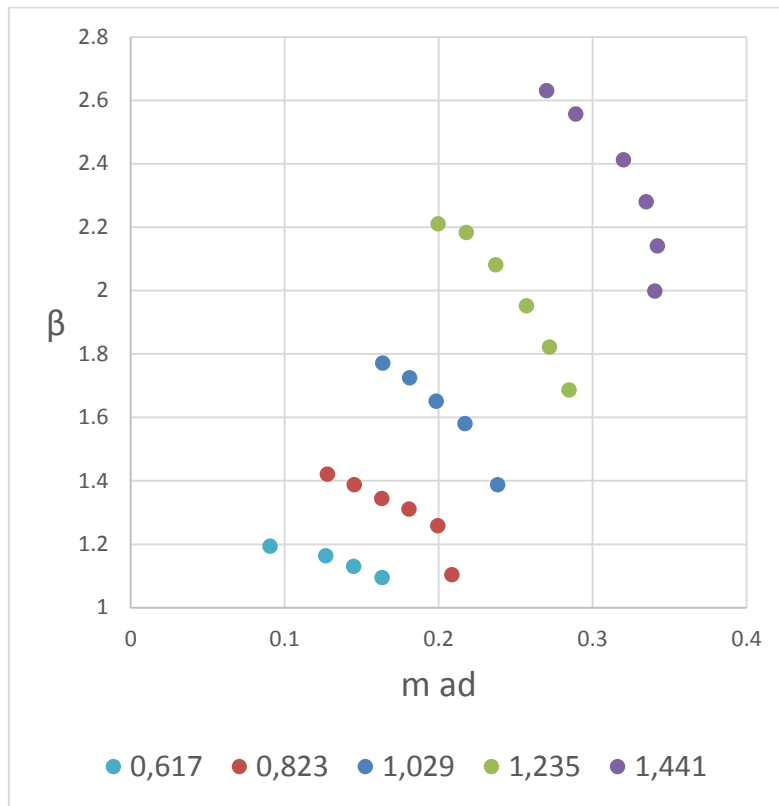


Figura 16 Rapporto di compressione al variare di portata e velocità adimensionali

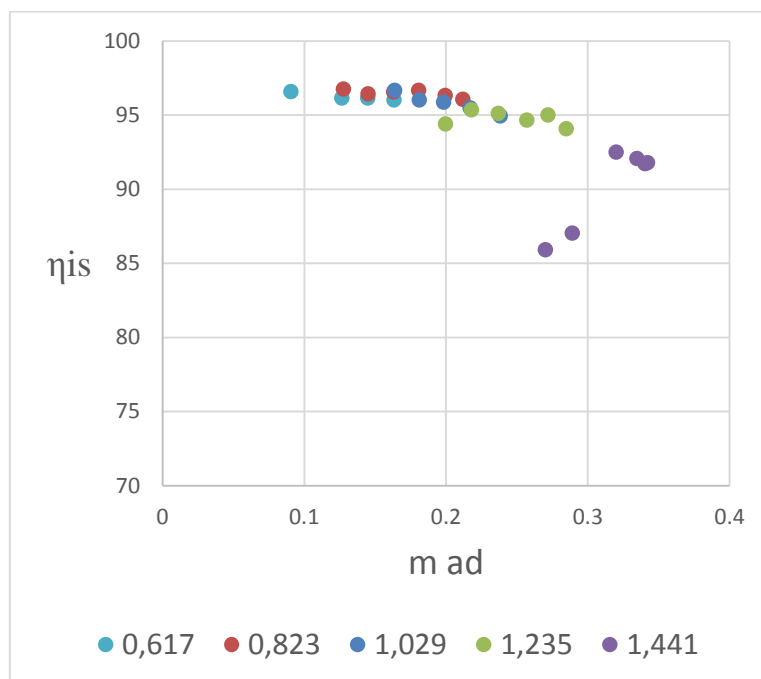
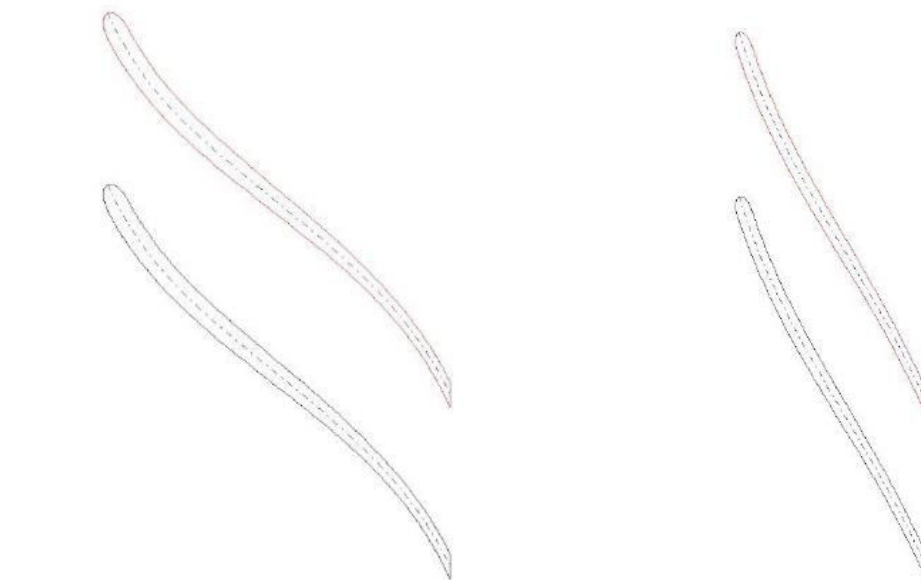


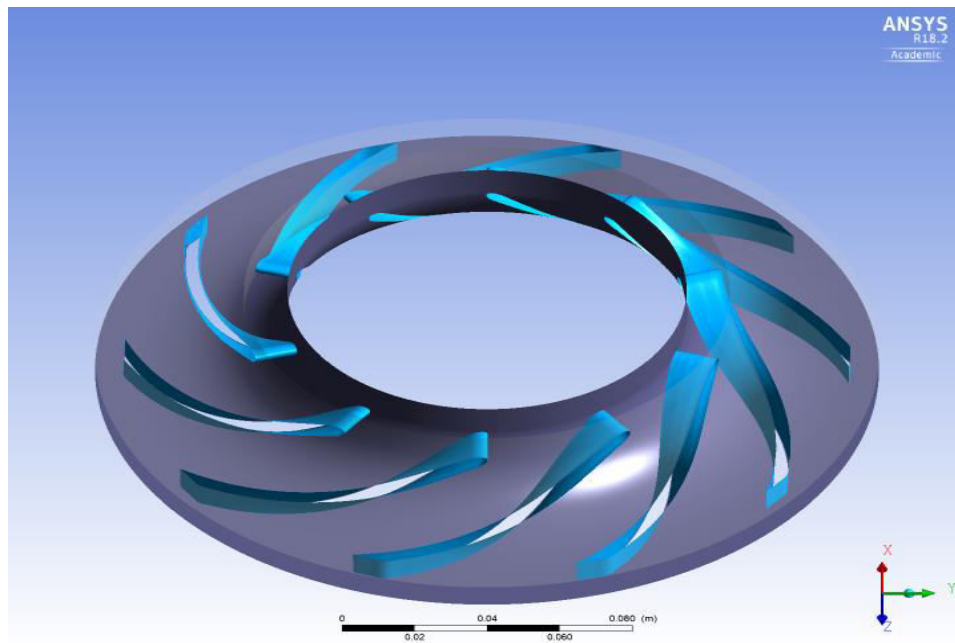
Figura 17 Rendimento al variare di portata e velocità adimensionali

## **Secondo stadio**

Nel dimensionamento del secondo stadio si è proceduto in modo analogo a quanto descritto per lo stadio precedente. La geometria iniziale, messa a punto tramite metodi bidimensionali semi-empirici presenti in letteratura per macchine convenzionali, è stata modificata sulla base dei risultati ottenuti tramite l'analisi fluidodinamica computazionale tridimensionale. In particolare, si è notato che nelle condizioni di progetto la prima geometria presentata nel rapporto tecnico della precedente annualità, conferiva un rapporto di compressione pari a 1,25, inferiore all' 1,4 atteso con rendimenti piuttosto bassi (circa 80%). Anche in questo caso, si è, pertanto provveduto a modificare i canali della girante sostituendo gli splitter con pale complete e modificando l'altezza palare opportunamente. Inoltre, per ridurre le perdite di profilo, è stata adottata una configurazione dei canali più corta con una diversa distribuzione della variazione dell'angolo costruttivo dello scheletro palare tra ingresso e uscita. In Figura 18 sono riportati i profili palari rispettivamente sui piani interpalari di mozzo e apice e in Figura 19 il rendering complessivo dei canali della girante (provvista di contro-disco).

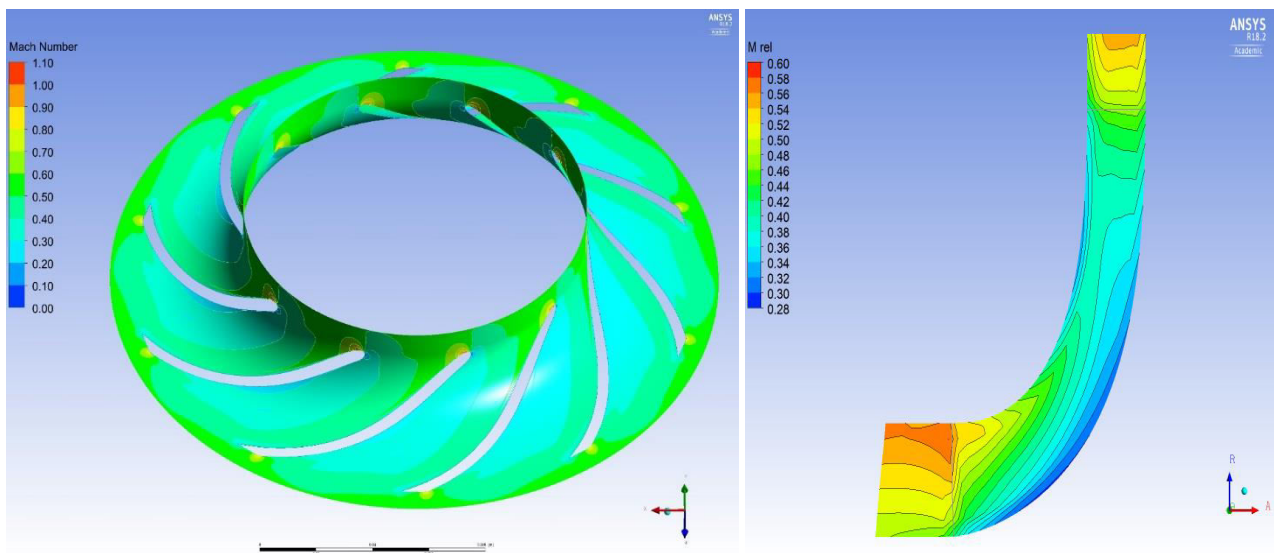


**Figura 18** Forma dei profili palari ottimizzati sui piani interpalari di mozzo e apice



**Figura 19 Geometria della girante ottimizzata del secondo stadio del compressore RC (rendering privo di controdisco)**

Grazie a tali modifiche le prestazioni ottenute nelle condizioni nominali sono risultate prossime a quanto atteso. In Figura 20 sono riportati alcuni dettagli dei risultati fluidodinamici per le condizioni di progetto (50 kg/s, 25000 giri/min).



**Figura 20 Curve iso-Mach alla linea media e sul piano meridiano per le condizioni di progetto**

Utilizzando gli stessi modelli presi in considerazione per la girante del primo stadio, sono state ricavate le curve caratteristiche al variare della portata e del numero di giri. Nelle Figure 21 e 22 sono mostrati i risultati ottenuti.

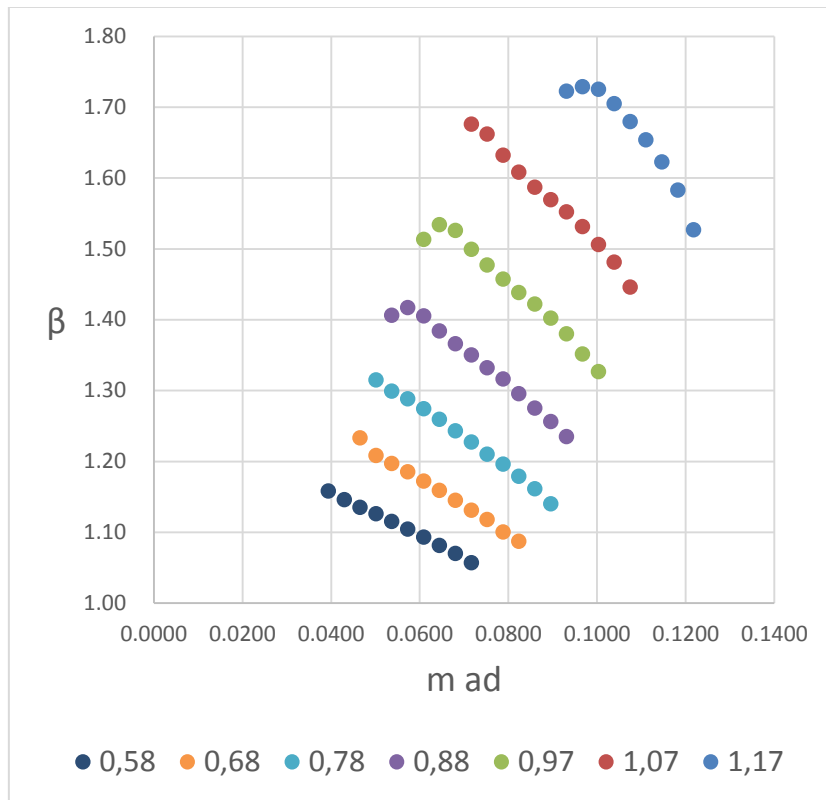


Figura 21 Rapporto di compressione al variare di portata e velocità adimensionali

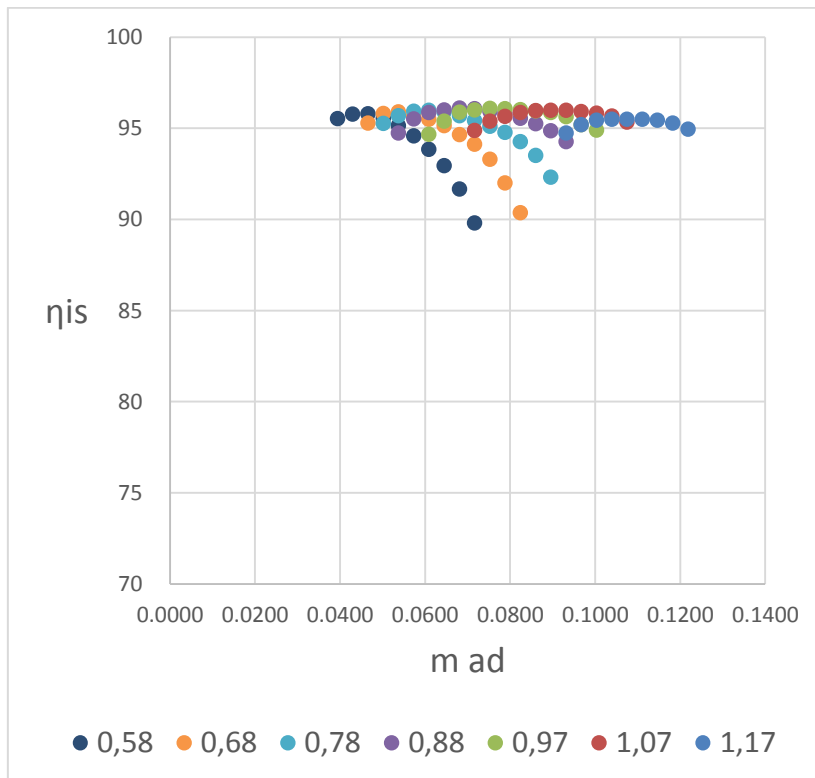


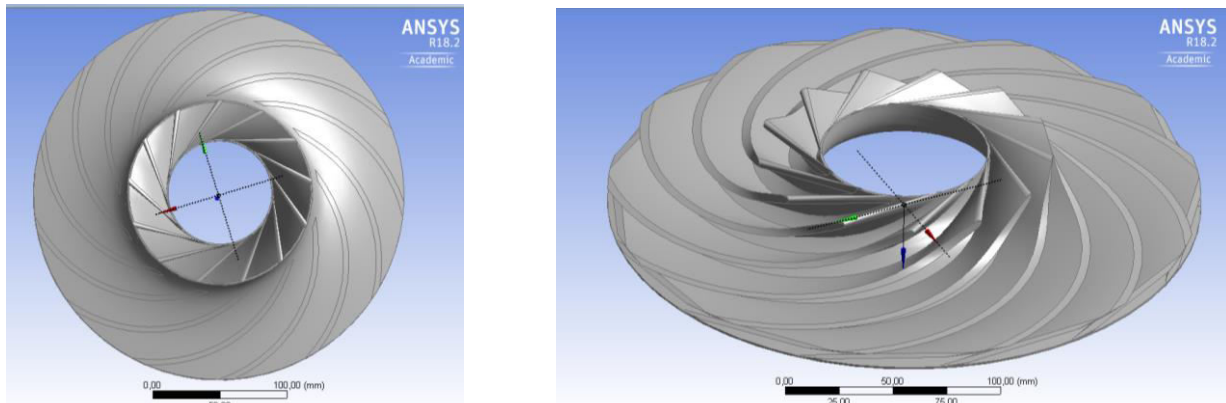
Figura 22 Rendimento al variare di portata e velocità adimensionali



Il secondo stadio è stato progettato con diffusore liscio (preso in considerazione per la determinazione delle curve caratteristiche presentate precedentemente) prima della voluta di raccolta.

## 1.2 Compressore principale (MC)

Il compressore principale, dimensionato durante la precedente annualità, è una macchina monostadio centrifuga priva di diffusore palettato e di pre-rotazione all'ingresso. In Figura 23 è riportato il rendering ottenuto a fine dimensionamento 3D della girante.



**Figura 23 Configurazione della girante del compressore MC**

Poiché la macchina opera nelle condizioni di efflusso trans-critico si è ritenuto opportuno verificare il comportamento fluidodinamico tramite modelli CFD tridimensionali. In particolare, è stato utilizzato il software commerciale ANSYS-CFX. Rispetto alla modellistica impiegata per l'analisi fluidodinamica del compressore di ri-compressione, è stato aggiunto il modello di cambiamento di fase, basato sui dati di equilibrio forniti dal programma NIST REFPROP v9 integrato nel database dei fluidi di ANSYS. Pur avendo complicato notevolmente la risoluzione del problema termo-fluidodinamico, è da notare come i risultati di tale analisi siano da considerarsi solo a livello indicativo: infatti le condizioni termodinamiche impiegate sono di equilibrio e non tengono conto della dinamica del problema (tempi di percorrenza dei canali paragonabili a quelli di coalescenza del liquido). Inoltre, si ricorda che, dal punto di vista termodinamico, la compressione avviene in una regione dove a piccole variazioni di pressione e temperatura corrispondono modifiche notevoli di tutte le restanti proprietà termodinamiche.

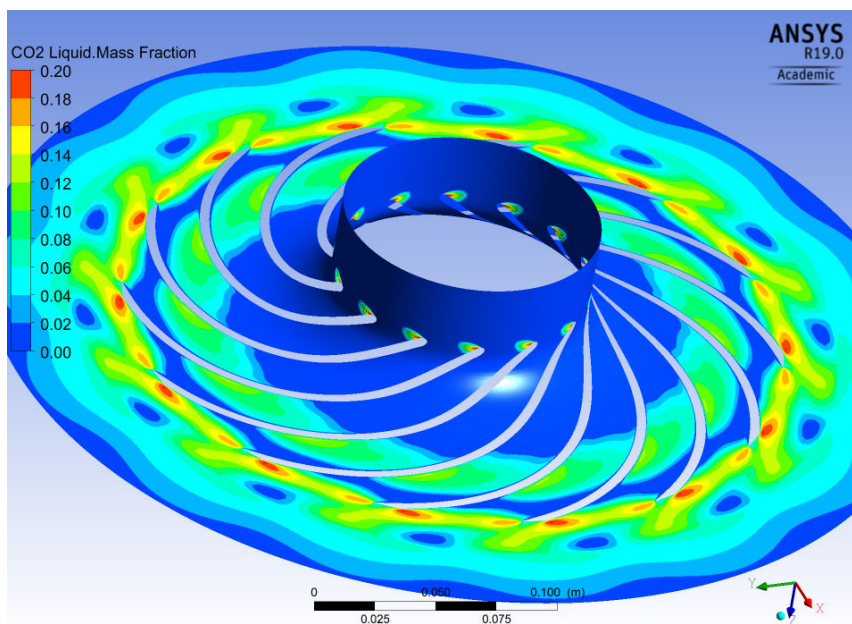


Figura 24 Frazione liquida alla linea media all'interno della girante del compressore principale (MC)

Dall'analisi CFD si stima che le velocità relative raggiunte all'interno della girante portino alla formazione di una considerevole percentuale di liquido all'interno dei canali (dell'ordine del 10-15%) anche nelle condizioni nominali. Tale frazione è incompatibile con un buon funzionamento della macchina, pertanto si stima sia necessario ri-progettare completamente il compressore MC, incrementando il numero di stadi e riducendo, pertanto, le velocità di efflusso all'interno della macchina.

### 1.3 Espansore E1

L'espansore E1 muove entrambi i compressori (MC e RC). E' costituito da una girante centripeta provvista di controdisco. La macchina non presenta uno statore palettato a monte per evitare ulteriori perdite per superficie bagnata e consentire una buona regolabilità in condizioni di off-design.

Il dimensionamento preliminare riportato nel rapporto tecnico della precedente annualità [Giovannelli PAR 2016] è stato modificato per tener conto dei risultati ottenuti con un'analisi CFD di dettaglio per le condizioni di progetto.

I parametri geometrici presi in considerazione per migliorare le prestazioni fluidodinamiche della girante sono riportati in Figura 25.

In particolare, è stato mantenuto il numero di pale (pari a 7), mentre è stata ridotta l'altezza alla sezione di ingresso. Sono stati modificati anche i diametri dell'occhio di uscita girante e la forma dei canali per ridurne la lunghezza rispetto al dimensionamento iniziale. Anche l'angolo costruttivo in ingresso è stato ridotto di 8° (da 68° a 60°) per ridurre le perdite di imbocco ed è stato modificato lo svergolamento palare alla sezione di uscita. In particolare, in tabella 2 sono presenti le dimensioni principali della nuova girante e nelle Figure 26 sono dati i rendering della geometria definitiva.



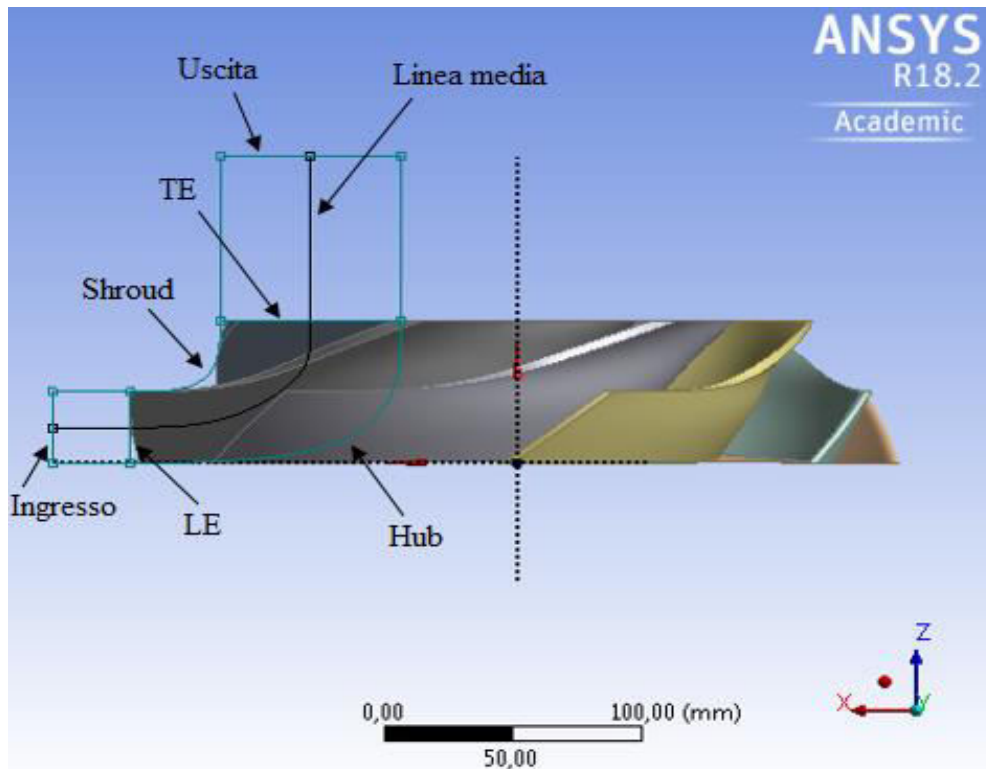


Figura 25 Schema della girante e grandezze considerate per l'analisi parametrica (Espansore E1)

Tabella 2 Parametri geometrici della girante.

GIRANTE			PALA						
Ingresso		Uscita		Bordo d'attacco		Bordo d'uscita			
Raggio	150 mm	Raggio	Mozzo	50 mm	$\beta$	60°	$\beta$	Mozzo	54°
Altezza palare	17 mm		Apice	100 mm				Medio	65°
						Apice		72°	

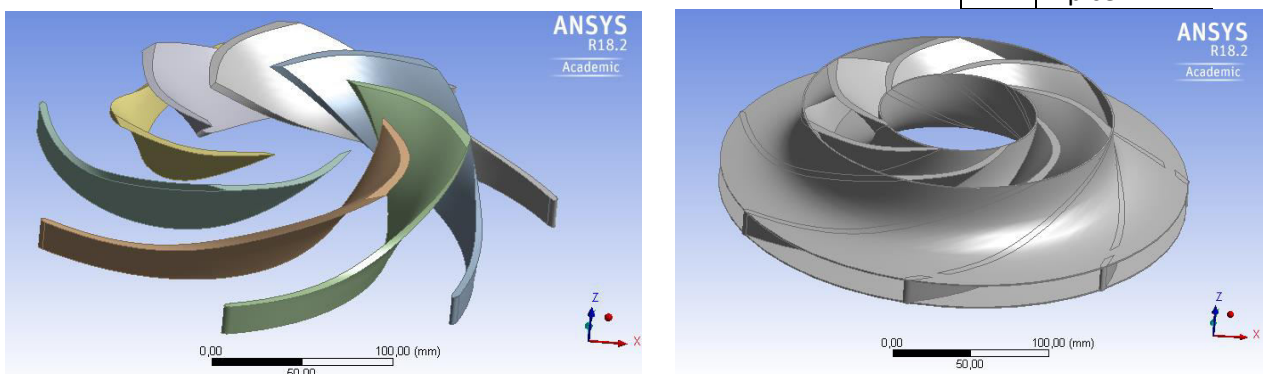


Figura 26 Dettaglio della geometria definitiva della girante dell'espansore E1.

La mesh utilizzata è di tipo H-O-H ed è costituita da 396 612 nodi. E' stata sfruttata la simmetria radiale e, per la valutazione delle prestazioni globali della macchina, sono stati selezionati i seguenti modelli:

- "Frozen Rotor" per l'interfaccia zona rotorica e parti fisse;
- k- $\epsilon$  per la turbolenza;
- *No Slip Wall* per la presenza del controdisco;
- Redlich-Kwong per le proprietà del fluido reale.

Come per i componenti precedentemente descritti, a valle dell'analisi di indipendenza dei risultati dalla griglia di calcolo, sono state valutate le prestazioni globali variando portata massica e numero di giri. Nelle figure 27 e 28 sono riportati i risultati ottenuti.

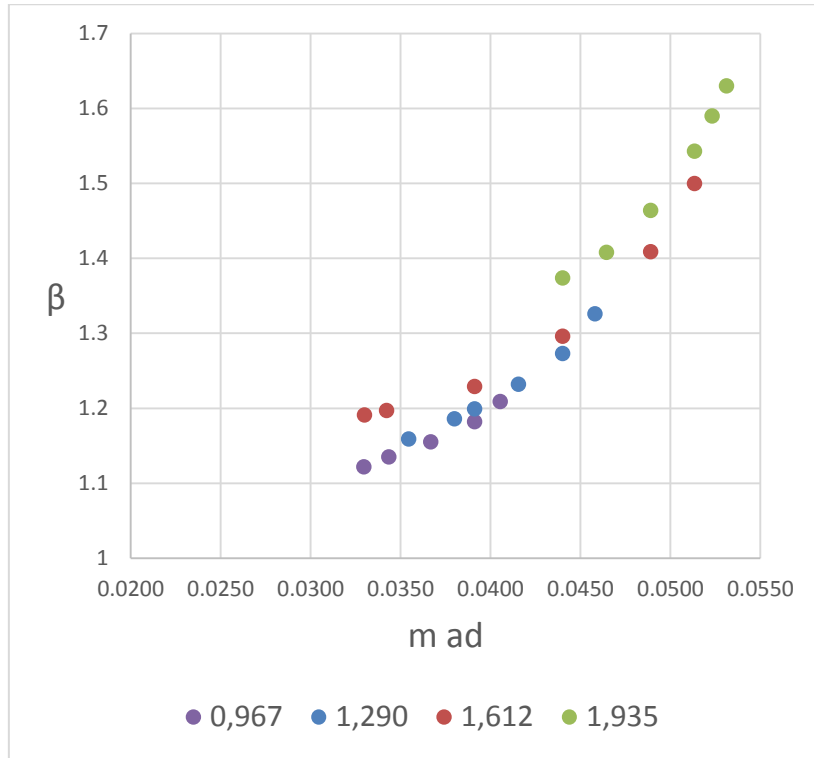


Figura 27 Andamento del rapporto di espansione in funzione di portata e velocità adimensionali

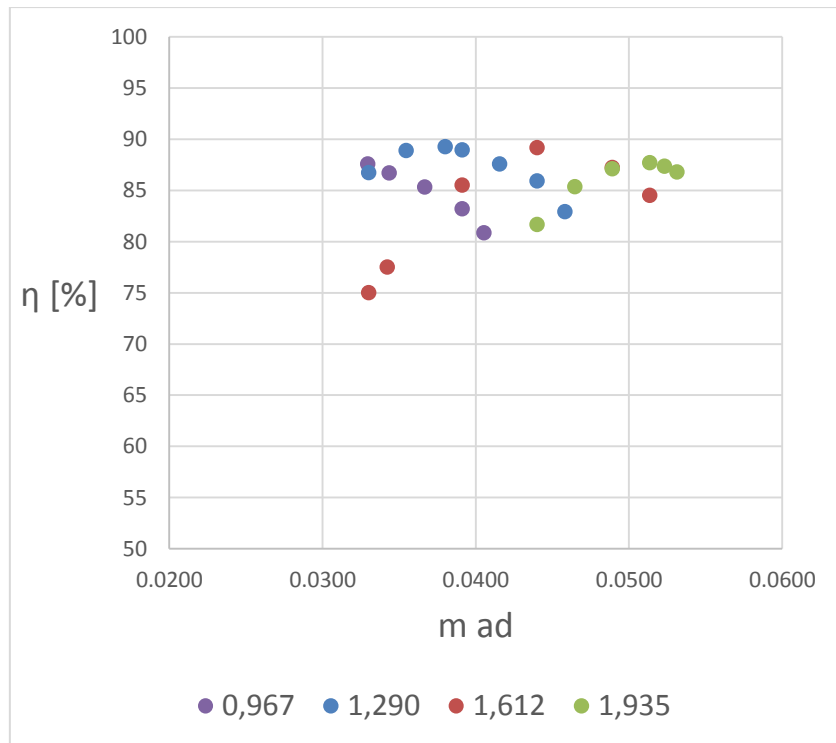


Figura 28 Andamento del rendimento in funzione di portata e velocità adimensionali

La macchina mostra un buon funzionamento sia nelle condizioni nominali (con un rendimento pari a 87.3%, superiore del 2% a quanto stimato preliminarmente) che in condizioni fuori progetto. A titolo di esempio sono, di seguito, riportati alcuni dettagli termo-fluidodinamici relativi alle condizioni nominali di funzionamento (25000 rpm e 200 kg/s)

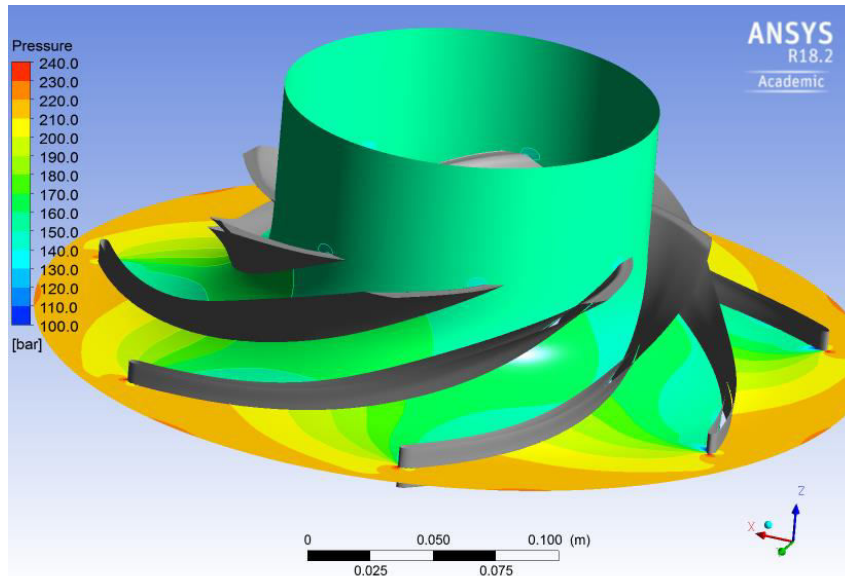


Figura 29 Isobare alla linea media per le condizioni di progetto (espansore E1)

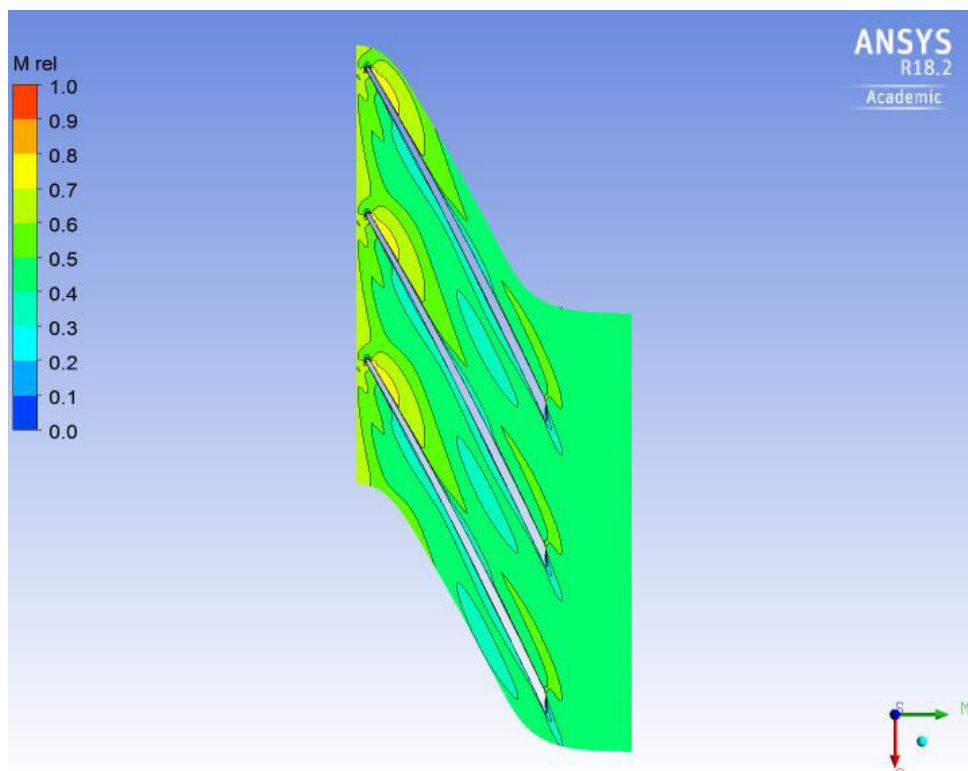


Figura 30 Curve iso-Mach sul piano interpilare alla linea media per le condizioni di progetto

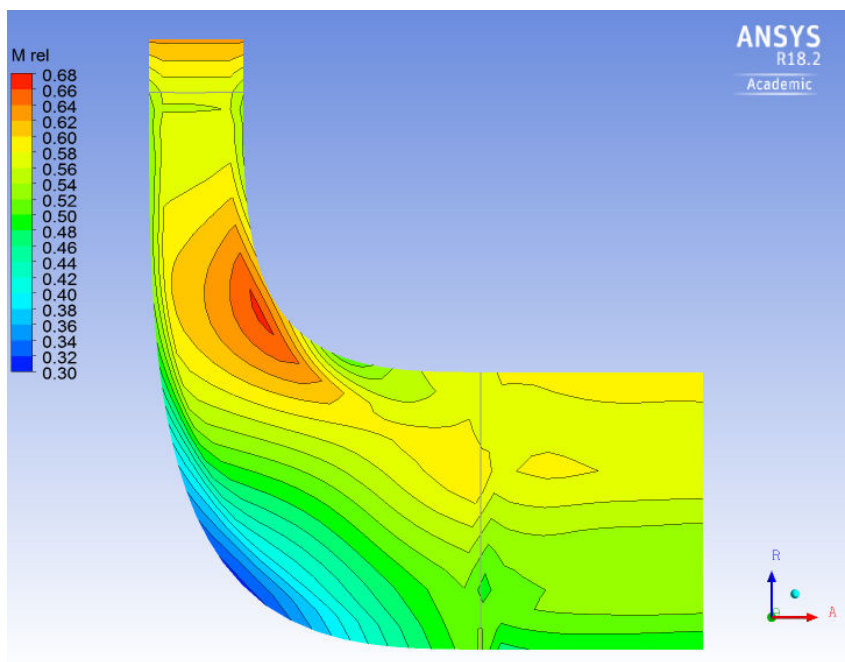


Figura 31 Curve iso-Mach relativi alla linea media e sul piano meridiano per le condizioni di progetto

1.4 Espansore di potenza

La geometria dell’espansore di potenza analizzata nelle condizioni di off-design è la medesima presentata nel rapporto tecnico della precedente annualità e riportata in Figura 32. In Figura 33 sono rappresentati, invece, le condizioni di moto e le pressioni alla linea media per condizioni di efflusso di progetto.

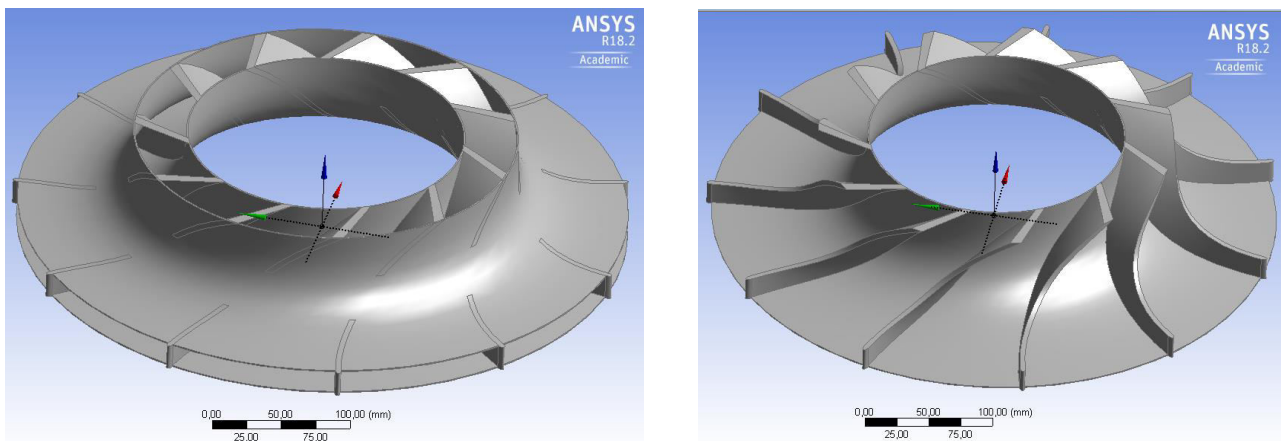


Figura 32 Girante turbina di potenza (E2)

Poiché il dimensionamento preliminare aveva mostrato prestazioni nelle condizioni di progetto in linea con quanto atteso, si è proceduto all’analisi in condizioni off-design della macchina al variare della portata elaborata e del numero di giri. Di seguito sono raffigurate le curve caratteristiche del rapporto di espansione e del rendimento (Figure 34 e 35).

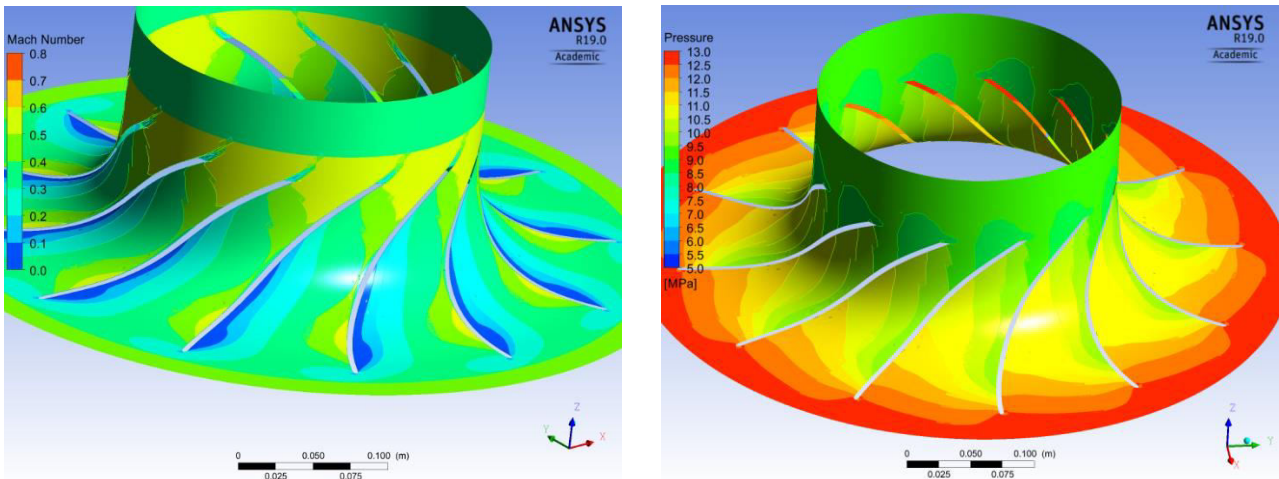


Figura 33 Curve iso-Mach relativo e isobare alla linea media per la girante della turbina di potenza (E2)

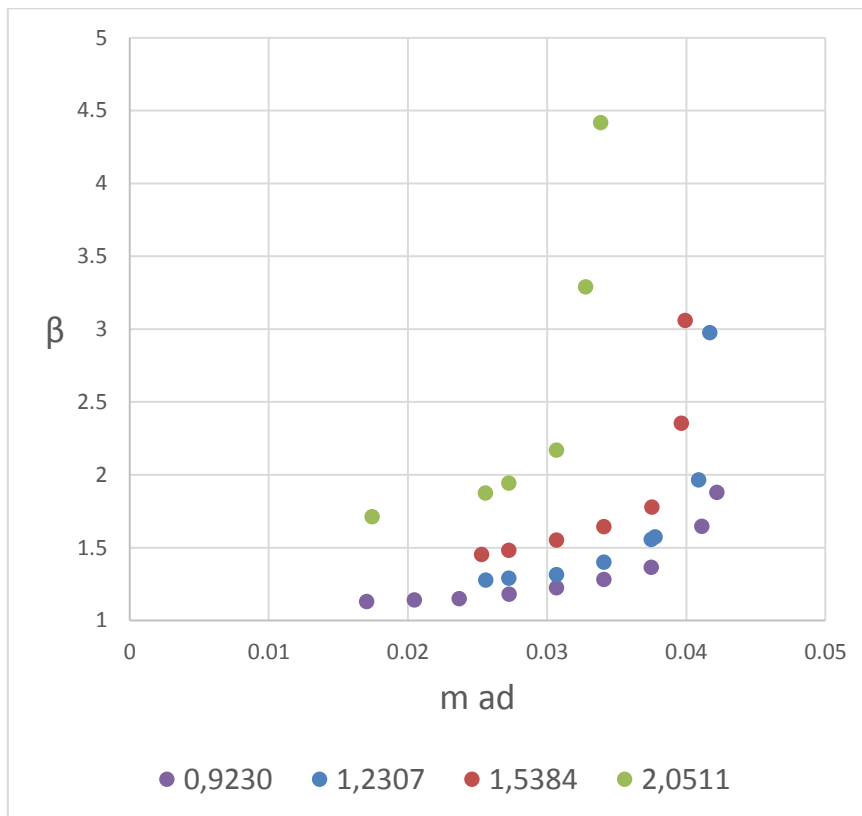


Figura 34 Andamento del rapporto di espansione in funzione di portata e velocità adimensionali

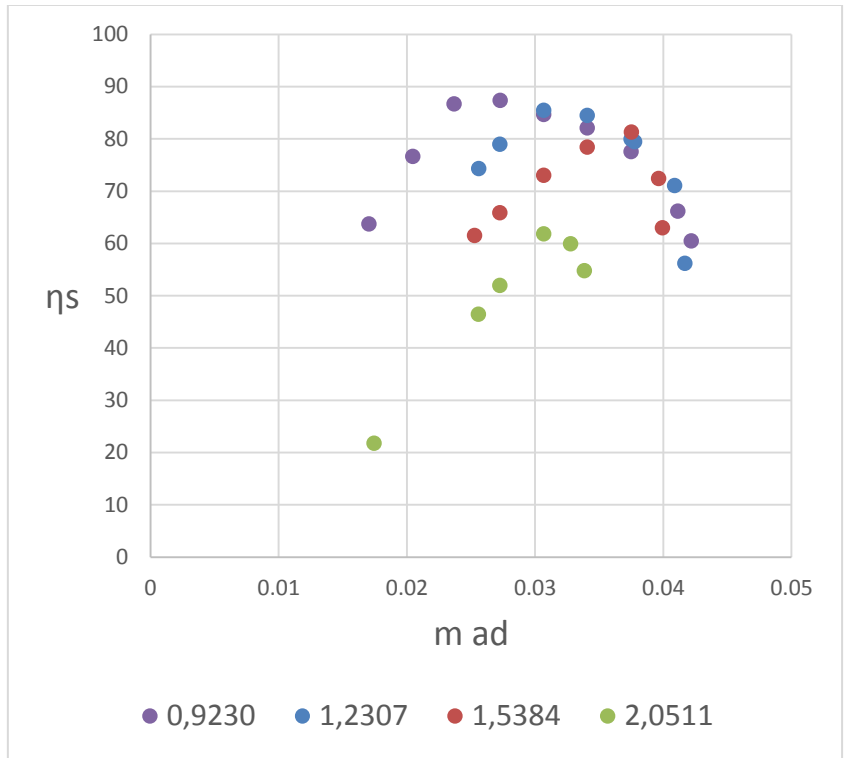


Figura 35 Andamento del rendimento in funzione di portata e velocità adimensionali

## 2 Turbo-gruppo per il sistema di compressione

In base ai risultati delle due precedenti annualità, il turbo-gruppo del sistema di compressione per la CO<sub>2</sub> nelle condizioni trans-critiche è stato organizzato anch'esso su due linee d'albero come riportato in Figura 36: sulla prima sono alloggiati il compressore trans-critico e il primo stadio di espansione, sul secondo, l'albero collegato al generatore elettrico, il secondo stadio di espansione (turbina di potenza) connesso fluidodinamicamente con il primo. Nella precedente annualità il numero di giri dell'albero "free-standing" era stato posto a 30000 rpm, mentre era stato selezionato 15000 rpm per quello di potenza.

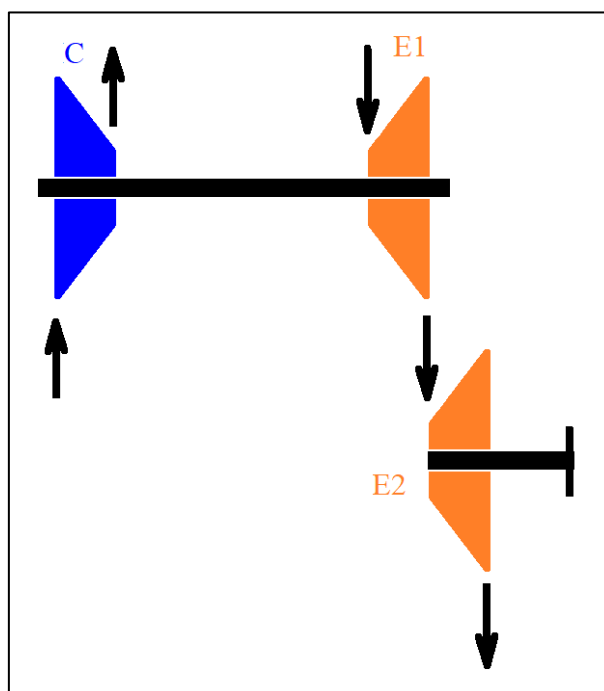


Figura 36 – Schema su due linee d'albero del turbo-gruppo di compressione della CO<sub>2</sub>

Per la valutazione delle prestazioni delle tre macchine si è proceduto in maniera analoga a quanto già descritto nel capitolo precedente per il turbo-gruppo di potenza.

### 2.1 Espansore E1

La geometria dell'espansore E1, analizzata nelle condizioni fuori progetto, è la medesima presentata nel rapporto tecnico della precedente annualità e riportata in Figura 37. Lo stadio non prevede uno statore palettato ma solamente una zona liscia prima dell'ingresso nella girante.

In Figura 38 e 39 sono riportate le curve caratteristiche rapporto di espansione e rendimento in funzione della portata massica e del numero di giri, ricavate tramite ANSYS-CFX v9 utilizzando i medesimi modelli presi in considerazione per gli espansori del turbo-gruppo di potenza e menzionati nel capitolo precedente.

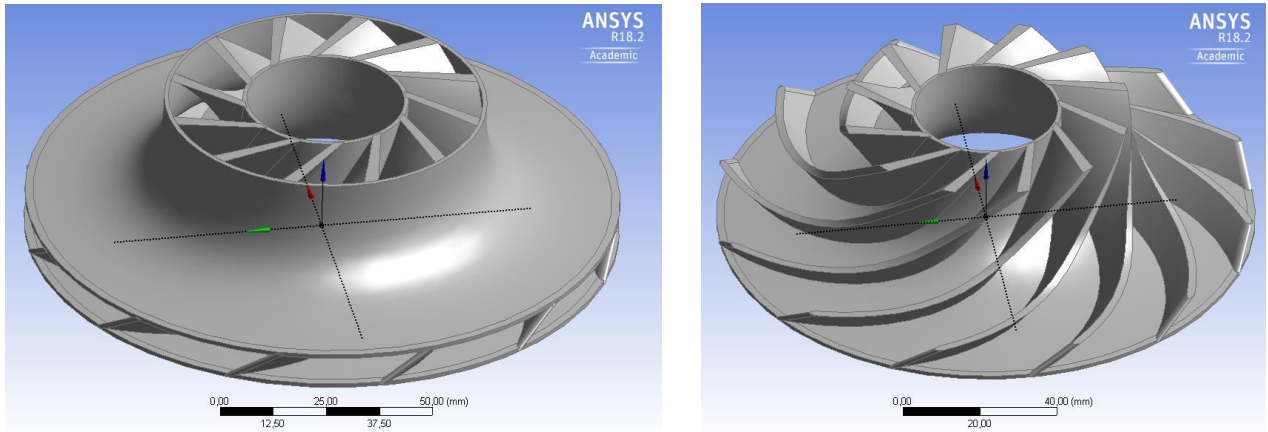


Figura 37 Girante espansore E1

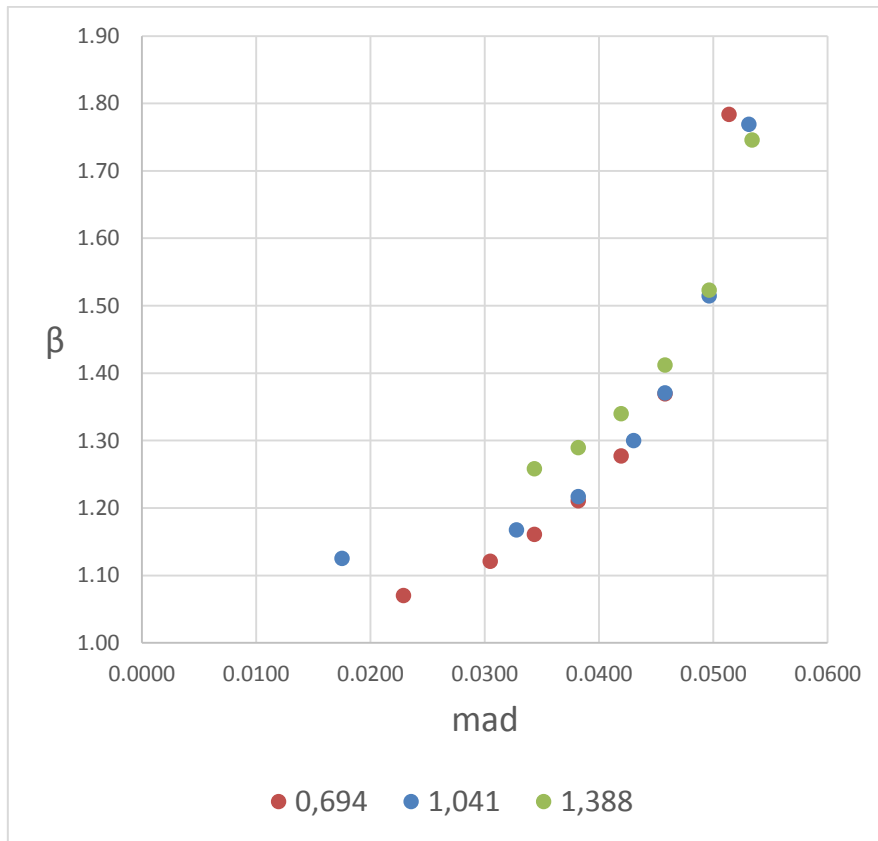


Figura 38 Andamento del rapporto di espansione in funzione di portata e velocità adimensionali (espansore E1)



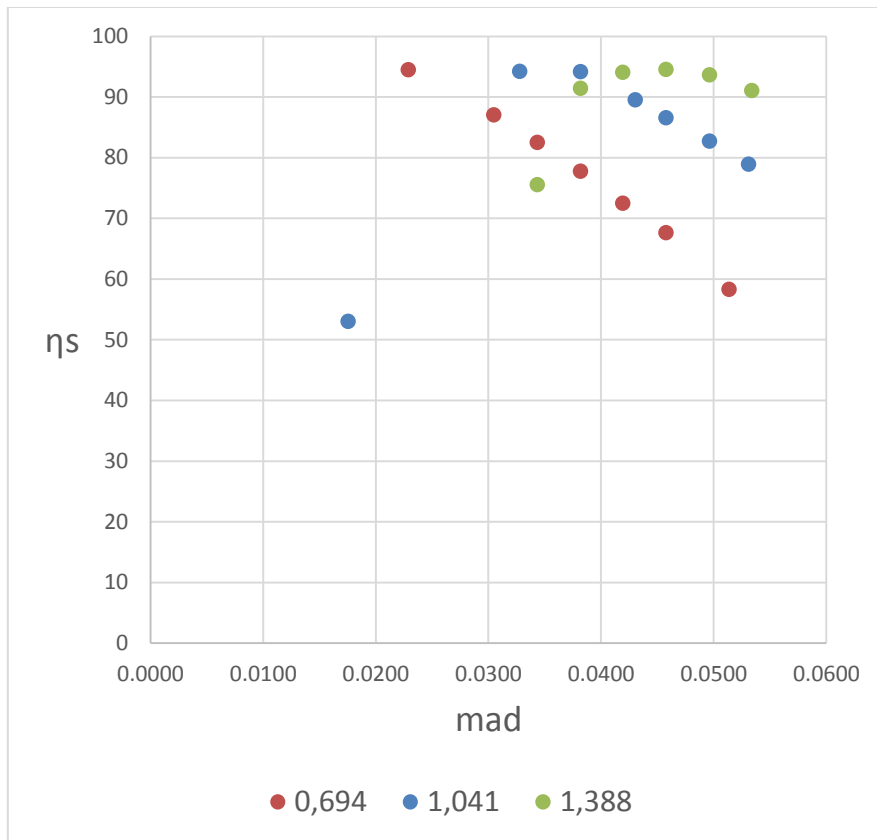


Figura 39 Andamento del rendimento in funzione di portata e velocità adimensionali

## 2.2 Espansore E2

Anche la geometria della turbina di potenza per il turbo-gruppo di compressione della CO<sub>2</sub> è stata mantenuta pari a quella presentata nel rapporto della precedente annualità (Figura 40). Trattasi di una macchina mono-stadio centripeta con statore liscio e girante munita di controdisco. Le curve caratteristiche rapporto di espansione e rendimento in funzione di portata massica e numero di giri sono riportate nelle figure 41 e 42.

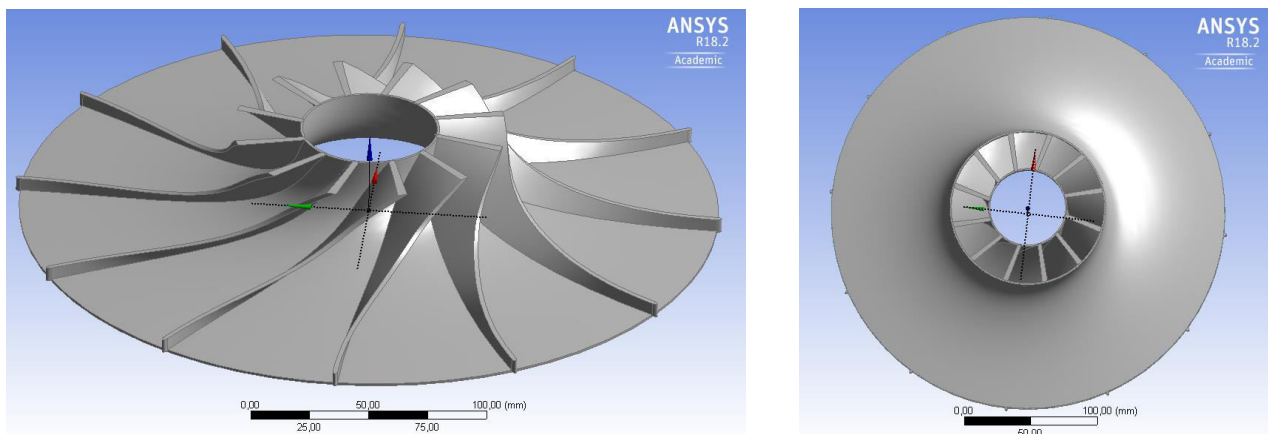


Figura 40 Girante turbina di potenza (E2)

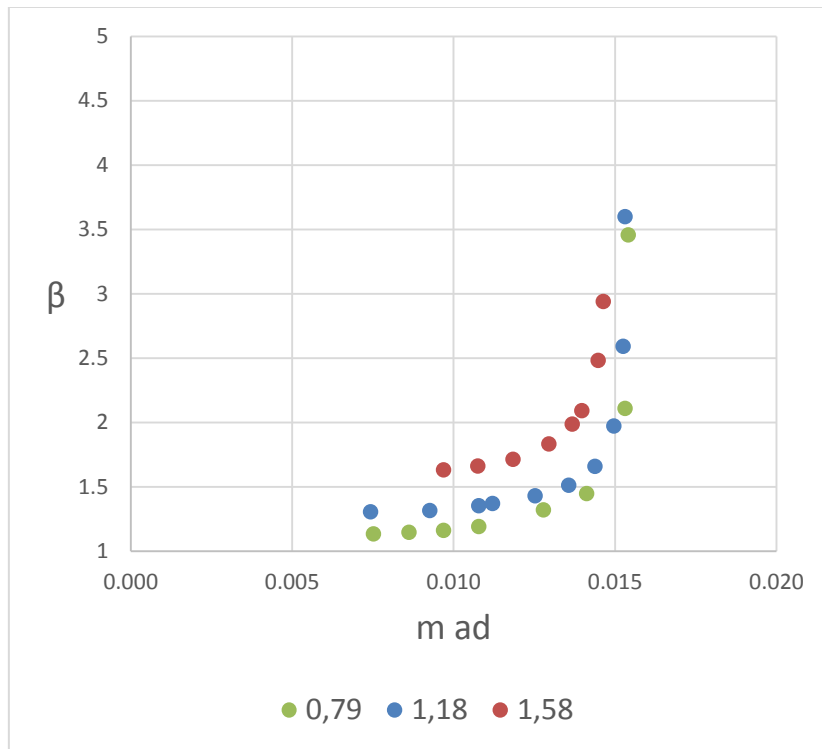


Figura 41 Andamento del rapporto di espansione in funzione di portata e velocità adimensionali (espansore E2)

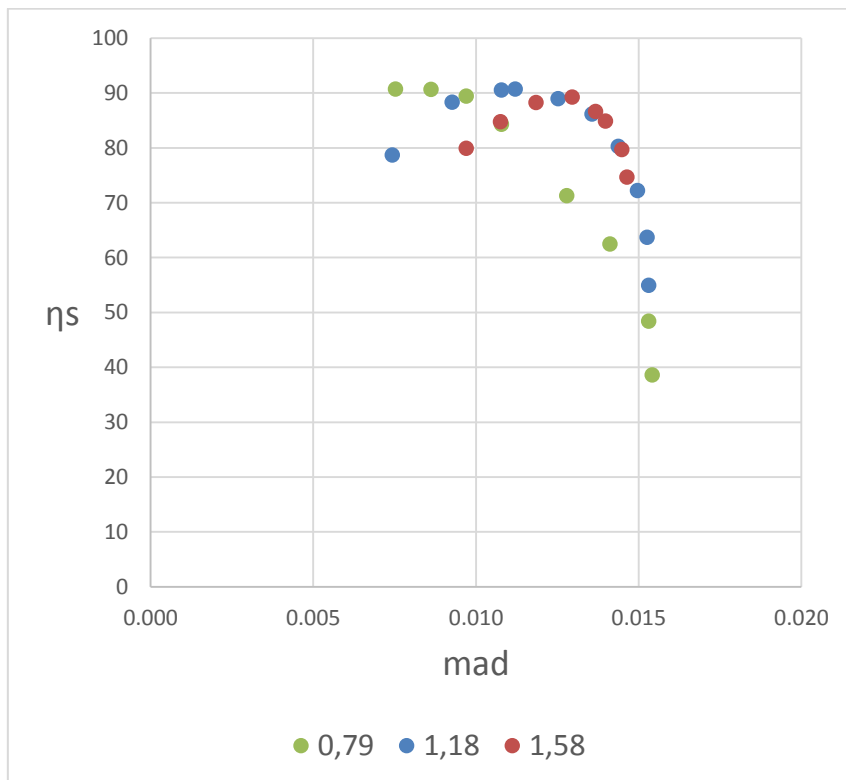


Figura 42 Andamento del rendimento in funzione di portata e velocità adimensionali (espansore E2)

### 2.3 Compressore

Il compressore del turbo-gruppo di compressione è stato dimensionato come una macchina centrifuga mono-stadio con diffusore liscio. In Figura 43 è riportato il rendering della girante, mentre per tutti i dettagli costruttivi si rimanda al rapporto tecnico della precedente annualità.

Le condizioni termodinamiche di funzionamento sono analoghe a quelle del compressore MC del turbo-gruppo di potenza presentato nel capitolo precedente. Pertanto, si è ritenuto opportuno procedere alla stima del funzionamento in condizioni di progetto direttamente tramite l'utilizzo di metodi CFD tridimensionali. I modelli adottati tengono in conto il cambiamento di fase oltre a viscosità e comprimibilità del fluido. Dall'analisi di dettaglio nelle condizioni di progetto, è emerso che la girante, pur non presentando la formazione di liquido all'interno dei canali (le velocità relative sono state mantenute piuttosto contenute) soffre per la formazione di ampie zone di stallo dal gomito fino alla sezione di uscita, zone che interessano l'intera altezza pala. I risultati sono mostrati nelle Figure 44-46. Pertanto, si stima sia necessario ri-progettare completamente il compressore MC, incrementando il numero di stadi e riducendo, pertanto, le velocità di efflusso all'interno della macchina.

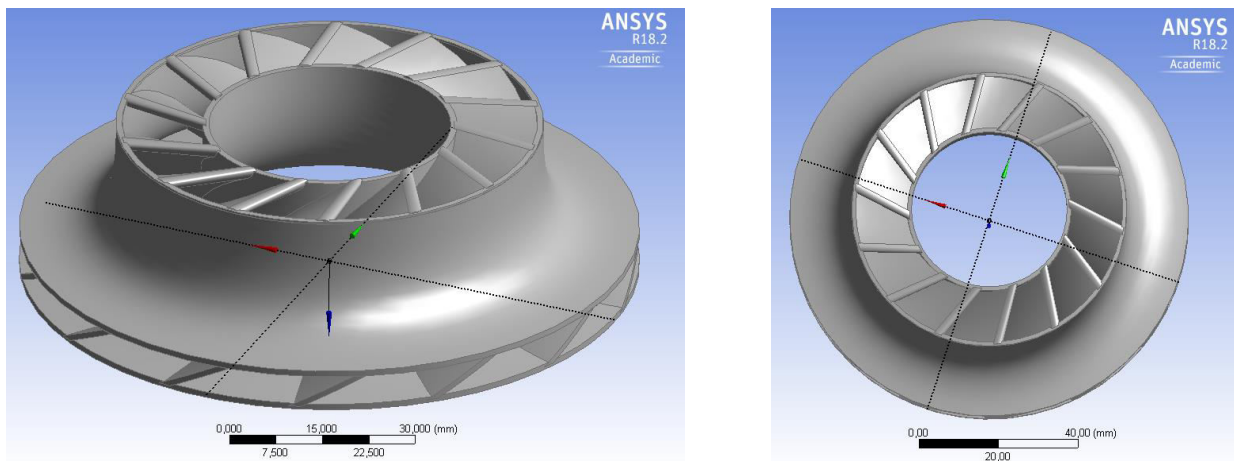


Figura 43 Girante del compressore del turbo-gruppo di compressione della CO2

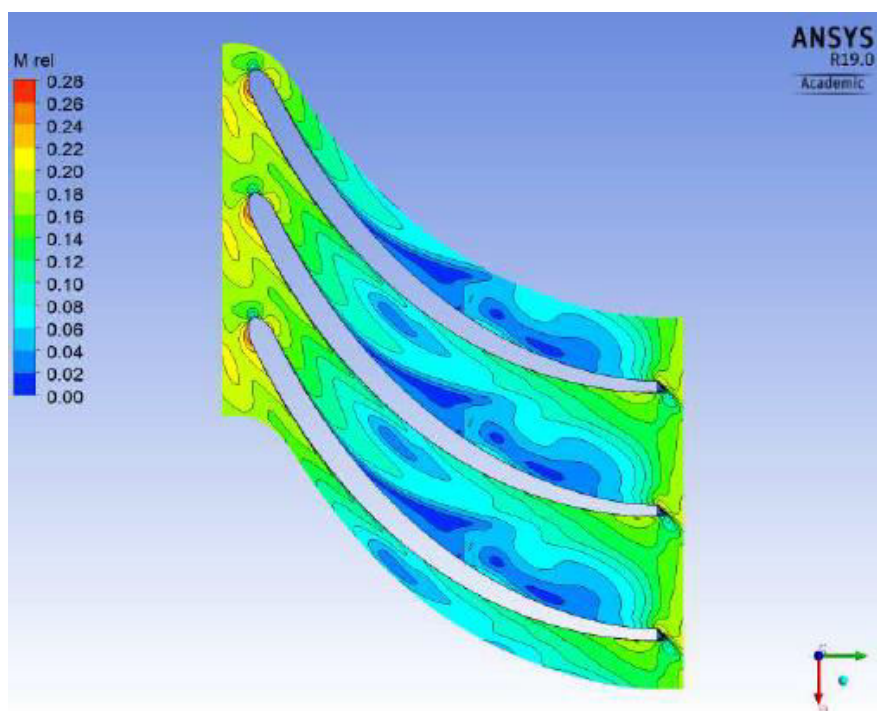


Figura 44 Curve iso-Mach relativo sul piano interpolare al 20% dell'altezza pala

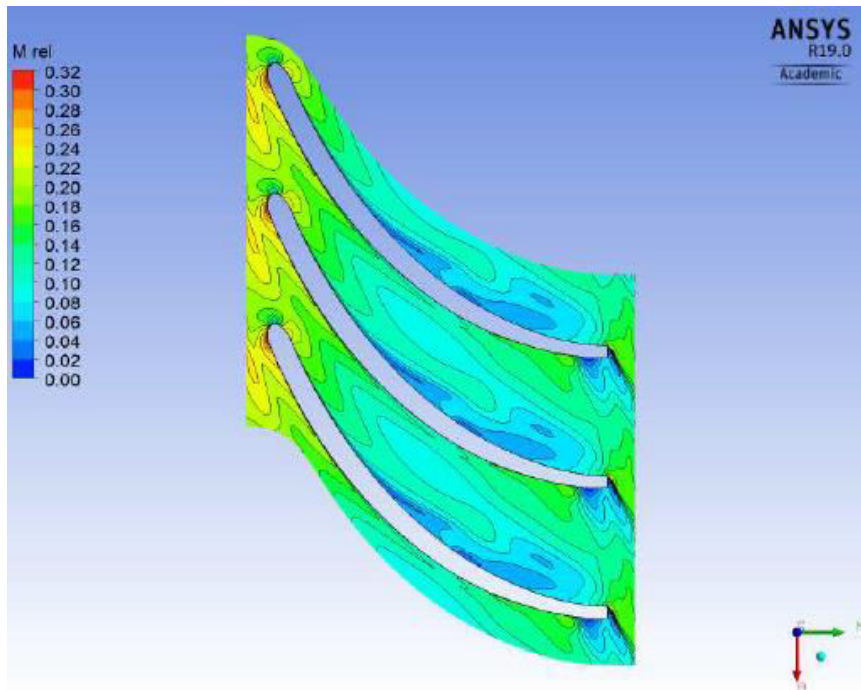


Figura 45 Curve iso-Mach relativo sul piano interpolare al 50% dell'altezza pala

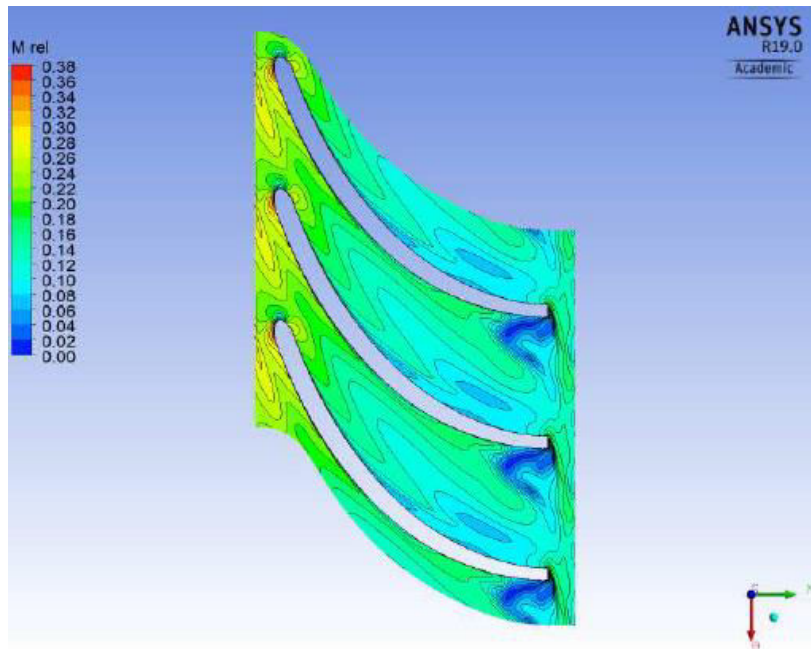


Figura 46 Curve iso-Mach relativo sul piano interpolare al 80% dell'altezza pala

Come per il compressore MC del turbo-gruppo di potenza, si ritiene opportuna la riprogettazione del componente utilizzando una configurazione bi-stadio.

### 3 Conclusioni

Le attività descritte nel presente rapporto tecnico hanno riguardato l'analisi termo-fluidodinamica dei componenti di due turbo-gruppi: uno per la produzione di potenza elettrica (da circa 15 MWe) ed un secondo per la compressione di CO<sub>2</sub> in condizioni trans-critiche e supercritiche.

Rispetto ai dimensionamenti preliminari presentati nella precedente annualità, alcuni componenti sono stati modificati e, in alcuni casi, completamente riprogettati per tener conto dei risultati ottenuti tramite metodi CFD tridimensionali (es. compressore RC, espansore E1 del turbo-gruppo di potenza). Tutti i componenti tranne il compressore principale per il turbo-gruppo di potenza e il compressore della seconda macchina, sono stati analizzati nelle condizioni di fuori progetto fornendone le curve caratteristiche. Ove di interesse (es. per il compressore RC) sono state fornite sia le curve caratteristiche delle singole giranti che degli stadi completi di diffusori palettati.

Le simulazioni fluidodinamiche per il compressore MC hanno evidenziato la formazione di una quota consistente di liquido all'interno dei canali della girante. Sarà, pertanto, necessario ripensare completamente il compressore, per ridurre le velocità relative nella zona del gomito. Anche per il compressore del secondo turbogruppo di compressione della CO<sub>2</sub> si dovrebbe procedere alla completa riprogettazione poiché, pur non mostrando insorgenza di liquido, presenta fenomeni di stallo piuttosto gravosi anche per le condizioni di progetto. Si ritiene che la differenza tra quanto atteso con il dimensionamento preliminare e quanto riscontrato con la fluidodinamica computazionale dipenda dall'estrema variabilità delle proprietà termodinamiche nella regione del trans-critico di interesse che non possono essere colte da correlazioni semi-empiriche a parametri concentrati. Si rammenta, inoltre, che esiste una notevole incertezza sulle informazioni di carattere termo-fluidodinamico presenti nei database implementati nei software di fluidodinamica numerica e che, pertanto, i risultati ottenuti devono essere considerati preliminari poiché, al momento, non suffragati da verifiche sperimentali.

## 4 Riferimenti bibliografici

Dixon S.L., Hall C.A., "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", 6<sup>th</sup> Ed., Butterworth-Heinemann, 2010, ISBN 978-1-85617-793-1

Giovanelli A., Salvini C., "Tecniche e Metodi per la Progettazione Termo-Fluidodinamica delle Macchine a CO<sub>2</sub> Supercritica", 2016, Report RdS/PAR2015/233

Giovanelli A., Salvini C., Archilei Maria Erika, Messina Giuseppe "Design Termo-fluidodinamico di turbomacchine operanti a CO<sub>2</sub> supercritica", 2016, Report RdS/PAR2016

Monje B., Savill M., Sanchez D., Sanchez T., "Design of Supercritical Carbon Dioxide Centrifugal Compressor", PhD Thesis, June 2014

Sanghera S.S., "Centrifugal Compressor Meanline Design Using Real Gas Properties", Technical Report DR4907-1213-PRFSS-001, Deptm. Of Mechanical and Aerospace Engineering, Carleton University, Ottawa, Ontario, Canada, April 2013

Walsh P.P., Fletcher P., "Gas Turbine Performance", 2<sup>nd</sup> Ed., Blackwell Science 2004, ISBN 0-632-06434-X

## Appendice A - Codice di calcolo per off-Design compressore RC

```

PROGRAM MEANLINE
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)
IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

MaxIter = 5000
PI = 3.1415926535898
N = 30000
zMdot = 5
istadio = 1
T011 = 0
P011 = 0
PR1 = 0
PR2 = 0
finc = 0.6

OPEN(UNIT=14,FILE='CurveFinali',STATUS='OLD')

DO iN = 1, 2, 1
  N = N+5000
  DO imassa = 1, 5, 1
    DO istadio = 1, 2, 1
      IF (istadio == 1) THEN
        T01 = 402.4
        P01 = 7678.8
      ELSEIF (istadio == 2) THEN
        T01 = T011
        P01 = P011
      END IF

      12 FORMAT (A54,I8)
      13 FORMAT (A54,F14.7)
      14 FORMAT (A54,I3)

      IF (istadio == 1) THEN
        WRITE(*,*) 'PRIMO STADIO...'
        WRITE(*,*)
        OPEN(UNIT=20,FILE='RCDimensionstadiouno.txt',STATUS='OLD')
        READ(20,14) a,iFull
        READ(20,13) a,r1h
        READ(20,13) a,r1s
        READ(20,13) a,b2
        READ(20,13) a,r2
        READ(20,13) a,LbImpeller
        READ(20,13) a,tb1
        READ(20,13) a,tb2
        READ(20,13) a,Alpha1
        READ(20,13) a,Beta1m
        READ(20,13) a,Beta2m
        READ(20,*)
        READ(20,13) a,zDiff
        READ(20,13) a,LbDiffuser
        READ(20,13) a,r3
        READ(20,13) a,r4
        READ(20,13) a,b3
        READ(20,13) a,Alpha3m
        READ(20,13) a,Alpha4m
        READ(20,13) a,tb3
        READ(20,13) a,tb4
      
```

```

READ(20,*)
READ(20,13) a,LbReturnChannel
READ(20,13) a,r5
READ(20,13) a,r6
READ(20,13) a,b5
READ(20,13) a,Alpha5m
READ(20,13) a,Alpha6m
READ(20,13)a,tb5
READ(20,13)a,tb6
READ(20,*)
READ(20,14) a,iErrorCheck
CLOSE(20)

OPEN(UNIT=10,FILE='RCRisultati1.txt',STATUS='OLD')

CALL PERFORMANCE()

CLOSE(10)
WRITE(*,*) "Analysis PRIMO STADIO Complete!"
WRITE(*,*)

ELSEIF (istadio == 2)THEN
  WRITE(*,*) 'SECONDO STADIO...'
  WRITE(*,*)
  OPEN(UNIT=21,FILE='RCDimensionstadiodue.txt',STATUS='OLD')
  READ(20,14) a,iFull
  READ(20,13) a,r1h
  READ(20,13) a,r1s
  READ(20,13) a,b2
  READ(20,13) a,r2
  READ(20,13) a,LbImpeller
  READ(20,13) a,tb1
  READ(20,13) a,tb2
  READ(20,13) a,Alpha1
  READ(20,13) a,Beta1m
  READ(20,13) a,Beta2m
  READ(20,*)
  READ(20,13) a,zDiff
  READ(20,13) a,LbDiffuser
  READ(20,13) a,r3
  READ(20,13) a,r4
  READ(20,13) a,b3
  READ(20,13) a,Alpha3m
  READ(20,13)a,Alpha4m
  READ(20,13)a,tb3
  READ(20,13)a,tb4
  READ(20,*)
  READ(21,13) a,LbVolute
  READ(21,13) a,r5
  READ(21,13) a,r6
  READ(21,13) a,rr6
  READ(21,*)
  READ(21,14) a,iErrorCheck
  CLOSE(21)

  OPEN(UNIT=11,FILE='RCRisultati2.txt',STATUS='OLD')

  CALL PERFORMANCE()

  CLOSE(11)
  WRITE(*,*) "Analysis SECONDO STADIO Complete!"
  WRITE(*,*)
END IF

```



END DO

PROc = PR01\*PR02

PRc= PR1\*PR2

EffiC = (DH1s1 + DH1s2)/(DH1 + DH2)

EffvolC = 2/((1/Effvol1)+(1/Effvol2))

EffoC = (DH1 + DH2)/((DH1+DHo1)+(DH2+DHo2))

Efftot = (DH1s1 + DH1s2)/(((DH1+DHo1)/Effvol1)+((DH2+DHo2)/Effvol2))

15 FORMAT (T6, I6, T20, F14.7, T34, F14.7, T48, F14.7, T62, F14.7, T76, F14.7, T90, F14.7, T104, F14.7)

WRITE (14,15) N, zMdot, PROc, Efftot, PR01g, Effi1g, PR02g, Effi2g

zMdot = zMdot+5

END DO

zMdot = 5

END DO

CLOSE (14)

END PROGRAM MEANLINE

SUBROUTINE PERFORMANCE()

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)

IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

i=1

hf(1)='CO2.fld'

hfmix='hmx.bnc'

hrf='DEF'

CALL SETUP (i,hf,hfmix,hrf,ierr,herr)

if (ierr.ne.0) write (\*,\*) herr

CALL INFO (1,wm,ttp,tnbp,tc,pc,dc,zc,acf,dip,rgas)

D1h = r1h\*2

D1s = r1s\*2

b1 = r1s - r1h

A1=PI\*(r1s\*\*2 - r1h\*\*2)-(iFull)\*tb1\*b1

r1m=(r1s + r1h)/2

D1=r1m\*2

D2 = r2\*2

A2=(PI\*D2-(iFull)\*tb2)\*b2

CALL TPFLSH (T01,P01,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,H01,S01,cv,cp,w,ierr,herr)

R = rgas\*1000/wm

rho01=d\*

U1=r1m\*2\*PI\*N/60

U2=r2\*2\*PI\*N/60

RNV = 0.97

RNVLast = 0

DO WHILE (ABS((RNV - RNVLast)/RNV) .GT. 0.0001)

iRNV=iRNV+1

RNVLast=RNV

IF (iRNV.GT.MaxIter) THEN

IF(iErrorCheck == 1) THEN

WRITE(\*,\*) "Error 1.1 - Max iteration reached at volumetric efficiency."

READ(\*,\*)

ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN

GOTO 1337

ENDIF

END IF

```

!ROTOR INLET
C1=zMdot/(RNV*rho01*A1)
last=0
j=0
DO WHILE (ABS((C1 - last)/C1) .GT. 0.0001)
  j=j+1
  last=C1
  H1=H01-(C1**2)*wm/2000
  S1=S01
  CALL HSFLSH (H1,S1,zz,T1,P1,rho1,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_1,ierr,herr)
  rho1=rho1*wm
  C1=zMdot/(RNV*rho1*A1)
  IF (j.GT.MaxIter) THEN
    IF(ierrCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 1.1 - Max iteration reached at rotor inlet."
      READ(*,*)
    ELSEIF(ierrCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    ENDIF
  END IF
  IF (ierr.NE.0) THEN
    IF(ierrCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 1.2 - REFPROP (HSFLSH) error at rotor inlet:"
      WRITE(*,*) herr
      READ(*,*)
    ELSEIF(ierrCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    ENDIF
  END IF
END DO

CALL TRNPRP (T1,rho1/wm,x,eta,tcx,ierr,herr)
IF (ierr.NE.0) THEN
  IF(ierrCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 1.3 - REFPROP (TRNPRP) error at rotor inlet:"
    WRITE(*,*) herr
    READ(*,*)
  ELSEIF(ierrCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  ENDIF
END IF
Visc1=eta/1000000

!Meanline
Cm1 = C1 * COS(Alpha1*PI/180)
Cu1 = C1 * SIN(Alpha1*PI/180)
Wu1 = U1 - Cu1
W1 = SQRT(Wu1**2+Cm1**2)
Beta1 = ATAN(Wu1/Cm1)*(180/PI)
U1m = r1m*2*PI*N/60
zM1rel = W1/a_1

!Shroud
Cm1s = Cm1
U1s = r1s*2*PI*N/60
Cu1s = Cu1
Wu1s = U1s - Cu1s
W1s = SQRT(Cm1s**2+Wu1s**2)
C1s = SQRT(Cm1s**2+Cu1s**2)
Beta1s = ATAN(Wu1s/Cm1s)*(180/PI)
!zM1rels = W1s/a_1

```

```

!Hub
Cm1h = Cm1
U1h = r1h*2*PI*N/60
Cu1h = Cu1
Wu1h = U1h - Cu1h
W1h = SQRT(Cm1h**2+Wu1h**2)
C1h = SQRT(Cm1h**2+Cu1h**2)
Beta1h = ATAN(Wu1h/Cm1h)*(180/PI)
!zM1relh = W1h/a_1

IF(zM1rel.GT.1) THEN
  WRITE(*,*) "Inlet is choked at inlet."
  WRITE(*,*)
  GOTO 1337
END IF

!ROTOR THROAT
Wrth=zMdot/(RNV*rho01*A1)
Wrthlast=0
jth=0
DO WHILE (ABS((Wrth - Wrthlast)/Wrth) .GT. 0.0001)
  jth=jth+1
  Wrthlast=Wrth
  Crth = Wrth
  Cuth = U1 - Wrth*TAN(Beta1m*PI/180)
  Cth = SQRT(Crth**2+Cuth**2)
  H1th=H01-(Cth**2)*wm/2000
  S1th=S01
  CALL HSFLS(H1th,S1th,zz,T1th,P1th,rho1th,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_1th,ierr,herr)
  rho1th=rho1th*wm
  Wrth=zMdot/(RNV*rho1th*A1)
  Alpha1th = ATAN(Cuth/Wrth)*(180/PI)
  W1th = Wrth/COS(Beta1m*PI/180)
  zM1threl = W1th/a_1th

  IF(zM1threl.GT.1) THEN
    WRITE(*,*) "Rotor is choked at throat."
    WRITE(*,*)
    T01 = 464.2
    P01 = 14060.0
    GOTO 1337
  END IF

  IF (jth.GT.MaxIter) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 1.1 - Max iteration reached at rotor throat."
      READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    ENDIF
  END IF

  IF (ierr.NE.0) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 1.2 - REFPROP (HSFLSH) error at rotor throat:"
      WRITE(*,*) herr
      READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    ENDIF
  END IF
END DO

```

```

!ROTOR OUTLET
Z = iFull
Effr = 0.9
PRr = 2.5
P02=PRr*P01
S02ideal = S01
CALL PSFLSH(P02,S02ideal,zz,T02ideal,rho02ideal,DI,Dv,x,y,q,e,H02ideal,cv,cp,w,ierr,herr)
H02=H01+(H02ideal-H01)/Effr
H02Last = 0
kH02 = 0
DO WHILE (ABS((H02 - H02Last)/H02) .GT. 0.0001)
    kH02=kH02+1
    H02Last=H02

IF (kH02.GT.MaxIter) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
        WRITE(*,*) "Error 2.1 - Max iteration reached at rotor outlet."
        READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
        GOTO 1337
    ENDIF
END IF

CALL PHFLSH (P02,H02,zz,T02,rho02,DI,Dv,x,y,q,e,S02,cv,cp,w,ierr,herr)
rho02=rho02*wm

Cr2=zMdot/(RNV*rho02*A2)
i=0
last=0
DO WHILE (ABS((Cr2 - last)/Cr2) .GT. 0.0001)
    i=i+1
    last=Cr2

IF (istadio == 1)THEN
    Sigma = 0.826
ELSEIF (istadio == 2)THEN
    Sigma = 0.827
END IF

FlowCoefficient = Cr2/U2
Beta2 = (ATAN((1-(Sigma*(1- (FlowCoefficient*TAN(Beta2m/(180/PI)))))/FlowCoefficient))* (180/PI))
Cu2 = U2-Cr2*TAN(Beta2/(180/PI))
C2=SQRT(Cr2**2+Cu2**2)
H2=H02-(C2**2)*wm/2000
S2=S02
CALL HSFLSH (H2,S2,zz,T2,P2,rho2,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_2,ierr,herr)
rho2=rho2*wm
Cr2=zMdot/(RNV*rho2*A2)

IF (i.GT.MaxIter) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
        WRITE(*,*) "Error 2.4 - Max iteration reached at continuity loop."
        READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
        GOTO 1337
    END IF
END IF

IF (ierr.NE.0) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
        WRITE(*,*) "Error 2.5 - REFPROP (HSFLSH) error at rotor outlet:"
        WRITE(*,*) herr
    
```

```

        READ(*,*)
        ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
            GOTO 1337
        ENDIF
    END IF
END DO

Cu2 = U2-Cr2*TAN(Beta2/(180/PI))
C2=SQRT(Cr2**2+Cu2**2)
Alpha2=ATAN(Cu2/Cr2)*(180/PI)
Wu2=U2-Cu2
W2=SQRT(Wu2**2+Cr2**2)
Beta2=ATAN(Wu2/Cr2)*(180/PI)
FlowCoefficient = Cr2/U2
LoadCoefficient = Cu2/U2
aM2=C2/a_2
rM2=W2/a_2

H02 = H01 + U2*Cu2*wm/1000
CALL TRNPRP (T2,rho2/wm,x,eta,tcx,ierr,herr)

IF (ierr.NE.0) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
        WRITE(*,*) "Error 2.6 - REFPROP (TRNPRP) error at rotor outlet:"
        WRITE(*,*) herr
        READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
        GOTO 1337
    END IF
ENDIF
Visc2 = eta/1000000

CALL ImpellerLosses()

H02ideal = H02 - LossesImpeller*wm/1000
CALL HSFLSH (H02ideal,S01,zz,T02ideal,P02,rho02ideal,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,w,ierr,herr)
Effr = (H02ideal - H01)/(H02 - H01)
PRr = P02/P01
END DO

CALL ParasiticLosses()
RNV = (H02 - H01)/((H02 - H01)+LossesVolumetric*wm/1000)

END DO
!DIFFUSER INLET

D3 = r3*2
A3=(PI*D3-(zDiff)*tb3)*b3

H03 = H02
P03 = P02
S03 = S02
rho03 = rho02
T03 = T02

Cr3=zMdot/(rho02*A3)
Cr3Last = 0
ii = 0
DO WHILE (ABS((Cr3 - Cr3last)/Cr3) .GT. 0.0001)
    ii=ii+1
    Cr3last=Cr3
    Cu3 = Cu2*r2/r3
    C3=SQRT(Cr3**2+Cu3**2)

```

```

H3 = H02-(C3**2)*wm/2000
S3 = S03
CALL HSFLSH (H3,S3,zz,T3,P3,rho3,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_3,ierr,herr)
rho3=rho3*wm
Cr3=zMdot/(rho3*A3)

IF (ii.GT.MaxIter) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 3.1 - Max iteration reached at continuity loop."
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  END IF
END IF
IF (ierr.NE.0) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 3.2 - REFPROP (HSFLSH) error at diffuser inlet:"
    WRITE(*,*) herr
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  ENDIF
END IF
END DO

Alpha3=ATAN(Cu3/Cr3)*(180/PI)

CALL TRNPRP (T3,rho3/wm,x,eta,tcx,ierr,herr)
IF (ierr.NE.0) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 3.3 - REFPROP (TRNPRP) error at diffuser inlet:"
    WRITE(*,*) herr
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  END IF
ENDIF
Visc3 = eta/1000000

!DIFFUSER THORAT

CrthD=zMdot/(rho3*A3)
CrthDlast=0
jthD=0
DO WHILE (ABS((CrthD - CrthDlast)/CrthD) .GT. 0.0001)
  jthD=jthD+1
  CrthDlast=CrthD
  CuthD = CrthD*TAN(Alpha3m*PI/180)
  CthD = SQRT(CrthD**2+CuthD**2)

  H3thD=H03-(CthD**2)*wm/2000
  S3thD=S03
  CALL HSFLSH (H3thD,S3thD,zz,T3thD,P3thD,rho3thD,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_3thD,ierr,herr)      rho3thD=rho3thD*wm

  CrthD=zMdot/(rho3thD*A3)
  CthD = CrthD/COS(Alpha3m*PI/180)
  zM3thD = CthD/a_3thD

  IF(zM3thD.GT.1) THEN
    WRITE(*,*) "Diffuser is choked at throat."
    WRITE(*,*)
    T01 = 464.2
    P01 = 14060.0
  
```

```
GOTO 1337
END IF
```

```
IF (jthD.GT.MaxIter) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 1.1 - Max iteration reached at diffuser throat."
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  ENDIF
END IF
```

```
IF (ierr.NE.0) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 1.2 - REFPROP (HSFLSH) error at diffuser throat:"
    WRITE(*,*) ierr
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  ENDIF
END IF
END DO
```

```
!DIFFUSER OUTLET
```

```
b4 = b3
D4 = r4*2
A4=(PI*D4-zDiff*tb4)*b4
```

```
H04 = H03
Effd = 0.9
PRd = 1.5
P4 = PRd*P3
S4ideal = S3
```

```
CALL PSFLSH (P4,S4ideal,zz,T4ideal,rho4ideal,DI,Dv,x,y,q,e,H4ideal,cv,cp,w,ierr,herr)
```

```
H4=H3+(H4ideal-H3)/Effd
```

```
H4Last = 0
```

```
kH4 = 0
```

```
DO WHILE (ABS((H4 - H4Last)/H4) .GT. 0.0001)
```

```
  kH4=kH4+1
```

```
  H4Last=H4
```

```
  IF (kH4.GT.MaxIter) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 4.1 - Max iteration reached at diffuser outlet."
      READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    ENDIF
  END IF
```

```
CALL PHFLSH (P4,H4,zz,T4,rho4,DI,Dv,x,y,q,e,S4,cv,cp,a_4,ierr,herr)
rho4=rho4*wm
```

```
Cr4=zMdot/(rho4*A4)
```

```
Cu4 = Cr4*TAN(Alpha4m/(180/PI))
```

```
C4=SQRT(Cr4**2+Cu4**2)
```

```
Alpha4=ATAN(Cu4/Cr4)*(180/PI)
```

```
H4=H04-(C4**2)*wm/2000
```

```
CALL TRNPRP (T4,rho4/wm,x,eta,tcx,ierr,herr)
```



```

IF (ierr.NE.0) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 4.4 - REFPROP (TRNPRP) error at diffuser outlet:"
    WRITE(*,*) herr
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  END IF
ENDIF
Visc4 = eta/1000000

CALL DiffuserLosses()

H4ideal = H4 - LossesDiffuser*wm/1000
CALL HSFLSH (H4ideal,S4ideal,zz,T4ideal,P4,rho4ideal,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_4ideal,ierr,herr)
Effd = (H4ideal - H3)/(H4 - H3)
PRd = P4/P3 !Rotor Pressure Ratio
PRdthD = P4/P3thD

END DO

S04 = S4
CALL HSFLSH (H04,S04,zz,T04,P04,rho04,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_04,ierr,herr)
rho04 = rho04*wm

!RETURN CHANNEL/VOLUTE INLET
A5 = A4
C5 = C4
Cu5 = Cu4
Cr5 = Cr4
Alpha5 = Alpha4
Visc5 = Visc4
rho05 = rho04
rho5 = rho4
P05 = P04
P5 = P4
T05 = T04
T5 = T4
H05 = H04
H5 = H4
S05 = S04
S5 = S4

!RETURN CHANNEL/VOLUTE OUTLET
IF (istadio == 1)THEN
  b6 = b5
  D6 = r6*2
  A6=(PI*D6-zDiff*tb6)*b6

  H06 = H05
  EFFc = 0.9
  PRc = 1.5
  P6 = PRc*P5
  S6ideal = S5
  CALL PSFLSH (P6,S6ideal,zz,T6ideal,rho6ideal,DI,Dv,x,y,q,e,H6ideal,cv,cp,w,ierr,herr)
  H6=H5+(H6ideal-H5)/Effc
  H6Last = 0
  kH6 = 0
  DO WHILE (ABS((H6 - H6Last)/H6) .GT. 0.0001)
    kH6=kH6+1
    H6Last=H6
  
```

```

IF (kH6.GT.MaxIter) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 6.1 - Max iteration reached at return channel outlet."
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  ENDIF
END IF

```

```

CALL PHFLSH (P6,H6,zz,T6,rho6,DI,Dv,x,y,q,e,S6,cv,cp,w,ierr,herr)
rho6=rho6*wm

```

```

Cr6=zMdot/(rho6*A6)
Cu6 = Cr6*TAN(Alpha6m/(180/PI))
C6=SQRT(Cr6**2+Cu6**2)
Alpha6=ATAN(Cu6/Cr6)*(180/PI)

```

```

H6=H06-(C6**2)*wm/2000
CALL TRNPRP (T6,rho6/wm,x,eta,tcx,ierr,herr)

```

```

IF (ierr.NE.0) THEN
  IF(iErrorCheck == 1) THEN
    WRITE(*,*) "Error 6.2 - REFPROP (TRNPRP) error at return channel outlet:"
    WRITE(*,*) herr
    READ(*,*)
  ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
    GOTO 1337
  END IF
ENDIF

```

```

Visc6 = eta/1000000

```

```

CALL RetChLosses()

```

```

H6ideal = H6 - LossesRetCh*wm/1000
CALL HSFLSH (H6ideal,S6ideal,zz,T6ideal,P6,rho6ideal,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_6,ierr,herr)
Effc = (H6ideal - H5)/(H6 - H5)
PRc = P6/P5

```

```

END DO

```

```

S06 = S6
CALL HSFLSH (H06,S06,zz,T06,P06,rho06,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_6,ierr,herr)
rho06 = rho06*wm

```

```

T011 = T06
P011 = P06

```

```

END IF

```

```

IF (istadio == 2) THEN
  b5 = b4
  tb5 = tb4
  Alpha5m = Alpha4m
  A6=PI*(rr6**2)

```

```

H06 = H05
Effv = 0.9
PRv = 1.5
P6 = PRv*P5
S6ideal = S5

```

```

CALL PSFLSH (P6,S6ideal,zz,T6ideal,rho6ideal,DI,Dv,x,y,q,e,H6ideal,cv,cp,w,ierr,herr)
H6=H5+(H6ideal-H5)/

```

```

H6Last = 0
kH6 = 0
DO WHILE (ABS((H6 - H6Last)/H6) .GT. 0.0001)
  kH6=kH6+1
  H6Last=H6

  IF (kH6.GT.MaxIter) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 6.1 - Max iteration reached at volute outlet."
      READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    ENDIF
  END IF

  CALL PHFLSH (P6,H6,zz,T6,rho6,DI,Dv,x,y,q,e,S6,cv,cp,w,ierr,herr)
  rho6=rho6*wm

  Cu6=zMdot/(rho6*A6)
  Cr6 = 0.0
  C6=SQRT(Cr6**2+Cu6**2)
  Alpha6=ASIN(C6/Cu6)*(180/PI)

  H6=H06-(C6**2)*wm/2000
  CALL TRNPRP (T6,rho6/wm,x,eta,tcx,ierr,herr)

  IF (ierr.NE.0) THEN
    IF(iErrorCheck == 1) THEN
      WRITE(*,*) "Error 6.2 - REFPROP (TRNPRP) error at volute outlet:"
      WRITE(*,*) herr
      READ(*,*)
    ELSEIF(iErrorCheck == 0) THEN
      GOTO 1337
    END IF
  ENDIF
  Visc6 = eta/1000000

  CALL VoluteLosses()

  H6ideal = H6 - LossesVolute*wm/1000
  CALL HSFLSH (H6ideal,S6ideal,zz,T6ideal,P6,rho6ideal,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_6,ierr,herr)
  Effv = (H6ideal - H5)/(H6 - H5)
  PRv = P6/P5 !Rotor Pressure Ratio
END DO

S06 = S6CALL HSFLSH (H06,S06,zz,T06,P06,rho06,DI,Dv,x,y,q,e,cv,cp,a_6,ierr,herr)
rho06 = rho06*wm
END IF

CALL PSFLSH (P06,S01,zz,T06ideal,rho06ideal,DI,Dv,x,y,q,e,H06ideal,cv,cp,w,ierr,herr)
rho06ideal = rho06ideal*wm

IF (istadio == 1)THEN
  PR01g = P02/P01
  Eff1g = Effr
  PR1 = P6/P1
  PR01 = P06/P01
  DHis1 = H06ideal - H01
  DH1 = H06 - H01
  Eff1 = DHis1/DH1
  Effvol1= RNV
  DHo1 = DiskFrictionLosses*wm/1000

```

```

Effo1 = DH1/(DH1+DHo1)
Efftot1g = Effr*Effvol1*Effo1
Effst1 = Effi1*Effvol1*Effo1
ELSEIF (istadio == 2)THEN
  PR02g = P02/P01
  Effi2g = Effr
  PR02 = P06/P01
  PR2 = P6/P1
  DHis2 = H06ideal - H01
  DH2 = H06 - H01
  Effi2 = DHis2/DH2
  Effvol2= RNV
  DHo2 = DiskFrictionLosses*wm/1000
  Effo2 = DH2/(DH2+DHo2)
  Efftot2g = Effr*Effvol2*Effo2
  Effst2 = Effi2*Effvol2*Effo2
END IF

12 FORMAT (A49,I8)
13 FORMAT (A47,F14.7)
11 FORMAT (A35,F14.7,A12)
16 FORMAT (A35,I6)

IF (istadio == 1)THEN
  iRisultati = 10
ELSE IF(istadio == 2)THEN
  iRisultati = 11
END IF

WRITE (iRisultati,*) "~~~~~ OPERATIVE CONDITIONS ~~~~~"
WRITE (iRisultati,11) "Mass flow rate (zMdot):      ",zMdot," kg/s"
WRITE (iRisultati,16) "Rotational speed (N):      ",N,"rpm"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*) "~~~~~ ROTOR INLET - Station 1 ~~~~~"
WRITE (iRisultati,11) "Total Enthalpy (H01):      ",H01/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Entropy (S01):      ",S01/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Temperature (T01):  ",T01," K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Pressure (P01):     ",P01," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Total Density (rho01):    ",rho01," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Static Enthalpy (H1):     ",H1/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Static Entropy (S1):     ",S1/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Temperature (T1):  ",T1," K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Pressure (P1):     ",P1," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Static Density (rho1):    ",rho1," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Imp. Inlet Velocity Triangle (Mean):  "
WRITE (iRisultati,11) "Tangential Velocity (U1):  ",U1," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Axial Velocity (Cm1):     ",Cm1," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Relative Velocity (W1):   ",W1," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Relative Tang. Component (Wu1):      ",Wu1," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Relative Flow Angle (Beta1):         ",90-Beta1," deg"
WRITE (iRisultati,11) "Metal Angle (Beta1m):               ",90-Beta1m,"deg"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity (C1):              ",C1," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Tang. Component (Cu1):     ",Cu1," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Inlet Swirl Angle (Alpha1):         ",90-Alpha1," deg"
WRITE (iRisultati,11) "Inlet Mach Number (M1):             ",zM1rel
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*) "~~~~~ ROTOR OUTLET - Station 2 ~~~~~"
WRITE (iRisultati,11) "Pressure Ratio (P02/P01):          ",P02/P01
WRITE (iRisultati,11) "Internal Losses:                   ",LossesImpeller/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Incidence Losses:                  ",LossIncidence/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Aerodynamic Loading Losses:        ",BladeLoadingLoss/1000," kJ/kg"

```

```

WRITE (iRisultati,11) "Skin friction Losses:           ",SkinFrictionLoss/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Mixing Losses:           ",LossMixing/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Rotor Efficiency:       ",Effr," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,11) "Volumetric Losses:      ",LossesVolumetric/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Leakage Losses:        ",LeakageLosses/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Recirculation Losses:   ",RecirculationLosses/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Volumetric Efficiency:  ",RNV," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Disk Friction Losses:   ",DiskFrictionLosses/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Enthalpy (H02):   ",H02/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Entropy (S02):    ",S02/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Temperature (T02):",T02," K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Pressure (P02):   ",P02," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Total Density (rho02):  ",rho02," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Static Enthalpy (H2):    ",H2/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Static Entropy (S2):    ",S2/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Temperature (T2):",T2," K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Pressure (P2):    ",P2," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Static Density (rho2):  ",rho2," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Imp. Outlet Velocity Triangle:  "
WRITE (iRisultati,11) "Tangential Velocity (U2):      ",U2," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Radial Velocity (Cr2):        ",Cr2," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity Tangential (Cu2): ",Cu2," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity (C2):       ",C2," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Swirl Angle (Alpha 2):        ",90-Alpha2," deg"
WRITE (iRisultati,11) "Relative Velocity Tangential (Wu2): ",Wu2," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Relative Velocity (W2):       ",W2," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Flow Angle (Beta2):          ",90-Beta2," deg"
WRITE (iRisultati,11) "Metal Angle (Beta2m):        ",90-Beta2m," deg"
WRITE (iRisultati,11) "Flow Coefficient:           ",FlowCoefficient
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Mach Number (M2):    ",aM2
WRITE (iRisultati,11) "Relative Mach Number (M2r):   ",rM2
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*) ~~~~~ DIFFUSOR INLET - Station 3 ~~~~~
WRITE (iRisultati,11) "Total Enthalpy (H03):       ",H03/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Entropy (S03):       ",S03/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Temperature (T03):    ",T03," K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Pressure (P03):       ",P03," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Total Density (rho03):     ",rho03," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Static Enthalpy (H3):       ",H3/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Static Entropy (S3):       ",S3/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Temperature (T3):    ",T3," K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Pressure (P3):       ",P3," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Static Density (rho3):     ",rho3," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Diff. Intlet Velocity Triangle:  "
WRITE (iRisultati,11) "Radial Velocity (Cr3):      ",Cr3," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity Tangential (Cu3): ",Cu3," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity (C3):     ",C3," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Swirl Angle (Alpha 3):     ",90-Alpha3," deg"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*) ~~~~~ DIFFUSOR OUTLET - Station 4 ~~~~~
WRITE (iRisultati,11) "Pressure Ratio (P04/P03):    ",P04/P03
WRITE (iRisultati,11) "Internal Losees:           ",LossesDiffuser/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Skin friction Losees:      ",SkinFrictionLoss34/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Mixing Losses:            ",LossMixing34/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Incidence Losses:         ",LossIncidence34/1000," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Diffuser Efficiency:       ",Effd," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,11) "Total Enthalpy (H04):     ",H04/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Entropy (S04):     ",S04/wm," kJ/kg-K"

```

```

WRITE (iRisultati,11) "Total Temperature (T04):      ",T04," K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Pressure (P04):      ",P04," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Total Density (rho04):     ",rho04," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Static Enthalpy (H4):      ",H4/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Static Entropy (S4):       ",S4/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Temperature (T4):   ",T4," K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Pressure (P4):      ",P4," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Static Density (rho4):     ",rho4," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Diff. Intlet Velocity Triangle:  "
WRITE (iRisultati,11) "Radial Velocity (Cr4):     ",Cr4," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity Tangential (Cu4):  ",Cu4," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity (C4):    ",C4," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Swirl Angle (Alpha 4):    ",90-Alpha4," deg"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*) "~~~~~ RETURN CHANNEL/VOLUTE INLET - Station 5 ~~~~~"
WRITE (iRisultati,11) "Total Enthalpy (H05):      ",H05/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Entropy (S05):       ",S05/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Temperature (T05):   ",T05," K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Pressure (P05):      ",P05," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Total Density (rho05):     ",rho05," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Static Enthalpy (H5):      ",H5/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Static Entropy (S5):       ",S5/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Temperature (T5):   ",T5," K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Pressure (P5):      ",P5," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Static Density (rho5):     ",rho5," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Ret. Intlet Velocity Triangle:  "
WRITE (iRisultati,11) "Radial Velocity (Cr5):     ",Cr5," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity Tangential (Cu5):  ",Cu5," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity (C5):    ",C5," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Swirl Angle (Alpha 5):    ",90-Alpha5," deg"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*) "~~~~~ RETURN CHANNEL OUTLET - Station 6 ~~~~~"
WRITE (iRisultati,11) "Pressure Ratio (P06/P05):   ",P06/P05
IF (istadio == 1) THEN
  WRITE (iRisultati,11) "Internal Losses:           ",LossesRetCh/1000," kJ/kg"
  WRITE (iRisultati,11) "Skin friction Losses:      ",SkinFrictionLoss56/1000," kJ/kg"
  WRITE (iRisultati,11) "Mixing Losses:             ",LossMixing56/1000," kJ/kg"
  WRITE (iRisultati,11) "Return Channel Efficiency:  ",Effc," kg/m^3"
ELSE IF (istadio == 2) THEN
  WRITE (iRisultati,11) "Internal Losses:           ",LossesVolute/1000," kJ/kg"
  WRITE (iRisultati,11) "Skin friction Losses:      ",SkinFrictionLossVol/1000," kJ/kg"
  WRITE (iRisultati,11) "Radial Losses:             ",RadialLossesVol/1000," kJ/kg"
  WRITE (iRisultati,11) "Volute Efficiency:         ",Effv," kg/m^3"
END IF
WRITE (iRisultati,11) "Total Enthalpy (H06):      ",H06/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Total Entropy (S06):       ",S06/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Temperature (T06):   ",T06," K"
WRITE (iRisultati,11) "Total Pressure (P06):      ",P06," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Total Density (rho06):     ",rho06," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Static Enthalpy (H6):      ",H6/wm," kJ/kg"
WRITE (iRisultati,11) "Static Entropy (S6):       ",S6/wm," kJ/kg-K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Temperature (T6):   ",T6," K"
WRITE (iRisultati,11) "Static Pressure (P6):      ",P6," kPa"
WRITE (iRisultati,11) "Static Density (rho6):     ",rho6," kg/m^3"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,11) "Diff. Intlet Velocity Triangle:  "

```

```
WRITE (iRisultati,11) "Radial Velocity (Cr6):      ",Cr6," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity Tangential (Cu6):  ",Cu6," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Absolute Velocity (C6):      ",C6," m/s"
WRITE (iRisultati,11) "Swirl Angle (Alpha 6):      ",90-Alpha6," deg"
WRITE (iRisultati,*)
WRITE (iRisultati,*)
```

1337 CONTINUE

END SUBROUTINE PERFORMANCE

SUBROUTINE ImpellerLosses()

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)

IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

!A) SKIN FRICTION LOSSES: (Jansen)

```
ThroatArea = ((PI*(r1s**2 - r1h**2)/iFull)-tb1*b1) * COS(Beta1m*PI/180)
ThroatPerimeter = 2*(b1+(((2*PI*((r1s+r1h)/2)/iFull)-tb1)*COS(Beta1m*PI/180)))
TipArea = b2*(2*PI*r2/iFull - tb2) * COS(Beta2m*PI/180)
TipPerimeter = 2*(b2+(((2*PI*r2/iFull)-tb2)* COS(Beta2m*PI/180)))
dHImpeller1 = 4*(ThroatArea/ThroatPerimeter)
dHImpeller2 = 4*(TipArea/TipPerimeter)
dHImpeller = (dHImpeller1 + dHImpeller2)/2
WBar = (C1*r1s/r1m + C2 + W1s + 2*W1h + 3*W2)/8
Visc = (Visc1+Visc2)/2
Relmpeller = (((rho1+rho2)/2)*WBar*dHImpeller)/Visc
CALL SkinFrictionCoefficient(Relmpeller)
SkinFrictionLoss = 2*cf*LbImpeller/dHImpeller*(Wbar**2)
```

!B) INCIDENCE LOSSES: (Conrad)

```
LossIncidence = finc*((W1**2)/2)*(SIN(ABS(Beta1m-Beta1)*PI/180))**2
```

!C) BLADE LOADING LOSSES: (Coppage et. al.)

```
Df = 1-(W2/W1s)+((0.75*U2**2)*Cu2)/((U2**2)*(W1s/W2)*(iFull/PI)*((1-(r1s/r2))+2*r1s/r2)))
```

```
BladeLoadingLoss = 0.05*(Df**2)*(U2**2)
```

!D) TIP CLEARANCE LOSSES (Jansen)

!Girante aperta

```
!TipClearanceLoss = 0.6*(TipClearance/b2)*Cu2*SQRT(ABS(4*PI/b2/Z*((r1s**2-r1h**2)/((r2- r1s)*(1+rho2/rho1)))*Cu2*Cm1))
```

!Girante chiusa

```
TipClearanceLoss = 0
```

!E) MIXING LOSSES: (Johnston & Dean)

WSep = W2

```
CmWake = SQRT(ABS(WSep**2-Wu2**2))
```

```
CmMix = Cr2*(1-((Z*tb2)/(2*PI*r2)))
```

```
E_wake=1-CmWake/CmMix
```

Rappb = 1

```
LossMixing = (1/(1+(TAN(Alpha2*PI/180))**2))*((1-E_wake-Rappb)/(1-E_wake))*(C2**2/2)
```

SUM INTERNAL LOSS COEFFICIENTS:

```
LossesImpeller = (LossIncidence + BladeLoadingLoss + SkinFrictionLoss + TipClearanceLoss + LossMixing)
```

END SUBROUTINE ImpellerLosses

SUBROUTINE DiffuserLosses()

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)



IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

!A) DIFFUSER SKIN FRICTION LOSSES: (Jansen)  
 Area3 =  $b3 * (2 * \pi * r3 / zDiff - tb3) * \cos(\alpha3m * \pi / 180)$   
 Perimeter3 =  $2 * (b3 + ((2 * \pi * r3 / zDiff) - tb3) * \cos(\alpha3m * \pi / 180))$   
 Area4 =  $b4 * (2 * \pi * r4 / zDiff - tb4) * \cos(\alpha4m * \pi / 180)$   
 Perimeter4 =  $2 * (b4 + ((2 * \pi * r4 / zDiff) - tb4) * \cos(\alpha4m * \pi / 180))$   
 dHDiffuser3 =  $4 * (Area3 / Perimeter3)$   
 dHDiffuser4 =  $4 * (Area4 / Perimeter4)$   
 dHDiffuser =  $(dHDiffuser3 + dHDiffuser4) / 2$   
 WBar34 =  $(C3 + C4) / 2$   
 Visc34 =  $(Visc3 + Visc4) / 2$   
 ReDiffuser =  $((\rho3 + \rho4) / 2) * WBar34 * dHDiffuser / Visc34$   
 CALL SkinFrictionCoefficient(ReDiffuser)  
 SkinFrictionLoss34 =  $2 * cf * LbDiffuser / dHDiffuser * (Wbar34 ** 2)$

!B) DIFFUSER INCIDENCE LOSSES: (Conrad)  
 LossIncidence34 =  $finc * ((C3 ** 2) / 2) * (\sin(\text{ABS}(\alpha3m - \alpha3) * \pi / 180)) ** 2$

!C) DIFFUSER MIXING LOSSES: (Johnston & Dean)  
 IF (istadio == 1) THEN  
 LossMixing34 = 0  
 END IF  
 IF (istadio == 2) THEN  
 WSep34 = C4  
 CmWake34 =  $\text{SQRT}(\text{ABS}(Wsep34 ** 2 - Cu4 ** 2))$   
 CmMix34 =  $Cr4 * (1 - ((zDiff * tb4) / (2 * \pi * r4)))$   
 E\_wake34 =  $1 - CmWake34 / CmMix34$   
 Rappb34 = 1  
 LossMixing34 =  $(1 / (1 + (\tan(\alpha4 * \pi / 180)) ** 2)) * ((1 - E\_wake34 - Rappb34) / (1 - E\_wake34)) * (C4 ** 2) / 2$   
 END IF

!SUM INTERNAL LOSS COEFFICIENTS:  
 LossesDiffuser = (LossIncidence34 + SkinFrictionLoss34 + LossMixing34)

END SUBROUTINE DiffuserLosses

SUBROUTINE RetChLosses()

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)  
 IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

!A) DIFFUSER SKIN FRICTION LOSSES: (Jansen)  
 Area5 =  $b5 * (2 * \pi * r5 / zDiff - tb5) * \cos(\alpha5m * \pi / 180)$   
 Perimeter5 =  $2 * (b5 + ((2 * \pi * r5 / zDiff) - tb5) * \cos(\alpha5m * \pi / 180))$   
 Area6 =  $b6 * (2 * \pi * r6 / zDiff - tb6) * \cos(\alpha6m * \pi / 180)$   
 Perimeter6 =  $2 * (b6 + ((2 * \pi * r6 / zDiff) - tb6) * \cos(\alpha6m * \pi / 180))$   
 dHRetCh5 =  $4 * (Area5 / Perimeter5)$   
 dHRetCh6 =  $4 * (Area6 / Perimeter6)$   
 dHRetCh =  $(dHRetCh5 + dHRetCh6) / 2$   
 WBar56 =  $(C5 + C6) / 2$   
 Visc56 =  $(Visc5 + Visc6) / 2$   
 ReRetCh =  $((\rho5 + \rho6) / 2) * WBar56 * dHRetCh / Visc56$   
 CALL SkinFrictionCoefficient(ReRetCh)  
 SkinFrictionLoss56 =  $2 * cf * LbReturnChannel / dHRetCh * (Wbar56 ** 2)$

!B) RETURN CHANNEL MIXING LOSSES: (Johnston & Dean)  
 WSep56 = C6  
 CmWake56 =  $\text{SQRT}(\text{ABS}(Wsep56 ** 2 - Cu6 ** 2))$   
 CmMix56 =  $Cr6 * (1 - ((zDiff * tb6) / (2 * \pi * r6)))$   
 E\_wake56 =  $1 - CmWake56 / CmMix56$

Rappb56 = 1  
 LossMixing56 = (1/(1+(TAN(Alpha6\*PI/180))\*\*2))\*((1-E\_wake56-Rappb56)/(1-E\_wake56))\*(C6\*\*2/2)

!SUM INTERNAL LOSS COEFFICIENTS:  
 LossesRetCh = (SkinFrictionLoss56 + LossMixing56)

END SUBROUTINE RetChLosses

SUBROUTINE VoluteLosses()

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)  
 IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

!A) VOLUTE SKIN FRICTION LOSSES: (Jansen)  
 Area5 = b5\*(2\*PI\*r5/zDiff - tb5) \* COS(Alpha5m\*PI/180)  
 Perimeter5 = 2\*(b5+(((2\*PI\*r5/zDiff)-tb5) \* COS(Alpha5m\*PI/180)))  
 Area6= PI\*(rr6\*\*2)  
 dHVolute5 = 4\*(Area5/Perimeter5)  
 dHVolute6 = SQRT (4\*Area6/PI)  
 dHVolute = (dHVolute5 + dHVolute6)/2  
 WBar56 = (C5 + C6)/2  
 Visc56 = (Visc5+Visc6)/2  
 ReVolute = (((rho5+rho6)/2)\*WBar56\*dHVolute)/Visc56  
 CALL SkinFrictionCoefficient(ReVolute)  
 SkinFrictionLossVol = 2\*cf\*LbVolute/dHVolute6\*(Wbar56\*\*2)

!B) VOLUTE RADIAL SPEED LOSSES: (Sanghera)  
 RadialLossesVol = (Cr5\*\*2)/2

!SUM INTERNAL LOSS COEFFICIENTS  
 LossesVolute = (SkinFrictionLossVol + RadialLossesVol)

END SUBROUTINE VoluteLosses

SUBROUTINE SkinFrictionCoefficient(Re)

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)  
 IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

cf = 0  
 cfl = 0  
 cft = 0  
 !Laminar flow if (actually <2000 but incase transitional):  
 IF(Re.LT.20000) THEN  
 cfl = 16/Re  
 cf = cfl  
 !Turbulent flow if:  
 ELSE IF(Re.GE.20000) THEN  
 X = 1  
 last = 0  
 !Turbulent flow over a smooth surfuace given by (Aungier, 2000)  
 DO WHILE (ABS((last-X)/X).GT.0.0000001)  
 last = X  
 X = -4 \* LOG10(2.51\*X/(Re))  
 END DO  
 cft = X\*\*(-2)  
 cf = cft  
 END IF

END SUBROUTINE SkinFrictionCoefficient

SUBROUTINE ParasiticLosses()

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (a-h,l,o-z)

IMPLICIT INTEGER (i-k,m,n)

TipClearance = 0.0005

r\_bar = (r1m + r2)/2

b\_bar = (b1 + b2)/2

Pcl = zMdot\*(r2\*Cu2-r1m\*Cu1)/(Z\*r\_bar\*b\_bar\*LbImpeller)

Ucl = 0.816\*SQRT(2\*Pcl/rho2)

cIMdot = rho2\*Ucl\*(Z\*TipClearance\*LbImpeller)

Visc\_cl = Visc1+Visc2

ReDF = ABS(rho2\*U2\*r2/Visc\_cl)

IF (ReDF.LT.300000) THEN

    f\_df = 2.67/(ReDF\*\*0.5)

ELSE

    f\_df = 0.0622/(ReDF\*\*0.2)

END IF

rho\_bar = (rho1+rho2)/2

DiskFrictionLosses = f\_df\*rho\_bar\*(r2\*\*2)\*(U2\*\*3)/(4\*zMdot)

!A) LEAKAGE LOSSES

LeakageLosses = cIMdot\*Ucl\*U2/(2\*zMdot)

!B) RECIRCULATION LOSSES

Df = 1-(W2/W1s)+((0.75\*(U2\*Cu2-U1\*Cu1))/((U2\*\*2)\*(W1s/W2)\*(Z/PI)\*((1-r1s/r2)+(2\*r1s/r2))))

RecirculationLosses = 0.02\*(Df\*\*2)\*(U2\*\*2)\*SQRT(1/TAN(Alpha2\*PI/180))

! SUM PARASITIC LOSSES

LossesVolumetric = LeakageLosses + RecirculationLosses

END SUBROUTINE ParasiticLosses