

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica



Simulazione del funzionamento dell'impianto del laboratorio LFM per prove sperimentali di stadi di turbina assiale

RELATORE: Chiar.mo Prof. Carlo OSNAGHI

CORRELATORE: Ing. Giacomo Bruno PERSICO

Tesi di Laurea di:

Daniele ALIANO

Matr. 682579

Anno Accademico 2009-2010

“Failure is not an option”

***Eugene F. Kranz, durante le operazioni perfettamente riuscite
per riportare sulla Terra gli astronauti dell’Apollo 13
(James A. Lovell, Fred W. Haise e Jack Swigert)***

Indice

<i>Introduzione</i>	6	
Capitolo 1	<i>Descrizione dell'impianto</i>.....	8
1.1	<i>Descrizione dei componenti dell'impianto</i>.....	9
1.1.1	<i>Ventilatore centrifugo</i>	10
1.1.2	<i>Tubazione di mandata dell'aria</i>	11
1.1.3	<i>Pozzo piezometrico</i>	13
1.1.4	<i>Camera di stanca</i>	15
1.1.5	<i>Scambiatore di calore</i>	16
1.1.6	<i>Convergente di raccordo al turbogruppo</i>	17
1.1.7	<i>Turbogruppo e macchina elettrica per la regolazione fine</i>	18
1.2	<i>Introduzione al funzionamento dell'impianto</i>.....	23
Capitolo 2	<i>La teoria della similitudine</i>.....	27
2.1	<i>Generalità</i>.....	27
2.2	<i>Variabili adimensionali e Teorema π</i>.....	29
2.3	<i>Teoria della similitudine per macchine idrauliche (fluido incompressibile)</i>.....	32
2.3.1	<i>La velocità specifica</i>	34
2.3.2	<i>Il diametro specifico</i>	39
2.4	<i>Teoria della similitudine per macchine termiche (fluido comprimibile)</i>.....	42

Capitolo 3	<i>Analisi delle mappe di funzionamento e creazione dei set di dati.....</i>	48
3.1	<i>Mappe di funzionamento del ventilatore centrifugo....</i>	48
3.1.1	<i>Incremento di pressione – Portata volumetrica ($\Delta P-Q$).....</i>	49
3.1.2	<i>Potenza assorbita – Portata volumetrica ($W-Q$).....</i>	57
3.1.3	<i>Rendimento – Coefficiente di portata ($\eta-\varphi$).....</i>	64
3.2	<i>Mappe di funzionamento del compressore assiale.....</i>	66
3.2.1	<i>Estensione delle mappe di funzionamento a bassi regimi di rotazione.....</i>	70
3.2.1.1	<i>Il legame ($\beta-m_{ad}$).....</i>	71
3.2.1.2	<i>Il legame ($W-m_{ad}$).....</i>	73
3.2.2	<i>Ampliamento del set di dati.....</i>	74
3.3	<i>Mappe di funzionamento della turbina assiale.....</i>	79
3.2.3	<i>Stadio a reazione.....</i>	80
3.2.4	<i>Stadio ad azione.....</i>	85
Capitolo 4	<i>Il codice di calcolo.....</i>	90
4.1	<i>Introduzione allo strumento di calcolo.....</i>	90
4.2	<i>Subroutines preliminari.....</i>	92
4.2.1	<i>Subroutine di funzionamento del ventilatore centrifugo.....</i>	92
4.2.2	<i>Subroutine di funzionamento del compressore assiale.....</i>	92
4.2.3	<i>Subroutine di funzionamento della turbina assiale.....</i>	93
4.3	<i>Implementazione del codice di calcolo.....</i>	94
4.3.1	<i>La scelta del profilo e dello stadio.....</i>	94
4.3.2	<i>La scelta del livello di temperatura e di pressurizzazione dell'impianto.....</i>	95
4.3.3	<i>Subroutines principali.....</i>	97
4.3.3.1	<i>Subroutine per il funzionamento e le prestazioni del turbogruppo.....</i>	98
4.3.3.2	<i>Subroutine per la minimizzazione della potenza assorbita dal ventilatore centrifugo.....</i>	105
4.3.4	<i>Conclusione delle operazioni previste dal codice di calcolo.....</i>	110

Capitolo 5	<i>L'attività di simulazione.....</i>	<i>111</i>
5.1	<i>Introduzione all'attività di simulazione.....</i>	<i>111</i>
5.2	<i>Ampliamento del set di dati.....</i>	<i>113</i>
5.3	<i>Descrizione dei transitori.....</i>	<i>121</i>
<i>Conclusioni.....</i>		<i>137</i>
Allegato 1	<i>Le perdite di carico nella tubazione di mandata dell'aria.....</i>	<i>140</i>
A.1	<i>Geometria della tubazione di mandata dell'aria e ipotesi preliminari.....</i>	<i>140</i>
A.2	<i>Criterio per la valutazione delle perdite di carico.....</i>	<i>142</i>
A.2.1	<i>Prima curva a 90°.....</i>	<i>143</i>
A.2.2	<i>La condotta orizzontale.....</i>	<i>145</i>
A.2.3	<i>Seconda curva a 90°.....</i>	<i>146</i>
Allegato 2	<i>Il ventilatore centrifugo Aeromeccanica Stranich KR-170.....</i>	<i>149</i>
<i>Bibliografia.....</i>		<i>153</i>
<i>Ringraziamenti.....</i>		<i>154</i>

Introduzione

Il lavoro di tesi che si intende presentare si inserisce nell'ambito di un progetto più ampio (stipulato dal Laboratorio di Fluidodinamica delle Macchine del Politecnico di Milano con la Franco Tosi Meccanica), riguardante la costruzione di una galleria del vento per le prove sperimentali su stadi di turbomacchina assiale (siano esse turbine che compressori).

Più precisamente, tale progetto, la cui realizzazione è ormai giunta al termine, fa direttamente riferimento ad un particolare impianto che ospita tale galleria, collocato, per l'appunto, all'interno del Laboratorio di Fluidodinamica delle Macchine.

Questo impianto, denominato **“LS Closed Loop Test Rig”** (dove **“LS”** sta a significare *Low Speed*) si sviluppa lungo un circuito chiuso ed è stato concepito con l'obiettivo di riuscire a disporre di un efficiente banco di prova per stadi di turbina assiale e di compressore assiale, anche se, all'interno di questo elaborato, ci si è concentrati sulle possibili future campagne di misura riguardanti palettamenti di sole turbine assiali.

Grazie agli studi risalenti a lavori precedentemente svolti, i quali hanno previsto varie progettazioni riguardanti i singoli elementi che prendono parte attiva all'interno del ciclo termodinamico compiuto dal fluido di lavoro, si è giunti ad una versione definitiva della struttura di questo impianto.

Di conseguenza, essendo ormai il Laboratorio di Fluidodinamica delle Macchine prossimo ad un suo avviamento definitivo, finalizzato alle attività sperimentali e alle campagne di misura riguardanti l'adozione di particolari profili e differenti tipologie di stadio, si è ritenuto necessario l'ottenimento di uno strumento capace di prevedere, una volta fissate delle opportune variabili in gioco, il funzionamento, ma soprattutto il matching di tutte le turbomacchine presenti nel circuito chiuso.

Sostanzialmente, si è pensato che fosse utile avviare, in via del tutto preliminare rispetto alle future prove sperimentali, una propedeutica attività di simulazione riguardante l'interazione fra i componenti dell'impianto.

Operativamente, si è quindi sviluppato un codice di calcolo, capace di ricercare e fornire la maggior parte dei punti di equilibrio in corrispondenza dei quali far funzionare il sistema.

In un secondo momento si è cercato di ampliare la trattazione, utilizzando i risultati forniti da tale ricerca per simulare la conduzione di generici transitori e verificare la versatilità di utilizzo di tutti i componenti, ovvero la loro capacità di adattamento alle varie condizioni di utilizzo.

Infatti, nell'ottica di effettuare prove sperimentali di palettamenti di turbomacchina assiale a varie velocità di rotazione, è necessario essere anche a conoscenza di quali siano le dinamiche dell'impianto nel momento in cui si esegue proprio un cambiamento del regime.

Il presente lavoro di tesi trova le sue basi nella determinazione di un ampio set di dati, composto dalle mappe di funzionamento delle varie turbomacchine presenti nel circuito chiuso, che si è successivamente provveduto ad inserire all'interno del codice di calcolo.

Quest'ultimo è stato ovviamente realizzato nel totale rispetto dei limiti funzionali, sia riguardanti le massime potenze introducibili nel sistema (delle quali si è anche minimizzata la loro entità per ogni condizione di funzionamento), sia in termini di massime velocità di rotazione raggiungibili da ogni macchina impiegata per la realizzazione del ciclo termodinamico da parte del fluido di lavoro.

All'interno di questa tesi verranno quindi presentate le seguenti argomentazioni:

- Esposizione delle caratteristiche dell'impianto con descrizione particolareggiata di tutti i suoi componenti.
- Richiami alla teoria della similitudine per macchine idrauliche e termiche, rivelatasi molto utile per generalizzare, a livello di singola turbomacchina, la trattazione relativa alle prestazioni descritte nelle rispettive mappe di funzionamento.
- Spiegazione relativa alle modalità con cui le prestazioni di ogni singola turbomacchina, descritte dalle opportune curve caratteristiche, sono state prese in considerazione ed inserite all'interno dello strumento di simulazione.
- Esposizione delle logiche utilizzate per l'implementazione del codice di calcolo.
- Cenni all'attività di simulazione (comprensiva della ricerca dei punti di equilibrio e dell'esecuzione dei transitori) intrapresa per agevolare le future prove sperimentali.

Capitolo 1

Descrizione dell'impianto

In questo capitolo verrà presentato l'intero impianto e il suo funzionamento.

Una sua accurata descrizione risulta essenziale per poter comprendere quali siano i criteri in base ai quali è stato realizzato, in questo elaborato, il matching completo fra le varie macchine che lo compongono e per analizzare le logiche implementate all'interno del codice di calcolo con il quale si è realizzata la simulazione dell'interazione fra i vari componenti.

Nella figura 1.1 ne viene fornito uno schema tecnico, il quale, sostanzialmente, anticipa l'elenco dei suoi componenti.

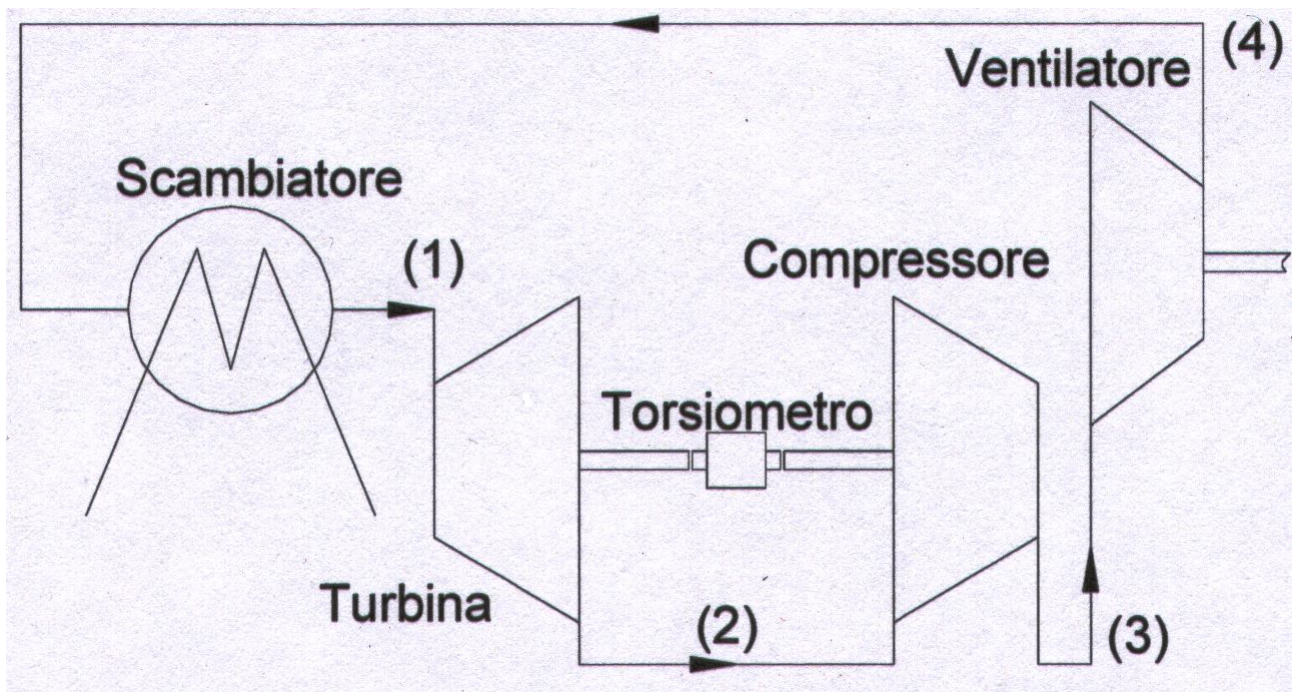


Figura 1.1 Rappresentazione schematica dell'impianto "LS Closed Loop Test Rig"

1.1 Descrizione dei componenti dell'impianto

Nonostante esso possa essere considerato, a tutti gli effetti, un banco prova in circuito chiuso per il monitoraggio delle prestazioni di schiere anulari tanto di turbine quanto di compressori assiali, nello svolgimento di questo lavoro si è limitato il campo dell'indagine, concentrandosi unicamente sulle simulazioni di funzionamento dell'impianto a seguito dell'adozione di differenti palettamenti di turbina assiale e non di compressore.

L'intero sistema è costituito dai seguenti componenti:

- Ventilatore centrifugo
- Tubazione di mandata dell'aria
- Pozzo piezometrico
- Camera di stanca
- Scambiatore di calore
- Convergente di raccordo al turbogruppo
- Turbogruppo e macchina elettrica per la regolazione fine

Nella pagina seguente è riportato, in figura 1.2, lo schema dell'impianto a meno del turbogruppo.

Partendo da destra si individua da subito il ventilatore centrifugo, dalla cui sezione di uscita si diparte la tubazione di mandata dell'aria.

Sul lato opposto, invece, si può individuare la camera di stanca e lo scambiatore di calore; lo spazio compreso tra lo scambiatore di calore e la sezione di aspirazione del ventilatore centrifugo è interamente dedicato all'alloggiamento del turbogruppo, che verrà introdotto con maggiore dovizia di particolari più avanti nel capitolo.

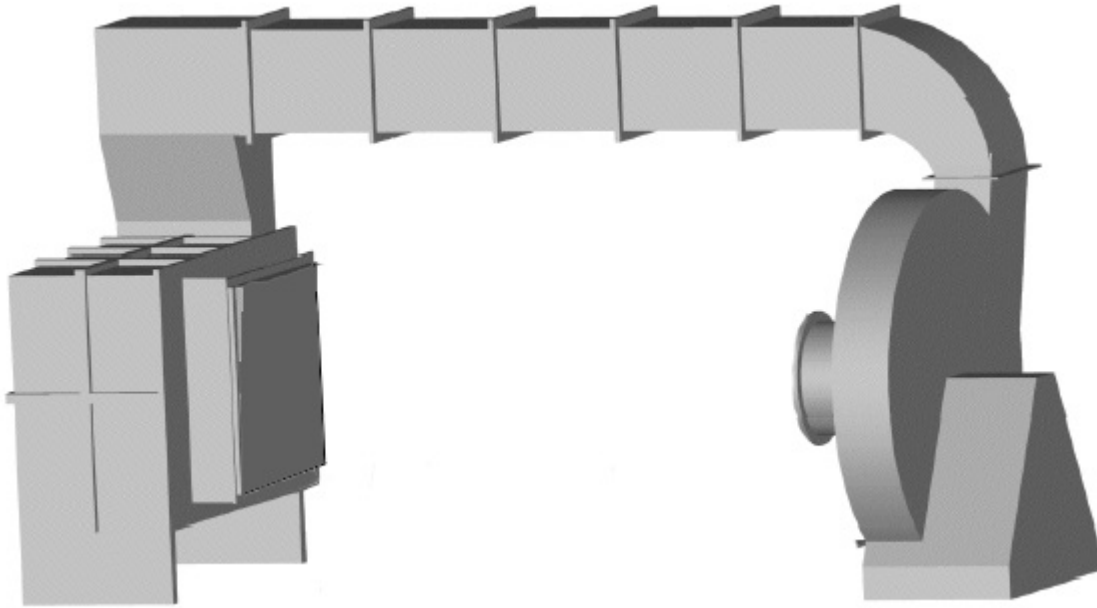


Figura 1.2 Rappresentazione fisica della porzione di impianto a complemento del turbogruppo

1.1.1 Ventilatore centrifugo

Si tratta di un ventilatore centrifugo monostadio, azionato da un motore elettrico in corrente continua caratterizzato da una potenza nominale di $450kW$.

I particolari costruttivi, gli ingombri totali di tale macchina, nonché le mappe di funzionamento (che, come si vedrà in seguito, costituiscono un ottimo punto di partenza per la realizzazione del codice di calcolo) sono riportati nell'allegato n.2.

Per avere comunque un'idea preliminare riguardo le sue prestazioni, si riportano qui di seguito le varie grandezze facenti riferimento alla condizione nominale di funzionamento:

- Portata volumetrica nominale all'aspirazione: $Q = 13 \frac{m^3}{s}$
- Prevalenza statica nominale: $H = 2310 mmH_2O$. Ipotizzando che la mandata del ventilatore sia a pressione atmosferica, a tale valore di prevalenza corrisponde un rapporto di compressione $\beta_v = 1.29$
- Velocità di rotazione in condizioni nominali: $n = 2350 RPM$

Le prestazioni del ventilatore centrifugo possono essere variate intervenendo su due parametri di funzionamento: la velocità di rotazione e la posizione angolare delle IGV (*Inlet Guide Vanes*). Queste ultime sono un particolare accorgimento costruttivo che permette a tale macchina di poter essere considerata a “geometria variabile”, dal momento che esse determinano la parzializzazione della sezione di aspirazione, modificando le modalità di ingresso dell’aria nella macchina stessa. Nell’ottica di una regolazione riguardante le prestazioni del ventilatore centrifugo è possibile agire separatamente su uno dei singoli parametri appena introdotti, ma anche in modo simultaneo. Nell’ambito dell’attività di simulazione che verrà condotta a valle della stesura del codice di calcolo, ci si accorgerà, in ogni caso, che il parametro su cui si va ad agire per regolare il ventilatore (una volta instaurata l’interazione fra tutte le macchine che compongono l’impianto), o comunque quello che risulta avere una maggiore influenza sulla variazione delle sue prestazioni, è, senza dubbio, la velocità di rotazione.

La regolazione delle prestazioni del ventilatore centrifugo tramite le IGV può essere considerata, a tutti gli effetti, un’operazione di finitura e dall’importanza meno preponderante.

La sezione di uscita, infine, è caratterizzata da una voluta avente sezione rettangolare di dimensioni $462 \times 812 \text{ mm}$, direttamente flangiata alla tubazione di mandata dell’aria.

1.1.2 Tubazione di mandata dell’aria

La tubazione di mandata dell’aria è composta da tre elementi:

1. Curva di raccordo a 90° tra la sezione terminale della voluta del ventilatore (di dimensioni $462 \times 812 \text{ mm}$) e quella della condotta orizzontale sovrastante il turbogruppo (di dimensioni $812 \times 812 \text{ mm}$). Questa parte della tubazione, a seguito dell’allargamento di sezione, deve essere considerata anche come diffusore
2. Condotta orizzontale, avente lunghezza pari a 5 m
3. Curva di raccordo a 90° tra la sezione terminale della condotta orizzontale e quella di ingresso nella camera di stanca

Relativamente alla tubazione di mandata dell’aria, bisogna fare un’importante precisazione. Infatti, grazie a delle misurazioni della velocità del flusso di aria, risalenti a precedenti lavori eseguiti su

tale impianto, si era osservata, in prossimità della sezione di uscita della curva di raccordo a 90° che precede la camera di stanca, una forte disuniformità del flusso, dovuta principalmente al presentarsi di una zona di separazione.

E' per questo motivo che si è pensato, nell'ottica di una riduzione di tale disuniformità, di introdurre, all'interno della curva a 90°, una schiera di profili opportunamente sagomati in grado di guidare il flusso. Tali profili sono tutti identici fra loro e realizzati in acciaio, conformati (mediante operazione di calandratura) ad arco di cerchio con un angolo sotteso pari a 90° e caratterizzati da uno spessore di 3mm . Ognuno di essi (9 per la precisione) è stato posizionato all'interno della curva in modo tale che le tangenti ai profili alle estremità fossero parallele alle pareti della tubazione, in corrispondenza delle sezioni di ingresso e uscita della curva stessa.

Grazie a questa soluzione si è riusciti ad eliminare la zona di separazione e ad uniformare il profilo di velocità in uscita dalla curva a 90° antecedente la camera di stanca.

In figura 1.3 è riportato uno schema tecnico riferito alla schiera di profili localizzati all'interno della curva, che ne evidenzia anche la relativa modalità di introduzione e disposizione degli stessi.

In figura 1.4, invece, viene riportato uno schema tecnico della porzione di tubazione di mandata dell'aria, nonché il relativo dominio della simulazione fluidodinamica condotta nell'ambito dei precedenti lavori.

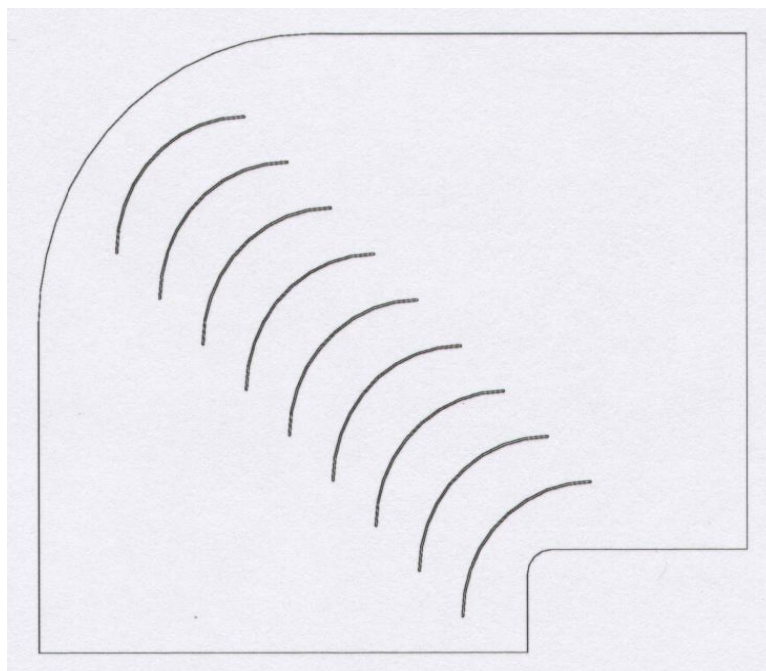


Figura 1.3 Schiera di profili introdotti all'interno della curva a monte della camera di stanca

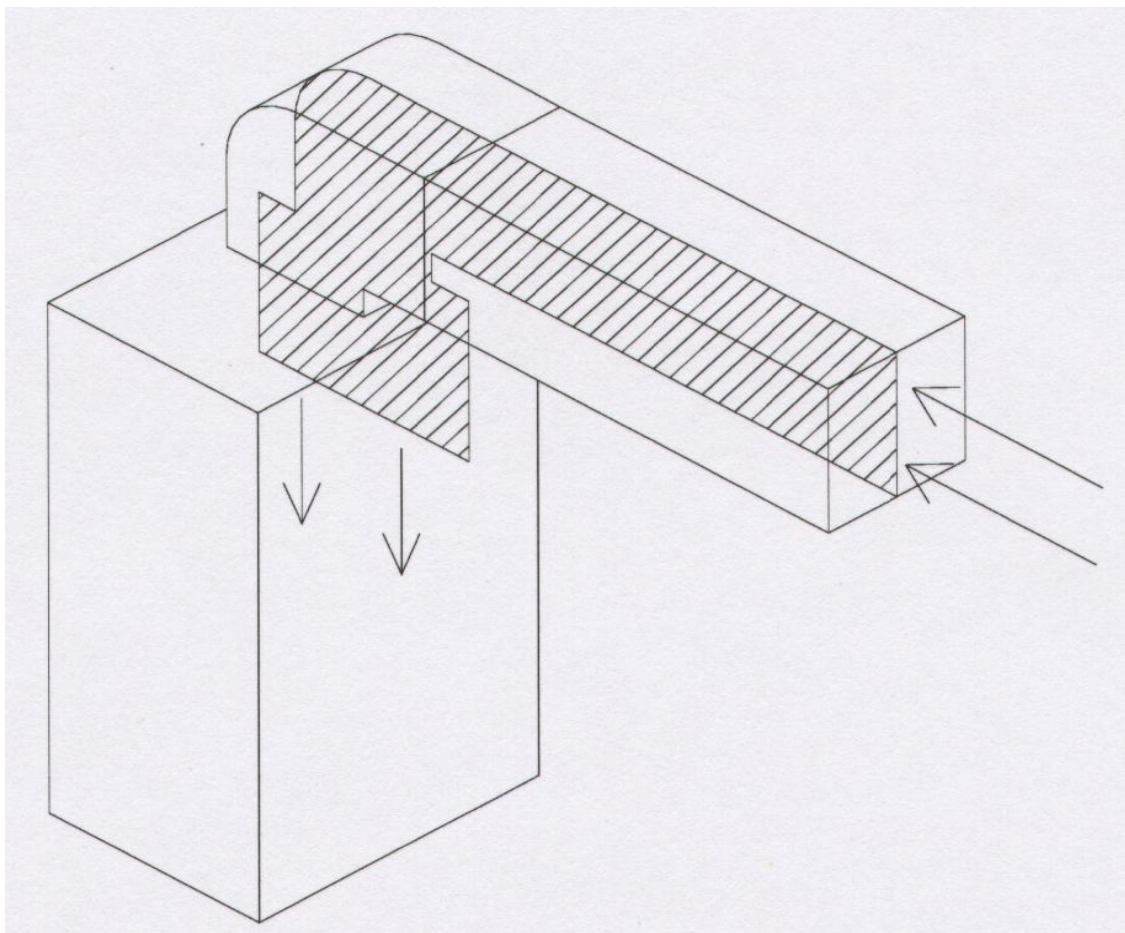


Figura 1.4 Schema tecnico della porzione di tubazione di mandata dell'aria interessata dalla disuniformità del flusso. In evidenza, il dominio fluidodinamico, oggetto delle simulazioni condotte su tale impianto in lavori precedenti

1.1.3 Pozzo piezometrico

Questo non è altro che un semplice accorgimento realizzato per far fronte all'inevitabile problema delle fughe di aria (sia entranti che uscenti) che si incontrano lungo lo sviluppo dell'intero impianto, per il semplice fatto che le tenute non possono essere perfettamente stagne.

Fisicamente esso consiste in un'apertura, parzializzabile mediante l'ausilio di un'opportuna valvola, ricavata all'interno della camera di stanca.

Attraverso tale apertura, a seconda del livello di pressurizzazione dell'impianto, l'aria è libera di entrare o uscire.

In assenza di tale pozzo piezometrico, proprio a causa della presenza delle fughe, l'aria raggiungerebbe, in una sezione non precisata dell'impianto, il valore di pressione atmosferica.

In questo modo, quindi, non sarebbe più possibile controllarne il livello di pressurizzazione.

Con l'adozione del pozzo piezometrico, invece, è possibile imporre, entro certi limiti e in condizioni di regime, un certo livello di pressurizzazione, funzione della sezione di apertura del pozzo piezometrico stesso.

Per una sezione dell'area di apertura sufficientemente grande si riuscirebbe ad imporre, proprio in quel punto, il valore di pressione atmosferica, il quale determinerebbe (grazie ai vari rapporti di pressione fra le macchine) il livello di pressurizzazione nei vari componenti dell'impianto.

In pratica, adottando una valvola o comunque un'apertura di dimensioni convenzionali (5cm di diametro, ad esempio), ci si deve aspettare, in condizioni di regime, un valore di pressione dell'aria, nel punto in cui è localizzato il pozzo piezometrico, un po' superiore rispetto a quello atmosferico.

Le fughe di aria, lungo lo sviluppo dell'intero circuito chiuso, sono principalmente localizzate nella porzione di impianto che ospita il turbogruppo, più precisamente fra turbina e compressore.

Per semplificare la trattazione e per contemplare un numero ragionevole di casi, in tale lavoro è stata considerata una portata massica di aria uscente dalla sezione offerta dal pozzo piezometrico e una portata massica di aria entrante attraverso le fughe localizzate tra turbina e compressore.

Questo perché si è supposto che, in normali condizioni di funzionamento, la pressione dell'aria all'interno della condotta che precede il pozzo piezometrico sia leggermente superiore a quella atmosferica; invece, appena prima del compressore assiale, proprio in seguito al fatto che l'aria è stata già espansa in turbina, si è supposto che la pressione presenti un valore più basso rispetto a quello atmosferico.

Quando l'intero impianto si porta ad una condizione di regime, le due portate massiche appena messe in evidenza saranno uguali.

La conseguenza principale di tutto ciò è una disparità fra le portate massiche che fluiscono in turbina e quelle che fluiscono nel compressore assiale e nel ventilatore centrifugo.

Più precisamente, per come sono stati impostati i versi di percorrenza dell'aria, sia attraverso la sezione relativa al pozzo piezometrico, sia attraverso le fughe localizzate tra turbina e compressore assiale, si avrà che, proprio in turbina, fluirà una portata massica leggermente inferiore rispetto a quella che caratterizzerà il funzionamento di compressore assiale e ventilatore centrifugo.

Questo è un aspetto tutt'altro che trascurabile dal momento che, come si vedrà più avanti nella trattazione, esso andrà a condizionare le modalità di determinazione dei punti di equilibrio del sistema all'interno del codice di calcolo.

1.1.4 Camera di stanca

La camera di stanca è un componente fondamentale per quanto riguarda la circolazione dell'aria all'interno del circuito chiuso, dal momento che svolge l'importante compito di ridurre la turbolenza del flusso in ingresso ad essa, realizzandone invece uno decisamente più uniforme in corrispondenza della sezione di uscita.

E' caratterizzata da una forma a parallelepipedo avente le seguenti dimensioni:

1310x2100x3000mm .

Qui di seguito, in figura 1.5, viene fornito uno schema tecnico dell'insieme costituito dalla camera di stanca unitamente allo scambiatore di calore ad essa direttamente collegato.

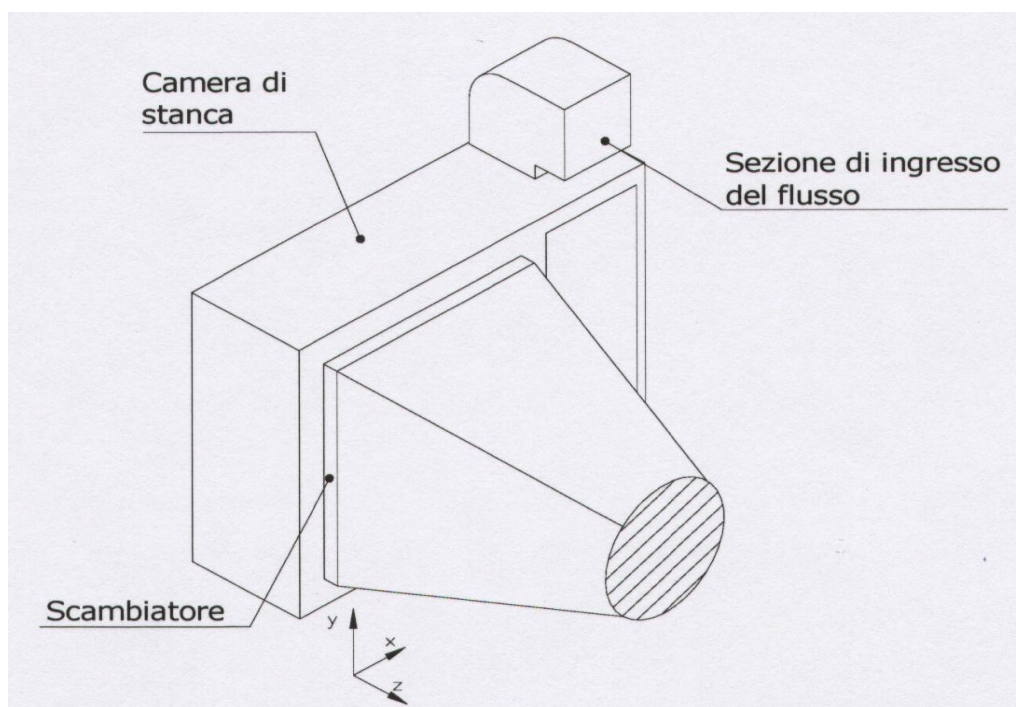


Figura 1.5 Rappresentazione schematica della camera di stanca direttamente collegata allo scambiatore di calore, dal quale si diparte il condotto convergente per l'ingresso dell'aria in turbina

1.1.5 Scambiatore di calore

Tale componente è posizionato in serie alla camera di stanca. Il suo compito è quello di raffreddare l'aria messa in movimento dal ventilatore centrifugo lungo la tubazione di mandata.

Bisogna infatti ricordare che l' "Ls Closed Loop Test Rig" è un impianto a circuito chiuso ed è quindi opportuno che le sue condizioni di funzionamento si mantengano stazionarie; grazie all'impiego di questo scambiatore di calore si riesce ad evitare che, ad ogni passaggio dell'aria in corrispondenza di un preciso punto dell'impianto (ad esempio l'ingresso in turbina), si verifichi un suo incremento della temperatura.

Sostanzialmente, esso deve ovviare alla problematica relativa al riscaldamento dell'aria, inevitabilmente introdotta dal lavoro compiuto dal ventilatore centrifugo sull'aria stessa.

Si tratta di uno scambiatore di calore a correnti semplici incrociate; questo particolare tipo di soluzione prevede che la direzione lungo la quale si muove il flusso di aria sia contenuta in un piano ortogonale rispetto alla direzione lungo la quale si muove il flusso di acqua di raffreddamento.

La superficie di scambio è caratterizzata da una sezione quadrata di lato $l = 1500mm$.

Come già fatto per il ventilatore centrifugo, si riportano qui di seguito le varie grandezze facenti riferimento alla condizione nominale di funzionamento:

- Potenza termica: $W = 400kW$
- Portata massica di aria: $\dot{m}_{aria} = 13 \frac{kg}{s}$
- Portata massica di acqua di raffreddamento: $\dot{m}_{acqua} = 4.8 \frac{kg}{s}$
- Temperature di ingresso e uscita dell'aria: $T_{in,aria} = 76^{\circ}C$; $T_{out,aria} = 50^{\circ}C$
- Temperature di ingresso e uscita dell'acqua: $T_{in,acqua} = 25^{\circ}C$; $T_{out,acqua} = 45^{\circ}C$

Una volta rese note le temperature di ingresso e uscita di aria e acqua è possibile andare a valutare la differenza media di temperatura ΔT_m tra i due fluidi interagenti:

$$\Delta T_m = K_{fl,incr} \Delta T_{ml} \quad (1.1)$$

Tale relazione è esclusivamente utilizzata per la progettazione degli scambiatori di calore che presentano un'architettura a flussi incrociati, a causa della presenza, al suo interno, di un coefficiente correttivo appositamente introdotto per tale soluzione costruttiva: la differenza media di temperatura ΔT_m tra i due fluidi interagenti è quindi individuata dal prodotto tra tale coefficiente correttivo ed il cosiddetto ΔT medio-logaritmico, il quale, a sua volta, è definito secondo la seguente relazione:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{in,aria} - T_{out,acqua}) - (T_{out,aria} - T_{in,acqua})}{\ln\left(\frac{T_{in,aria} - T_{out,acqua}}{T_{out,aria} - T_{in,acqua}}\right)} = 27.9^\circ C \quad (1.2)$$

Se si considera poi un fattore correttivo $K_{fl,incr} = 0.9$, si ottiene una differenza media di temperatura ΔT_m tra aria e acqua di raffreddamento pari a $25.1^\circ C$.

1.1.6 Convergente di raccordo al turbogruppo

Tale componente serve sostanzialmente a raccordare la sezione quadrata dello scambiatore alla sezione circolare di ingresso al turbogruppo. Esso è schematicamente riportato in figura 1.5.

1.1.7 Turbogruppo e macchina elettrica per la regolazione fine

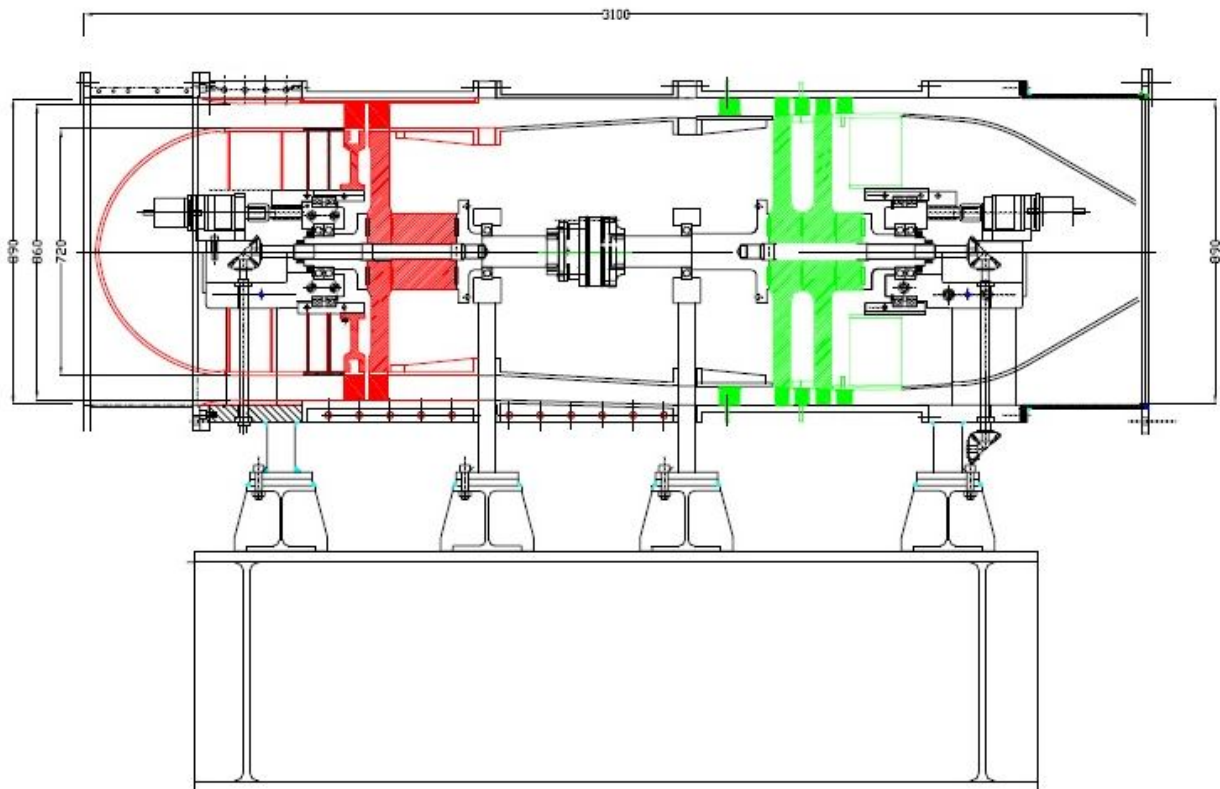


Figura 1.6 Sezione del turbogruppo

Il turbogruppo, la cui sezione è rappresentata in figura 1.6, costituisce senza alcun dubbio, assieme al ventilatore centrifugo, il componente più delicato (dal punto di vista della regolazione) dell'intero impianto.

Esso si compone di uno stadio di turbina assiale e di due stadi di compressore assiale, rispettivamente evidenziati in colore rosso e verde.

L'aspetto fondamentale che è bene ricordare (e che è stato introdotto all'inizio della descrizione dell'intero impianto) è che, nell'ambito di questo elaborato, l' "**LS Closed Loop Test Rig**" è stato considerato, a tutti gli effetti, come un banco prova per il monitoraggio delle prestazioni di stadi di turbina assiale.

Di conseguenza, lungo tutto lo svolgimento dell'analisi, ed unitamente all'implementazione del codice di calcolo, sarà possibile andare a considerare, volta per volta, palettamenti di turbina caratterizzati da geometrie diverse, nonché differenti tipologie di stadio.

Ciò significa che, ogni volta che si simulerà il funzionamento dell'impianto dopo aver installato una nuova configurazione, relativamente alla turbina assiale, sarà necessario individuare ed utilizzare le corrispettive mappe di funzionamento.

Al contrario, la palettatura del compressore assiale non sarà considerata una variabile aggiuntiva per le simulazioni che verranno eseguite e commentate nel corso di questo lavoro.

Quindi, per la sezione del turbogruppo relativa al compressore assiale, si avrà a disposizione una sola mappa di funzionamento, proprio dal momento che non è stata contemplata la variazione dei palettamenti impiegati su tale turbomacchina.

A differenza di quanto accade per il ventilatore centrifugo, il quale risulta indipendente dal resto dell'impianto (dal momento che è messo in rotazione da un motore elettrico dedicato), il turbogruppo è costituito da due macchine che non possono essere considerate indipendentemente l'una dall'altra, essendo calettate sullo stesso albero. Nella figura 1.7 viene fornita una rappresentazione completa di come il turbogruppo si presenta all'interno dell'impianto, sorretto dalla sua fondazione e ricoperto dall'involucro esterno.

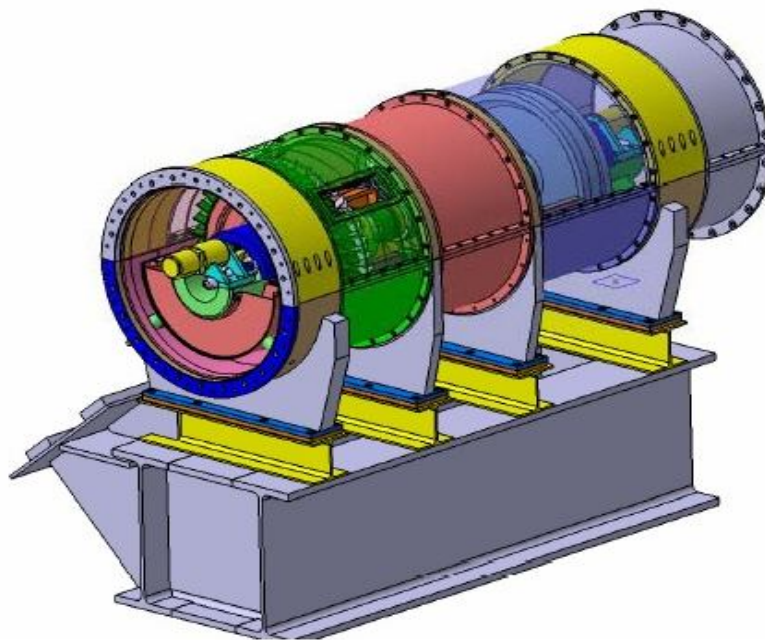


Figura 1.7 Disegno completo del turbogruppo

Per la modalità costruttiva appena esposta, dovrà essere rispettato, per primo, il seguente vincolo:

$$n_{turb} = n_{compr} \quad (1.3)$$

ossia, i regimi di rotazione delle due turbomacchine in questione devono essere identici.

Proprio riguardo le velocità di rotazione raggiunte dal turbogruppo, bisogna specificare che il valore delle velocità periferiche in prova è limitato a circa $200 \frac{m}{s}$. Tale valore viene raggiunto in corrispondenza di un regime di rotazione pari a circa 5000 RPM , che rappresenta quindi il limite superiore di utilizzo per entrambe le macchine.

E' altrettanto vero che, per essere in equilibrio meccanico, esse sono tenute a rispettare un ulteriore vincolo, ovvero:

$$W_{turb} = W_{compr} \quad (1.4)$$

Ciò sta a significare che, affinché il turbogruppo si trovi in condizioni di perfetto equilibrio meccanico, non solo le velocità di rotazione delle due macchine dovranno essere identiche, ma si dovrà anche fare in modo che la potenza fornita dalla turbina eguagli quella assorbita dal compressore.

Bisogna però considerare che quest'ultimo vincolo è molto difficile da rispettare, dal momento che, nella maggior parte dei casi, il matching fra turbina e compressore (a livello di sole mappe di funzionamento) non permette di pervenire ad un'esatta eguaglianza fra le due potenze in gioco.

Per questo motivo, all'impianto, o più precisamente al turbogruppo, è stato affiancato un componente aggiuntivo, ossia una macchina elettrica capace di svolgere tanto la funzione di freno quanto quella di motore; tale componente è in grado di fornire una potenza (entrante o uscente dal sistema) pari ad $80kW$.

In questo modo, come sarà poi più evidente nel prosieguo della trattazione, è possibile far fronte alla maggior parte delle condizioni di squilibrio in termini di potenze fornite ed assorbite dalle due macchine che costituiscono il turbogruppo, trasformando tali condizioni in una notevole quantità di punti di equilibrio.

E' opportuno allora andare a modificare l'espressione che identifica il vincolo sulle potenze riguardanti il funzionamento del turbogruppo stesso, aggiungendo anche il termine che compete alla macchina elettrica:

$$W_{turb} + W_{compr} + W_{el} = 0 \quad (1.5)$$

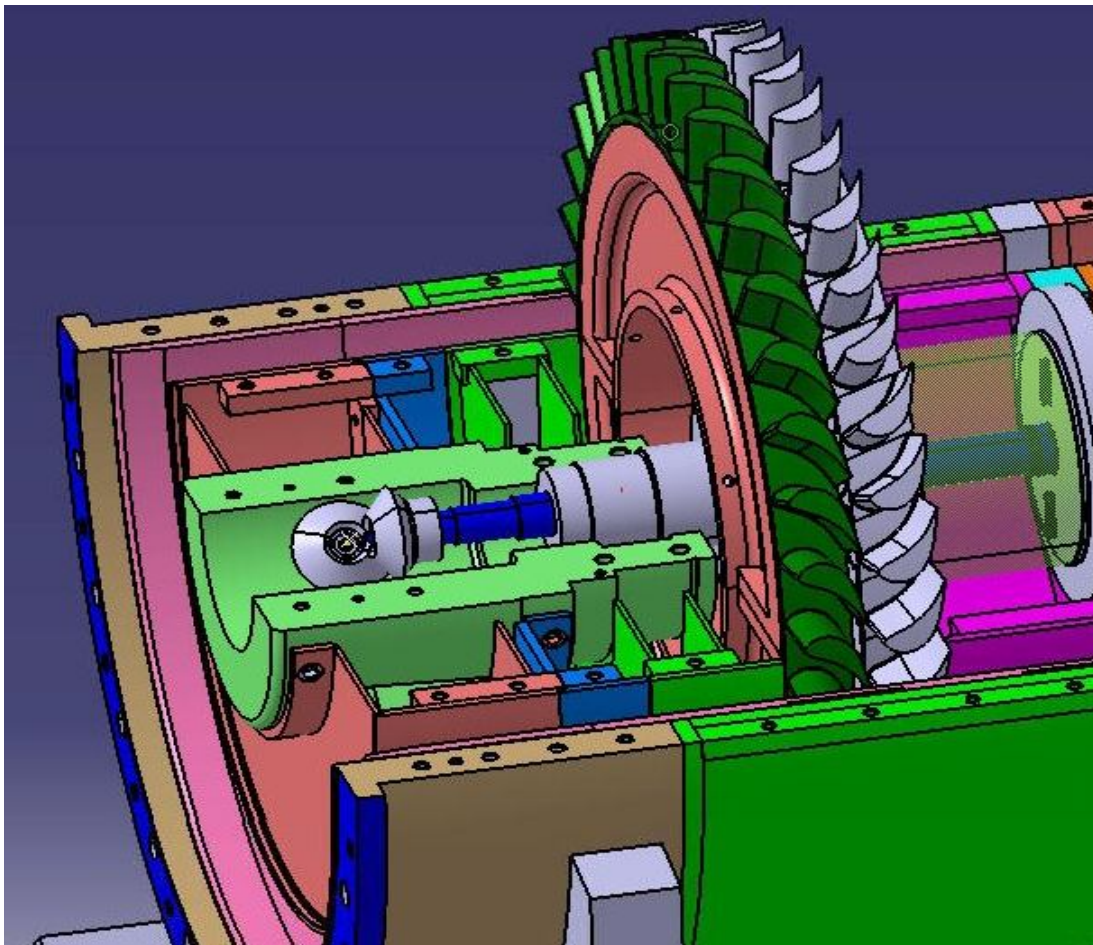


Figura 1.8 Rappresentazione grafica del collegamento tra albero del turbogruppo ed albero della macchina elettrica per la regolazione fine

In figura 1.8 è riportato il particolare rappresentativo del collegamento tra albero del turbogruppo e albero della macchina elettrica per la realizzazione della regolazione fine.

Il collegamento è ottenuto mediante una trasmissione costituita da una coppia di ruote dentate coniche. In questo modo è stato reso possibile l'impiego della macchina elettrica, collegata a tale

trasmissione, con lo scopo di scambiare potenza direttamente con l'albero sul quale sono calettati gli stadi di turbina e compressore.

Bisogna infine andare a considerare un ultimo accorgimento, a livello di soluzioni costruttive del turbogruppo; per la precisione esso riguarda strettamente la sezione del compressore assiale ed è messo bene in evidenza nel disegno di figura 1.9.

Come il ventilatore centrifugo, infatti, anch'esso è da considerarsi, a tutti gli effetti, caratterizzato da geometria variabile, dal momento che è dotato, per l'appunto, delle IGV (*Inlet Guide Vanes*), localizzate a monte del rotore del primo stadio.

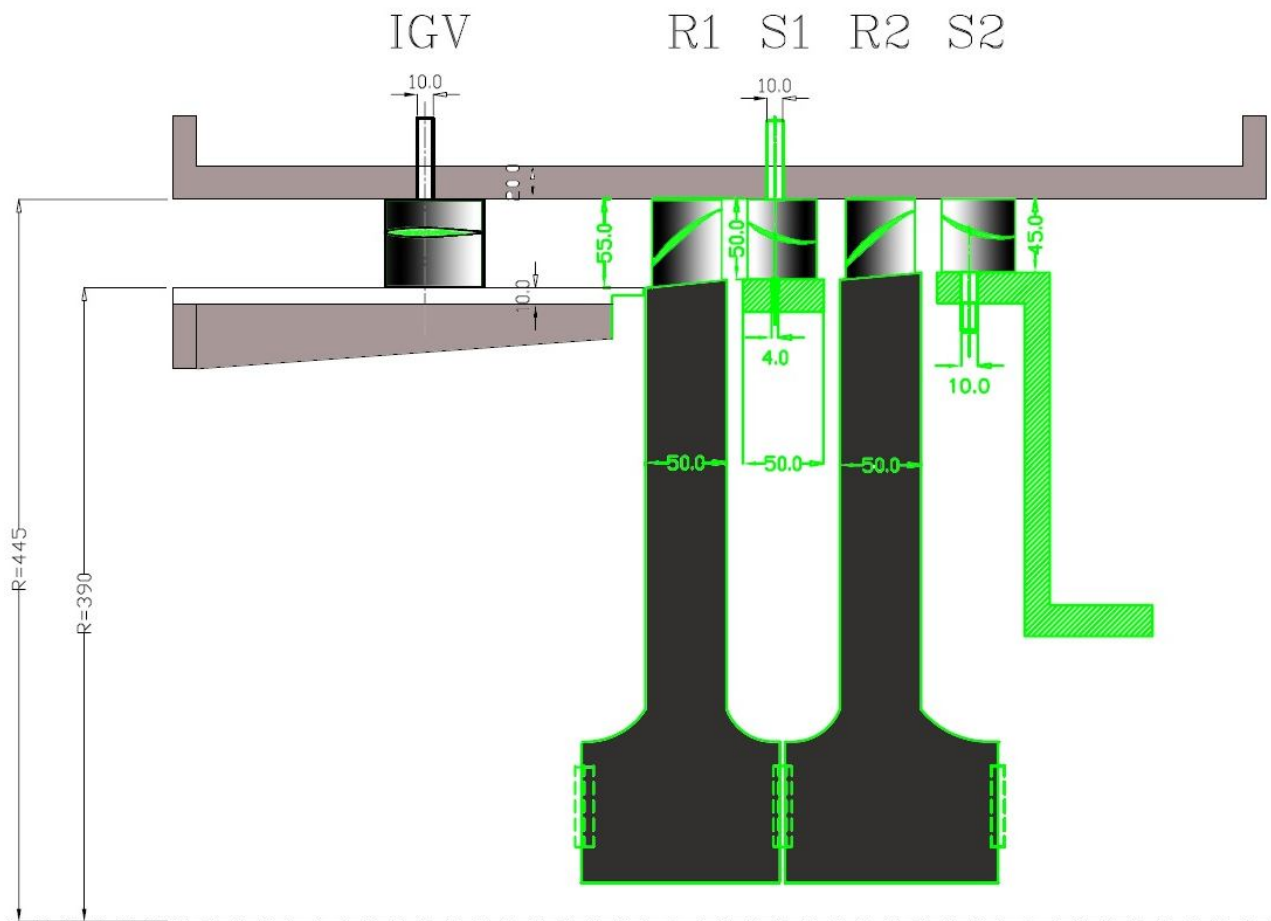


Figura 1.9 Sezione del compressore assiale raffigurante le IGV, a monte del primo rotore, ed il primo statore orientabile

Per la verità, come si evince sempre dalla figura 1.9, il compressore assiale è dotato, oltre che delle IGV, anche di uno statore (quello del primo stadio) capace di ruotare, per adattarsi al flusso in uscita dal primo rotore.

Tuttavia, all'interno di questo lavoro, si è deciso di vincolare questo ulteriore grado di libertà, dal momento che avrebbe complicato la gestione del codice di calcolo, già costretto a prendere in considerazione (come si vedrà approfonditamente più avanti) una notevole quantità di variabili in gioco.

Quindi, anche le prestazioni del turbogruppo, come quelle del ventilatore centrifugo, possono essere fatte variare agendo, simultaneamente o non, tanto sulla velocità di rotazione quanto sulla posizione angolare delle IGV.

Però, a differenza di quanto detto per il ventilatore centrifugo, in questo caso, il parametro che acquisisce un'importanza prevalente nell'ambito della regolazione è, senza alcun dubbio, la posizione delle IGV.

Ciò è facilmente comprensibile, dal momento che il turbogruppo accoppia sullo stesso albero due turbomacchine, imponendo loro un vincolo pesante sulle velocità di rotazione; per ovvi motivi ciò non succede al ventilatore, il quale gode di maggiore libertà dal punto di vista del regime di funzionamento.

1.2 Introduzione al funzionamento dell'impianto

Ora che sono stati elencati e descritti tutti i componenti dell'impianto, è possibile andare ad analizzarne più da vicino il suo funzionamento.

Si può affrontare questa importante tematica facendo riferimento nuovamente alla figura 1.1 introdotta all'inizio di questo capitolo, partendo, ad esempio, dalla sezione di ingresso dell'aria in turbina assiale.

Essa costituisce la prima porzione del turbogruppo, dove l'aria subisce un abbassamento di pressione che dipende proprio dal tipo di profilo e dal tipo di stadio che si sta testando, cui, come già precisato, compete una specifica mappa di funzionamento.

Una volta che l'aria completa l'espansione in turbina, essa impegna la seconda parte del turbogruppo, ovvero il compressore assiale, il quale ricomprime l'aria nella misura dettata dall'unica mappa di funzionamento dello stesso.

A questo punto l'aria si presenta all'uscita del compressore assiale, che poi coincide con l'aspirazione del ventilatore centrifugo, con un valore di pressione inferiore rispetto alle condizioni di ingresso in turbina.

Ciò è dovuto alla condizione di equilibrio meccanico del turbogruppo, che, a meno della potenza introdotta o sottratta dalla macchina elettrica, si riassume nell'eguaglianza introdotta dalla (1.4).

Se si procede esplicitando entrambi i membri di tale equazione, si ha che:

$$\dot{m}_{turb} \eta_{turb} L_{is,turb} = \dot{m}_{compr} \frac{L_{is,compr}}{\eta_{compr}} \quad (1.6)$$

Assumendo, in prima approssimazione, che la portata massica fluente in turbina sia la stessa che fluisce nel compressore (sostanzialmente, non si va momentaneamente a considerare la portata massica di aria che compete alle fughe, comunque molto piccola), si ottiene che:

$$L_{is,turb} = \frac{L_{is,compr}}{\eta_{turb} \eta_{compr}} \quad (1.7)$$

E, poiché sia il rendimento della turbina che quello del compressore sono due numeri inferiori all'unità, dalla (1.7) si ricava facilmente che:

$$L_{is,turb} > L_{is,compr} \quad (1.8)$$

Ossia:

$$\beta_{turb} > \beta_{compr} \quad (1.9)$$

Il ventilatore centrifugo, di conseguenza, fornisce all'aria quell'incremento di pressione che il compressore assiale non è in grado di fornire, mettendola nuovamente in movimento nella tubazione di mandata, la quale conduce all'ingresso della camera di stanca, fornendole contemporaneamente un rapporto di compressione tale da ristabilire i valori di pressione richiesti proprio per il nuovo ingresso turbina (ovviamente contemplando anche la presenza delle perdite di

carico lungo l'intera tubazione di mandata dell'aria, le quali sono state trattate in maniera più approfondita nell'allegato n.1).

Proprio nell'ottica di mettere in evidenza l'interazione tra ventilatore centrifugo e scambiatore di calore, è opportuno impostare un bilancio di potenze, analogamente a quanto fatto precedentemente per le due macchine costituenti il turbogruppo.

Infatti, lo scambiatore di calore deve cedere all'ambiente esterno tutta la potenza entrante nel sistema per effetto del funzionamento del ventilatore centrifugo; di conseguenza si individua il seguente ulteriore vincolo:

$$W_{vent} = W_{scamb} \quad (1.10)$$

Questo vincolo (espresso sulle potenze), unitamente a quello relativo al turbogruppo (espresso anch'esso sulle potenze), rende testimonianza di come l'impianto sia sostanzialmente composto da due macro-sezioni, ognuna delle quali ha il compito di posizionarsi su una condizione di equilibrio:

1. Turbina + Compressore + Macchina Elettrica
2. Ventilatore + Scambiatore di calore

Inoltre, essendo il sistema chiuso, dovrà essere rispettato anche un ultimo vincolo, questa volta riguardante i vari rapporti di compressione/espansione che si realizzano all'interno delle macchine costituenti l'impianto e nei condotti che identificano le tubazioni e i raccordi.

Sostanzialmente, per far sì che il livello di pressurizzazione all'interno del circuito chiuso sia mantenuto in condizioni stazionarie, è necessario che i rapporti di compressione eguaglino i rapporti di espansione:

$$\beta_{compr} \beta_{vent} = \beta_{p.c.} \beta_{turb} \quad (1.11)$$

Per poter identificare ogni singolo rapporto di compressione/espansione, è indispensabile muoversi sul grafico rappresentato in figura 1.10, il quale rappresenta il ciclo termodinamico dell'aria evolvente all'interno dell'impianto.

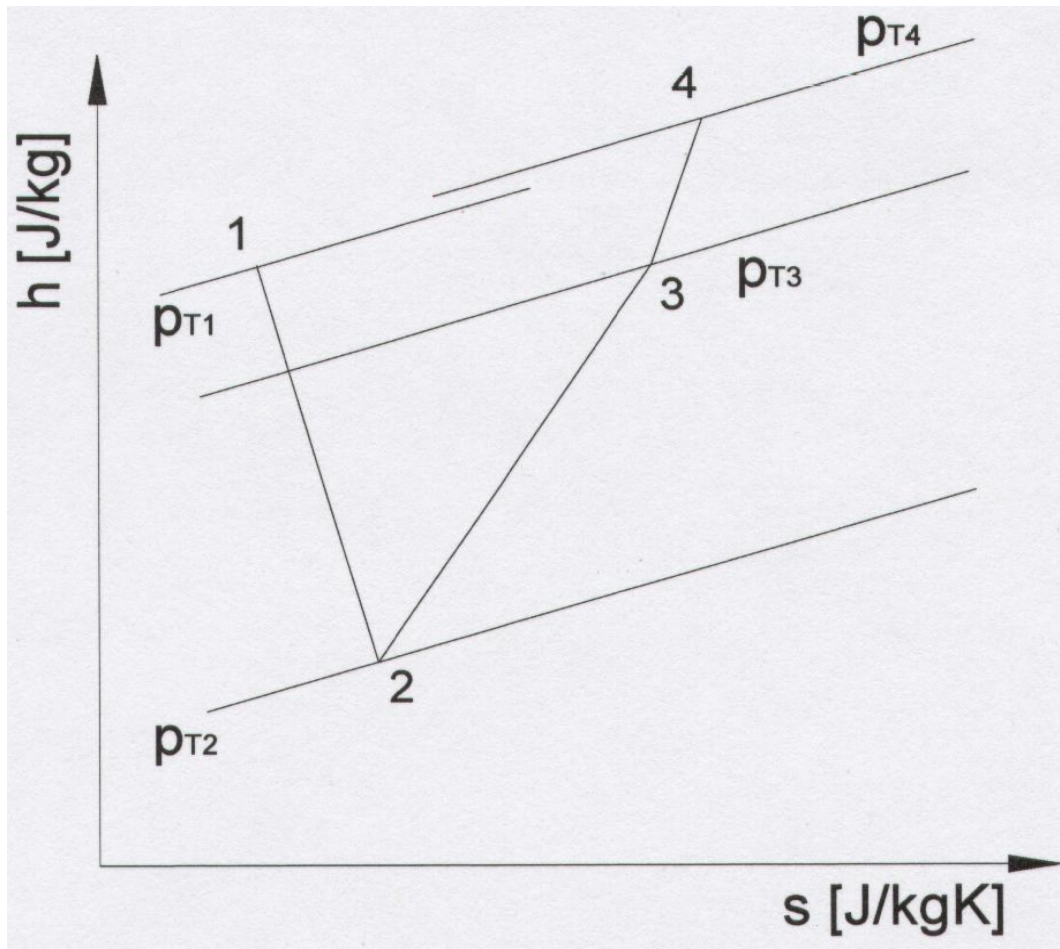


Figura 1.10 Ciclo termodinamico eseguito dal fluido di lavoro

In tutti i rapporti di pressione individuati intervengono solo le pressioni totali, ed essi sono così definiti:

- $\beta_{turb} = \frac{p_{T1}}{p_{T2}}$ → Rapporto di espansione realizzato dal generico stadio di turbina assiale
- $\beta_{compr} = \frac{p_{T3}}{p_{T2}}$ → Rapporto di compressione realizzato dai due stadi del compressore assiale
- $\beta_{vent} = \frac{p_{T4}}{p_{T3}}$ → Rapporto di compressione realizzato dal ventilatore centrifugo monostadio
- $\beta_{p.c.} = \frac{p_{T4}}{p_{T1}}$ → Rapporto di espansione che compete alle perdite di carico nei condotti della

tubazione di mandata dell'aria

Capitolo 2

La teoria della similitudine

2.1 Generalità

La soluzione analitica di problemi fluidodinamici è, dal punto di vista ingegneristico, spesso non contemplabile, se non per casi estremamente semplici e che comunque non possono essere considerati per una reale applicazione.

E' questo il motivo fondamentale per cui regolarmente si ricorre ad indagini di tipo sperimentale e a simulazioni numeriche.

In tale ottica ci si scontra però con dei problemi di natura pratica che, facendo riferimento al seguente esempio, risultano da subito più che evidenti.

Si immagini, quindi, di voler studiare la forza di resistenza R alla quale è sottoposto un corpo tozzo di forma sferica investito dal flusso di un generico fluido.

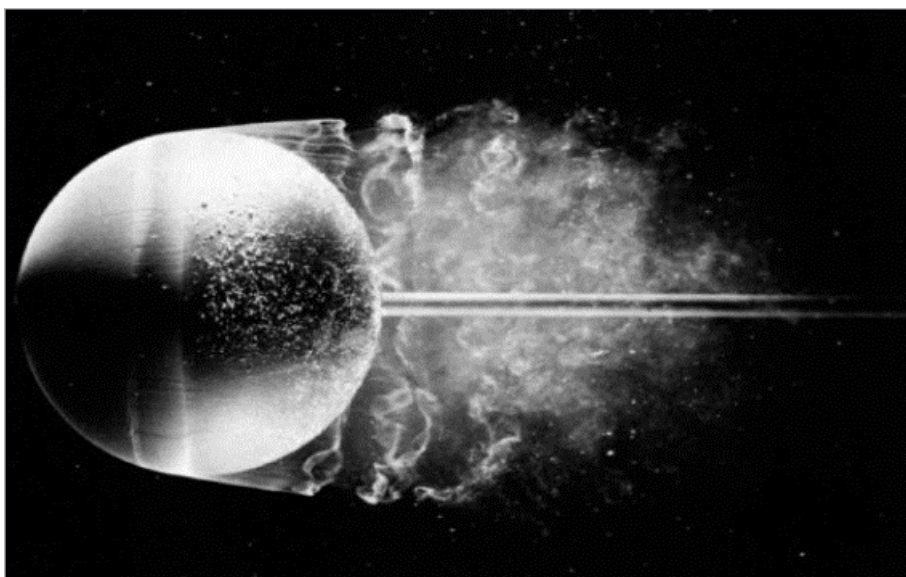


Figura 2.1 Corpo tozzo di forma sferica investito da un generico fluido

Si identificano da subito le varie grandezze in gioco:

- U → Velocità del flusso indisturbato
- D → Diametro della sfera
- a → Celerità del suono nelle condizioni indisturbate
- ρ → Densità del fluido nelle condizioni indisturbate
- μ → Viscosità dinamica del fluido nelle condizioni indisturbate

Bisogna ora trovare una relazione tale che:

$$R = f(U, D, a, \rho, \mu) \quad (2.1)$$

Ovviamente essa non è definibile a livello analitico, ma solo mediante un approccio di tipo sperimentale.

Operativamente, per andare a valutare l'influenza di ognuno dei cinque parametri sulla resistenza R , bisognerebbe fissarne quattro e far variare il rimanente all'interno di un range di valori di interesse.

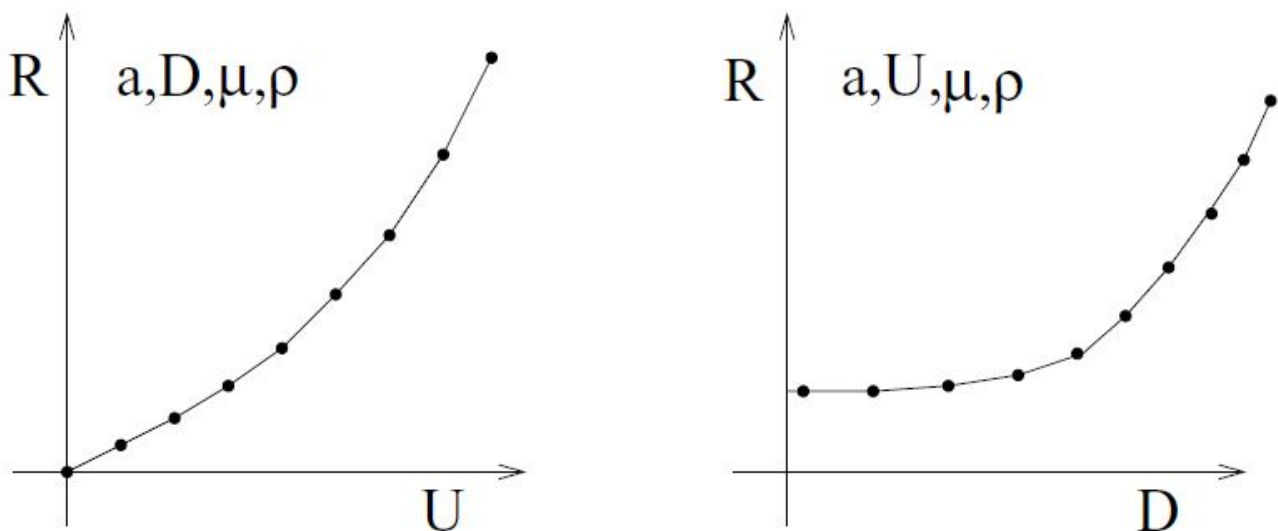


Figura 2.2 Andamento della forza di resistenza R , sia in funzione della velocità del flusso indisturbato che della dimensione caratteristica del corpo tozzo

In figura 2.2 è raffigurato l'andamento della forza di resistenza in funzione della velocità del flusso indisturbato e del diametro della sfera, lasciando invariati, in entrambi i casi, i quattro parametri rimanenti.

Prendendo, ad esempio, in considerazione il primo dei due grafici, si può affermare che, per studiare approfonditamente la dipendenza della resistenza R dalla velocità del flusso indisturbato U , sarebbe opportuno ripetere delle prove, proprio come quelle riportate in figura 2.2, per tutti i possibili valori dei quattro parametri in gioco rimanenti.

Però si intuisce piuttosto facilmente l'impossibilità pratica di effettuare un così elevato numero di test.

Questo è un aspetto che può essere più facilmente dedotto facendo riferimento non tanto al primo quanto al secondo dei due grafici rappresentati in figura 2.2: infatti, per il solo esempio riportato, sarebbe necessario far variare la dimensione del modello ben dieci volte, con evidenti problemi dal punto di vista dei costi: si pensi solo all'ipotesi in cui, al posto della dimensione di un corpo tozzo sferico, ci sia bisogno di far variare la dimensione di un modello in scala di un aereo o di un'automobile; in tal caso i costi relativi alla sperimentazione lieviterebbero in maniera insostenibile.

Un'altra problematica tutt'altro che trascurabile riguarda poi la fruibilità e l'eventuale consultazione dei dati raccolti: ci si troverebbe infatti costretti a far fronte ad una notevole quantità di grafici, rendendo così parecchio difficoltoso il reperimento di ogni singola informazione riguardo il fenomeno fisico che si sta analizzando.

2.2 Variabili adimensionali e Teorema π

Per tutti i motivi fin qui elencati, si è ricercato un metodo sperimentale (messo a punto solo nel secolo scorso) che permettesse di ridurre in maniera sensibile il numero di prove e che potesse comunque fornire una quantità di informazioni tale da descrivere parecchi casi pratici.

Tale metodo si basa sulla cosiddetta *Teoria della Similitudine*, la quale, a sua volta, poggia le sue fondamenta sul *Teorema di Buckingham*, anche chiamato *Teorema π* , del quale qui di seguito si riporta l'enunciato:

Un'equazione di n argomenti, dimensionalmente omogenea rispetto ad m unità fondamentali, può essere espressa come relazione fra $(n-m)$ variabili adimensionali indipendenti.

L'esempio del corpo tozzo di forma sferica è utile per capire che è molto più vantaggioso, nell'ottica di un'indagine particolareggiata, ragionare in termini di variabili adimensionali anziché andare a considerare le variabili primarie. Questo perché la correlazione fra alcune grandezze nel sistema dimensionale risulta implicita; di conseguenza, non si ha sempre la garanzia di avere la giusta percezione riguardo quelle che sono le reali variabili indipendenti del problema in questione. Il processo di adimensionalizzazione prevede, innanzitutto, l'individuazione di tutte le variabili che influenzano il fenomeno, il quale si suppone sia descritto da una relazione, all'interno della quale si ha una variabile dipendente funzione di tutte le altre, supposte indipendenti. Tale relazione, descritta dalla (2.1) può essere esplicitata introducendo generici esponenti per le variabili indipendenti:

$$R = U^a D^b a^c \rho^d \mu^e \quad (2.2)$$

Si procede ora esprimendo la (2.2) mettendo in evidenza le dimensioni relative alle variabili che descrivono tale fenomeno, indicando con **L** la lunghezza, **M** la massa e **T** il tempo (queste ultime sono proprio le *m* unità fondamentali nella meccanica):

$$\left[\frac{ML}{T^2} \right] = \left[\frac{L}{T} \right]^a [L]^b \left[\frac{L}{T} \right]^c \left[\frac{M}{L^3} \right]^d \left[\frac{M}{LT} \right]^e \quad (2.3)$$

Si va a ora a considerare ed eguagliare, rispettivamente per **L**, **M** e **T**, gli esponenti a primo e secondo membro:

$$\begin{aligned} 1 &= a + b + c - 3d - e \\ 1 &= d + e \\ -2 &= -a - c - e \end{aligned} \quad (2.4)$$

Ora si rende necessaria la scelta di una terna di variabili (anche chiamata “base dimensionale”), all'interno della quale compaiano tutte le grandezze fondamentali **L**, **M** e **T**. A tal proposito, ci si accorge facilmente che una possibile terna è formata da *U*, *D* e ρ , cui corrispondono rispettivamente gli esponenti *a*, *b* e *d*.

Sono proprio questi gli esponenti che ora bisogna esplicitare:

$$\begin{aligned} a &= 2 - c - e \\ b &= 2 + c - e \\ d &= 1 - e \end{aligned} \tag{2.5}$$

Si procede ora riscrivendo la (2.2) utilizzando le (2.5):

$$R = U^{2-c-e} D^{2+c-e} a^c \rho^{1-e} \mu^e \tag{2.6}$$

Rielaborando poi l'espressione appena scritta, si trova:

$$R = \rho U^2 D^2 \left(\frac{a}{U} \right)^c \left(\frac{\mu}{\rho U D} \right)^e \tag{2.7}$$

anche esprimibile nella seguente forma più generale:

$$\frac{R}{\rho U^2 D^2} = g \left(\frac{a}{U}, \frac{\mu}{\rho U D} \right) \tag{2.8}$$

Dalla (2.8) si ricava che la forza di resistenza, espressa in forma adimensionale (ovvero il coefficiente di drag), dipende dall'inverso del numero di Mach e dall'inverso del numero di Reynolds. Infatti essi sono rispettivamente pari a :

$$M = \frac{U}{a} \tag{2.9}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho U D}{\mu} \tag{2.10}$$

Di conseguenza, è possibile esprimere la (2.8) nella seguente forma più compatta, della quale sono disponibili, in letteratura, molti risultati sperimentali:

$$c_D = h(M, Re) \quad (2.11)$$

Quest'ultima relazione evidenzia proprio il risultato finale del teorema π .

Ciò che risulta davvero importante è che, nonostante anche la determinazione della funzione h richieda delle prove sperimentali, in tal caso esse risultano essere in numero decisamente inferiore rispetto a quanto richiesto per la determinazione della funzione f , facente riferimento alla relazione dimensionale di inizio trattazione, ossia la (2.1).

Il vero passo avanti compiuto dal teorema π sta nell'aver adimensionalizzato tutte le variabili e nell'aver reso non necessario lo svolgimento di tutte quelle prove che forniscono lo stesso risultato, ovviamente sempre in termini adimensionali.

Il vantaggio intrinseco introdotto dalla (2.11) consiste nella sua potenziale applicazione ad ogni tipo di modello, sia esso quello originale che uno in scala; entrando maggiormente nel dettaglio, si può dire che, se si ha a che fare con due modelli diversi, ai quali però è associato lo stesso numero di Mach e lo stesso numero di Reynolds, essi saranno caratterizzati da due coefficienti di drag identici. Di conseguenza, le due differenti situazioni, descritte da variabili adimensionali identiche, saranno in *similitudine dinamica*; per questi motivi, le informazioni ricavate da un modello possono essere direttamente trasferite all'altro.

2.3 Teoria della similitudine per macchine idrauliche (fluido incomprimibile)

Si vuole ora cercare di applicare questi stessi concetti strettamente all'ambito delle turbomacchine. E' utile impostare la trattazione iniziando a considerare le macchine idrauliche per poi estenderla anche alle macchine termiche, effettuando le opportuni distinzioni in termini di validità della teoria della similitudine.

Per fare ciò, si parte introducendo alcune tipiche grandezze adimensionali costruite nello stesso modo utilizzato nel precedente esempio riguardante il corpo di geometria sferica:

Coefficiente di carico $\psi = \frac{H}{n^2 D^2}$

Coefficiente di lavoro effettivo $\lambda = \frac{l_e}{n^2 D^2}$

Coefficiente di potenza $\Lambda = \frac{P_e}{\rho n^3 D^5}$

Coefficiente di portata $\varphi = \frac{Q}{n D^3}$

Rendimento per macchine motrici $\eta = \frac{\Lambda}{\varphi \psi}$

Rendimento per macchine operatrici $\eta = \frac{\varphi \psi}{\Lambda}$

Scabrezza relativa $\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D}$

Numero di Reynolds $Re = \frac{\rho n D^2}{\mu}$

Rapporto caratteristico $r_c = \frac{h}{D}$

In linea del tutto generale, la teoria della similitudine applicata alle turbomacchine serve per estendere i risultati ottenuti testando una singola macchina, per un determinato punto di funzionamento, ad altre condizioni operative.

Alternativamente, essa consente di estendere tali risultati ad una famiglia di macchine, la quale deve rispettare però dei criteri ben precisi.

Se si va a considerare la teoria della similitudine per analizzare punti di funzionamento diversi facenti riferimento ad una singola macchina, si può dire che essi, qualora siano operanti in similitudine, sono caratterizzati dagli stessi valori dei principali parametri adimensionali sopra elencati.

Se invece si va a considerare la teoria della similitudine per confrontare due macchine di una stessa famiglia, si può dire che, affinché esse si possano considerare simili, devono essere soddisfatte le seguenti condizioni:

- **Similitudine geometrica:** tutte le dimensioni devono essere in scala. Sostanzialmente devono essere uguali il valore di scabrezza relativa, che va a definire il livello di finitura superficiale della generica macchina, e il rapporto caratteristico r_c
- **Similitudine cinematica:** stessi rapporti tra le velocità e quindi stessi triangoli delle velocità. Sostanzialmente le due macchine devono realizzare gli stessi scambi energetici col fluido di lavoro
- **Similitudine dinamica:** stessi rapporti tra le forze e quindi stessi numeri di Reynolds

Se queste condizioni appena elencate sono rispettate contemporaneamente, allora le macchine si dicono simili e hanno uguale rendimento; di conseguenza esse avranno anche stesso coefficiente di carico ψ , stesso coefficiente di portata φ e stesso coefficiente di potenza Λ .

2.3.1 La velocità specifica

Una volta elencati i vari gruppi adimensionali, è opportuno mettere in evidenza un ulteriore parametro adimensionale che risulta molto utile per la classificazione delle turbomacchine idrauliche e che riveste un ruolo di fondamentale importanza nell'ambito della teoria della similitudine.

Esso è il cosiddetto **Numero di Giri Caratteristico**:

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.12)$$

il quale è anche esprimibile in termini di velocità angolare, anche se in questo caso, però, si parla di **Velocità Specifica**:

$$\omega_s = \omega \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.13)$$

La velocità specifica risulta essere una combinazione dei due coefficienti adimensionali ψ e φ ed identifica la capacità di una turbomacchina idraulica di elaborare portate volumetriche (Q) più o meno grandi, per un determinato valore del lavoro ideale (H) sviluppato in funzione della velocità angolare (ω); il tutto però indipendentemente dal diametro della girante (D).

Più precisamente, per ricavare la velocità specifica, si inizia a determinare il numero di giri caratteristico a partire dal rapporto tra i coefficienti adimensionali ψ e φ , elevati a degli opportuni esponenti, in modo tale da eliminare proprio la dipendenza dal diametro della macchina:

$$n_s = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = \frac{\left(\frac{Q}{nD^3}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{H}{n^2D^2}\right)^{\frac{3}{4}}} = Q^{\frac{1}{2}} n^{-\frac{1}{2}} D^{-\frac{3}{2}} n^{\frac{3}{2}} D^{\frac{3}{2}} H^{-\frac{3}{4}} \Rightarrow n_s = \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \Rightarrow \omega_s = \omega \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.14)$$

dove ovviamente:

$$\omega_s = 2\pi n_s \quad (2.15)$$

ed n è espresso in $\left[\frac{\text{giri}}{s}\right]$.

La velocità specifica è una variabile adimensionale molto importante e ben sfruttabile per la classificazione delle famiglie di turbomacchine idrauliche; questo perché essa assume dei valori ben diversi passando da una geometria all'altra.

Altre variabili adimensionali, invece, presentano proprio l'inconveniente di far registrare valori molto simili nonostante vengano prese in considerazione geometrie molto diverse.

Tali parametri non sono quindi adatti per una corretta classificazione delle macchine idrauliche in genere.

Dalla (2.13) si evince che la velocità specifica cresce con la portata volumetrica elaborata e decresce con l'aumentare delle prevalenze realizzate o dei salti motore smaltiti.

Le macchine con canali di passaggio grandi, ovvero quelle a flusso assiale, sono adatte a smaltire portate elevate e quindi ad esse saranno associati dei valori alti di ω_s .

Le macchine con altezze di pala limitate e flusso radiale sono, invece, adatte a sviluppare elevati lavori specifici e quindi ad esse saranno associati dei valori bassi di ω_s .

In figura 2.3 viene mostrata proprio l'evoluzione della geometria della girante al variare della velocità specifica.




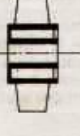
Caratteristiche principali di diversi tipi di giranti al variare della velocità specifica ω_s			
Forma girante	Caratteristiche	ω_s	
I lenta (flusso radiale)		Basse velocità di rotazione n e/o Basse portate V e/o Lavoro massico l elevato	0,2 ÷ 0,6
II media (flusso radiale)		Medie velocità di rotazione n e/o Medie portate V e/o Lavoro massico l medio	0,6 ÷ 1,2
III veloce (flusso misto)		Alte velocità di rotazione n e/o Portate V elevate e/o Piccolo lavoro massico l	1,0 ÷ 3,0
IV ultraveloce (flusso assiale)		Altissime velocità di rotazione n e/o Altissime portate V e/o Piccolo lavoro massico l	2,0 ÷ 10

Figura 2.3 Sezioni di pompe al variare della velocità specifica

Si nota che le varie giranti vengono classificate come più o meno “veloci”; però è importante sottolineare che il termine “veloce”, nel caso in cui si parli di velocità specifica, non vuole necessariamente identificare un elevato valore del regime di rotazione.

Per come è definita la velocità specifica, una girante può anche essere considerata “veloce” qualora elabori elevate portate o realizzi piccole prevalenze piuttosto che smaltisca piccoli salti motore.

Il range di valori entro cui la velocità specifica varia è generalmente compreso tra 0.2 e 10; il limite inferiore di 0.2 è posto per specificare che, al di sotto di tale valore, non è più possibile utilizzare stadi ad ammissione totale, ossia sull’intera circonferenza della girante.

Questo perché si avrebbe a che fare con portate volumetriche troppo piccole, le quali imporrebbero altezze di pala eccessivamente ridotte; ciò significherebbe avere a disposizione dei canali anulari di passaggio molto stretti e molto lunghi che offrirebbero una superficie di contatto con il fluido molto estesa e lungo la quale si verificherebbero inevitabilmente elevate perdite per attrito.

In altre parole, l’effetto sulle perdite dovuto allo strato limite di parete si renderebbe, in termini percentuali, più sensibile.

In tal caso diventerebbe quindi necessario andare a considerare, eventualmente, anche l’utilizzo di macchine volumetriche.

A complemento della figura 2.3 appena analizzata, si possono considerare anche i seguente grafici presenti in figura 2.4 e 2.5.

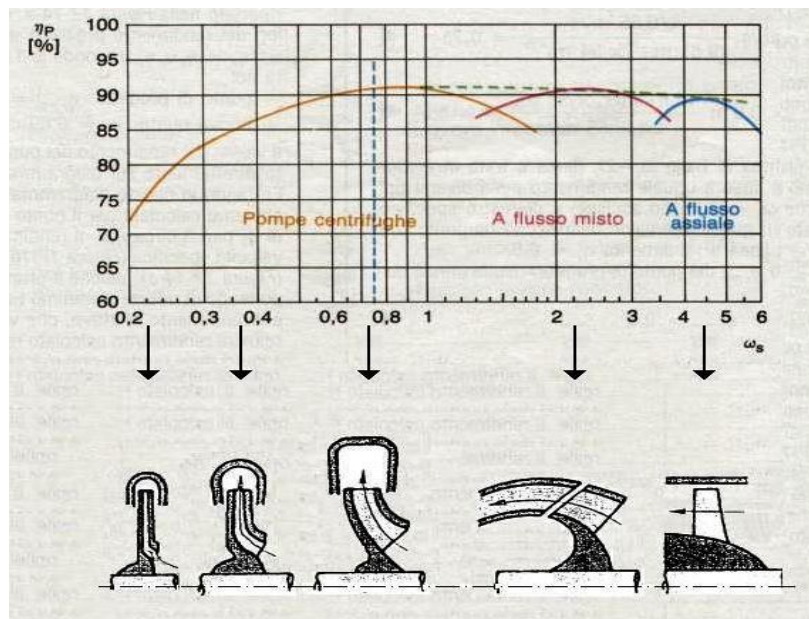


Figura 2.4 Evoluzione della geometria della girante di una pompa e rendimenti in funzione della ω_s

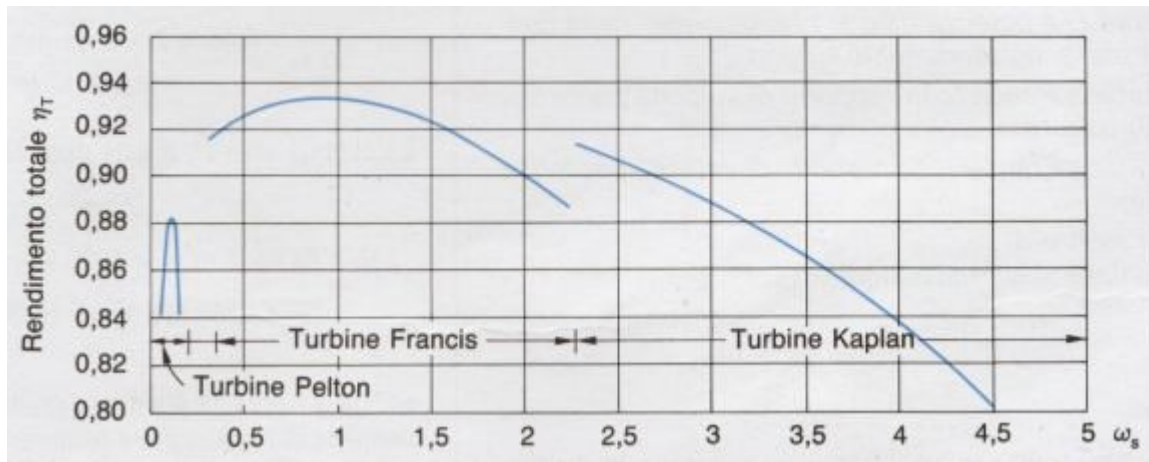


Figura 2.5 Classificazione delle turbine idrauliche e rendimenti in funzione della ω_s

Quelli di figura 2.4 evidenziano l'evoluzione della geometria della girante di una pompa al variare della velocità specifica; inoltre, per ogni campo di impiego, vengono riportati anche i massimi rendimenti ottenibili.

Quelli di figura 2.5 sono concettualmente analoghi, ma riportano, questa volta, la classificazione delle turbine idrauliche, nonché i loro rendimenti in funzione della velocità specifica.

Si noti che vi sono alcune zone all'interno dei due grafici che ammettono più di una scelta valida in corrispondenza del singolo valore di velocità specifica. In queste zone le prestazioni risultano simili, pur adottando geometrie differenti; di conseguenza la scelta sarà basata su altri aspetti.

Bisogna infatti ricordare che il rendimento non è il solo parametro coinvolto nella scelta della macchina, dal momento che esistono dei problemi tecnici, impiantistici ed economici che non possono essere tralasciati e che sicuramente condizionano pesantemente l'adozione di una macchina piuttosto che un'altra.

2.3.2 Il diametro specifico

Dopo aver studiato l'importanza del parametro ω_s all'interno della teoria della similitudine, bisogna andare a mettere in evidenza un ultimo importante parametro adimensionale, ad essa molto simile: il **Diametro Specifico**, che è così definito:

$$D_s = D \frac{H^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{Q}} \quad (2.16)$$

Come la velocità specifica, anche il diametro specifico è una combinazione dei due coefficienti adimensionali ψ e φ ed identifica la capacità di una turbomacchina di scambiare più o meno energia meccanica (H) con il fluido, in corrispondenza di una certa portata volumetrica (Q) ed in funzione del suo diametro (D), ma indipendentemente dalla velocità angolare (ω).

Come fatto anche per la velocità specifica, si va ora a mettere in evidenza il procedimento per ricavare il diametro specifico: si parte sempre dal rapporto tra i coefficienti adimensionali ψ e φ , elevati a degli opportuni esponenti tali da eliminare questa volta la dipendenza dalla velocità angolare:

$$D_s = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} = \frac{\left(\frac{H}{n^2 D^2}\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(\frac{Q}{n D^3}\right)^{\frac{1}{2}}} = H^{\frac{1}{4}} n^{-\frac{1}{2}} D^{-\frac{1}{2}} Q^{-\frac{1}{2}} n^{\frac{1}{2}} D^{\frac{3}{2}} \Rightarrow D_s = \frac{H^{\frac{1}{4}} D}{Q^{\frac{1}{2}}} = \frac{DH^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{Q}} \quad (2.17)$$

Il diametro specifico è un parametro adimensionale altrettanto importante, dal momento che permette di individuare informazioni aggiuntive, riguardanti la dimensione della macchina, nonché la valutazione della perdita di efficienza della stessa, qualora la sua geometria e dimensione non siano quelle per cui si hanno massime prestazioni in termini di rendimento.

Anche in questo caso, come in quello relativo alla velocità specifica, si scopre che, esaminando un gran numero di macchine operanti in condizioni di ottimo dal punto di vista del rendimento, vi è una forte correlazione fra valore del diametro specifico e tipologia della macchina.

Proprio riguardo a questo argomento, Cordier ha trovato una correlazione di tipo statistico fra velocità specifica e diametro specifico, relativa a macchine operanti in condizioni ottimali dal punto di vista del rendimento; tale correlazione, sfociata poi nel diagramma statistico di Cordier, era originariamente riferita a delle pompe, ma successivamente è stata estesa e generalizzata a tutte le turbomacchine idrauliche.

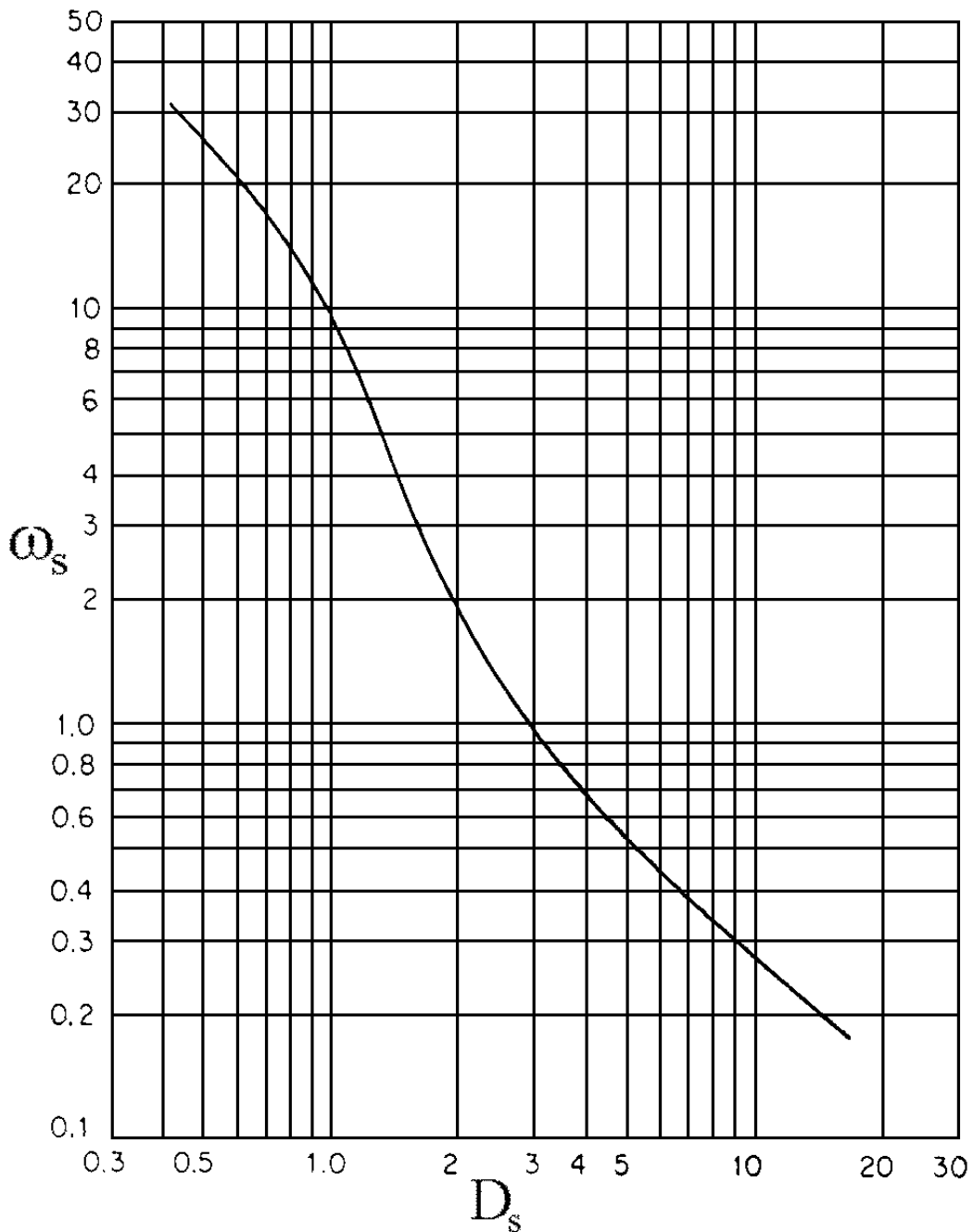


Figura 2.6 Il diagramma statistico di Cordier

Il diagramma statistico di Cordier viene utilizzato nel seguente modo: una volta note le grandezze di progetto, ovvero portata e prevalenza (o salto motore, nel caso di turbine idrauliche), ed una volta assunto un valore di velocità specifica, è possibile ricavare sulle ascisse il corrispondente valore del diametro specifico e, di conseguenza, la dimensione caratteristica della macchina, ovvero il diametro.

A questo punto, se il valore ricavato non è accettabile a livello di dimensioni o anche a livello economico, è necessario intervenire unicamente sul numero di giri andando a modificare il valore di velocità specifica con il quale si è entrati nel grafico.

L'alternativa consisterebbe nell'accettare un rendimento più basso, ma dal diagramma statistico di Cordier non si evincono informazioni utili per tale ripiego.

E' proprio qui che acquisisce notevole importanza il diagramma statistico di Baljé, il quale ha generalizzato l'analisi precedentemente proposta da Cordier. Anche qui si è analizzato un notevole numero di turbomacchine, con la differenza che, questa volta, non tutte le situazioni raffigurate sono caratterizzate da rendimento ottimale. Il diagramma statistico di Baljé, rappresentato in figura 2.7 e 2.8, risulta quindi molto più completo, dal momento che è costituito da numerosi diagrammi collinari isorendimento affiancati gli uni agli altri.

Sempre all'interno del diagramma di Baljé compare comunque anche il luogo dei punti caratterizzato da condizioni di rendimento ottimale, il quale coincide inevitabilmente con la linea a D_s ottimizzato o, per l'appunto, linea di Cordier.

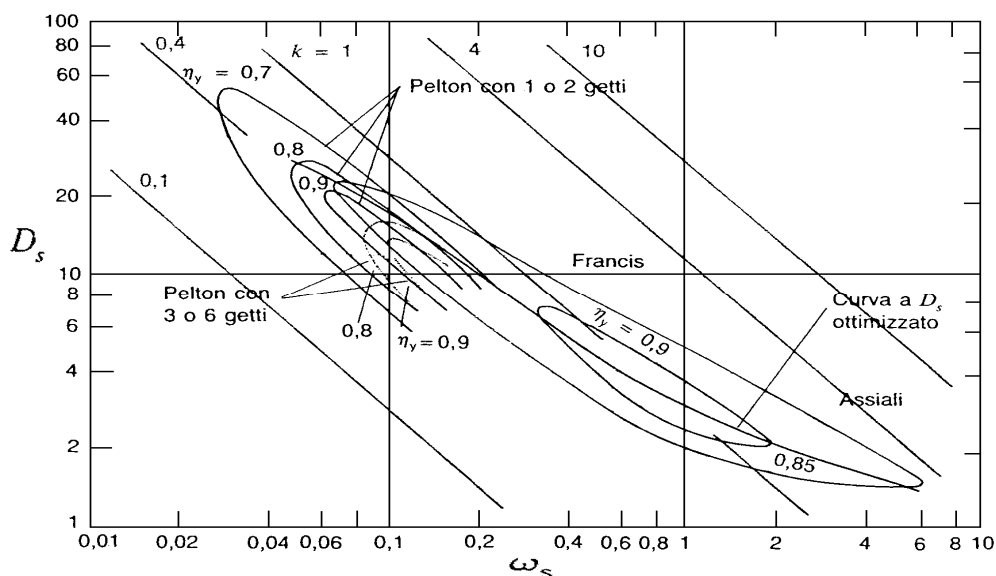


Figura 2.7 Il diagramma statistico di Baljé per turbine idrauliche

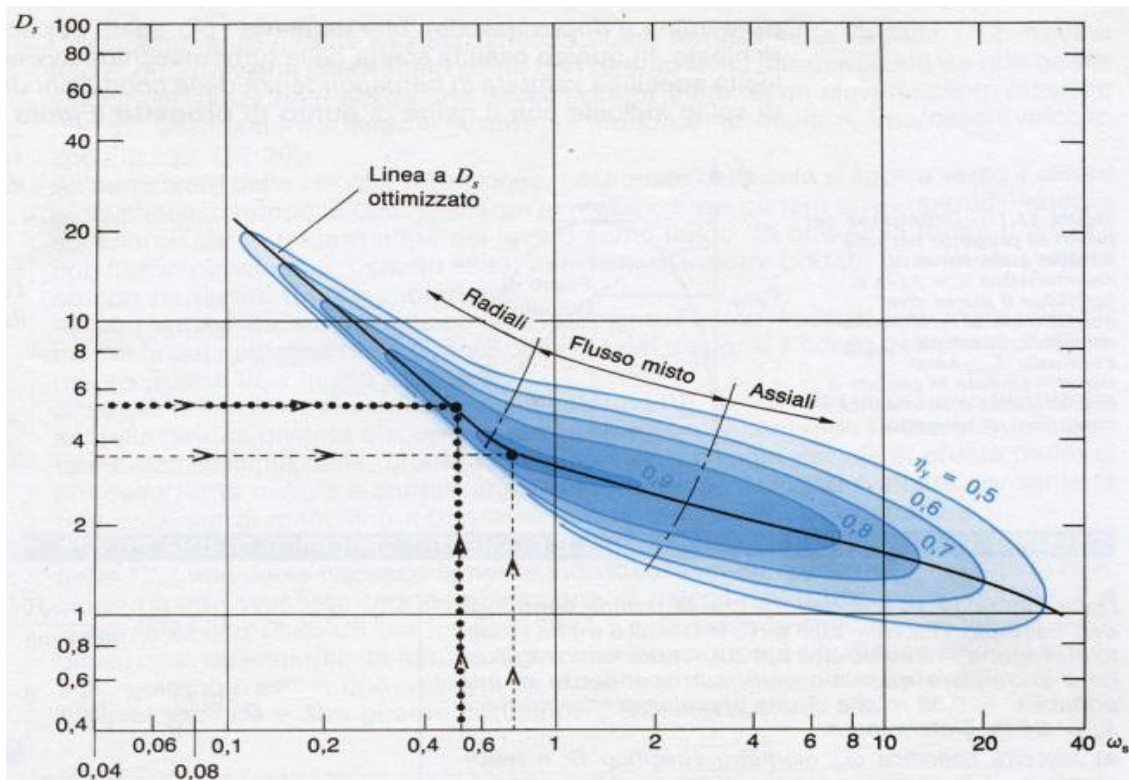


Figura 2.8 Il diagramma statistico di Baljé per pompe centrifughe ed assiali

2.4 Teoria della similitudine per macchine termiche (fluido comprimibile)

Vi sono vari aspetti da considerare quando si attua il passaggio da turbomacchine idrauliche a turbomacchine termiche.

Per prima cosa, nelle turbomacchine idrauliche il riscaldamento del fluido è unicamente correlato alle dissipazioni. In quelle termiche, invece, ciò non è più vero: infatti, se anche si riuscisse a realizzare una compressione isoentropica (e quindi senza dissipazioni) di un gas, la temperatura del fluido si innalzerebbe comunque.

Inoltre, nelle turbomacchine idrauliche la portata volumetrica si mantiene costante, dal momento che la densità del fluido non varia. In quelle termiche, invece, la densità del fluido di lavoro varia da sezione a sezione; di conseguenza, la portata volumetrica varierà anch'essa in modo direttamente proporzionale, mentre quella massica si manterrà invariata.

In altre parole, quando il fluido di lavoro è un gas, le variazioni di pressione (compressioni o espansioni) da una sezione all'altra della turbomacchina sono necessariamente associate a variazioni di pressione e temperatura.

In questo contesto, bisogna anche considerare l'importante ruolo che ha la velocità del fluido, dal momento che essa, affinché si espliciti la comprimibilità del fluido stesso, deve presentare dei valori significativi: è possibile riferirsi a flussi comprimibili qualora si abbia a che fare con dei numeri di Mach superiori a 0.3.

Si può quindi tenere presente il seguente aspetto che introduce più da vicino la problematica riguardante la gestione della teoria della similitudine per macchine termiche; si consideri la seguente schematizzazione di un condotto di turbomacchina:

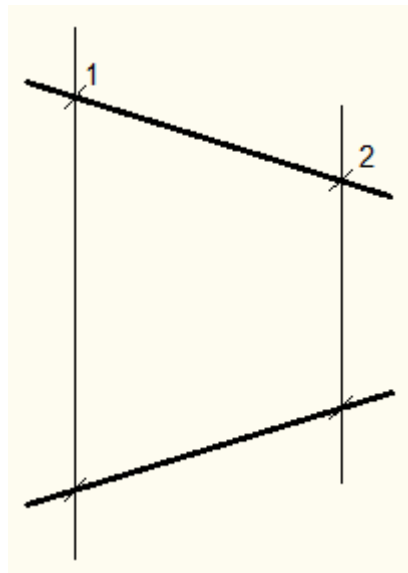


Figura 2.9 Schematizzazione elementare per un condotto di turbomacchina

Se si avanza l'ipotesi di macchina idraulica e si assegnano portata volumetrica e geometria del condotto, si può procedere individuando le velocità che si registrano nelle due sezioni messe in evidenza:

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} ; V_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (2.18)$$

Qualora si proceda facendo variare la portata volumetrica fluente nel condotto, varieranno ovviamente anche le velocità in corrispondenza delle due sezioni. Ciò che non varierà, invece, sarà il rapporto tra tali velocità, il quale rimarrà uguale all'inverso del rapporto fra le due aree:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (2.19)$$

Se invece ora si avanza l'ipotesi di macchina termica, bisogna considerare che, se la densità del fluido non è la stessa nelle due sezioni, non lo sarà nemmeno la portata volumetrica, poiché vige la seguente relazione:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.20)$$

Di conseguenza, si avrà che:

$$Q_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} ; Q_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2} \quad (2.21)$$

In questo caso, quindi, qualora si proceda facendo variare la portata volumetrica fluente nel condotto, si avrà nuovamente una variazione delle velocità del fluido in corrispondenza delle due sezioni e, per di più, il loro rapporto non si manterrà invariato, proprio per il fatto che la densità del fluido dipende anche dalla velocità dello stesso.

D'altra parte è noto che, per flussi isoentropici, il rapporto fra le densità del fluido in corrispondenza delle due sezioni diventa indipendente rispetto ad una variazione della portata massica all'interno del condotto solo qualora rimanga invariato anche il valore del numero di Mach tra una sezione e l'altra, ma più generalmente lungo l'intero sviluppo del condotto.

Riassumendo, si può quindi affermare che, per garantire le condizioni di similitudine tra vari flussi isoentropici, o generalmente adiabatici (e quindi senza scambi di calore verso l'esterno), occorre che il numero di Mach sia uguale non solo fra le varie sezioni di ogni singolo condotto, ma che lo stesso numero di Mach accomuni tutti i condotti; e che i gas in essi fluenti siano uguali o comunque molto simili.

Per quanto riguarda la prima condizione, è utile mettere in evidenza sin da subito l'espressione del numero di Mach:

$$M = \frac{V}{a} \quad (2.22)$$

Nell'espressione del numero di Mach compare, al numeratore, la velocità del fluido (V), mentre, al denominatore, compare la celerità del suono; di conseguenza, per far sì che all'interno del singolo condotto si registri lo stesso numero di Mach (e che tale valore sia identico per ognuno dei condotti all'interno dei quali si hanno i flussi isoentropici), è necessario che la velocità del fluido vari nella stessa misura con cui varia la celerità del suono, la quale presenta la seguente espressione:

$$a = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}} \quad (2.23)$$

La seconda condizione sta ad indicare che tutti i fluidi presentino, nell'ipotesi di gas ideale politropico, una costante γ per le trasformazioni isoentropiche sempre uguale o comunque molto simile, la quale viene ricavata dalla seguente eguaglianza:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.24)$$

dove al numeratore compare il calore specifico a pressione costante, mentre al denominatore il calore specifico a volume costante.

Ciò che emerge da questa analisi è che, per la similitudine nelle turbomacchine termiche, la comprimibilità del fluido di lavoro diventa una variabile della quale bisogna necessariamente tenere conto, poiché svolge un ruolo fondamentale.

Ed è per questo motivo che, in tale contesto, assume notevole importanza il rapporto $\frac{T}{M_m}$, dove T è la temperatura del gas in questione ed M_m è la sua massa molare, la quale interviene direttamente nella definizione della celerità del suono, o più precisamente della costante specifica del gas (R).

Volendo compiere ora un ulteriore avvicinamento a quella che è poi la vera applicazione della teoria della similitudine alle turbomacchine termiche, è molto utile introdurre una nuova variabile adimensionale, ovvero il cosiddetto **Numero di Mach periferico**. Facendo riferimento ad una sezione della macchina, esso è definito nel seguente modo:

$$Mu = \frac{U}{a_0} = \frac{\omega \frac{D}{2}}{a_0} \quad (2.25)$$

Al numeratore compare la velocità periferica della girante della macchina, mentre al denominatore la già menzionata celerità del suono, valutata nelle condizioni di ingresso alla macchina stessa. Tale parametro risulta davvero utile proprio nell'ambito della similitudine in turbomacchine termiche per il fatto che, all'interno della sua espressione, compare la celerità del suono, la quale rende subito testimonianza della comprimibilità del fluido.

Di conseguenza, risulta subito evidente la differenza sostanziale nell'utilizzo delle leggi adimensionali di funzionamento che contraddistinguono rispettivamente macchine idrauliche e macchine termiche:

- Macchine idrauliche: $\psi = f(\varphi)$
- Macchine termiche: $\psi = f(\varphi, Mu, \gamma)$

Spostando l'attenzione dalle macchine idrauliche a quelle termiche, sostanzialmente, si abbandona una legge di funzionamento molto semplice e ad una sola variabile, per adottarne una articolata su ben tre, due delle quali identificano la natura e la comprimibilità del fluido di lavoro.

In altre parole, si può affermare che i soli coefficienti di lavoro ψ e di portata φ non sono più sufficienti per descrivere una famiglia di turbomacchine termiche; si rendono quindi necessarie delle informazioni aggiuntive strettamente riguardanti il fluido di lavoro che si sta utilizzando. Per capire meglio questa importante modifica a livello di teoria della similitudine, è sufficiente osservare con attenzione il grafico rappresentato in figura 2.10, che riporta le curve adimensionali di funzionamento per una famiglia di compressori.

In tale grafico si nota, per l'appunto, la dipendenza del coefficiente di lavoro ψ dal coefficiente di portata ϕ e dal numero di Mach periferico M_u ; non è invece messa in evidenza la dipendenza dalla costante γ per le trasformazioni isoentropiche, dal momento che il fluido di lavoro è stato assegnato.

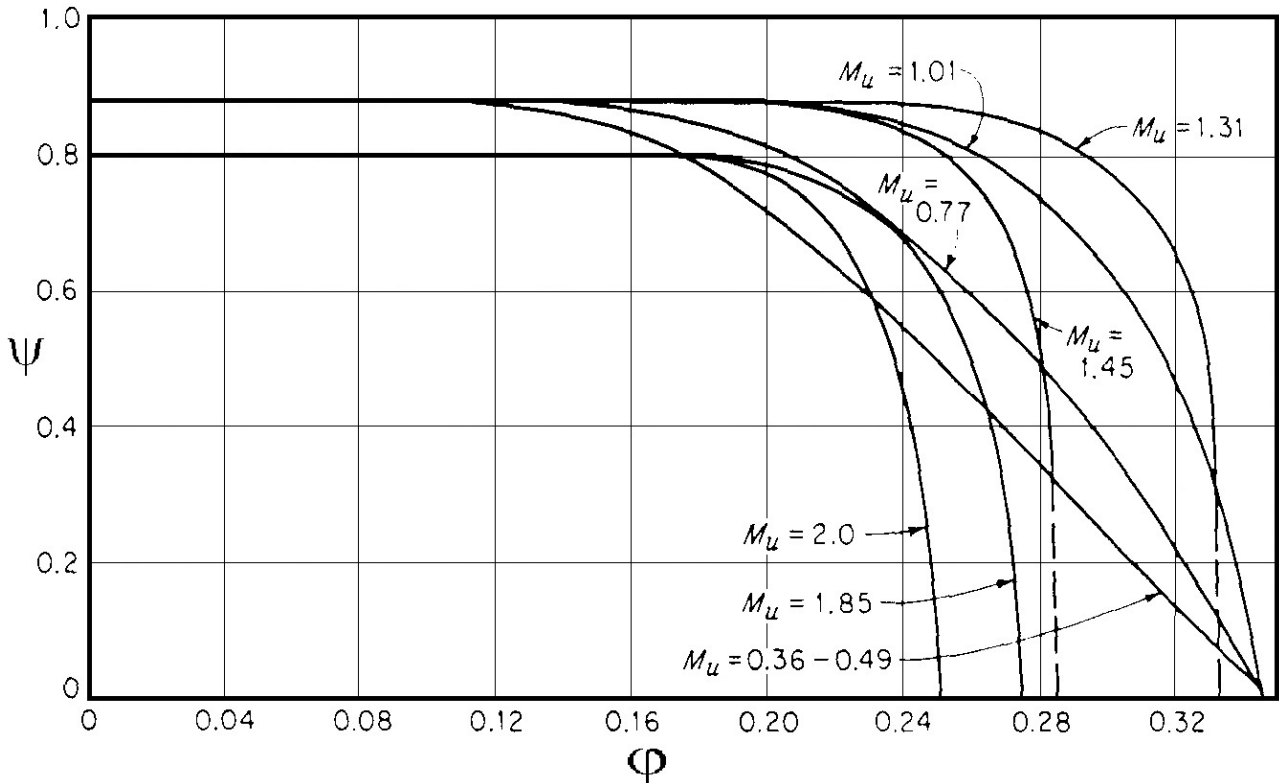


Figura 2.10 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per una famiglia di compressori, al variare del numero di Mach periferico, e per un fluido assegnato

Capitolo 3

Analisi delle mappe di funzionamento e creazione dei set di dati

Come già si è evinto dal capitolo 1, dedicato alla descrizione dell'intero impianto “**LS Closed Loop Test Rig**”, i componenti che svolgono un ruolo fondamentale e primario, ma che soprattutto è utile analizzare più da vicino da un punto di vista delle prestazioni, sono le tre turbomacchine:

1. Ventilatore centrifugo
2. Compressore assiale
3. Turbina assiale

Lo step precedente la stesura dell'intero codice di calcolo, il quale si pone l'obiettivo di gestire l'interazione e il matching fra i vari componenti del circuito, è stato quello di ricavare un opportuno set di mappe di funzionamento per ciascuna macchina.

3.1 Mappe di funzionamento del ventilatore centrifugo

Il primo componente ad essere stato preso in esame è stato il ventilatore centrifugo, grazie ad un'analisi approfondita delle mappe di funzionamento direttamente fornite dalla ditta produttrice (ossia la Aeromeccanica Stranich), e riportate nell'allegato n.2.

Esse riportano i grafici rappresentativi dei due seguenti legami caratteristici:

1. Incremento di pressione – Portata volumetrica fluente ($\Delta P - Q$)
2. Potenza assorbita – Portata volumetrica fluente ($W - Q$)

Si procede ora nella trattazione concentrandosi su un legame caratteristico alla volta.

3.1.1 Incremento di pressione – Portata volumetrica ($\Delta P-Q$)

Proprio all'interno dell'allegato n.2 si individuano da subito due grafici distinti riguardanti tale legame, il primo dei quali è ricavato alla velocità di rotazione del Design Point (ovvero 2350 RPM) e per valori di apertura delle IGV variabili dallo 0 al 100%, scanditi da un passo del 20%. Il secondo, invece, è ricavato per un valore di apertura delle IGV fissato al 100% e per velocità di rotazione decrescenti.

Si è quindi pensato di esprimere le curve caratteristiche presenti in tali grafici in forma analitica mediante interpolazione polinomiale (eseguita con software Matlab), di modo da poterne usufruire più agevolmente e per poter ricavare (come si vedrà poco più avanti) ulteriori informazioni riguardo il funzionamento e le prestazioni di questa turbomacchina.

Il risultato di tale operazione è riportato qui di seguito, in figura 3.1 e 3.2.

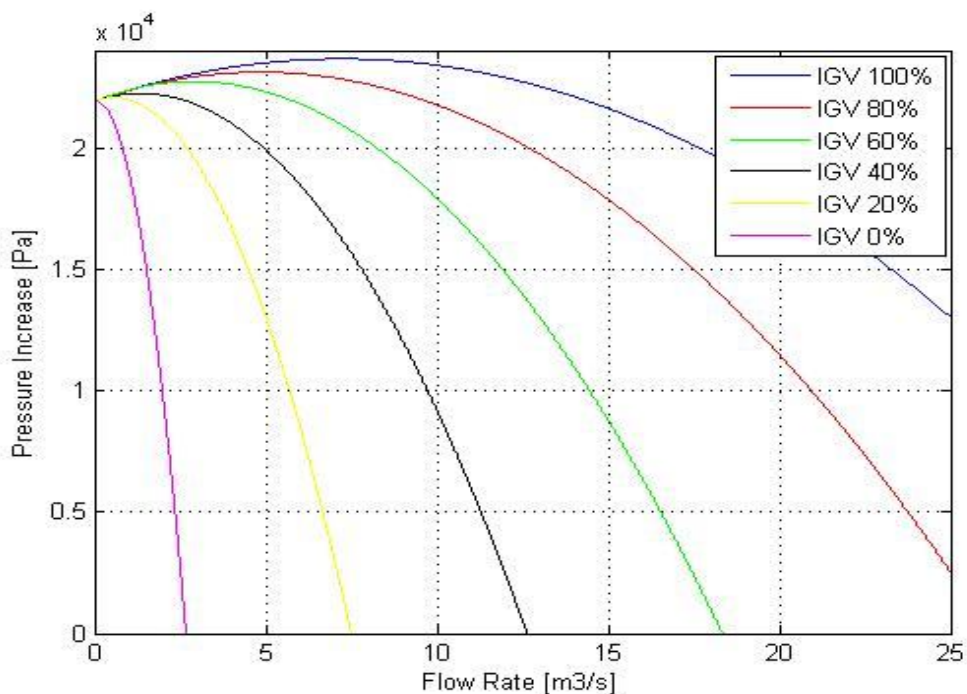


Figura 3.1 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della percentuale di apertura delle IGV, con regime di rotazione fissato a 2350 RPM

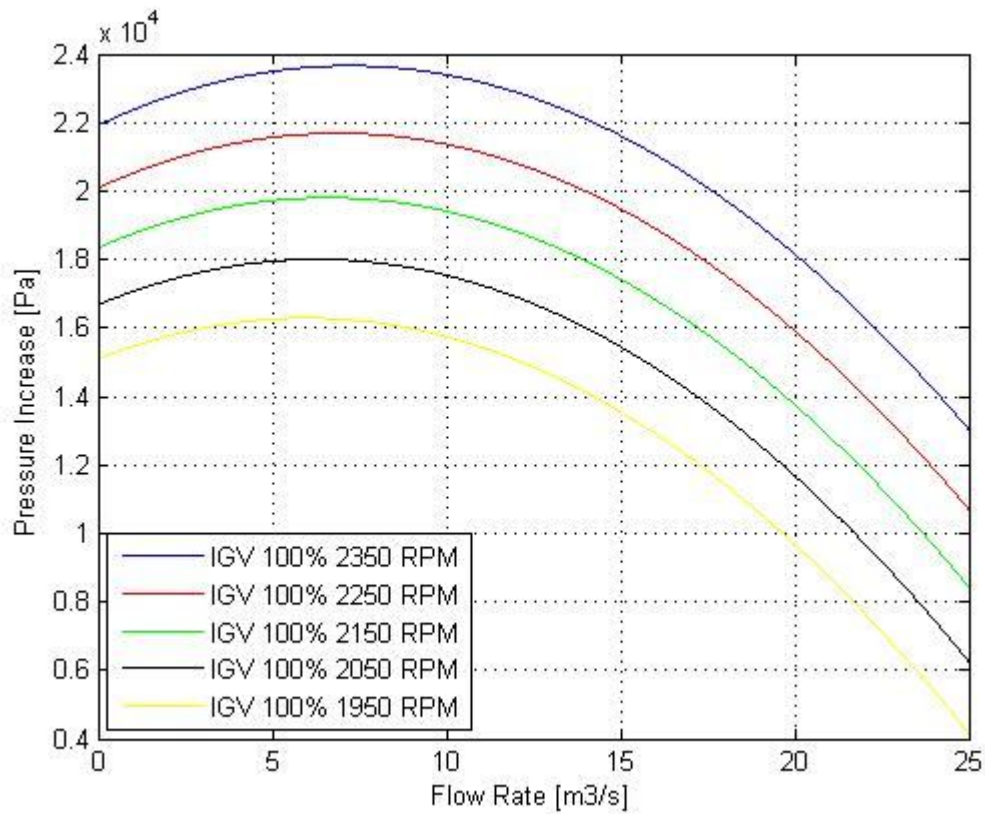


Figura 3.2 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 100%

A questo punto, proprio nell'ottica di riuscire ad avere maggiori informazioni rispetto a quanto fornito dalla ditta produttrice, si è ritenuto opportuno ricavare, per ognuna delle percentuali di apertura delle IGV (scandite con un passo del 20%), un grafico analogo a quello di figura 3.2. Ci si è serviti quindi degli strumenti messi a disposizione dalla teoria della similitudine, introducendo, però, un'approssimazione di carattere prettamente turbomacchinistico, che ha permesso di svolgere più agevolmente i calcoli e di ottenere dei risultati comunque pertinenti. Tale approssimazione consiste nell'aver considerato il ventilatore centrifugo come una macchina idraulica, dal momento che i massimi rapporti di compressione che esso riesce a fornire si attestano su valori attorno a 1.3.

Questa risulta essere proprio la soglia sotto la quale possono ritenersi trascurabili le variazioni della densità; di conseguenza, una macchina operatrice a gas con tali rapporti di compressione può essere

trattata, in prima approssimazione, secondo i criteri che contraddistinguono le macchine idrauliche, prima fra tutti la similitudine idraulica.

Facendo riferimento alla figura 3.1, e partendo dalla percentuale di apertura delle IGV pari al 100% , si è ricavata un'espressione analitica per ogni curva caratteristica mediante un polinomio interpolatore di secondo grado, ossia avente la seguente generica forma:

$$\Delta P = k_1 Q^2 + k_2 Q + k_3 \quad (3.1)$$

Dalla (3.1) ha inizio il procedimento per ricavare poi le corrispondenti curve caratteristiche riferite alle velocità di rotazione inferiori a quella del Design Point.

Si mettono da subito in evidenza i due coefficienti adimensionali strettamente correlati alla (3.1):

- Coefficiente di carico $\rightarrow \psi = \frac{H}{n^2 D^2} = \frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2}$
- Coefficiente di portata $\rightarrow \varphi = \frac{Q}{n D^3}$

A questo punto, una volta scelta la percentuale di apertura delle IGV, e confrontando punti di funzionamento a diversi regimi di rotazione ma operanti in similitudine idraulica, è possibile imporre l'eguaglianza dei coefficienti nelle differenti condizioni operative, ovvero:

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{\Delta P(n_{rif})}{\rho n_{rif}^2 D^2} = \frac{\Delta P(\bar{n})}{\rho \bar{n}^2 D^2} \\ \varphi &= \frac{Q(n_{rif})}{n_{rif} D^3} = \frac{Q(\bar{n})}{\bar{n} D^3} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Bisogna precisare che, nelle equazioni 3.2, n_{rif} corrisponde alla velocità di rotazione al Design Point (pari a 2350 RPM), mentre \bar{n} è una qualsiasi velocità di rotazione inferiore.

E' ora possibile rielaborare opportunamente le equazioni 3.2, ricavando:

$$\Delta P(n_{rif}) = \psi \rho n_{rif}^2 D^2 \quad (3.3)$$

$$Q(n_{rif}) = \varphi n_{rif} D^3 \quad (3.4)$$

Se ora si procede sostituendo la (3.3) e la (3.4) nella (3.1), si ottiene:

$$\psi \rho n_{rif}^2 D^2 = k_1 \varphi^2 n_{rif}^2 D^6 + k_2 \varphi n_{rif} D^3 + k_3 \quad (3.5)$$

Dividendo poi entrambi i membri della (3.5) per $\rho n_{rif}^2 D^2$, si perviene alla seguente espressione finale:

$$\psi = \frac{k_1 D^4}{\rho} \varphi^2 + \frac{k_2 D}{\rho n_{rif}} \varphi + \frac{k_3}{\rho n_{rif}^2 D^2} \quad (3.6)$$

La (3.6) è un'equazione molto importante poiché esprime direttamente il legame tra il coefficiente di carico ed il coefficiente di portata.

Di conseguenza, essa è rappresentativa del comportamento della macchina a prescindere dalla sua geometria (rappresentata dal diametro D) e dalle sue effettive condizioni operative (rappresentate dal generico regime di rotazione n).

I coefficienti k_1, k_2 e k_3 , invece, variano a seconda della percentuale di apertura delle IGV; e, contemplando il loro intero ventaglio di apertura, si perviene al grafico adimensionale, messo in evidenza nella pagina successiva in figura 3.3.

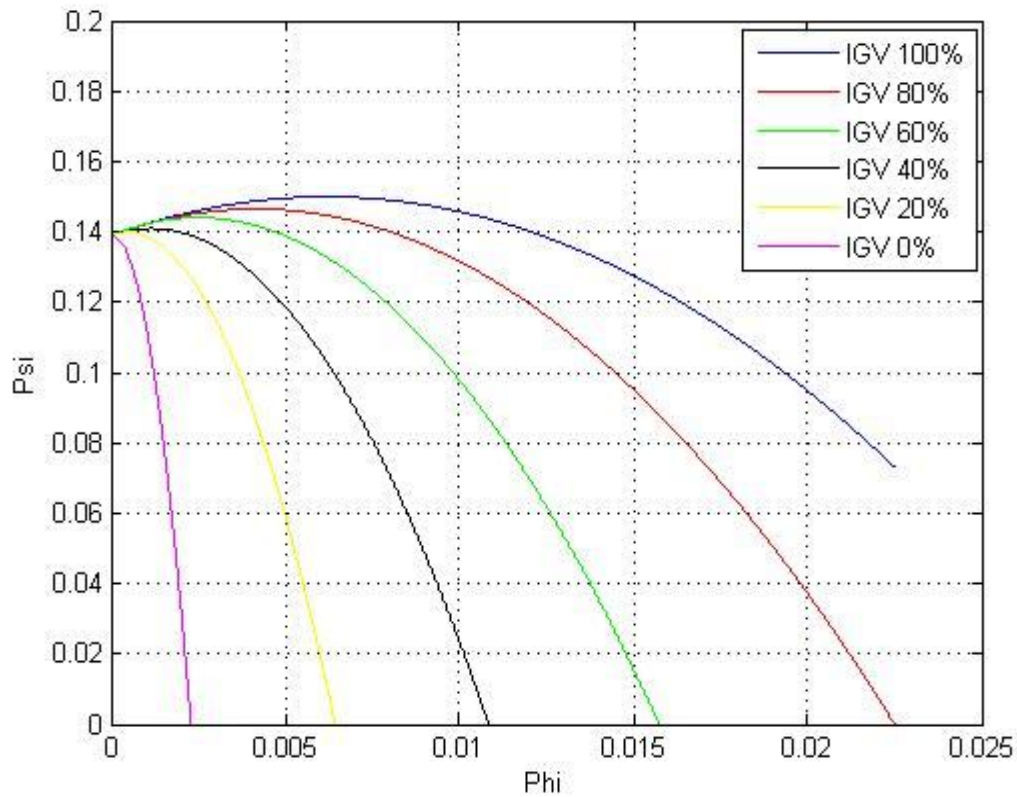


Figura 3.3 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\psi-\phi$) al variare della percentuale di apertura delle IGV

E' possibile, a questo punto, ricavare, dalla (3.6), le equazioni che definiscono i grafici dimensionali per velocità inferiori a quella del Design Point e per qualsiasi percentuale di apertura delle IGV.

Ricordando infatti che:

$$\psi = \frac{\Delta P(n_{rif})}{\rho n_{rif}^2 D^2} = \frac{\Delta P(\bar{n})}{\rho \bar{n}^2 D^2} \quad (3.7)$$

si ricava che:

$$\Delta P(\bar{n}) = \psi \rho \bar{n}^2 D^2 \quad (3.8)$$

Sostituendo poi la (3.6) all'interno della (3.8), si giunge al seguente risultato finale:

$$\Delta P(\bar{n}) = k_1 \bar{n}^2 D^6 \varphi^2 + k_2 \bar{n} D^3 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) \varphi + k_3 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 = k_1 Q^2 + k_2 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) Q + k_3 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 \quad (3.9)$$

Grazie alla (3.9) è stato quindi possibile scrivere in forma analitica le equazioni che esprimono, per ogni percentuale di apertura delle IGV, il legame tra l'incremento di pressione fornito dal ventilatore centrifugo e la portata volumetrica fluente, a qualsiasi velocità di rotazione \bar{n} diversa da quella del Design Point.

Vengono qui di seguito riportati i relativi grafici.

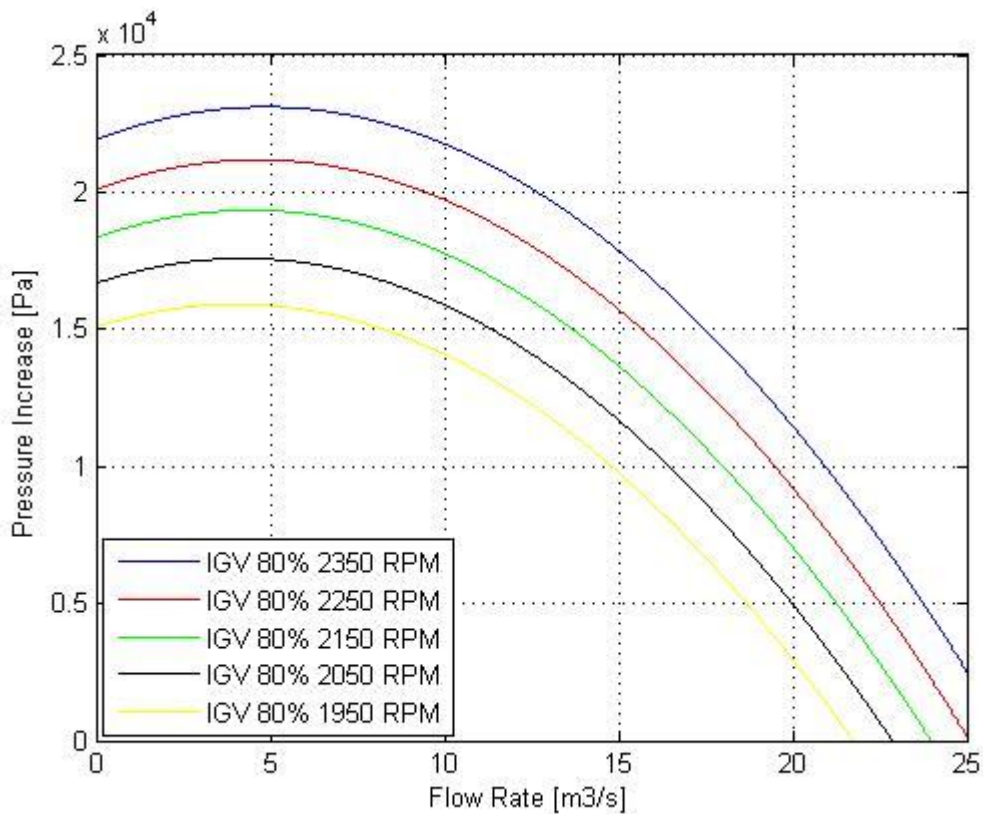


Figura 3.4 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata all'80%

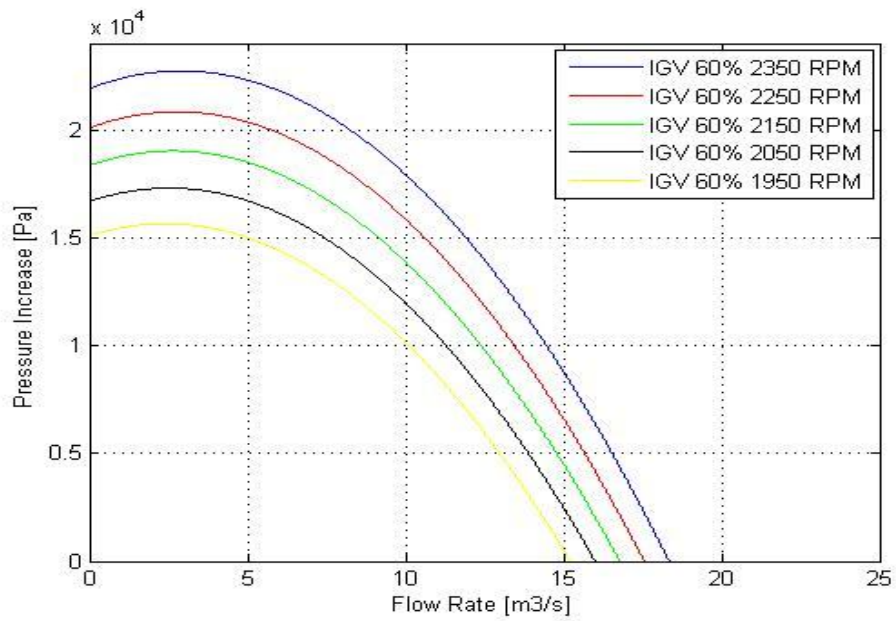


Figura 3.5 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 60%

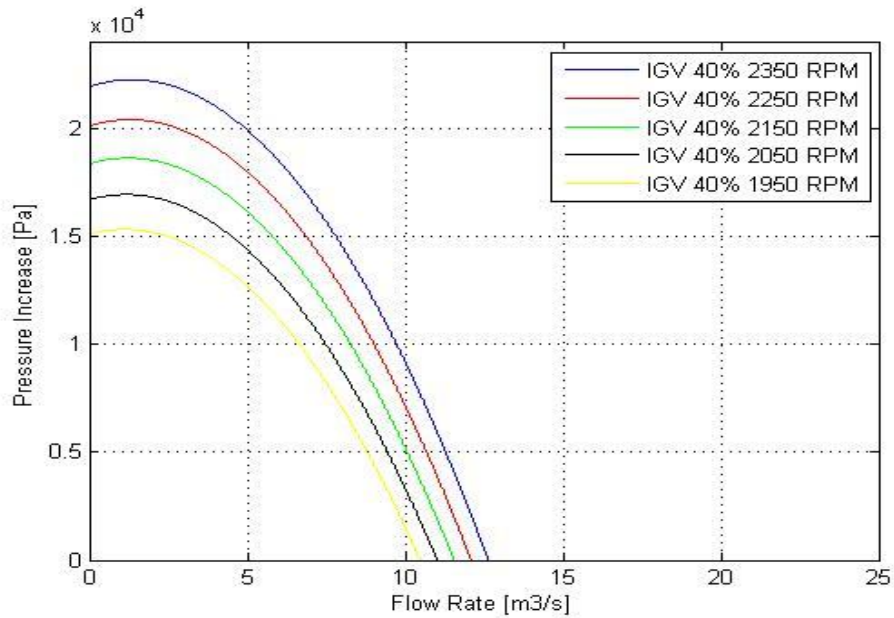


Figura 3.6 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 40%

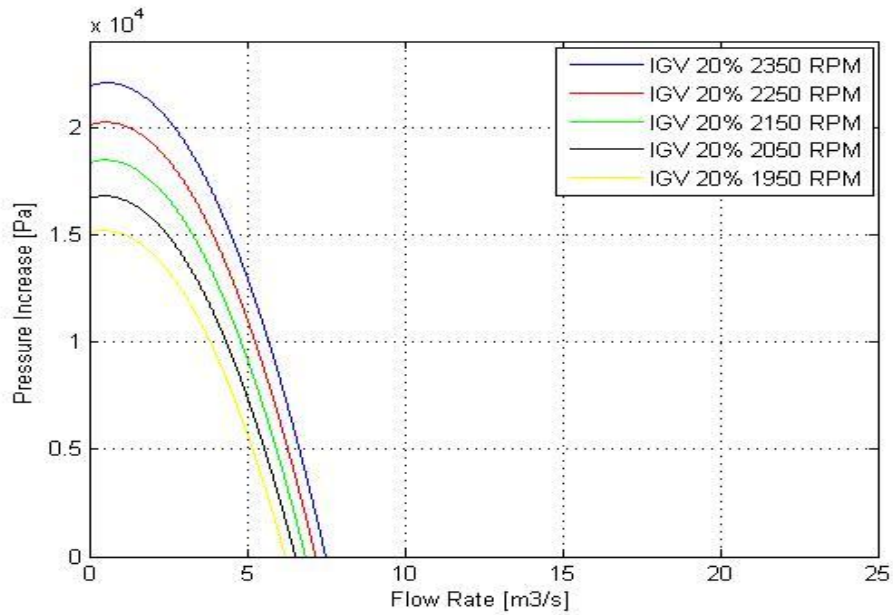


Figura 3.7 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 20%

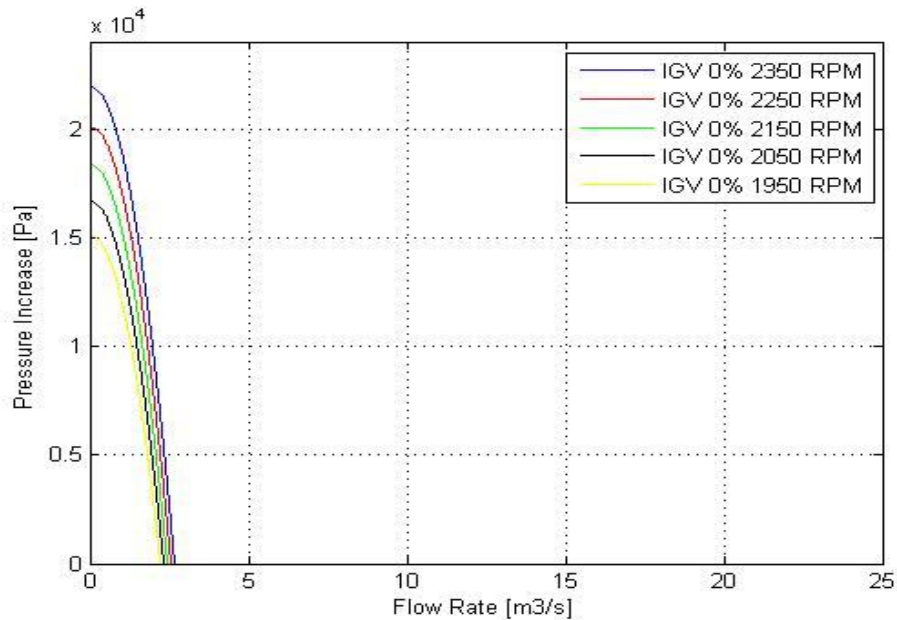


Figura 3.8 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Delta P-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata allo 0%

3.1.2 Potenza assorbita – Portata volumetrica (W-Q)

Lo stesso procedimento appena esposto è stato poi eseguito anche a partire dalle mappe di funzionamento “Potenza assorbita – Portata volumetrica”.

Anche in questo caso si sono individuati due grafici distinti, il primo dei quali è ricavato alla velocità di rotazione del Design Point (ovvero 2350 RPM) e per valori di apertura delle IGV variabili dallo 0 al 100% , scanditi dallo stesso passo, pari al 20% .

Il secondo, come per il legame ($\Delta P - Q$) messo in evidenza al punto precedente, è ricavato, invece, per un valore di apertura delle IGV fissato al 100% e per velocità di rotazione decrescenti.

Anche in questo caso, si è provveduto a esprimere le curve caratteristiche presenti in tali grafici in forma analitica mediante interpolazione polinomiale (eseguita con software Matlab).

Il risultato di tale operazione è il seguente:

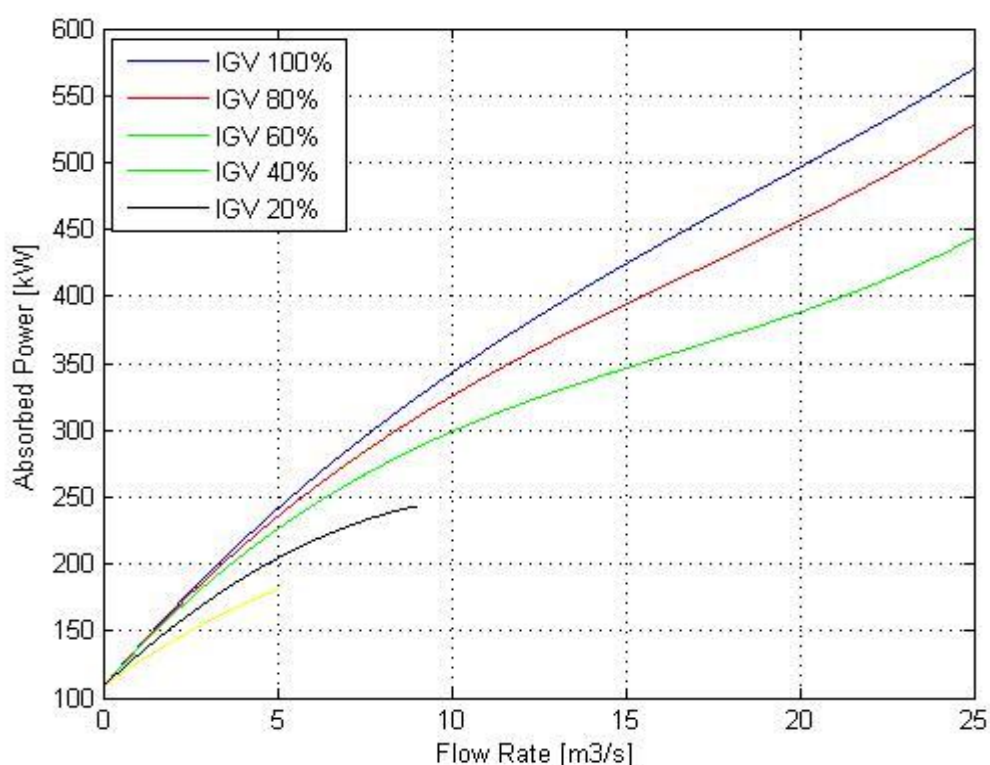


Figura 3.9 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame (W-Q) al variare della percentuale di apertura delle IGV, con regime di rotazione fissato a 2350 RPM

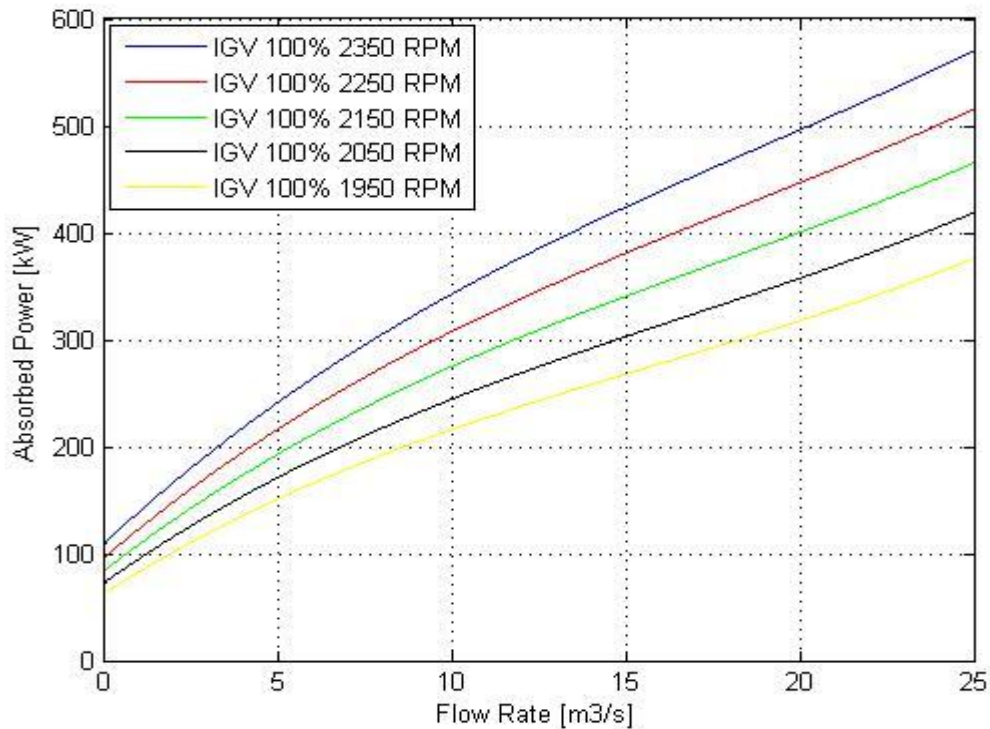


Figura 3.10 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame (W-Q) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 100%

Il passo immediatamente successivo è stato, come già effettuato per il legame ($\Delta P - Q$), ricavare, per ognuna delle percentuali di apertura delle IGV, un grafico analogo a quello di figura 3.10. Ci si è serviti quindi, ancora una volta, degli strumenti messi a disposizione dalla teoria della similitudine, in seguito all'assunzione della medesima ipotesi riguardante la trattazione del ventilatore centrifugo come una macchina idraulica.

Facendo riferimento alla figura 3.9, e partendo dalla percentuale di apertura delle IGV pari al 100% , si è ricavata un'espressione analitica per ogni curva caratteristica mediante un polinomio interpolatore del terzo grado (per le percentuali di apertura delle IGV maggiori al 40%) avente la seguente generica forma:

$$W = k_1 Q^3 + k_2 Q^2 + k_3 Q + k_4 \quad (3.10)$$

Per quanto riguarda, invece, le percentuali di apertura delle IGV inferiori o uguali al 40% , è stato utilizzato un polinomio interpolatore del secondo grado, avente la seguente generica forma:

$$W = k_1 Q^2 + k_2 Q + k_3 \quad (3.11)$$

Da queste equazioni, ossia la (3.10) e la (3.11), ha inizio il procedimento per ricavare poi le corrispondenti curve caratteristiche riferite alle velocità di rotazione inferiori a quella del Design Point.

Innanzitutto si mettono in evidenza i due coefficienti adimensionali strettamente correlati alla (3.10) e alla (3.11):

- Coefficiente di potenza $\rightarrow \Lambda = \frac{W}{\rho n^3 D^5}$
- Coefficiente di portata $\rightarrow \varphi = \frac{Q}{n D^3}$

Come effettuato nel caso del legame $(\Delta P - Q)$, si considerano (una volta scelta la percentuale di apertura delle IGV) punti di funzionamento operanti in similitudine, ma a velocità di rotazione differenti. Di conseguenza è possibile imporre, anche in questo caso, l'eguaglianza dei coefficienti nelle differenti condizioni operative:

$$\Lambda = \frac{W(n_{rif})}{\rho n_{rif}^3 D^5} = \frac{W(\bar{n})}{\rho \bar{n}^3 D^5} \quad (3.12)$$

$$\varphi = \frac{Q(n_{rif})}{n_{rif} D^3} = \frac{Q(\bar{n})}{\bar{n} D^3}$$

Rielaborando opportunamente le equazioni (3.12), si ottiene:

$$W(n_{rif}) = \Lambda \rho n_{rif}^3 D^5 \quad (3.13)$$

$$Q(n_{rif}) = \varphi n_{rif} D^3 \quad (3.14)$$

Se ora si procede sostituendo la (3.13) e la (3.14) nella (3.10), si ottiene (per percentuali di apertura delle IGV superiori al 40%):

$$\Lambda \rho n_{rif}^3 D^5 = k_1 n_{rif}^3 D^9 \varphi^3 + k_2 n_{rif}^2 D^6 \varphi^2 + k_3 n_{rif} D^3 \varphi + k_4 \quad (3.15)$$

Sostituendo, invece, la (3.13) e la (3.14) nella (3.11), si ottiene (per percentuali di apertura delle IGV inferiori o uguali al 20%):

$$\Lambda \rho n_{rif}^3 D^5 = k_1 n_{rif}^3 D^6 \varphi^2 + k_2 n_{rif} D^3 \varphi + k_3 \quad (3.16)$$

Dividendo poi entrambi i membri delle (3.15) e (3.16) per $\rho n_{rif}^3 D^5$, si perviene rispettivamente alle seguenti espressioni finali:

$$\Lambda = \frac{k_1 D^4}{\rho} \varphi^3 + \frac{k_2 D}{\rho n_{rif}} \varphi^2 + \frac{k_3}{\rho n_{rif}^2 D^2} \varphi + \frac{k_4}{\rho n_{rif}^3 D^5} \quad (3.17)$$

$$\Lambda = \frac{k_1 D}{\rho n_{rif}} \varphi^2 + \frac{k_2}{\rho n_{rif}^2 D^2} \varphi + \frac{k_3}{\rho n_{rif}^3 D^5} \quad (3.18)$$

Le equazioni (3.17) e (3.18) sono molto importanti, dal momento che esprimono direttamente il legame tra il coefficiente di potenza ed il coefficiente di portata.

I coefficienti k_1, k_2, k_3 e k_4 , come già visto, variano a seconda della percentuale di apertura delle IGV; e, contemplando il loro intero ventaglio di apertura, si perviene al seguente grafico adimensionale, messo in evidenza nella pagina successiva in figura 3.11.

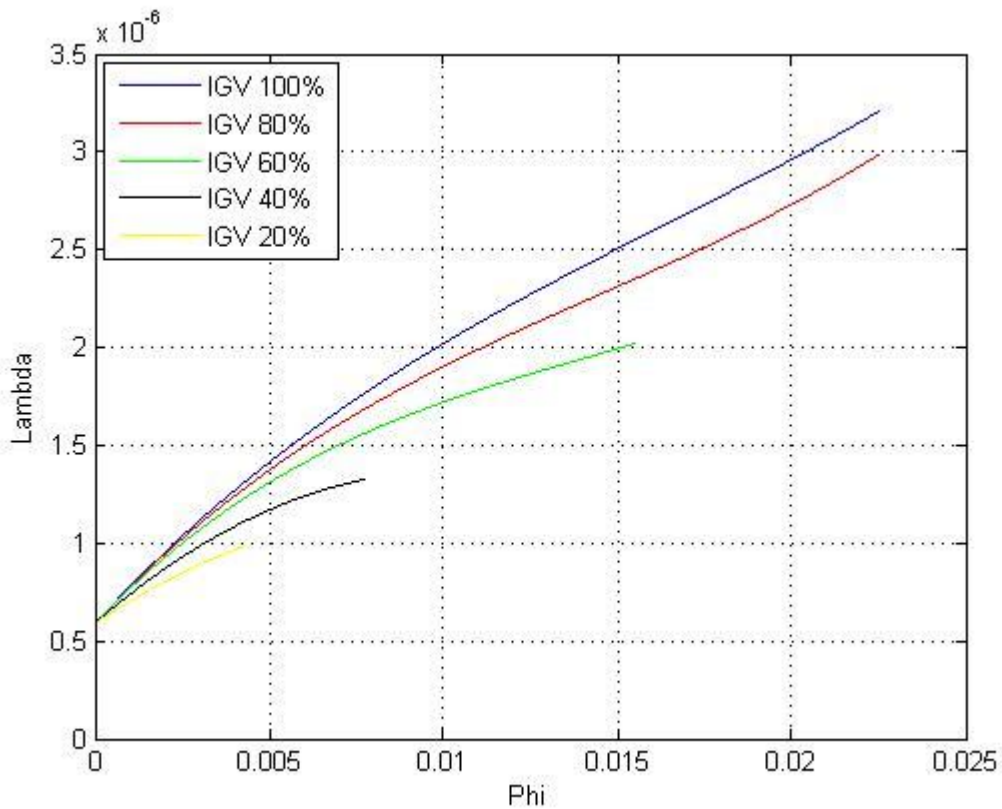


Figura 3.11 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\Lambda-\phi$) al variare della percentuale di apertura delle IGV

E' possibile, a questo punto, ricavare dalle (3.17) e (3.18) le equazioni che definiscono i grafici dimensionali per velocità inferiori a quella del Design Point e per qualsiasi percentuale di apertura delle IGV. Ricordando infatti che:

$$\Lambda = \frac{W(n_{rif})}{\rho n_{rif}^3 D^5} = \frac{W(\bar{n})}{\rho \bar{n}^3 D^5} \quad (3.19)$$

si ricava che:

$$W(\bar{n}) = \Lambda \rho \bar{n}^3 D^5 \quad (3.20)$$

Sostituendo la (3.17) prima e la (3.18) poi all'interno della (3.20), si perviene rispettivamente ai seguenti risultati finali:

$$W(\bar{n}) = k_1 Q^3 + k_2 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) Q^2 + k_3 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 Q + k_4 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^3 \quad (3.21)$$

$$W(\bar{n}) = k_1 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) Q^2 + k_2 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 + k_3 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^3 \quad (3.22)$$

Grazie alla (3.21) ed alla (3.22) è stato quindi possibile scrivere in forma analitica le equazioni che esprimono, per ogni percentuale di apertura delle IGV, il legame tra la potenza assorbita dal ventilatore centrifugo e la portata volumetrica fluente, a qualsiasi velocità di rotazione \bar{n} diversa da quella del Design Point.

Vengono qui di seguito riportati i relativi grafici:

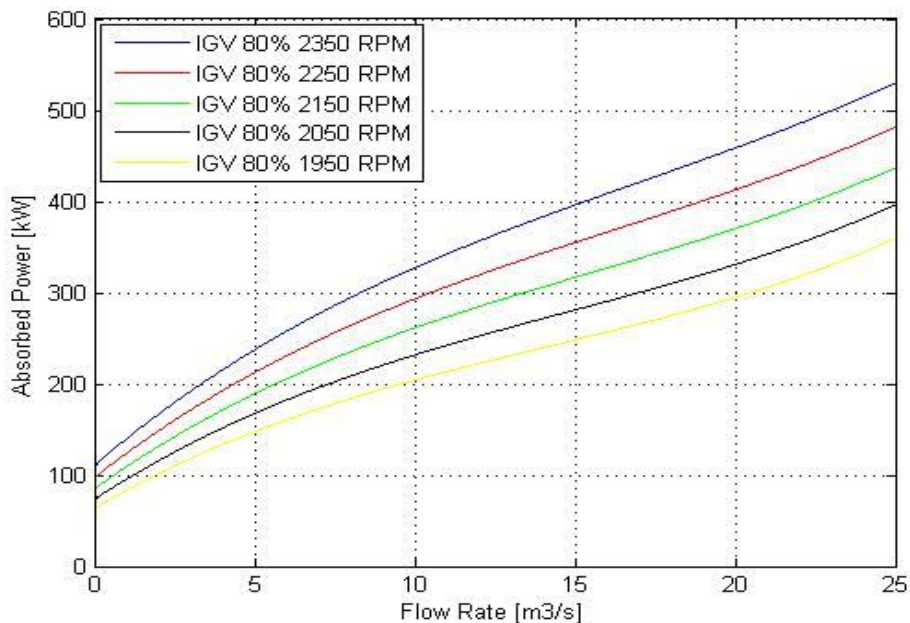


Figura 3.12 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame (W-Q) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata all'80%

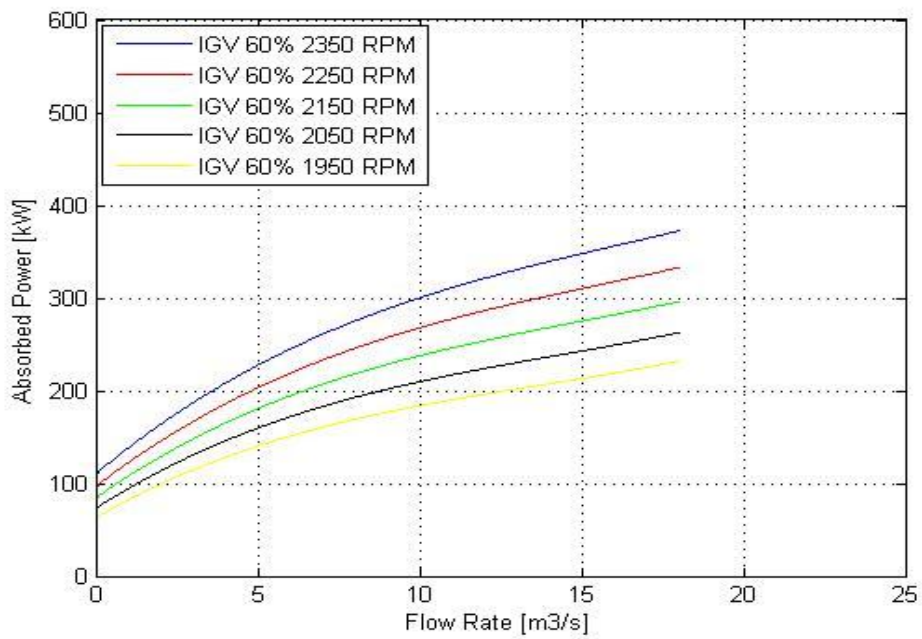


Figura 3.13 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame (W-Q) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 60%

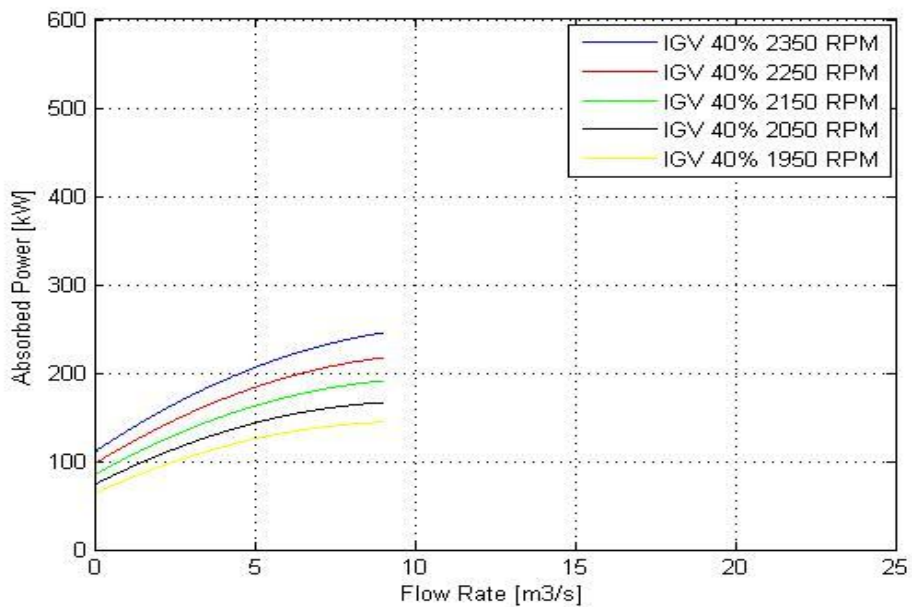


Figura 3.14 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame (W-Q) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 40%

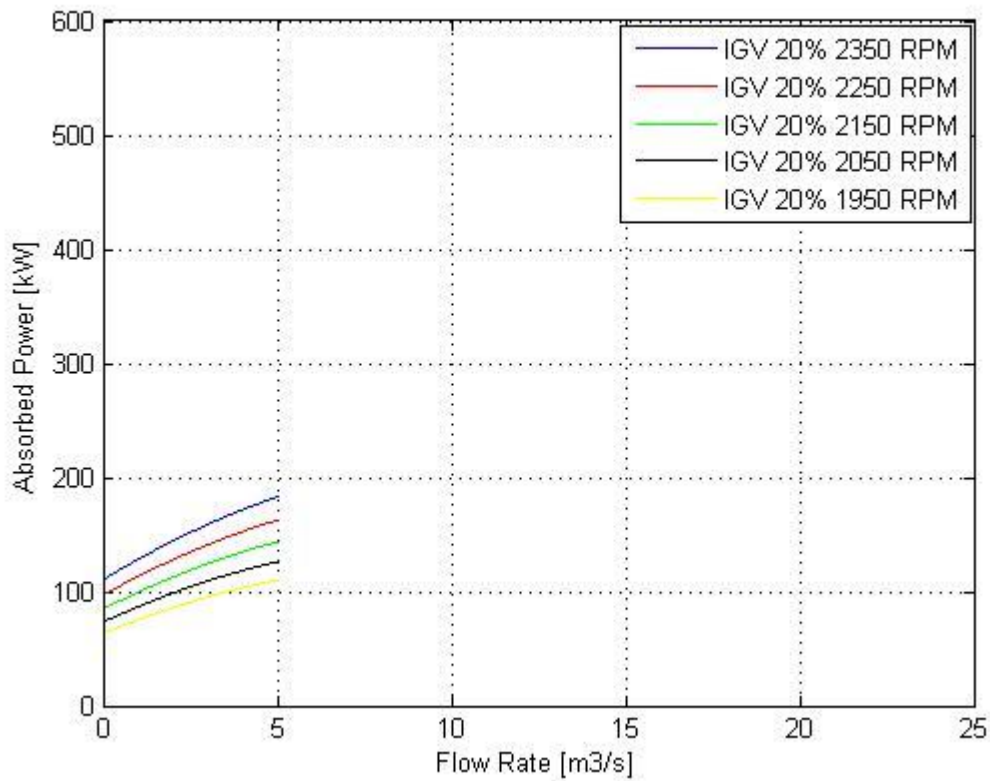


Figura 3.15 Curve caratteristiche del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($W-Q$) al variare della velocità di rotazione, con percentuale di apertura delle IGV fissata al 20%

3.1.3 Rendimento – Coefficiente di portata ($\eta-\varphi$)

A questo punto, dopo aver ricavato le forme analitiche dei legami adimensionali ($\psi - \varphi$) e ($\Lambda - \varphi$), è possibile ricavare, sempre in termini adimensionali, il legame fra il rendimento ed il coefficiente di portata ($\eta - \varphi$), tenendo presente la seguente relazione:

$$\eta = \frac{\psi\varphi}{\Lambda} \quad (3.23)$$

Si ottiene così il seguente grafico, per ogni percentuale di apertura delle IGV:

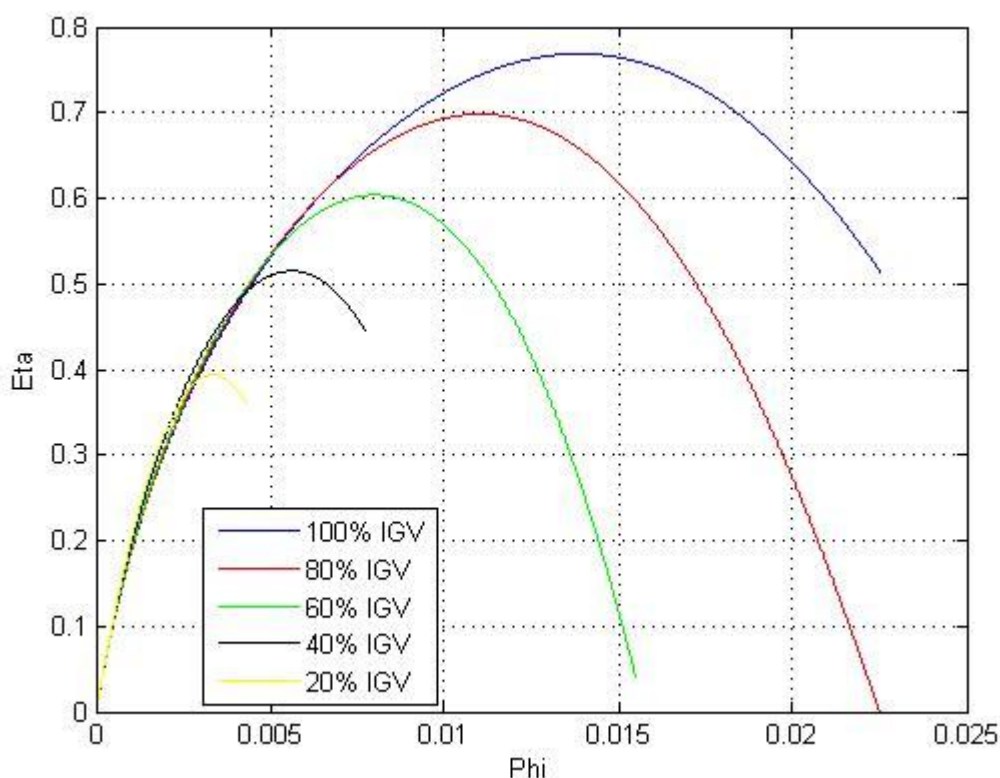


Figura 3.16 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del ventilatore centrifugo, raffiguranti il legame ($\eta-\varphi$) al variare della percentuale di apertura delle IGV

L'ultima considerazione che è stata fatta, prima di inserire tutti questi dati all'interno del codice di calcolo, è quella riguardante la possibilità di andare a contemplare non solo le curve caratteristiche, definite sulle percentuali di apertura delle IGV, originariamente fornite dalla Aeromeccanica Stranich (ovvero quelle scandite con un passo del 20%).

Di conseguenza, si è pensato di rendere più accurata e precisa la modellazione del ventilatore centrifugo, ricercando una soluzione che permettesse di considerare il singolo punto percentuale di apertura. Operativamente, è stato ricavato l'andamento dei coefficienti k_1, k_2, k_3 e k_4 , che compaiono nelle equazioni (3.6), (3.17) e (3.18), in funzione della percentuale di apertura delle IGV, mediante l'ausilio (anche in questo caso) di un polinomio interpolatore, la cui espressione è stata anch'essa opportunamente inserita all'interno del codice di calcolo.

3.2 Mappe di funzionamento del compressore assiale

Dopo aver ricavato un completo set di dati riguardante le prestazioni del ventilatore centrifugo, si è provveduto ad eseguire la medesima operazione anche per il compressore assiale.

In questo caso non è stato più possibile adottare l'ipotesi di macchina idraulica; esso è stato trattato, a tutti gli effetti, come una macchina termica.

Il punto di partenza ha nuovamente coinciso con l'esprimere in forma analitica le curve caratteristiche all'interno delle mappe di funzionamento, in questo caso ricavate per via teorica dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia, espresse però in forma dimensionale. Esse, infatti, riportano, per diverse velocità di rotazione e per diverse posizioni angolari delle IGV che precedono il primo rotore, gli andamenti dei seguenti legami:

- Rapporto di compressione – Portata massica ($\beta - \dot{m}$)
- Potenza assorbita – Portata massica ($W - \dot{m}$)

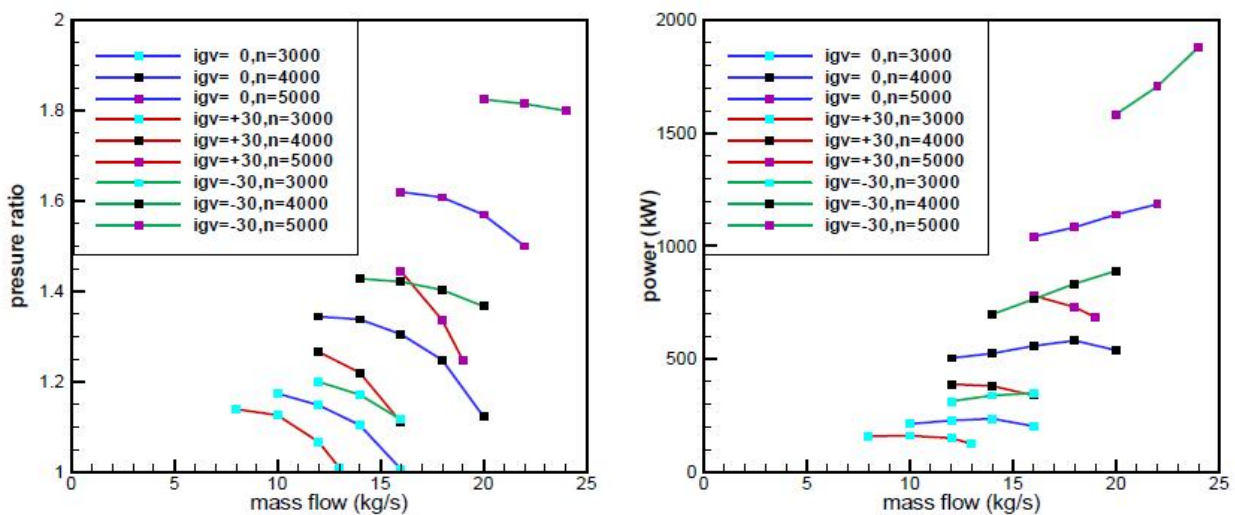


Figura 3.17 Mappe di funzionamento del compressore assiale ricavate per via teorica dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia

Sin da subito, anche le curve caratteristiche presenti in figura 3.17 sono state rese in forma analitica mediante interpolazione polinomiale (eseguita mediante software Matlab), utilizzando sempre polinomi interpolatori di secondo grado.

Affinché fosse poi possibile generalizzare la trattazione, sono state introdotte due variabili adimensionali capaci di estendere la teoria della similitudine anche alle macchine termiche.

Per questo motivo, al posto di considerare il regime di rotazione e la portata massica, si è preferito ragionare in termini di numero di Mach periferico e di portata adimensionalizzata, considerando le seguenti grandezze:

1. Diametro D della girante: $0.89m$
2. Temperatura dell'aria all'aspirazione: $T_1 = 330^\circ K$
3. Pressione dell'aria all'aspirazione: $p_1 = 100000Pa$

A questo punto, per ricavare il numero di Mach periferico, è stato sufficiente eseguire pochi passaggi. Infatti, avendo a disposizione i valori dei vari regimi di rotazione e conoscendo il diametro D della girante, si son potute da subito ricavare le velocità angolari di rotazione e le velocità periferiche:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; \text{ quindi: } U = \omega \frac{D}{2}$$

Calcolando poi la celerità del suono riferita alle condizioni di aspirazione dell'aria:

$$a = \sqrt{\gamma RT_1}$$

si è potuto calcolare il numero di Mach periferico:

$$Mu = \frac{U}{a}$$

Per quanto riguarda, invece, la portata adimensionalizzata, avendo a disposizione sull'asse delle ascisse dei grafici rappresentati in figura 3.17, tutto il campo di definizione della mappa di funzionamento del compressore definita in termini di portata massica, conoscendo pressione e temperatura dell'aria all'ingresso del compressore, e il diametro della girante, tramite la seguente relazione si è potuto esprimere la mappa del compressore in termini di portata adimensionalizzata:

$$\dot{m}_{ad} = \dot{m} \frac{\sqrt{RT_1}}{p_1 D^2} \quad (3.24)$$

Si sono quindi ottenuti i due seguenti grafici per le mappe di funzionamento rappresentative, rispettivamente, dei legami $(\beta - \dot{m}_{ad})$ e $(W - \dot{m}_{ad})$:

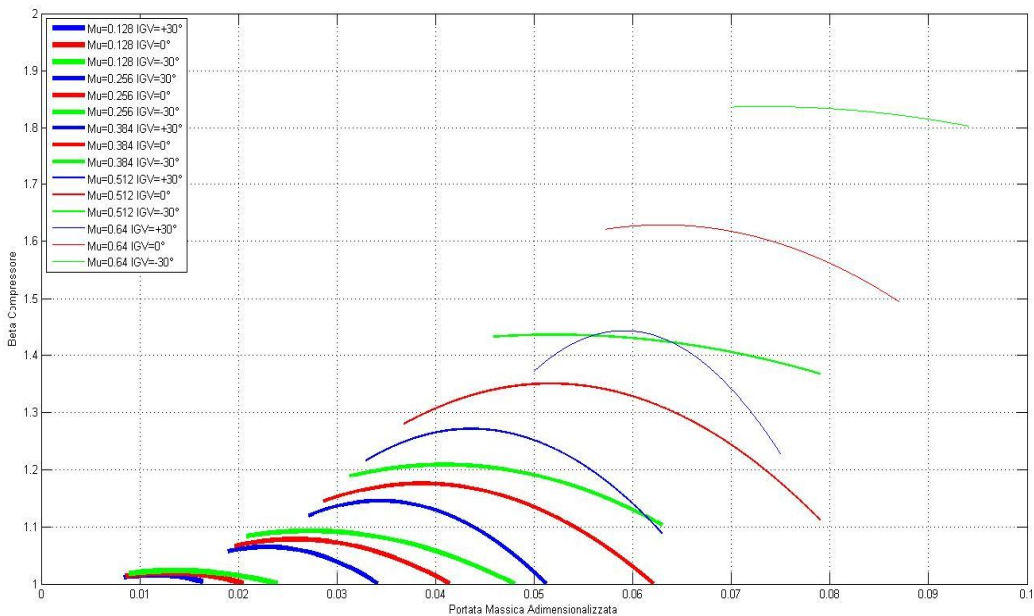


Figura 3.18 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del compressore assiale, raffiguranti il legame $(\beta - \dot{m}_{ad})$, al variare del numero di Mach periferico e dell'angolo di rotazione delle IG

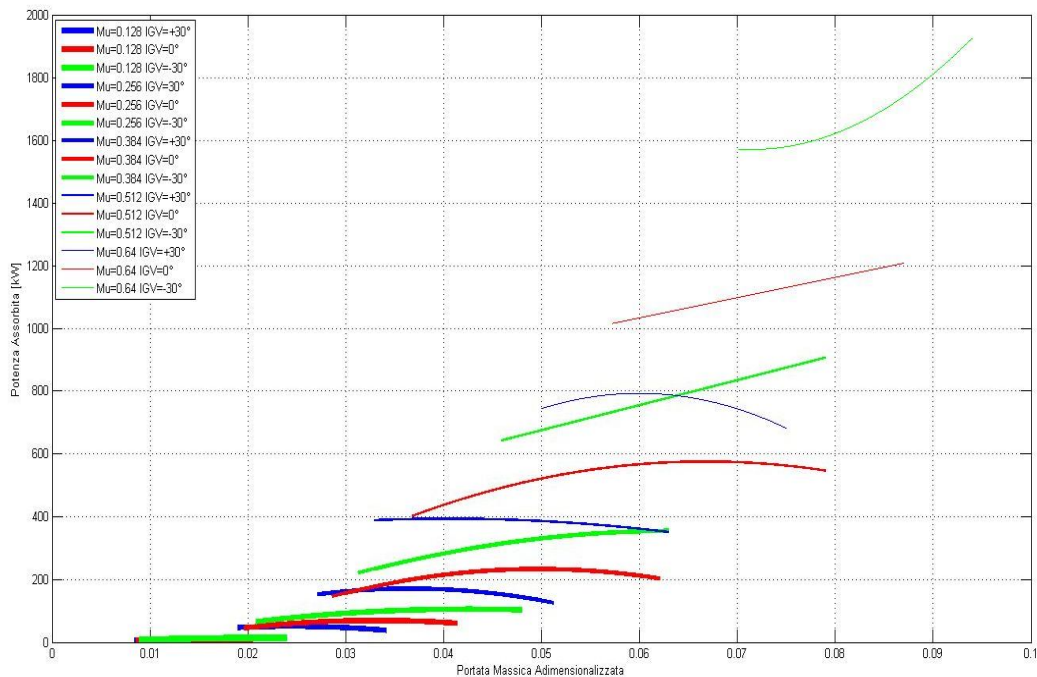


Figura 3.19 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del compressore assiale, raffiguranti il legame $(W - m_{ad})$, al variare del numero di Mach periferico e dell'angolo di rotazione delle IGV

Si può osservare, facendo un rapido raffronto con le mappe di funzionamento di figura 3.17, che le curve caratteristiche rappresentate in figura 3.18 e 3.19, presentano un estremo sinistro maggiormente esteso verso le basse portate.

Inoltre, il campo di validità di tali mappe di funzionamento si estende per numeri di Mach periferico decisamente più bassi rispetto a quello che compete ad una velocità di rotazione di 3000 RPM, con i valori di temperatura e pressione dell'aria in condizioni di aspirazione, nonché il diametro della girante, precedentemente fissati.

Ciò è dovuto al fatto, che rispetto ai grafici inizialmente forniti dal Dipartimento di Energia, si è voluto (come era stato fatto anche in occasione della modellazione del ventilatore centrifugo) cercare di ampliare quanto più possibile il campo di funzionamento del compressore assiale, nell'ottica di agevolare al massimo il matching con la turbina assiale, assieme alla quale esso va a comporre il turbogruppo.

A questo punto si comprende il perché dell'estendere tutte le curve caratteristiche anche a basse portate (graficamente le curve sono state allungate del 15% circa), contemplando ovviamente anche un abbassamento dell'efficienza del compressore.

Ciò però non desta particolare preoccupazione, dal momento che, all'interno dell'impianto, il compressore ha il principale compito di frenare la turbina; quindi è importante che, sostanzialmente, esso assorba lavoro. E anche se svolge tale funzione con un rendimento basso, il ridotto rapporto di compressione conseguentemente elaborato viene comunque compensato dal ventilatore centrifugo posto a valle.

3.2.1 Estensione delle mappe di funzionamento a bassi regimi di rotazione

Si cerca ora di analizzare più da vicino la presenza di curve caratteristiche a regimi di rotazione, o meglio, a numeri di Mach periferico più bassi.

Proprio relativamente a questo aspetto, bisogna precisare che sono stati contemplati anche i regimi di rotazione pari a 1000 *RPM* e 2000 *RPM*.

Tali curve caratteristiche sono state ricavate partendo da quelle a 3000 *RPM* ed applicando ad esse le regole della similitudine idraulica viste in precedenza per il ventilatore centrifugo.

Tale modalità operativa è lecita per il fatto che i rapporti di compressione alle basse velocità di rotazione sono piuttosto contenuti; quindi, solo in questo caso, anche il compressore assiale è stato considerato come una macchina idraulica.

Si mette ora in evidenza il procedimento grazie al quale si è riusciti ad estendere la trattazione alle basse velocità di rotazione, sia per il grafico di figura 3.18 che per quello di figura 3.19.

Il risultato finale di tale procedimento è sempre costituito da due mappe di funzionamento che esprimono rispettivamente i legami $(\beta - \dot{m}_{ad})$ e $(W - \dot{m}_{ad})$, con un ventaglio più esteso verso i bassi valori riguardo le possibili velocità di rotazione, o meglio riguardo i possibili numeri di Mach periferico.

3.2.1.1 Il legame ($\beta - m_{ad}$)

Per poter applicare direttamente la similitudine idraulica al compressore assiale, nell'ottica di estendere ai bassi numeri di Mach periferico il grafico di figura 3.18, e per poter soprattutto usufruire degli opportuni coefficienti adimensionali visti precedentemente, è necessario ricavare, prima di tutto, le corrispondenti curve che esprimono il legame ($\Delta P - Q$).

Le espressioni analitiche delle curve che compaiono nel grafico di figura 3.18 sono tutte del seguente tipo:

$$\beta = k_1 \dot{m}_{ad}^2 + k_2 \dot{m}_{ad} + k_3 \quad (3.25)$$

Di conseguenza, per riuscire ad ottenere proprio delle curve ($\Delta P - Q$), si sostituisce la (3.24) nella (3.25):

$$\beta = \frac{k_1 RT_1}{p_1^2 D^4} \dot{m}^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1}}{p_1 D^2} \dot{m} + k_3 \quad (3.26)$$

Ora si procede esprimendo il rapporto di compressione β in funzione dell'incremento di pressione fornito ΔP :

$$H = \frac{\Delta P}{\rho_1} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_1} = \frac{p_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right)}{\rho_1} = \frac{p_1}{\rho_1} (\beta - 1) \Rightarrow \Delta P = p_1 (\beta - 1) \Rightarrow \beta = 1 + \frac{\Delta P}{p_1} \quad (3.27)$$

A questo punto, se si procede sostituendo la (3.27) nella (3.26), si ottiene:

$$\Delta P = \frac{k_1 RT_1}{p_1 D^4} \dot{m}^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1}}{D^2} \dot{m} + p_1 (k_3 - 1) \quad (3.28)$$

Introducendo ora la portata volumetrica, si ottiene proprio l'espressione delle curve ($\Delta P - Q$):

$$\Delta P = \frac{k_1 RT_1 \rho_1^2}{p_1 D^4} Q^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1} \rho_1}{D^2} Q + p_1 (k_3 - 1) \quad (3.29)$$

Una volta giunti a tale risultato, si procede esattamente nello stesso modo che è stato adottato per le curve caratteristiche del ventilatore centrifugo; di conseguenza, andando a considerare le equazioni (3.29) come quelle relative alla condizione di $Mu = 0.384$ (valore facente riferimento ad un regime di rotazione pari a 3000 RPM per le condizioni di temperatura e pressione all'ingresso del compressore, nonché per il diametro della girante precedentemente fissati), si procede trovando l'espressione valida anche per i numeri di Mach periferico corrispondenti a 2000 RPM e 1000 RPM .

Si mettono nuovamente in evidenza i due coefficienti adimensionali relativi alla teoria della similitudine, ovvero:

- Coefficiente di carico $\rightarrow \psi = \frac{H}{n^2 D^2} = \frac{\Delta P}{\rho_1 n^2 D^2}$
- Coefficiente di portata $\rightarrow \varphi = \frac{Q}{n D^3}$

A questo punto, imponendo dapprima le (3.2) e sostituendo tali coefficienti all'interno della (3.29), si ottiene:

$$\psi = \frac{k_1 RT_1 \rho_1}{p_1} \varphi^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1}}{n_{rif} D} \varphi + \frac{p_1 (k_3 - 1)}{\rho_1 n_{rif}^2 D^2} \quad (3.30)$$

Questa è proprio l'espressione adimensionale che contiene direttamente al suo interno il legame tra il coefficiente di carico ed il coefficiente di portata.

Come fatto in precedenza per il ventilatore centrifugo, si va ad utilizzare proprio tale espressione per ricavare le curve caratteristiche ($\Delta P - Q$) a velocità di rotazione inferiori ad n_{rif} , ossia 3000 RPM .

Quindi, andando a richiamare la (3.7), si ottiene:

$$\Delta P(\bar{n}) = \frac{k_1 RT_1 p_1^2}{p_1 D^4} Q^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1} \rho_1}{D^2} \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) Q + p_1 (k_3 - 1) \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 \quad (3.31)$$

Ora è possibile rielaborare la (3.31) facendo nuovamente comparire, grazie alle (3.24) e (3.27), il legame $(\beta - \dot{m}_{ad})$:

$$\beta = k_1 \dot{m}_{ad}^2 + k_2 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) \dot{m}_{ad} + \left[(c-1) \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 + 1 \right] \quad (3.32)$$

La (3.32) esprime la legge che governa le curve caratteristiche tracciate per regimi di rotazione inferiori a 3000 RPM (o per valori di Mach periferico inferiori a 0.384) e che compaiono in figura 3.18.

3.2.1.2 Il legame $(W - m_{ad})$

Bisogna ora mettere in evidenza lo stesso procedimento relativamente alle curve $(W - \dot{m}_{ad})$ di figura 3.19, le quali sono rappresentate dalla seguente legge di carattere generico:

$$W = k_1 \dot{m}_{ad}^2 + k_2 \dot{m}_{ad} + k_3 \quad (3.33)$$

Avvalendosi sempre della (3.24) ed introducendo nuovamente la portata volumetrica, è possibile ottenere la legge che descrive il legame $(W - Q)$:

$$W = \frac{k_1 RT_1 \rho_1^2}{p_1^2 D^4} Q^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1} \rho_1}{p_1 D^2} Q + k_3 \quad (3.34)$$

Per ricavare le curve $(W - Q)$ relative a numeri di Mach periferico inferiori a 0.384 , si passa a ricavare innanzitutto l'espressione adimensionale relativa alla (3.34), facendo leva sui soliti coefficienti introdotti dalla teoria della similitudine:

- Coefficiente di potenza $\rightarrow \Lambda = \frac{W}{\rho n^3 D^5}$
- Coefficiente di portata $\rightarrow \varphi = \frac{Q}{nD^3}$

Imponendo ora le (3.12) e sostituendo tali coefficienti nella (3.34), si ottiene:

$$\Lambda = \frac{k_1 RT_1 \rho_1}{n_{rif} D^3 p_1^2} \varphi^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1}}{n_{rif}^2 D^4 p_1} \varphi + \frac{k_3}{\rho_1 n_{rif}^3 D^5} \quad (3.35)$$

Questa è l'espressione che permette di ricavare le curve $(W - Q)$ a velocità inferiori ad n_{rif} , ossia 3000 RPM .

Quindi, andando a richiamare la (3.19), si riesce ad ottenere il seguente risultato:

$$W(\bar{n}) = \frac{k_1 RT_1 \rho_1^2}{p_1^2 D^4} \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right) Q^2 + \frac{k_2 \sqrt{RT_1} \rho_1}{p_1 D^2} \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^2 Q + k_3 \left(\frac{\bar{n}}{n_{rif}} \right)^3 \quad (3.36)$$

La (3.36) esprime la legge che governa le curve caratteristiche tracciate per regimi di rotazione inferiori a 3000 RPM (o per valori di Mach periferico inferiori a 0.384) e che compaiono in figura 3.19.

3.2.2 Ampliamento del set di dati

Dopo aver discusso l'estensione delle mappe di funzionamento a bassi numeri di Mach periferico, è possibile andare ad esporre in quale modo è stato ampliato, come nel caso del ventilatore centrifugo, il set di dati relativi alle prestazioni ed al funzionamento del compressore assiale.

Si è quindi deciso di affiancare ai grafici visti in precedenza quelli contenenti i seguenti legami, ovviamente anch'essi espressi in funzione della variabilità del numero di Mach periferico e della posizione angolare delle IGV:

- Lavoro reale – Portata adimensionalizzata ($L_R - \dot{m}_{ad}$)
- Lavoro isoentropico – Portata adimensionalizzata ($L_{is} - \dot{m}_{ad}$)
- Rendimento – Portata adimensionalizzata ($\eta - \dot{m}_{ad}$)

Il primo dei tre grafici è stato ricavato grazie all'espressione del lavoro reale. Partendo dalla seguente formula:

$$W = \dot{m}L_R \Rightarrow L_R = \frac{W}{\dot{m}} = \frac{W\sqrt{RT_1}}{\dot{m}_{ad} p_1 D^2} \quad (3.37)$$

si è giunti al seguente risultato:

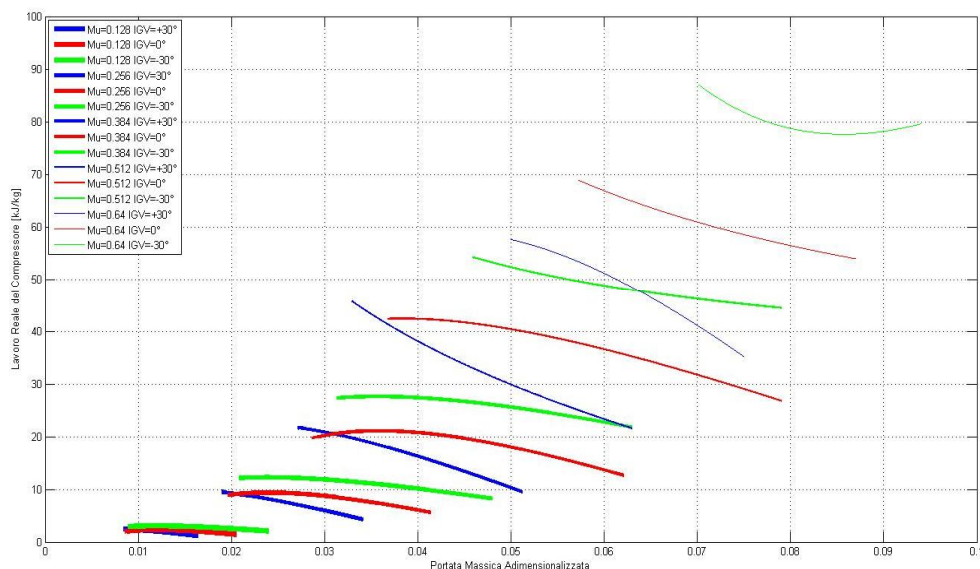


Figura 3.20 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del compressore assiale, raffiguranti il legame ($L_R - \dot{m}_{ad}$), al variare del numero di Mach periferico e dell'angolo di rotazione delle IGV

Il secondo grafico, invece, si basa sull'espressione relativa al lavoro isoentropico, ovvero:

$$L_{is} = c_p (T_{2is} - T_1) \quad (3.38)$$

dove T_{2is} è ricavabile grazie all'equazione che governa le trasformazioni isoentropiche:

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = (\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{2is} = T_1 (\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.39)$$

Di conseguenza, sostituendo la (3.39) nella (3.38), si ottiene:

$$L_{is} = c_p \left[T_1 (\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - T_1 \right] = c_p T_1 \left[(\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.40)$$

e si perviene al seguente risultato:

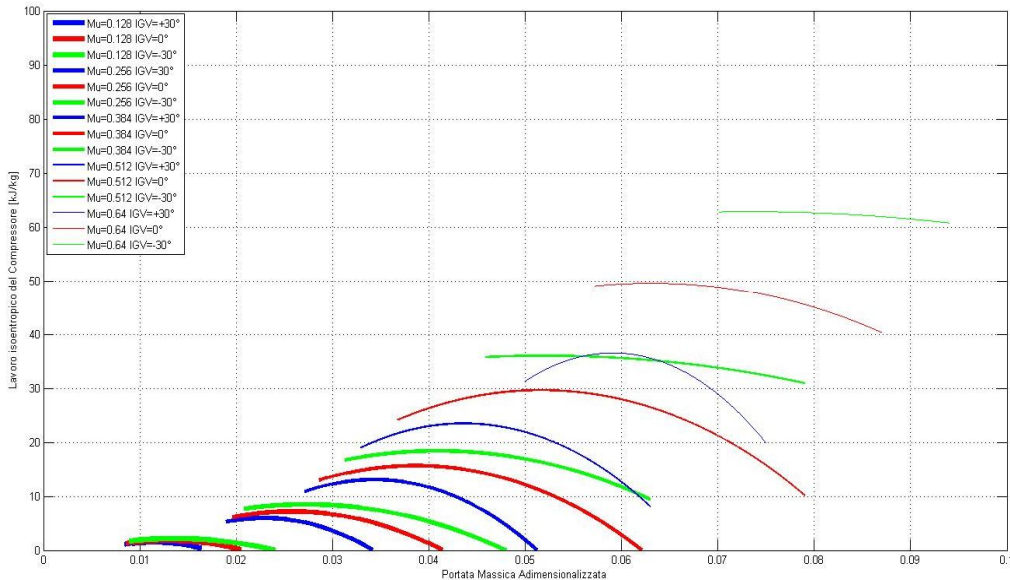


Figura 3.21 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del compressore assiale, raffiguranti il legame ($L_{is} - m_{ad}$), al variare del numero di Mach periferico e dell'angolo di rotazione delle IGV

Il terzo ed ultimo grafico che si è ritenuto opportuno aggiungere fa riferimento al seguente legame:

$$\eta = \frac{L_{is}}{L_R} \quad (3.41)$$

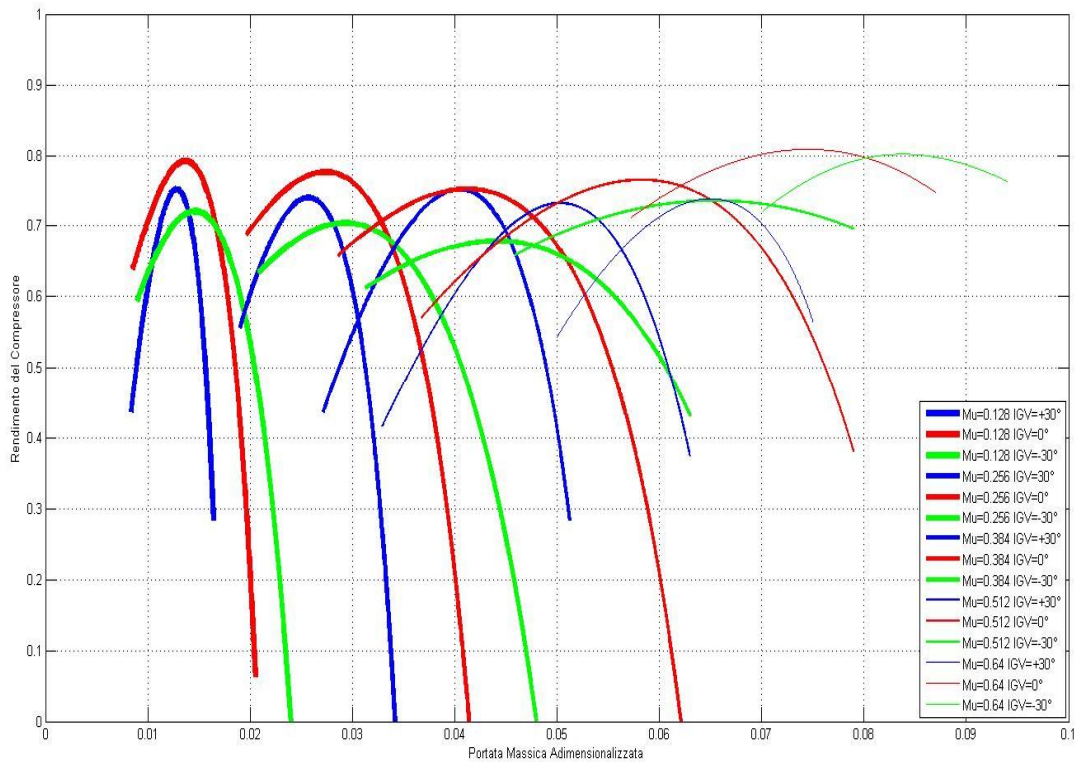


Figura 3.22 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento del compressore assiale, raffiguranti il legame ($\eta - m_{ad}$), al variare del numero di Mach periferico e dell'angolo di rotazione delle IGV

L'intera modellazione del compressore assiale fin qui vista ha permesso di ottenere una notevole quantità di informazioni utili per conoscere il valore di ogni grandezza che caratterizza il funzionamento di tale macchina nell'ambito di una simulazione governata dal codice di calcolo. Sostanzialmente, ciò è dovuto al fatto che, per ognuna delle curve caratteristiche dei grafici fin qui visti, compresi i primi due, di figura 3.18 e 3.19, si possiede la relativa equazione in forma analitica.

A questo punto della trattazione ci si è posti però un ulteriore problema, ovvero quello riguardante la possibilità di rendere ancora più ampio il set di dati riguardante il compressore assiale andando a contemplare, come fatto anche per il ventilatore centrifugo, tutte le velocità di rotazione (o meglio tutti i numeri di Mach periferico) e tutte le posizioni angolari delle IGV comprese tra -30° e $+30^\circ$ (questo è il range di valori, per tale parametro, contemplato dai grafici originariamente forniti dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia).

Tuttavia, mentre nel caso del ventilatore centrifugo si era risolto tale problema andando a ricavare, in funzione della variazione della percentuale di apertura delle IGV, l'andamento analitico dei coefficienti di primo e secondo grado che descrivevano le curve caratteristiche ed era stato possibile avere agevolmente informazioni riguardanti qualsiasi velocità di rotazione mediante l'ausilio della similitudine idraulica, nel caso del compressore assiale, invece, il procedimento per arrivare ad un risultato di questo tipo si è rivelato più complesso.

Questo anche per il fatto che le espressioni analitiche che governano le curve caratteristiche del ventilatore sono più semplici da gestire rispetto a quelle del compressore assiale, essendo maggiore, in questo caso, il numero di parametri coinvolti (fondamentalmente poiché si è passati da macchina idraulica a macchina termica).

Pertanto, si è deciso di discretizzare le curve caratteristiche del compressore e di impostare la ricerca di punti di funzionamento intermedi per via numerica.

La forma analitica ricavata all'inizio (con la quale è stato possibile ricavare i grafici precedentemente esposti) è servita per effettuare un'opportuna discretizzazione delle curve che compaiono nei grafici 3.18 e 3.22.

Sono state prese in considerazione, infatti, queste due particolari mappe di funzionamento dal momento che gli andamenti $(\beta - \dot{m}_{ad})$ ed $(\eta - \dot{m}_{ad})$ sono quelli che, da un punto di vista operativo e di valutazione delle prestazioni, interessano maggiormente.

Più precisamente, le mappe di funzionamento del compressore assiale relative ai due legami messi in evidenza poc'anzi, non sono state discretizzate mediante l'utilizzo di una griglia di punti equispaziati sull'asse delle ascisse. Questo tipo di discretizzazione, infatti, non avrebbe agevolato una corretta interpolazione lineare tra le varie curve già presenti sul grafico, nell'ottica di prendere in considerazione punti di funzionamento intermedi, sia a livello di numero di Mach periferico, sia a livello di posizione angolare delle IGV. Si è optato, invece, per una discretizzazione mediante l'utilizzo di una griglia di punti equispaziati su di una ascissa curvilinea, la quale descrive la lunghezza della singola curva caratteristica.

Sostanzialmente, una volta definitone l'intervallo di validità (a livello di portata adimensionalizzata), si può affermare che i punti di discretizzazione risultano equispaziati proprio lungo lo sviluppo della curva caratteristica stessa.

Tutte le curve dei grafici 3.18 e 3.22 (per ogni valore del numero di Mach periferico e per ogni valore di apertura delle IGV) sono state quindi rese in forma numerica con un numero di punti totali pari a 10. In questo modo, qualora si rendesse necessaria un'interpolazione lineare tra due curve caratteristiche facenti riferimento a numeri di Mach periferico diversi e/o tra due valori diversi di apertura delle IGV, si potrebbe contare su di una notevole accuratezza e qualità dell'interpolazione stessa, ottenendo delle curve caratteristiche sempre definite da 10 punti equispaziati fra di loro lungo un'ascissa curvilinea.

3.3 Mappe di funzionamento della turbina assiale

L'ultima parte di questo capitolo è dedicata alla descrizione della procedura che ha permesso di includere all'interno del codice di calcolo anche la turbina assiale e di definirne quindi un opportuno set di dati.

A differenza del compressore, questa volta l'unica variabile in gioco, capace di andare a modificare le mappe di funzionamento di tale macchina è la velocità di rotazione, che, come già precisato, accomuna entrambi i componenti del turbogruppo.

Sostanzialmente, non compare più la regolazione della macchina mediante IGV, accorgimento tecnico che era invece presente sul compressore assiale e sul ventilatore centrifugo.

Proprio per il fatto che, in questo lavoro, l' **"LS Closed Loop Test Rig"** è stato considerato come un banco di prova per stadi di turbina assiale, ne sono state prese in considerazione due diverse tipologie, ovvero uno a reazione ed uno ad azione, le cui mappe di funzionamento sono state direttamente fornite, ancora una volta, dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia.

Per entrambi gli stadi si è cercato di adottare le stesse procedure utilizzate per il compressore assiale, nell'ottica di effettuare un ampliamento di informazioni riguardanti sia le loro prestazioni che il loro funzionamento.

3.3.1 Stadio a reazione

Si è iniziato considerando lo stadio a reazione (da intendersi con grado di reazione $\chi = 0.5$) e le sue mappe di funzionamento, le quali riportano gli stessi legami già visti in occasione della modellazione del compressore assiale, ovvero:

- Rapporto di compressione – Portata massica ($\beta - \dot{m}$)
- Potenza fornita – Portata massica ($W - \dot{m}$)

Anche in questo caso, poiché trattasi di una macchina termica, sono state fatte le opportune correzioni ai grafici preliminarmente forniti, sostituendo al numero di giri il numero di Mach periferico e alla portata massica la portata adimensionalizzata, di modo da poter generalizzare la trattazione, grazie all'ausilio della similitudine per macchine termiche.

Per la adimensionalizzazione della portata e per il calcolo del numero di Mach periferico sono stati adottati gli stessi valori di temperatura e pressione di ingresso dell'aria utilizzati in occasione della trattazione effettuata a proposito del compressore assiale, ossia:

$$T_1 = 330^\circ K ; p_1 = 100000 Pa$$

e considerando, inoltre, una misura del diametro esterno della girante sempre pari a: $D = 0.89$

E' possibile, a questo punto, mettere in evidenza i grafici relativi ai due legami prima menzionati, già resi in forma analitica e adimensionale.

Si faccia riferimento alle figure nelle successive pagine.

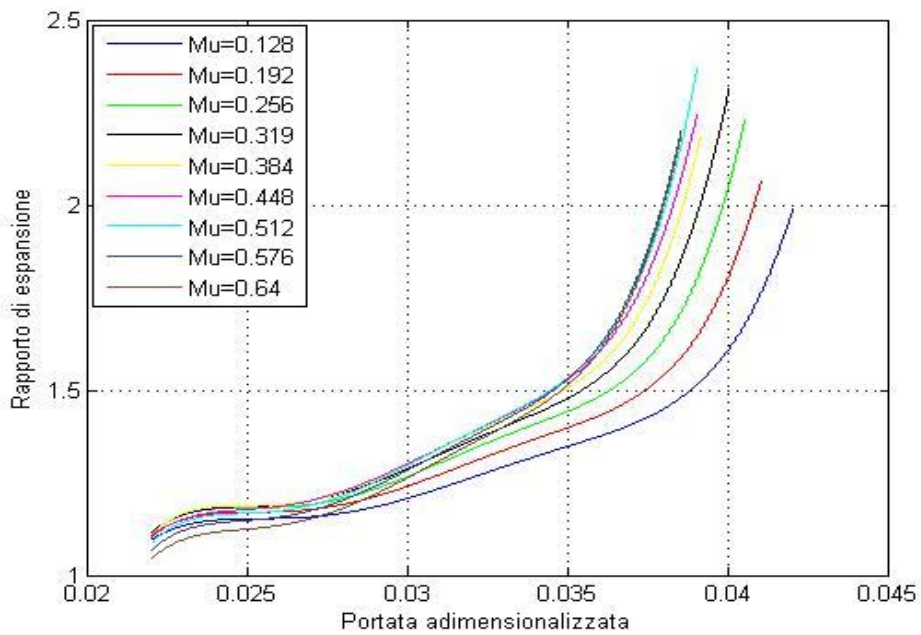


Figura 3.23 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$), raffiguranti il legame $(\beta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

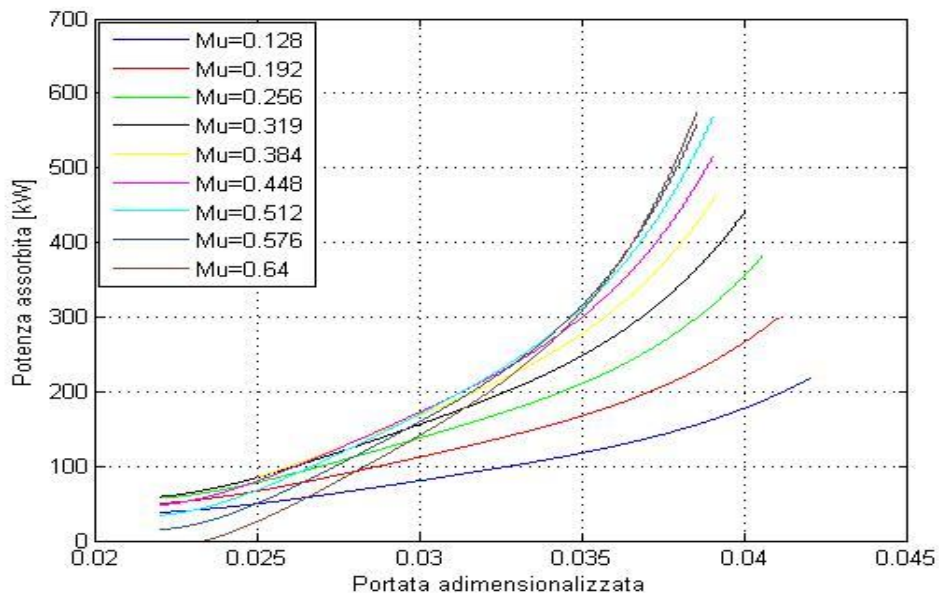


Figura 3.24 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$), raffiguranti il legame $(W - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

Bisogna precisare che in questo caso, a differenza della trattazione eseguita per il compressore assiale, non è stato necessario ricavare le curve caratteristiche per regimi di rotazione inferiori a 3000 RPM ; esse, infatti, sono state già direttamente fornite nelle originali mappe di funzionamento successivamente espresse in forma analitica.

Ai grafici di figura 3.23 e 3.24 è opportuno affiancare anche quelli rappresentativi dei seguenti legami, già visti in occasione della modellazione del compressore assiale, ovvero:

- Lavoro reale – Portata adimensionalizzata ($L_R - \dot{m}_{ad}$)
- Lavoro isoentropico – Portata adimensionalizzata ($L_{is} - \dot{m}_{ad}$)
- Rendimento – Portata adimensionalizzata ($\eta - \dot{m}_{ad}$)

Il primo di questi tre grafici è stato ricavato grazie all'espressione del lavoro reale, ovvero la (3.37):

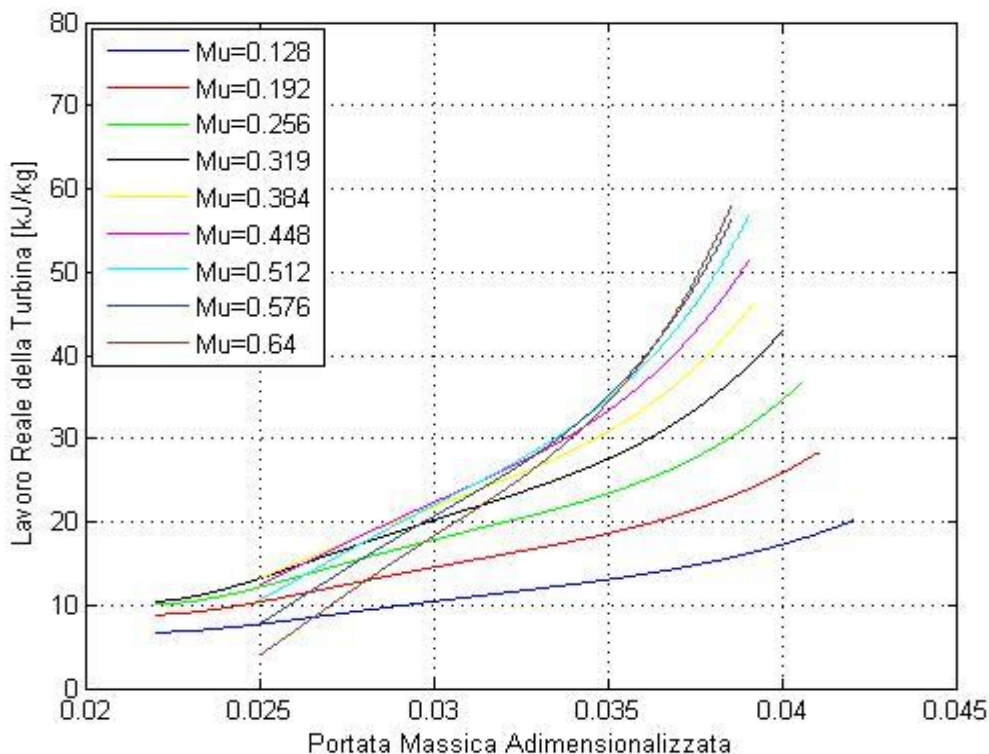


Figura 3.25 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$), raffiguranti il legame ($L_R - \dot{m}_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

Da questo punto è stato poi possibile giungere al secondo grafico, grazie alla già citata equazione relativa al lavoro isoentropico:

$$L_{is} = c_p (T_1 - T_{2is}) \quad (3.42)$$

Ovviamente, anche in questo caso, la T_{2is} è ricavata grazie alla relazione che governa le trasformazioni isoentropiche:

$$\frac{T_1}{T_{2is}} = (\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{2is} = T_1 (\beta)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.43)$$

dove β , questa volta, sta ad identificare ovviamente un rapporto di espansione e non più di compressione.

Sostituendo ora la (3.43) nella (3.42), si ottiene:

$$L_{is} = c_p \left[T_1 - \frac{T_1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] = c_p T_1 \left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] \quad (3.44)$$

Il grafico cui si perviene è quello riportato nella pagina seguente in figura 3.26.

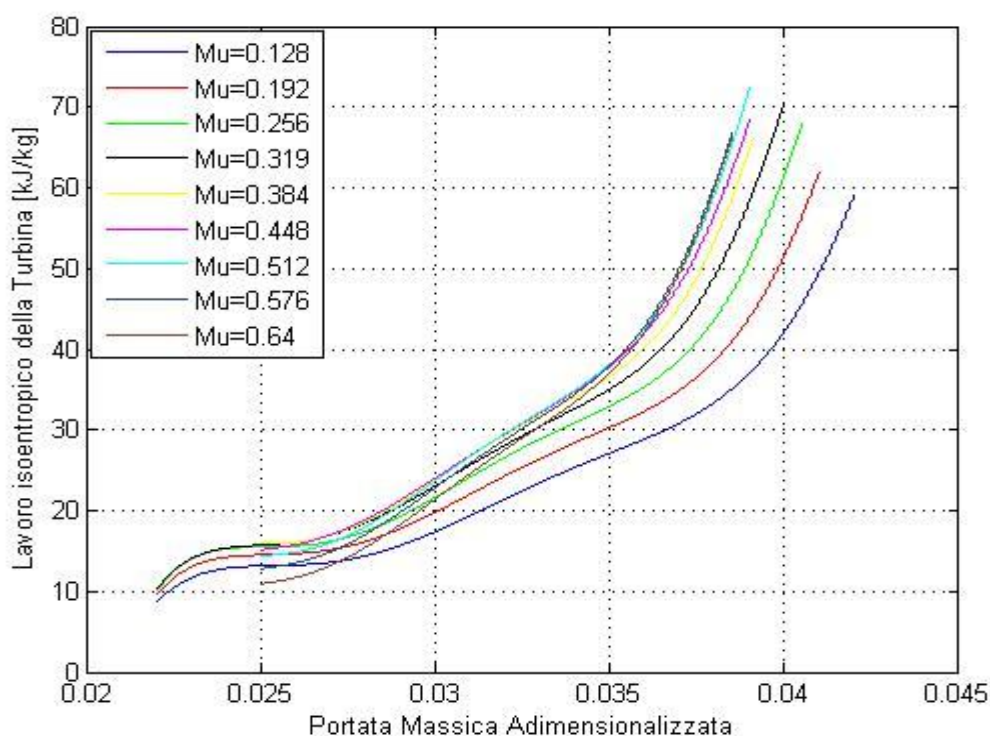


Figura 3.26 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$), raffiguranti il legame ($L_{is} - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

Una volta arrivati a questo risultato, nella trattazione dedicata al compressore assiale, era stata semplicemente utilizzata la (3.41) per ricavare anche l'andamento del rendimento.

Nel caso della turbina, o più precisamente nel caso dello stadio a reazione, il grafico relativo al rendimento è stato ricavato direttamente per interpolazione polinomiale dal momento che si avevano a disposizione proprio i valori del rendimento in corrispondenza delle portate massiche (poi adimensionalizzate) che sono poi servite per ricavare le espressioni analitiche delle curve caratteristiche presenti nei grafici 3.23 e 3.24.

Quindi, il set di dati a disposizione, per quanto concerne lo stadio a reazione, da inserire all'interno del codice di calcolo per le valutazioni che verranno fatte in seguito, è stato completato dall'ultimo grafico riportato in figura 3.27.

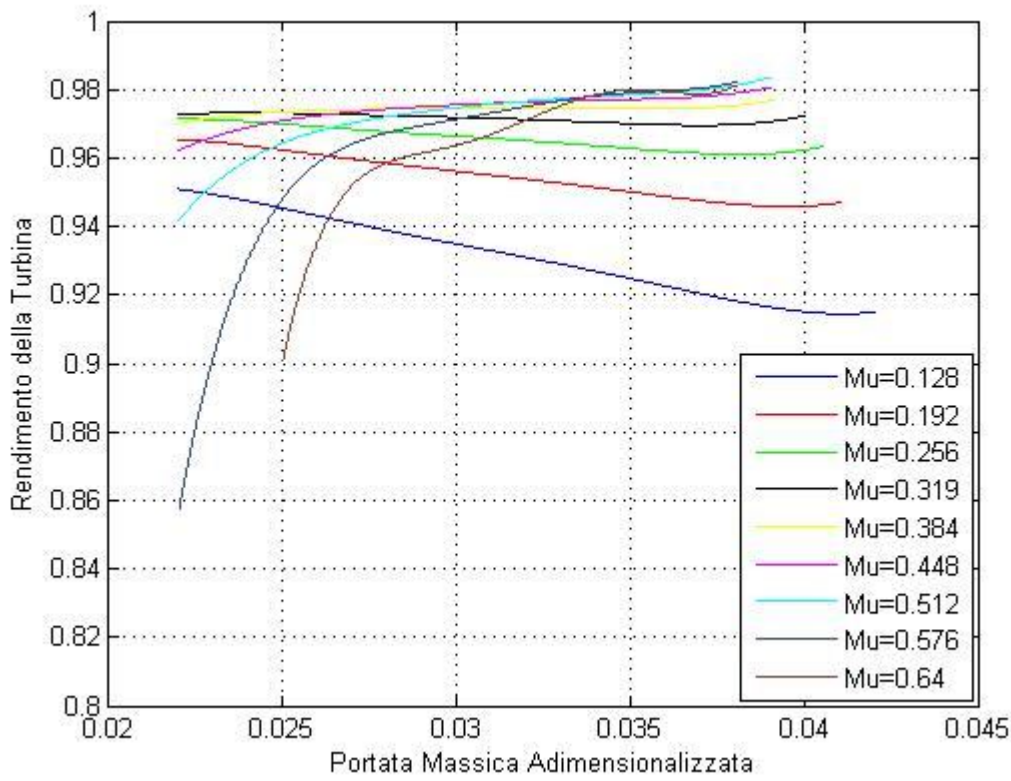


Figura 3.27 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$), raffiguranti il legame $(\eta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

3.3.2 Stadio ad azione

Resta ora da considerare il set di dati relativo allo stadio ad azione. Sostanzialmente, anche in questo caso, si è seguito lo stesso procedimento visto per la modellazione del compressore assiale. Anche per quanto riguarda questo tipo di stadio, nonché i suoi dati di funzionamento, vengono messi in evidenza i medesimi legami, ovvero:

- Rapporto di compressione – Portata massica ($\beta - \dot{m}$)
- Potenza fornita – Portata massica ($W - \dot{m}$)

Da subito si è proceduto esprimendo in forma analitica tutte le curve caratteristiche presenti all'interno di tali mappe di funzionamento, le quali sono state (come già visto in precedenza) opportunamente generalizzate grazie all'ausilio della similitudine per macchine termiche, la quale contempla la comprimibilità del fluido in base al numero di Mach periferico e portata adimensionalizzata.

Qui di seguito si riportano i risultati:

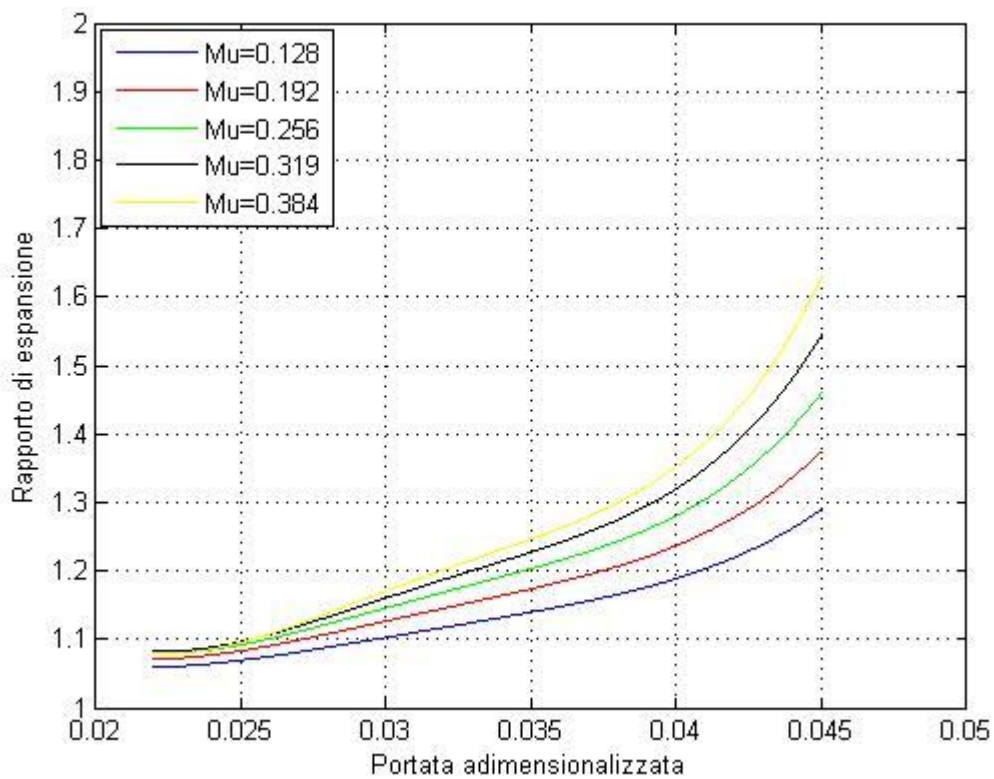


Figura 3.28 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale, raffiguranti il legame ($\beta - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

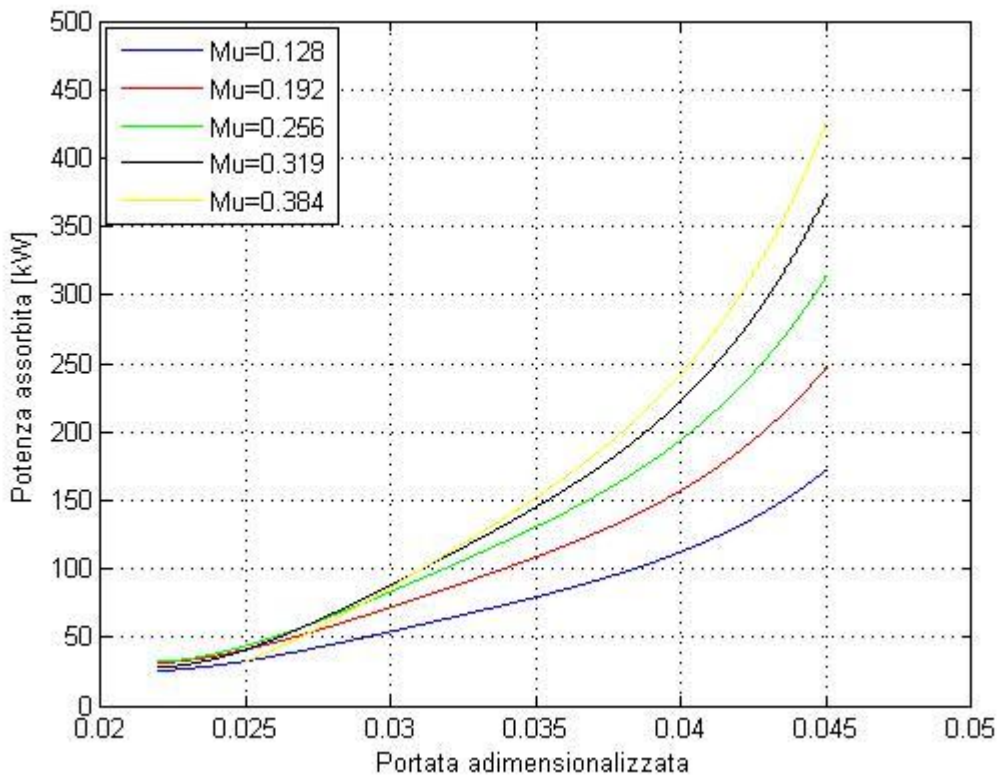


Figura 3.29 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale, raffiguranti il legame ($W - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

Da questi due grafici sono stati poi ricavati, grazie alla (3.37), alla (3.44) e alla (3.41) i tre grafici che completano anche la modellazione del set di dati relativo allo stadio ad azione e che sono riportati nelle successive pagine.

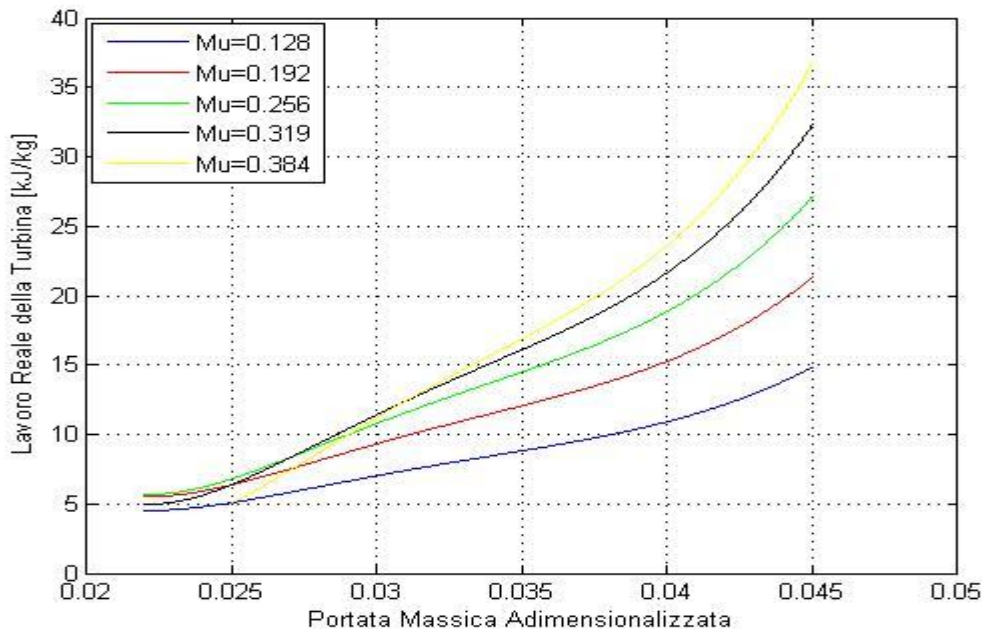


Figura 3.30 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale, raffiguranti il legame ($L_R - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

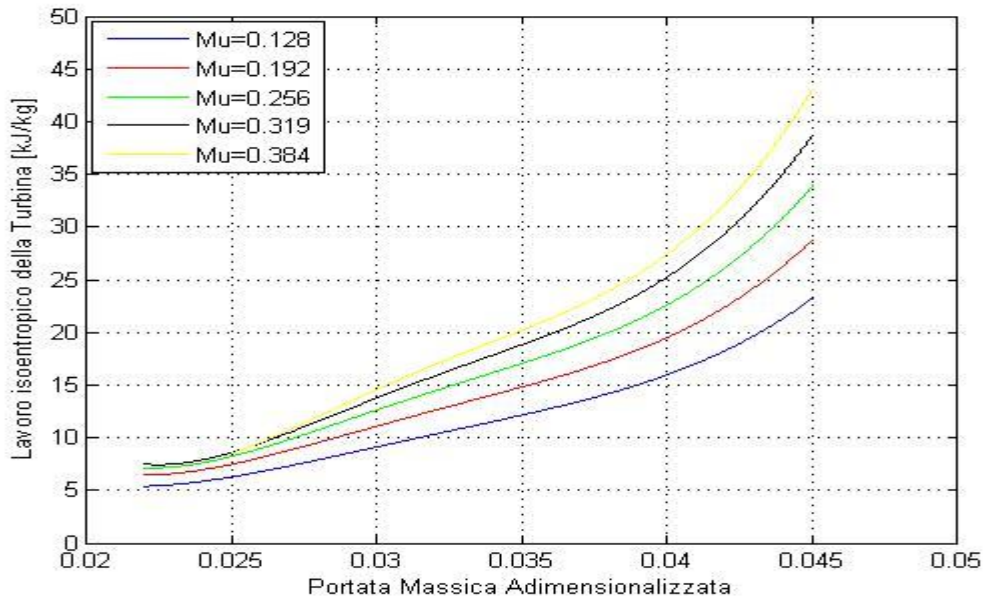


Figura 3.31 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale, raffiguranti il legame ($L_{is} - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

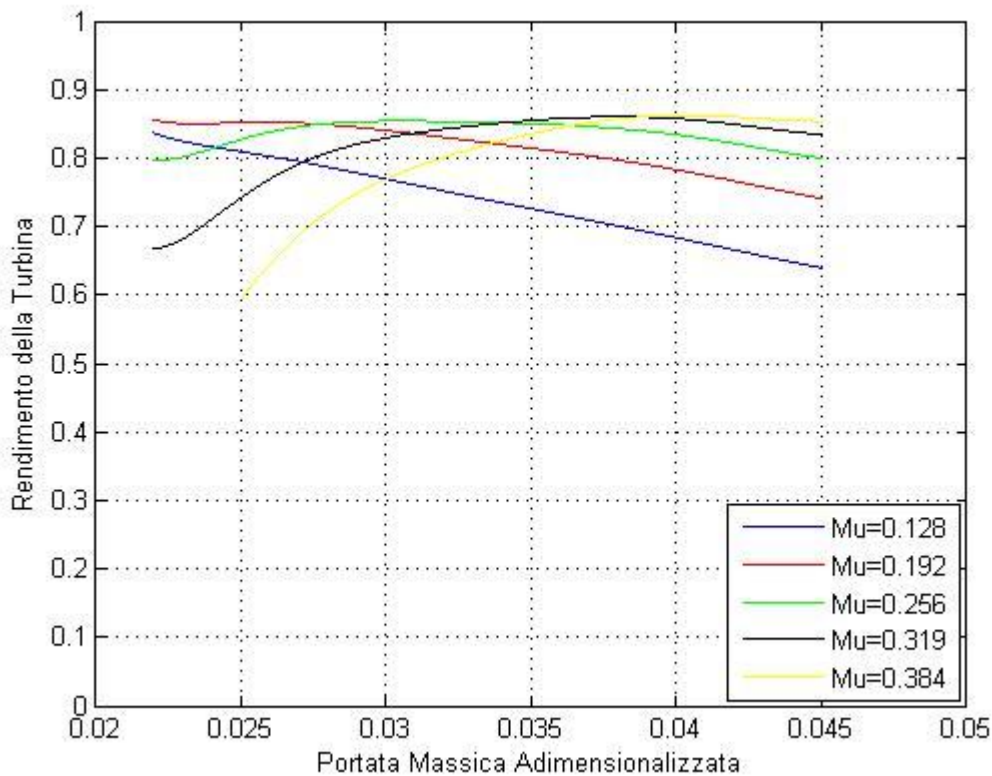


Figura 3.32 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale, raffiguranti il legame $(\eta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

L'ultima precisazione relativa alla modellazione dei due differenti stadi di turbina è sostanzialmente analoga a quella già fatta per il compressore assiale.

Infatti, anche qui si è deciso di discretizzare in forma numerica, con le medesime modalità viste in precedenza, le curve caratteristiche messe in evidenza nelle mappe di funzionamento appena viste. E' opportuno infine ricordare che, nonostante tale discretizzazione in forma numerica delle mappe di funzionamento di compressore e turbina sia effettuata sui grafici $(\beta - \dot{m}_{ad})$ e $(\eta - \dot{m}_{ad})$ (dal momento che le grandezze più importanti da monitorare durante simulazioni o prove sperimentali sono sicuramente i rapporti di compressione/espansione ed il rendimento delle due turbomacchine), le altre grandezze presenti sugli altri grafici (i quali non sono stati espressi in forma numerica mediante l'opportuna discretizzazione precedentemente descritta), ossia la potenza assorbita/elaborata piuttosto che il lavoro reale/isoentropico, possono comunque essere all'occorrenza ricavate direttamente all'interno del codice di calcolo.

Capitolo 4

Il codice di calcolo

Nel capitolo precedente si è visto in che modo è stato possibile ricavare, per ognuna delle turbomacchine presenti all'interno dell'impianto, un opportuno set di dati che descrivesse, in modo quanto più completo possibile, il loro funzionamento e le loro prestazioni.

4.1 Introduzione allo strumento di calcolo

I tre set di dati appena menzionati, che, come si è visto, racchiudono in sé, a seconda della turbomacchina che si sta considerando, informazioni utili espresse sia in forma analitica che in forma numerica, sono stati poi direttamente utilizzati da un codice di calcolo interamente sviluppato mediante compilatore Fortran.

All'interno di tale codice sono state implementate delle logiche finalizzate alla previsione del comportamento dell'impianto in ogni sua condizione operativa e alla previsione delle prestazioni di ogni singola macchina per ognuno dei punti di equilibrio che è possibile ricavare, ovvero per ognuna di quelle situazioni in cui si è riusciti ad ottenere un livello soddisfacente di interazione fra le macchine presenti.

Tutto ciò è stato ideato con lo scopo di realizzare, nel modo più efficiente possibile, un matching completo fra i vari componenti del circuito chiuso, tenendo però presente i vincoli da rispettare a livello di prestazioni che le singole macchine all'interno dell'impianto possono fornire.

Più precisamente, si può dire che, nel corso della stesura del codice di calcolo, sono stati rispettati i seguenti fondamentali aspetti (lo si vedrà più da vicino nel prosieguo della trattazione riguardante il presente capitolo):

- I limiti imposti sul ventilatore centrifugo dalla ditta produttrice (Aeromeccanica Stranich), sia per quel che riguarda la massima velocità di rotazione da esso raggiungibile, sia per

quanto riguarda la massima potenza assorbita dal motore elettrico che lo mette in movimento. Ovviamente, i valori di velocità di rotazione e potenza del motore elettrico sono strettamente legati tra loro. Però, nell'ambito delle simulazioni che verranno spiegate nel prossimo capitolo, bisogna specificare che il ventilatore centrifugo si avvicina sovente al suo limite in termini di velocità di rotazione e non in termini di potenza assorbita, per il fatto che verranno contemplate portate massiche fluenti non troppo elevate. Per tale motivo si è posto l'accento sul limite relativo alla sua velocità di rotazione al Design Point, ovvero *2350 RPM*.

- I limiti riguardanti le massime velocità periferiche sostenibili dalle macchine che costituiscono il turbogruppo e quindi riguardanti i regimi di rotazione del turbogruppo stesso.
- Il campo di variabilità (inizialmente riportato sulle mappe di funzionamento del compressore assiale fornite dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Politecnico di Milano) dell'angolo di rotazione delle IGV localizzate a monte del primo rotore.
- L'equilibramento, in termini di potenze fornite e assorbite, del turbogruppo. Di qui l'adozione di una macchina elettrica per l'esecuzione della regolazione fine.
- I limiti di potenza fornita/assorbita che la macchina elettrica è in grado di garantire durante l'esecuzione di tale regolazione fine del turbogruppo.
- La presenza di perdite di carico all'interno della tubazione di mandata dell'aria che collega la sezione di uscita del ventilatore centrifugo con quella di ingresso nella camera di stanca. Il calcolo delle perdite di carico (presente nell'allegato n.1) è di fondamentale importanza, dal momento che esse vanno a condizionare il valore di pressione dell'aria all'uscita del ventilatore centrifugo.

Essa, infatti, dovrà essere leggermente superiore (per ogni condizione operativa dell'impianto) al valore che si riesce ad impostare prima dell'ingresso in turbina grazie alla presenza del pozzo piezometrico, ovvero a p_1 .

Di conseguenza, è opportuno analizzare più in profondità tale questione cercando di comprendere in che modo è stato strutturato questo importante strumento e in che modo esso riesce ad utilizzare i set di dati riguardanti le tre turbomacchine, ricavati nel capitolo precedente.

4.2 Subroutines preliminari

Prima della fase di stesura dell'intero codice, è possibile però individuare uno step preliminare, nel quale sono state ricavate tre subroutines: una per ogni macchina presente all'interno dell'impianto. Si procede ora ad esporre quali sono le loro modalità di funzionamento.

4.2.1 Subroutine di funzionamento del ventilatore centrifugo

I dati di input per tale subroutine sono i seguenti:

1. Condizioni dell'aria all'aspirazione del ventilatore centrifugo: T_{asp}^{vent} e p_{asp}^{vent}
2. Portata massica di aria fluente nel ventilatore centrifugo
3. Percentuale di apertura delle IGV
4. Velocità di rotazione del ventilatore centrifugo

A questo punto, è possibile ricavare i dati di output che interessano, ovvero le condizioni dell'aria alla mandata del ventilatore centrifugo: T_{mand}^{vent} e p_{mand}^{vent} .

4.2.2 Subroutine di funzionamento del compressore assiale

Ancora una volta, i dati di input risultano essere i seguenti:

1. Condizioni dell'aria all'aspirazione del compressore assiale: T_{asp}^{compr} e p_{asp}^{compr}
2. Portata massica di aria fluente nel compressore assiale
3. Angolo di rotazione delle IGV localizzate a monte del primo rotore
4. Velocità di rotazione del compressore assiale

I conseguenti dati di output sono, ovviamente, le condizioni dell'aria alla mandata del compressore assiale: T_{mand}^{compr} e p_{mand}^{compr} .

4.2.3 Subroutine di funzionamento della turbina assiale

I dati di input per tale subroutine, sono i seguenti:

1. Condizioni dell'aria all'ingresso della turbina assiale: T_{in}^{turb} e p_{in}^{turb}
2. Portata massica di aria fluente nella turbina assiale
3. Velocità di rotazione della turbina assiale

Ovviamente non compare, fra i dati di input, nessun riferimento alle IGV, dal momento che, a livello di turbogruppo (come già anticipato nel capitolo 1, relativo alla descrizione dell'impianto), esse sono una prerogativa del solo compressore assiale e costituiscono, come si vedrà meglio in seguito, la principale variabile di controllo per le prestazioni del turbogruppo stesso.

Per quanto riguarda, invece, i dati di output, si mettono in evidenza, come prevedibile, le condizioni dell'aria all'uscita dalla turbina assiale: T_{out}^{turb} e p_{out}^{turb} .

Sostanzialmente, si può quindi affermare che queste tre subroutines sono in grado di fornire i dati relativi alle condizioni di uscita dell'aria dalla singola turbomacchina, una volta ricevuti in ingresso i dati relativi alle sue condizioni di entrata, un valore di portata massica di aria fluente al suo interno, di velocità di rotazione e, all'occorrenza, di posizione angolare delle IGV.

E' quindi evidente che l'unico espediente grazie al quale tali subroutines sono in grado di effettuare simili operazioni è l'utilizzo (o eventualmente la presenza al loro interno) delle mappe di funzionamento della relativa turbomacchina che si sta considerando.

Si capisce allora perché la stesura di tali subroutines sia avvenuta in parallelo con quanto esposto nell'intero capitolo 3, ovvero quello che riporta la procedura completa che ha permesso di pervenire ad un set di dati riguardante il funzionamento e le prestazioni di ogni singola macchina presente nel circuito.

4.3 Implementazione del codice di calcolo

Dopo aver esposto queste preliminari operazioni, è ora possibile andare a introdurre quella che, invece, è la struttura del codice di calcolo definitivo, il quale racchiuderà al suo interno anche le subroutines di cui si è parlato fin qui.

Esso è costituito, fondamentalmente, da un Main Program, all'interno del quale vengono effettuate un numero esiguo di operazioni e dove vengono poi eseguite le varie chiamate alle ulteriori subroutines che verranno a breve esposte con dovizia di particolari.

4.3.1 La scelta del profilo e dello stadio

La prima delle operazioni che bisogna effettuare all'interno del Main Program è indubbiamente la scelta del profilo.

Bisogna innanzitutto ricordare che, nonostante l' **"LS Closed Loop Test Rig"** sia a tutti gli effetti un banco di prova per schiere anulari di turbina e/o compressore assiale, nell'ambito di questo lavoro il suo campo di utilizzo verrà ristretto alle prove per i soli stadi di turbina assiale.

Ad ogni modo, si comprende piuttosto facilmente la necessità di fornire, prima di ogni simulazione che si intende effettuare (oppure, in un'ottica futura, prima di ogni campagna di misura), le informazioni necessarie al codice di calcolo, o più precisamente alla subroutine dedicata al funzionamento della turbina, affinché essa possa "capire" di quale profilo e di quale stadio si vuole studiare il funzionamento, nonché le prestazioni.

Operativamente, è sufficiente inserire all'interno del Main Program il nome del file dal quale esso deve "leggere" le curve caratteristiche espresse in forma numerica (ovvero quelle citate nel precedente capitolo) riferite al generico stadio e profilo.

4.3.2 La scelta del livello di temperatura e pressurizzazione dell'impianto

Questa è invece la seconda operazione che è necessario effettuare all'interno del Main Program. Si procede inserendo due variabili che (oltre a definire le condizioni dell'aria in ingresso alla turbina assiale), assieme ai diametri delle giranti delle due macchine che compongono il turbogruppo, concorrono all'adimensionalizzazione della portata massica fluente, nonché permettono di ricavare i valori dei numeri di Mach periferico.

Si tratta della temperatura e della pressione T_1 e p_1 dell'aria all'ingresso in turbina.

A tal proposito, bisogna specificare che la temperatura T_1 e la pressione p_1 sono sostanzialmente le condizioni che si vuole che l'aria acquisisca ogni volta che essa si accinge ad effettuare il suo ingresso in turbina.

Per quanto riguarda strettamente la temperatura T_1 , se si va a trascurare le variazioni di temperatura dell'aria lungo la tubazione di mandata, si può dire che essa dipenda solo dalla capacità dello scambiatore di calore di riportare il livello di temperatura dell'aria uscente dal ventilatore centrifugo proprio al valore T_1 di inizio ciclo.

Ma dal momento che, all'interno di questo lavoro (per semplificare la trattazione), si è ipotizzato che lo scambiatore di calore sia sempre in grado di far fronte alle temperature dell'aria in uscita dal ventilatore centrifugo, si capisce facilmente che impostare un valore di temperatura dell'aria in ingresso alla turbina non costituisce un grosso problema.

Per quanto riguarda, invece, il valore della pressione p_1 , si può affermare che esso riveste una notevole importanza, poiché, sostanzialmente, impone il livello di pressurizzazione dell'impianto. Questo per il semplice fatto che i rapporti di pressione fra l'ingresso e l'uscita dalle varie macchine sono imposti dalle loro mappe di funzionamento (come si è potuto facilmente constatare dopo aver accennato alla creazione delle tre preliminari subroutines), siano esse espresse in forma analitica o in forma numerica.

Il valore della pressione p_1 dipende anche dalla sezione di passaggio offerta dalla valvola che identifica il pozzo piezometrico all'interno della camera di stanca. Si ricorda infatti che, al crescere della sezione di tale valvola, si riesce ad imporre un valore di pressione sempre più basso, tendente al valore della pressione atmosferica.

Ad ogni modo, per come è stato strutturato il codice di calcolo, si è preferito gestire l'interazione fra queste due variabili (ossia livello di pressurizzazione del circuito chiuso e sezione della valvola che identifica il pozzo piezometrico) individuandone una di progetto e una di controllo.

Tra le due, quella che sicuramente si presta ad essere considerata come una variabile di progetto è il livello di pressurizzazione, dal momento che esso costituisce una caratteristica intrinseca dell'impianto che si sta analizzando e sulla quale vigono anche dei limiti che è bene non superare per non comprometterne il corretto funzionamento.

La sezione del pozzo piezometrico è, invece, una variabile di controllo, dal momento che può essere fatta variare mediante parzializzazione della stessa valvola che lo identifica.

In realtà, sarebbe stato possibile affrontare tale problematica intraprendendo le seguenti due metodologie:

1. Imporre una sezione al pozzo piezometrico per ottenere un valore della pressione p_1 , e quindi un livello di pressurizzazione dell'impianto per ogni condizione operativa
2. Imporre il livello di pressurizzazione dell'impianto e ricavare, per ogni condizione di funzionamento, la sezione che compete al pozzo piezometrico

Però, la prima di queste due soluzioni non è stata intrapresa, poiché, oltre a risultare ingegneristicamente poco pertinente (dal momento che dall'imposizione di una variabile di controllo se ne ricaverebbe una di progetto ben più delicata e importante), si sarebbe dovuta affrontare una soluzione piuttosto scomoda a livello di stesura e programmazione della porzione di codice di calcolo dedicata a tale questione.

La sovrapposizione di questi due inconvenienti ha spinto verso l'adozione della seconda delle due alternative precedentemente elencate, ovvero quella che permette di ottenere la variabile di controllo a seguito dell'imposizione di quella di progetto.

4.3.3 Subroutines principali

All'interno del Main Program vengono eseguite altre istruzioni, due delle quali consistono nella chiamata alle due principali subroutines dell'intero codice di calcolo:

1. **Subroutine per il funzionamento e le prestazioni del turbogruppo**
2. **Subroutine per la minimizzazione della potenza assorbita dal ventilatore centrifugo**

Quelle appena elencate sono da considerarsi le principali, dal momento che la loro chiamata viene direttamente effettuata all'interno del Main Program.

Ma soprattutto per il fatto che esse stesse effettuano ulteriori sottochiamate alle subroutines viste precedentemente, ovvero quelle create in via preliminare.

Più precisamente si può affermare che dalla prima dipendono le seguenti subroutines:

- **Subroutine di funzionamento della turbina assiale**
- **Subroutine di funzionamento del compressore assiale**

Dalla seconda, invece, dipendono le seguenti subroutines:

- **Subroutine che permette di calcolare la velocità di rotazione per ogni percentuale di apertura delle IGV del ventilatore centrifugo**, la quale effettua poi direttamente la chiamata alla seguente ed ultima subroutine:
- **Subroutine di funzionamento del ventilatore centrifugo**

Ciò che deve rimanere impresso riguardo tale digressione è che, fondamentalmente, l'intero codice di calcolo pone le sue fondamenta proprio su quelle tre iniziali subroutines che erano state preliminarmente create per poter modellizzare ogni singola macchina presente nell'impianto (anche se separatamente l'una dalle altre).

A partire da queste tre, diventa poi possibile andare a sviluppare le altre subroutines appena elencate, ad ognuna delle quali è affidato un preciso compito, che tra poco verrà esposto con maggiore dovizia di particolari.

E' opportuno andare ora a considerare come vengono eseguite le istruzioni più importanti e quali sono i criteri secondo cui ogni singola subroutine è stata inserita ed implementata all'interno del codice di calcolo.

Dopo aver effettuato le due operazioni spiegate poco fa (ovvero la scelta del profilo e dello stadio, nonché la scelta delle condizioni dell'aria in ingresso alla turbina), il Main Program procede calcolando sin da subito la densità dell'aria in ingresso alla turbina, dal momento che tale valore sarà poi necessario per la valutazione delle perdite di carico all'interno della tubazione di mandata.

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (4.1)$$

Dopodiché, esso istituisce due cicli iterativi, l'uno interno all'altro.

Più precisamente, quello più esterno viene effettuato sulle velocità di rotazione del turbogruppo; al suo interno ne viene eseguito un secondo sulle portate massiche fluenti in turbina.

Si ricorda infatti che, a seguito della presenza del pozzo piezometrico (localizzato appena prima dello scambiatore di calore) e a seguito delle ipotesi fatte nel capitolo 1 a tal proposito, il valore di portata massica fluente in turbina differisce da quello che contraddistingue il funzionamento di compressore assiale e ventilatore centrifugo.

4.3.3.1 Subroutine per il funzionamento e le prestazioni del turbogruppo

A questo punto si entra direttamente, effettuando l'opportuna chiamata, all'interno della prima delle principali subroutines, ovvero quella dedicata alle prestazioni del turbogruppo.

E' opportuno capire ora quali variabili essa riceva in input e, una volta fissati i relativi vincoli che caratterizzano il funzionamento del turbogruppo stesso, quali siano quelle che essa fornisce in output.

Qui di seguito sono elencate le variabili che vengono inserite in input:

1. Il nome del file all'interno del quale sono salvate le curve caratteristiche, rese in forma numerica, per la singola tipologia di profilo e stadio di cui si vuole andare a simulare il funzionamento o sul quale si vogliono effettuare prove sperimentali
2. Condizioni dell'aria in ingresso alla turbina, ovvero T_1 e p_1
3. Portata massica fluente in turbina e numero di giri del turbogruppo; queste due variabili sono definite sostanzialmente ad ogni singolo passo dei due cicli precedentemente messi in evidenza ed annidati l'uno nell'altro all'interno del Main Program

A questo punto devono però anche essere imposti i vincoli che identificano il corretto funzionamento del turbogruppo stesso, ossia:

- 1° vincolo: $W_{turb} + W_{compr} + W_{el} = 0$

Esso è stato già messo in evidenza nella (1.5) ed identifica la vera condizione di equilibrio meccanico per il turbogruppo. Sostanzialmente, è bene che il valore della potenza fornita dalla turbina e quello della potenza assorbita dal compressore siano quanto più vicini possibile.

Però, dato che, in ogni caso, non è possibile avere una precisa eguaglianza fra questi due valori esclusivamente muovendosi sulle mappe di funzionamento delle due macchine, è possibile effettuare, come già anticipato nel capitolo 1, una regolazione fine mediante l'ausilio di una macchina elettrica, capace di funzionare tanto da freno quanto da motore.

- 2° vincolo: $W_{el} = \min(W_{el})$

Ovviamente, nonostante siano previste le regolazioni fini per l'equilibrio meccanico del turbogruppo mediante l'utilizzo della macchina elettrica appena citata, si vuole fare in modo che la spesa in termini di potenza ad essa imputabile sia quanto più contenuta possibile.

- 3° vincolo: $|W_{el}| < 70kW$

Bisogna anche considerare che la potenza che compete alla macchina elettrica non può superare un determinato valore.

Il limite vero e proprio sarebbe individuato da un valore di targa pari ad $80kW$; però si è ritenuto più prudente non portare al limite le potenzialità di tale componente e di lasciare un margine di $10kW$ per poter essere in grado di gestire alcune condizioni di funzionamento che prevedono un notevole squilibrio tra le potenze che competono alle due macchine costituenti il turbogruppo.

- 4° vincolo: $p_2 < p_{atm}$

Esso è stato posto per rispettare l'ipotesi che è stata fatta al capitolo 1 a proposito dell'interazione fra pozzo piezometrico (cui compete un flusso di aria uscente dal sistema) e fughe localizzate fra la turbina ed il compressore (cui compete un flusso di aria entrante nel sistema). Sostanzialmente, ipotizzando che, a seguito dell'espansione in turbina, l'aria sia caratterizzata da una pressione inferiore a quella atmosferica, si fa in modo che i versi di percorrenza dei due flussi introdotti al capitolo 1 siano rispettati.

- 5° vincolo: $\beta_{exp}^{turbogruppo} > 1$

Esso è stato posto all'interno del codice di calcolo in base a quanto spiegato alla fine del capitolo 1. Infatti, a causa dell'imposizione dell'equilibrio meccanico fra turbina e compressore (espresso mediante l'eguaglianza tra potenza fornita e potenza assorbita, a meno del contributo dovuto alla macchina elettrica), si perviene al seguente risultato, ovvero che: $\beta_{turb} > \beta_{compr}$.

Di conseguenza, a seguito dell'accoppiamento tra le due macchine che costituiscono il turbogruppo, la turbina riesce ad espandere l'aria più di quanto il compressore non la ricomprima.

Una volta definite le grandezze inserite come input in tale subroutine, e una volta identificati i vincoli che caratterizzano la porzione di codice di calcolo che ad essa compete, è possibile andare a capire quali sono le istruzioni principali che vengono effettuate al suo interno per ricavare poi le grandezze che costituiscono l'output della subroutine stessa.

All'interno di essa viene eseguita (come prima istruzione) il calcolo della potenza elaborata dalla turbina, definita dalla seguente relazione:

$$W_{turb} = \dot{m}_{turb} c_p (T_1 - T_2) \quad (4.2)$$

Ovviamente, per poter eseguire tale operazione, essa effettua una sottochiamata alla subroutine esclusivamente dedicata al funzionamento della turbina assiale, la quale è la diretta incaricata per la lettura delle curve caratteristiche espresse in forma numerica e salvate nell'opportuno file corrispondente alla scelta del profilo effettuata all'inizio, prima dell'avvio del codice di calcolo.

Da essa riceve le condizioni dell'aria all'uscita dalla turbina, ovvero la temperatura T_2 e la pressione p_2 , unitamente al valore del rendimento della turbina assiale stessa η_{turb} .

Grazie alle condizioni dell'aria all'uscita della turbina assiale (in termini di temperatura e pressione) è possibile procedere calcolando anche la densità in questa sezione del turbogruppo:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} \quad (4.3)$$

Il valore di tale parametro servirà, a breve, per il calcolo relativo alla portata massica d'aria che compete alle fughe.

Bisogna precisare che, nonostante fin qui si sia parlato di grandezze dimensionali (vedi le portate massiche fluenti all'interno delle macchine, piuttosto che le loro velocità di rotazione), esse subiscono inevitabilmente il processo di adimensionalizzazione proprio all'interno delle tre subroutines ricavate preliminarmente rispetto al codice di calcolo definitivo.

Ovviamente, anche se le varie subroutines riescono a "ragionare" in termini adimensionali (nell'ottica di generalizzare la trattazione quanto più possibile), gli output che il codice di calcolo fornisce sono espressi sotto forma di grandezze dimensionali per essere più facilmente consultabili e per poter capire meglio quali siano le entità dei valori in gioco.

A questo punto, come anticipato, la subroutine del turbogruppo si occupa del calcolo relativo alla portata massica d'aria che compete alle fughe.

Le uniche fughe contemplate in questo lavoro sono individuate tra la turbina e il compressore.

Ciò è principalmente dovuto al fatto che è proprio fra i due organi che costituiscono il turbogruppo che si viene a generare il più basso valore di pressione all'interno dell'impianto.

Quindi, in questo punto, si avranno i massimi gradienti di pressione fra l'interno del circuito chiuso e l'ambiente esterno, una volta fissata la condizione operativa.

Per eseguire questo importante calcolo è stata avanzata l'ipotesi di fluido incomprimibile, viste le basse velocità in gioco del fluido di lavoro, e si è utilizzata la seguente relazione, dove all'interno compaiono le condizioni dell'aria ovviamente riferite alla sezione di uscita della turbina.

$$\dot{m}_{fughe} = \sqrt{\frac{P_{atm} - P_2}{\rho_2}} S_{fughe} \alpha_{fughe} \quad (4.4)$$

All'interno della (4.4) compaiono i seguenti parametri:

- S_{fughe} → è l'area nominale di passaggio che compete alle fughe di aria presenti fra la turbina e il compressore assiale
- α_{fughe} → è un opportuno coefficiente di efflusso che, una volta moltiplicato per la sezione nominale, permette di stimare l'area utile di passaggio dell'aria. Esso è inferiore all'unità; di conseguenza si evince che l'area utile sarà inferiore rispetto a quella nominale individuata dal parametro S_{fughe}

Sostanzialmente, a causa della presenza di questo coefficiente di efflusso, viene offerto all'aria un passaggio meno agevole.

Globalmente, il prodotto $S_{fughe} \alpha_{fughe}$ è stato stimato come un'area di passaggio che compete ad un foro di diametro pari a $20mm$, pari quindi a $3.142cm^2$.

Tale valore non è stato ricavato mediante misurazioni sperimentali nell'ambito di questo lavoro, bensì è stato contemplato all'interno di precedenti elaborati che si proponevano, come scopo, la progettazione dell'intera sezione relativa al turbogruppo.

Una volta note sia la portata massica d'aria fluente in turbina che quella relativa alle fughe, è possibile andare a calcolare, grazie alla seguente relazione, la portata d'aria massica fluente nel compressore assiale:

$$\dot{m}_{compr} = \dot{m}_{turb} + \dot{m}_{fughe} \quad (4.5)$$

A questo punto, la subroutine relativa al funzionamento del turbogruppo procede andando ad effettuare un ciclo iterativo scandito sull'intero ventaglio di rotazione (espresso in gradi) delle IGV a monte del primo rotore del compressore assiale.

Richiamando all'attenzione proprio le mappe di funzionamento di tale turbomacchina messe in evidenza nel capitolo precedente, originariamente fornite dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia e successivamente espresse in forma analitica, si nota che esse sono definite per valori di posizione angolare delle IGV pari a -30° , 0° e $+30^\circ$.

Però, grazie all'elaborazione dell'opportuno set di dati puntualmente spiegato nel terzo capitolo, è stato possibile interpolare linearmente tra le curve caratteristiche inizialmente definite per tali valori di angolo di rotazione delle IGV, ottenendo così i valori delle curve caratteristiche relative per qualsiasi grado compreso nel range messo in evidenza poc'anzi.

A questo punto, per ogni iterazione di tale ciclo (e quindi, sostanzialmente per ogni grado di rotazione delle IGV), si procede determinando gli ultimi output che restano per poter definire in maniera completa il funzionamento del turbogruppo.

Più precisamente, all'interno di tale ciclo iterativo, viene subito effettuata la chiamata alla subroutine interamente dedicata al funzionamento del compressore assiale, la quale è la diretta incaricata per la lettura da un opportuno file delle relative curve caratteristiche espresse in forma numerica.

Per ogni iterazione vengono quindi forniti i seguenti dati di output:

- Condizioni dell'aria alla mandata del compressore assiale, ovvero T_3 e p_3
- Rendimento del compressore assiale η_{compr}

- Rapporto di espansione complessivo del turbogruppo, ovvero: $\beta_{esp}^{turbogruppo} = \frac{P_1}{P_3}$
- Potenza assorbita dal compressore assiale, la quale è ricavata da una relazione concettualmente identica alla (4.2):

$$W_{compr} = \dot{m}_{compr} c_p (T_3 - T_2) \quad (4.6)$$

- Valore assoluto della potenza che compete alla macchina elettrica per le regolazioni fini. Essa è ricavabile dalla seguente relazione:

$$|W_{el}| = |W_{turb} - W_{compr}| \quad (4.7)$$

A questo punto il codice di calcolo effettua la scelta dell'output più importante per quel che riguarda il funzionamento del turbogruppo, dal momento che risulta essere la variabile principale grazie alla quale è possibile effettuare delle regolazioni su tale porzione di impianto.

Si tratta della posizione angolare delle IGV che precedono il primo rotore del compressore assiale, ovvero la variabile su cui è stato costruito il ciclo iterativo appena esposto.

Il criterio in base al quale tale scelta viene effettuata è da ritrovarsi all'interno del secondo tra i vincoli elencati per il corretto funzionamento del turbogruppo.

Si va quindi a scegliere quella posizione angolare delle IGV che permette di ottenere, in valore assoluto, la potenza più contenuta associata alla macchina elettrica per le regolazioni fini.

E una volta determinata, se ne individua anche il numero dell'iterazione all'interno del ciclo.

Questo per far sì che gli altri output elencati qui sopra vengano scelti di conseguenza, e facciano riferimento alla medesima iterazione.

Qui si conclude la serie di istruzioni eseguite dalla subroutine relativa al turbogruppo, nonché quelle relative alle subroutines di turbina e compressore assiali.

4.3.3.2 Subroutine per la minimizzazione della potenza assorbita dal ventilatore centrifugo

A questo punto della trattazione, bisogna trasferire l'attenzione dal turbogruppo al ventilatore centrifugo, dal momento che anch'esso deve essere inglobato all'interno del codice di calcolo per la ricerca dei vari punti di equilibrio dell'intero impianto.

Per questo componente si hanno a disposizione (come già visto in apertura del capitolo) ben tre subroutines, i cui rispettivi compiti verranno ora messi in evidenza con maggiore precisione.

La prima delle tre subroutines, relative al funzionamento del ventilatore centrifugo, nella quale si entra è quella riguardante, per l'appunto, la minimizzazione della potenza assorbita da tale macchina.

La chiamata a tale funzione è ritrovabile all'interno del Main Program, subito dopo la chiamata alla subroutine dedicata al funzionamento del turbogruppo.

E' possibile ora procedere, come fatto in precedenza, mettendo in evidenza i dati di input che tale subroutine riceve in ingresso:

1. Condizioni dell'aria all'aspirazione del ventilatore centrifugo: T_3 e p_3
2. Pressione dell'aria in ingresso alla turbina assiale: p_1

A tal proposito, bisogna specificare che tale valore di pressione dell'aria coincide con quello che contraddistingue la portata massica di aria uscente dal ventilatore centrifugo (ossia p_4), a meno delle perdite di carico che inevitabilmente si vengono a verificare all'interno della tubazione che collega la mandata del ventilatore centrifugo e l'ingresso nella camera di stanca, dove poi risiede anche il già citato pozzo piezometrico

3. Portata massica di aria fluente nel ventilatore centrifugo

A tal proposito, bisogna far notare che tale parametro è il medesimo che contraddistingue il funzionamento del compressore assiale, dal momento che fra questi due componenti non vi sono ulteriori flussi di aria uscenti dall'impianto (dovuti alla presenza di pozzi piezometrici)

o entranti in esso (quest'ultima ipotesi è da escludere dal momento che, come già specificato, le fughe di aria più importanti all'interno del circuito sono state localizzate fra turbina e compressore).

Di conseguenza, vige la seguente eguaglianza:

$$\dot{m}_{compr} = \dot{m}_{vent} \quad (4.8)$$

4. Densità dell'aria all'ingresso della turbina: ρ_1

Si mette ora, invece, in evidenza l'unico vincolo che compete a tale subroutine, ossia:

- $W_{vent} = \min(W_{vent})$

Come fatto in precedenza, una volta chiariti i dati di input e i vincoli, è possibile andare ad analizzare le istruzioni eseguite da tale subroutine, ma soprattutto i suoi dati di output.

La prima operazione che viene effettuata è proprio il calcolo della pressione p_4 in uscita dal ventilatore centrifugo, mediante l'utilizzo della seguente formula:

$$p_4 = p_1 + \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_4^2} + \frac{k_A}{S_4^2} + \frac{\lambda L}{D_{idr} S_1^2} + \frac{k_B}{S_1^2} + \frac{k_C}{S_1^2} \right) \quad (4.9)$$

In tale espressione, relativa al calcolo delle perdite di carico, compaiono i seguenti parametri:

- $S_4 \rightarrow$ Sezione di uscita dell'aria dalla voluta del ventilatore centrifugo (avente dimensioni $462 \times 812 \text{ mm}$)
- $S_1 \rightarrow$ Sezione di ingresso dell'aria all'interno della camera di stanca (avente dimensioni $812 \times 812 \text{ mm}$)
- $\lambda \rightarrow$ Coefficiente di attrito per il calcolo delle perdite distribuite. Esso si ritrova anche sull'abaco di Moody
- $L \rightarrow$ Lunghezza della condotta orizzontale dove si verificano le perdite distribuite
- $D_{idr} \rightarrow$ Diametro idraulico per il calcolo delle perdite distribuite

- $k_A, k_B, k_C \rightarrow$ sono i coefficienti di perdita per il calcolo delle perdite concentrate.

In ogni caso, per una migliore comprensione della (4.9) si rimanda all'allegato n.1.

A questo punto si passa ad eseguire una seconda istruzione, riguardante l'istituzione di un ciclo iterativo sulle percentuali di apertura delle IGV, al cui interno viene subito effettuata la sottochiamata alla seconda subroutine dedicata al funzionamento del ventilatore centrifugo, una volta entrati nella quale, è possibile calcolare, per ogni iterazione del ciclo (e quindi per ogni singolo punto percentuale di apertura delle IGV), la velocità di rotazione del ventilatore centrifugo stesso (ovviamente con valori di portata massica fluente ed innalzamento di pressione fissati). Per eseguire quest'ultima operazione, si fa riferimento all'espressione relativa al coefficiente di carico messa in evidenza nel terzo capitolo, ovvero:

$$\psi = \frac{\Delta P}{\rho_3 n^2 D^2} \quad (4.10)$$

Rielaborando opportunamente la (4.10) si ottiene che:

$$\Delta P = \rho_3 n^2 D^2 \psi \quad (4.11)$$

Dove la densità all'aspirazione del ventilatore è calcolata mediante l'utilizzo di una formula analoga alla (4.1).

A questo punto si introduce l'espressione generica per quanto riguarda il coefficiente di carico, che è poi la (3.6), esprimibile in maniera più compatta nel seguente modo:

$$\psi = A_2(IGV)\varphi^2 + A_1(IGV)\varphi + A_0(IGV) \quad (4.12)$$

Se ora si procede sostituendo la (4.12) nella (4.11), si ottiene:

$$\Delta P = \rho_3 D^2 [n^2 A_2(IGV)\varphi^2 + n^2 A_1(IGV)\varphi + n^2 A_0(IGV)] \quad (4.13)$$

Tenendo ora presente l'espressione del coefficiente di portata φ , ritrovabile all'interno del secondo capitolo, e andando a sostituirla proprio all'interno della (4.13), si ottiene:

$$\Delta P = \rho_3 D^2 \left[\frac{A_2(IGV)}{D^6} Q^2 + \frac{nA_1(IGV)}{D^3} Q + n^2 A_0(IGV) \right] \quad (4.14)$$

Dividendo infine entrambi i membri della (4.14) per il prodotto $\rho_3 D^2$, si ottiene:

$$\frac{\Delta P}{\rho_3 D^2} = \left[\frac{A_2(IGV)}{D^6} Q^2 + \frac{nA_1(IGV)}{D^3} Q + n^2 A_0(IGV) \right] \quad (4.15)$$

Si può quindi ora esprimere la (4.15) mettendo in evidenza l'equazione di secondo grado per ricavare la velocità di rotazione n :

$$n^2 A_0(IGV) + \frac{nA_1(IGV)}{D^3} Q + \left[\frac{A_2(IGV)}{D^6} Q^2 - \frac{\Delta P}{\rho_3 D^2} \right] = 0 \quad (4.16)$$

Esprimendo poi la (4.16) in maniera più compatta:

$$n^2 a(IGV) + nb(IGV) + c(IGV) = 0 \quad (4.17)$$

è possibile andare a calcolare la velocità di rotazione:

$$n = \frac{-b(IGV) + \sqrt{b^2(IGV) - 4a(IGV)c(IGV)}}{2a(IGV)} \quad (4.18)$$

A questo punto, essendo fissati i valori di portata massica fluente e le condizioni dell'aria all'aspirazione, una volta ottenuta (per ogni percentuale di apertura delle IGV) anche la velocità di rotazione per riuscire a soddisfare l'incremento di pressione necessario a far sì che l'aria si ripresenti nuovamente all'ingresso della turbina con pressione p_1 , viene effettuata un'ulteriore

sottochiamata alla subroutine preliminarmente creata per il ventilatore centrifugo alla quale vengono forniti i seguenti dati di input.

1. Condizioni dell'aria all'aspirazione del ventilatore centrifugo, ovvero: T_3 e p_3
2. Portata massica fluente nel ventilatore centrifugo
3. Percentuale di apertura delle IGV (iterata dal ciclo istituito all'interno della subroutine relativa alla minimizzazione della potenza assorbita dal ventilatore centrifugo)
4. Velocità di rotazione (calcolata nell'apposita subroutine, della quale, poco fa, si è mostrato l'intero processo che porta ad ottenere, per ogni percentuale di apertura delle IGV iterata nel ciclo menzionato poc' anzi, un valore di velocità di rotazione)

A questo punto si entra nella subroutine preliminarmente creata per il funzionamento del ventilatore centrifugo, la quale restituisce le condizioni dell'aria alla mandata del ventilatore, ovvero T_4 e p_4 , nonché il suo rendimento η_{vent} .

In questo caso, il fatto che anche la subroutine del ventilatore centrifugo restituisca il valore della pressione p_4 può essere eventualmente utilizzato, all'interno del codice di calcolo, come una verifica rispetto al valore che viene invece fornito proprio dalla (4.9).

A questo punto si rientra proprio all'interno della subroutine dedicata alla minimizzazione della potenza assorbita dal motore elettrico che mette in movimento il ventilatore centrifugo.

In questo frangente viene calcolata, per ognuna delle iterazioni riguardanti il ciclo definito sulle percentuali di apertura delle IGV, la potenza assorbita, mediante la seguente espressione, sostanzialmente analoga alle (4.2) e (4.6):

$$W_{vent} = \dot{m}_{vent} c_p (T_4 - T_3) \quad (4.19)$$

Ovviamente, come effettuato anche per il ciclo iterativo definito, nella subroutine dedicata al funzionamento del turbogruppo, sulle IGV del compressore assiale, anche in questo caso viene memorizzato il valore di potenza assorbita più basso, nonché il relativo numero dell'iterazione; questo per far sì che tutte le altre grandezze che descrivono il comportamento del ventilatore centrifugo siano riferite a tale iterazione, nel rispetto dell'unico vincolo che la subroutine, oggetto di tale paragrafo, impone.

4.3.4 Conclusione delle operazioni previste dal codice di calcolo

A questo punto si rientra all'interno del Main Program, il quale esegue la sua ultima istruzione prima di scrivere i risultati relativi alle variabili calcolate e che sono di interesse per le attività di simulazione o per quelle che saranno, in un futuro, le prove sperimentali.

Tale istruzione è il calcolo della sezione del pozzo piezometrico, per la quale si è sostanzialmente utilizzata la formula (4.4), ovvero ipotizzando fluido incompressibile viste le basse velocità del fluido all'interno della condotta:

$$\dot{m}_{p.p.} = \sqrt{\frac{p_1 - p_{atm}}{\rho_1}} S_{p.p.} \alpha_{p.p.} \quad (4.20)$$

La densità dell'aria è stimata grazie alla (4.1), mentre per quanto riguarda la portata massica fluente attraverso il pozzo piezometrico, si può affermare (come già anticipato) che, in condizioni di regime, vige la seguente eguaglianza:

$$\dot{m}_{p.p.} = \dot{m}_{fughe} \quad (4.21)$$

A questo punto, rielaborando opportunamente la (4.20) è possibile andare a ricavare l'area del pozzo piezometrico, a patto di conoscere il valore del coefficiente di efflusso che compete alla sezione di passaggio dell'aria che identifica il pozzo piezometrico:

$$S_{p.p.} = \frac{\dot{m}_{fughe}}{\sqrt{\frac{p_1 - p_{atm}}{\rho_1}} \alpha_{p.p.}} \quad (4.22)$$

Capitolo 5

L'attività di simulazione

Nei capitoli precedenti sono state esposte le procedure che hanno permesso di elaborare uno strumento per la ricerca dei punti di equilibrio riguardanti il funzionamento dell' **“LS Closed Loop Test Rig”**.

All'interno di tale lavoro, la stesura del codice di calcolo era stata inizialmente prevista come un'operazione preliminare, a valle della quale si sarebbe dovuto intraprendere il processo relativo alle prove sperimentali e alle campagne di misura.

5.1 Introduzione all'attività di simulazione

Il fatto di poter avviare liberamente una serie di prove sperimentali avrebbe permesso di verificare, con impianto in funzione, la veridicità delle previsioni (in termini di punti di equilibrio) avanzate dal codice di calcolo, in relazione al comportamento reale dei vari elementi che costituiscono il circuito chiuso, oggetto di questo lavoro.

Tuttavia, a causa di lavori di manutenzione su alcuni componenti, il processo relativo alle campagne di misura, che avrebbe dovuto anche comprendere la ricerca sperimentale dei punti di equilibrio dell'impianto, è stato rinviato e non è stato quindi possibile introdurlo in questo elaborato.

Nonostante ciò, è stato comunque possibile avviare un'attività propedeutica per le future prove sperimentali, facendo sempre leva sul fatto che, in questo lavoro, l' **“LS Closed Loop Test Rig”** è stato considerato come un banco di prova per le sole schiere anulari di turbina assiale.

Tale attività si basa sull'utilizzo dello strumento di calcolo e si propone di effettuare una serie di simulazioni per studiare, almeno in linea teorica, il funzionamento dell'impianto nel suo complesso al variare degli stadi di turbina adottati, nonché delle loro geometrie.

Più precisamente si sono ricercati i punti di equilibrio dell'impianto con le seguenti configurazioni:

- Stadio a reazione con altezza di pala $h = 70mm$
- Stadio a reazione con altezza di pala $h = 90mm$
- Stadio a reazione con altezza di pala $h = 140mm$
- Stadio ad azione con altezza di pala $h = 70mm$
- Stadio ad azione con altezza di pala $h = 90mm$
- Stadio ad azione con altezza di pala $h = 140mm$

Si ricorda che, inizialmente, erano state fornite dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia, sia le mappe di funzionamento dello stadio ad azione che quelle dello stadio a reazione, per un'altezza di pala $h = 70mm$.

A partire da tali mappe di funzionamento, si sono ricavate quelle relative ai profili con altezza di pala maggiorata e per i quali sono quindi contemplati dei valori di portata massica (e portata adimensionalizzata) più elevati.

Ma la portata fluente all'interno dello stadio non sarebbe teoricamente l'unica a subire cambiamenti.

Infatti, ad un aumento dell'altezza di pala, si verificherebbero anche delle variazioni a livello di rapporto di espansione e rendimento dello stadio, causate principalmente da due fenomeni fluidodinamici simultanei:

1. Incremento delle perdite di profilo per la presenza di una maggiore quantità di strato limite che va a lambire un palettamento più alto.
2. Minore influenza delle perdite secondarie (ossia quelle che si verificano nella cosiddetta *Endwall Region*, e sostanzialmente dettate dall'entità del *Tip Clearance*) le quali, percentualmente, diventano meno rilevanti, proprio a seguito dell'adozione di un profilo caratterizzato da un'altezza di pala più elevata.

Tuttavia, in prima approssimazione, si è proceduto modificando le mappe di funzionamento solo in termini di portata adimensionalizzata, lasciando invariati, invece, i valori relativi al rapporto di espansione β_{urb} ed al rendimento dello stadio η_{urb} .

5.2 Ampliamento del set di dati

Si mostra ora come si sono ricavate le mappe di funzionamento per i profili ad altezza di pala maggiorata, mettendo innanzitutto in evidenza l'equazione che permette di ricavare la portata massica fluente:

$$\dot{m} = \rho VS \quad (5.1)$$

Ci si concentra ora sulla sezione S del canale anulare di passaggio, il quale è definito dalla seguente espressione:

$$S = \pi D_m h \quad (5.2)$$

dove D_m rappresenta il diametro medio del palettamento rotorico, mentre h è la relativa altezza.

Teoricamente, il secondo membro della (5.2) dovrebbe essere moltiplicato anche per un opportuno coefficiente d'ingombro che tiene conto del disturbo al flusso provocato dal profilo stesso delle palette.

Solitamente tale coefficiente assume valori che variano tra 0.93 e 0.98.

In prima approssimazione però, esso è stato volutamente posto uguale ad 1.

A questo punto si passa a calcolare, per ognuna delle altezze di pala precedentemente elencate, le aree dei canali anulari di passaggio, tenendo presente che la misura del diametro esterno è pari a 890mm e che valgono le seguenti relazioni:

$$D_{\text{int}} = D_{\text{est}} - h \quad (5.3)$$

$$D_m = \frac{D_{\text{est}} + D_{\text{int}}}{2} \quad (5.4)$$

A questo punto, analizzando le singole altezze di pala e servendosi delle (5.2), (5.3) e (5.4) si ricavano i seguenti risultati:

	h = 70mm	h = 90mm	h = 140mm
D_{int} [mm]	820	800	750
D_m [mm]	855	845	820
S [m ²]	0.188	0.239	0.361

Tabella 5.1 Valori del diametro interno, del diametro medio e dell'area del canale anulare di passaggio al variare dell'altezza di pala del profilo adottato

In questo modo, se si fissano all'interno della (5.1) delle generiche condizioni di densità e velocità del fluido, si evince che, passando da un'altezza di pala all'altra, la portata massica di aria fluente varierà solamente in ragione del rapporto fra le aree del canale anulare di passaggio.

E' possibile quindi mettere in evidenza tali rapporti:

1. $\frac{S_{90mm}}{S_{70mm}} = 1.27$
2. $\frac{S_{140mm}}{S_{70mm}} = 1.92$

A questo punto, a partire dalle mappe di funzionamento inizialmente fornite, relative a uno stadio a reazione e a uno stadio ad azione (entrambi con altezza di pala $h = 70mm$), è stato possibile ricavare le corrispondenti mappe di funzionamento $(\beta - \dot{m}_{ad})$ ed $(\eta - \dot{m}_{ad})$ con profili ad altezza di pala maggiorata, semplicemente andando a moltiplicare i valori che si trovano sull'asse delle ascisse per il corrispondente rapporto fra le aree. Per completezza di esposizione, va specificato che è stata riportata la scalatura dei soli grafici riguardanti il legame $(\beta - \dot{m}_{ad})$ per il semplice fatto che, anche per quelli riguardanti il legame $(\eta - \dot{m}_{ad})$, è stata eseguita la stessa procedura.

Vengono qui di seguito riportati i risultati di tale operazione:

- **STADIO A REAZIONE:**

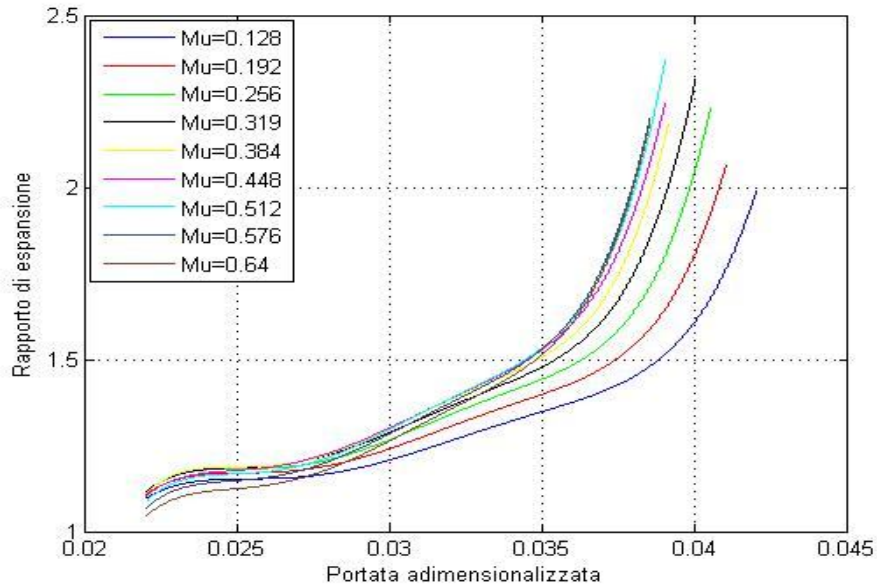


Figura 5.1 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$ e altezza di pala $h=70\text{mm}$), raffiguranti il legame ($\beta - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

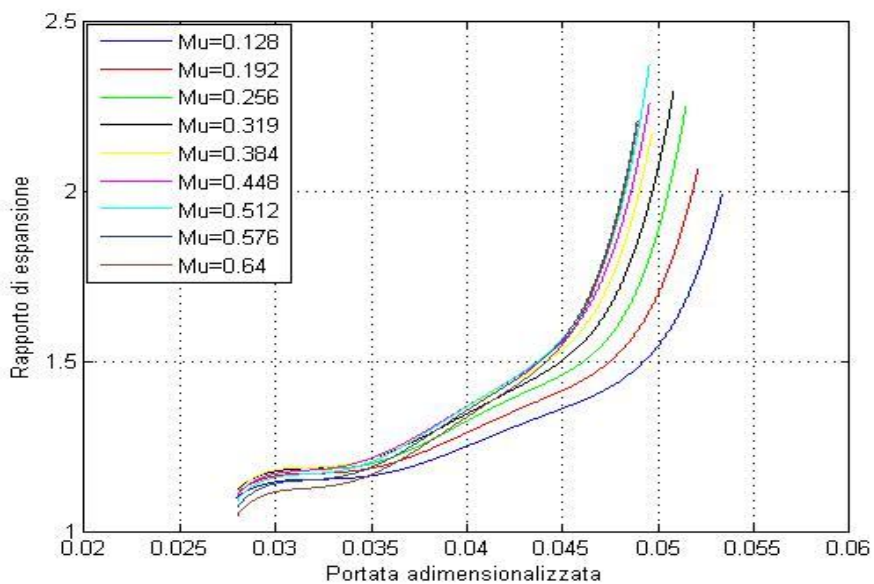


Figura 5.2 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$ e altezza di pala $h=90\text{mm}$), raffiguranti il legame ($\beta - m_{ad}$) al variare del numero di Mach periferico

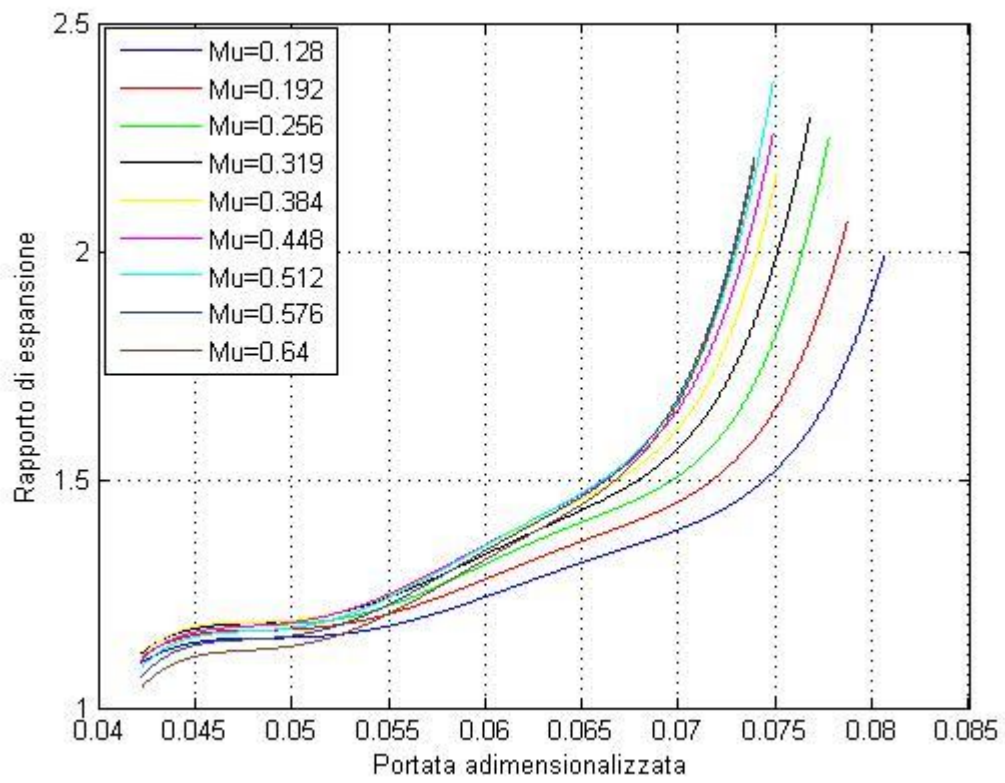


Figura 5.3 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio a reazione di turbina assiale (grado di reazione $\chi=0.5$ e altezza di pala $h=140\text{mm}$), raffiguranti il legame $(\beta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

- **STADIO AD AZIONE:**

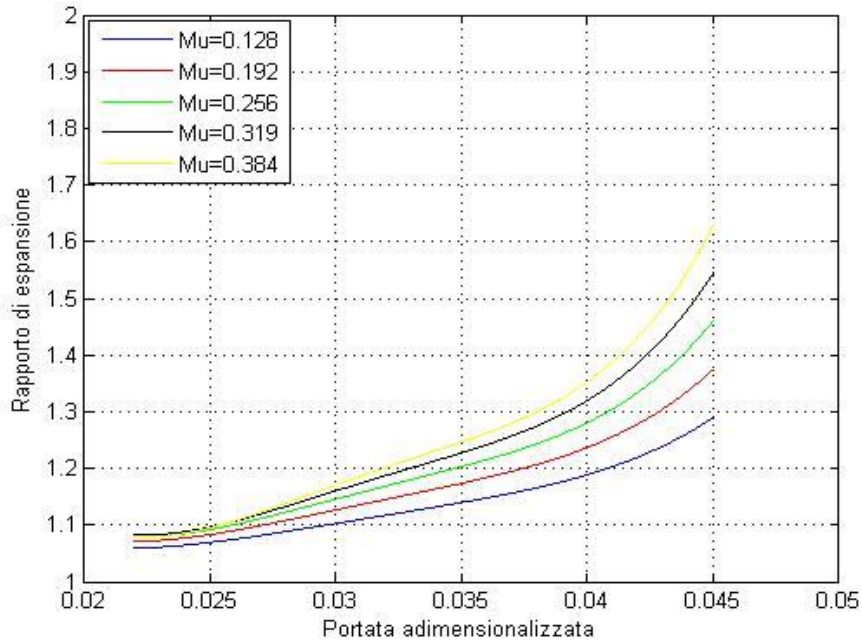


Figura 5.4 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale (altezza di pala $h=70\text{mm}$), raffiguranti il legame $(\beta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

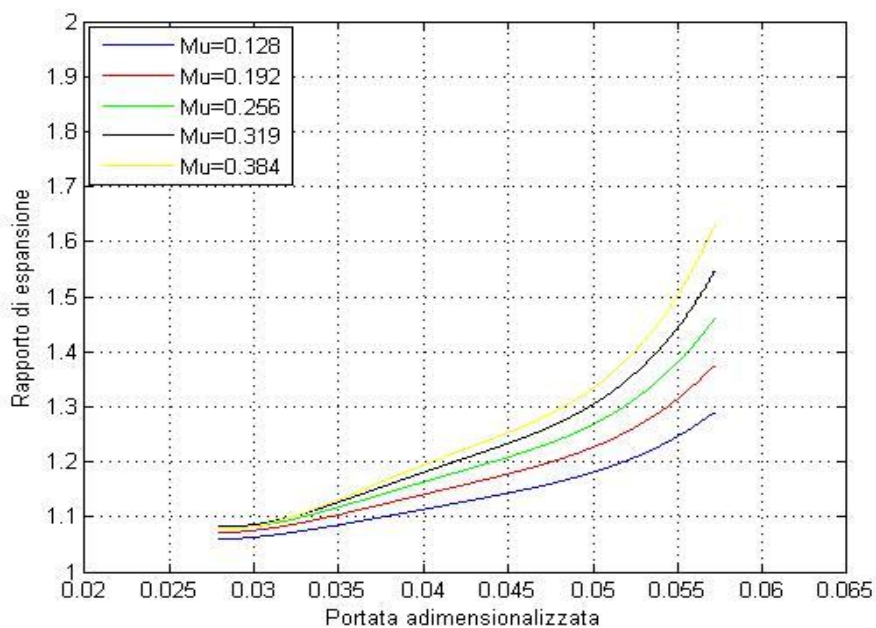


Figura 5.5 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale (altezza di pala $h=90\text{mm}$), raffiguranti il legame $(\beta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

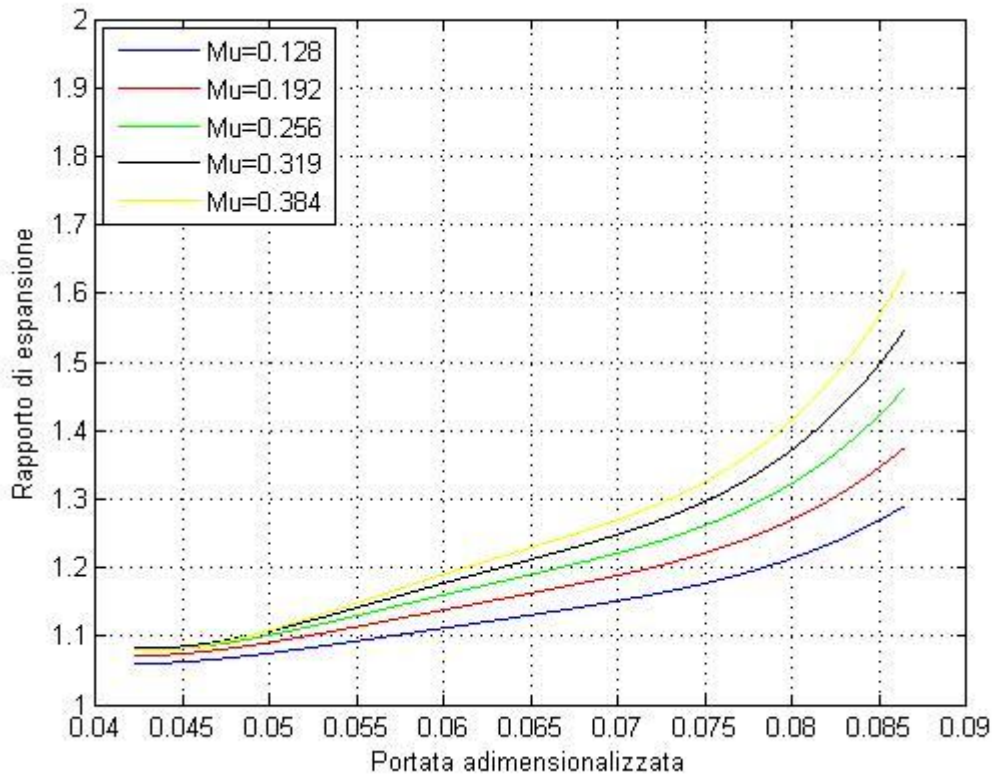


Figura 5.6 Curve caratteristiche adimensionali di funzionamento per uno stadio ad azione di turbina assiale (altezza di pala $h=140\text{mm}$), raffiguranti il legame $(\beta - m_{ad})$ al variare del numero di Mach periferico

All'interno degli ulteriori grafici appena riportati, grazie ai quali si è ampliato il set di dati relativo alla turbina assiale, compaiono le curve caratteristiche espresse in forma analitica (mediante opportuni polinomi interpolatori) per ogni altezza di pala contemplata all'interno dell'analisi. Essi sono molto utili per comprendere meglio in che modo vengono modificate, nella forma, le originali mappe di funzionamento.

Ma poi, come anche effettuato per le curve caratteristiche relative al profilo caratterizzato da altezza pari ad $h = 70mm$, all'interno del codice di calcolo sono state inserite le corrispondenti curve ricavate ed espresse per via numerica.

Infine la stessa procedura è stata eseguita anche per le mappe di funzionamento che riportano il legame $(\eta - \dot{m}_{ad})$.

A questo punto, avendo a disposizione due diverse tipologie di stadio e tre diverse altezze di pala, è stato possibile dare inizio ad una consistente attività di simulazione mediante l'utilizzo del codice di calcolo.

L'obiettivo che ci si è posti sin dall'inizio è stato individuare la quantità di punti di equilibrio a disposizione dell'intero impianto (e non della singola turbomacchina) che il codice di calcolo sarebbe stato in grado di fornire, a seconda della differente configurazione adottata a proposito della turbina assiale.

Proprio per la ricerca dei punti di equilibrio dell'impianto, si è deciso di effettuare una scansione piuttosto fine, in corrispondenza dei due cicli annidati presenti all'interno del Main Program (di cui si è parlato all'interno del quarto capitolo), capace di discretizzare le velocità del turbogruppo con un passo di $100 RPM$ e le portate massiche con un passo di $0.1 \frac{kg}{s}$. E' stata anche effettuata una

scansione decisamente fine per quel che riguarda i valori della percentuale di apertura delle IGV del ventilatore centrifugo, riuscendo a discretizzare il decimo di punto.

Bisogna precisare che, nell'ottica di classificare i punti di equilibrio per ognuna delle configurazioni elencate in precedenza e per fare un confronto quanto più omogeneo possibile fra i diversi risultati che si ottengono dopo ogni simulazione, è opportuno fissare, ogni volta che si avvia il codice di calcolo, gli stessi valori per le seguenti grandezze elencate, ossia:

- Stesso passo per la scansione sul numero di giri del turbogruppo
- Stesso passo per la scansione sulla portata massica d'aria fluente in turbina assiale
- Stesse condizioni dell'aria in ingresso turbina selezionate all'interno del codice di calcolo

Dopo aver simulato il comportamento dell'intero impianto per ognuna delle configurazioni precedentemente elencate, ci si è accorti che alcune di esse offrono una notevole quantità di punti di equilibrio, mentre altre ne offrono un numero decisamente inferiore.

E ciò è dovuto principalmente al fatto che il matching tra le mappe di funzionamento di turbina e compressore assiale, al crescer dell'altezza di pala dello stadio di turbina, diventa sempre più complicato da realizzare.

Per quanto riguarda i profili con altezza di pala $h = 140mm$, si può dire che la quantità di punti di equilibrio a disposizione dell'impianto è davvero esigua. E ciò è dovuto principalmente al fatto che le relative mappe di funzionamento sono notevolmente spostate verso destra, ossia verso portate adimensionalizzate e numeri di Mach periferico più elevati.

Per questo motivo l'interazione con il compressore assiale, attraverso le sue curve caratteristiche, risulta sempre più complessa e i pochi punti di equilibrio a disposizione per un corretto funzionamento del circuito chiuso sono tutti concentrati su range molto limitati (spostati verso medi-alti valori) di portate adimensionalizzate e numeri di Mach periferico del turbogruppo.

La quantità dei punti di equilibrio aumenta, invece, se si procede considerando profili caratterizzati da altezza di pala $h = 90mm$ e $h = 70mm$.

In questi specifici casi, infatti, le mappe di funzionamento dello stadio di turbina assiale risultano più centrate e meno localizzate nelle zone delle alte portate e degli elevati numeri di Mach periferico.

E così che l'accoppiamento fra i due elementi del turbogruppo diventa più agevole, anche se si denota (esclusivamente per il profilo con altezza di pala $h = 90mm$) una marcata differenza tra il numero di punti di equilibrio per lo stadio a reazione e quello relativo ai punti di equilibrio dello stadio ad azione.

Però, con ogni probabilità, in quest'ambito entra in gioco la differente capacità dei due stadi di produrre lavoro a pari velocità periferica della macchina, ovvero a pari regime di rotazione.

Con il profilo caratterizzato, invece, da un'altezza di pala $h = 70mm$, si ha a disposizione, tanto per un tipologia di stadio quanto per l'altra, un considerevole numero di punti di equilibrio.

In realtà una differenza esiste anche in questo caso; però essa è principalmente dovuta al fatto che le mappe di funzionamento degli stadi ad azione erano inizialmente definite solo fino a un regime di rotazione pari a $3000 RPM$, mentre quelle degli stadi a reazione fino a $5000 RPM$.

5.3 Descrizione dei transitori

Dopo aver verificato che il profilo caratterizzato da un'altezza di pala $h = 70mm$ fosse quello in grado di fornire il maggior numero di punti di equilibrio, si è deciso di avviare una seconda parte dell'attività di simulazione, sempre mediante l'utilizzo del codice di calcolo, ovvero la descrizione (mediante successivi stati di equilibrio) di un transitorio scandito sulle velocità di rotazione del turbogruppo per entrambe le tipologie di stadio.

A tal proposito, è opportuno specificare che non si tratterà di transitori comprendenti l'avviamento dell'impianto, bensì, più semplicemente, verranno considerati dei passaggi di regime di rotazione del turbogruppo stesso da una velocità a un'altra. Tutto ciò, considerando anche il fatto che il limite inferiore (per ciò che concerne il numero di giri) registrato sulle varie mappe di funzionamento del set di dati è pari a $1000 RPM$.

Va infatti osservato come, a bassissime velocità di rotazione, le potenze in gioco siano molto contenute e sicuramente inferiori rispetto a quella resa disponibile dalla macchina elettrica.

Pertanto, la fase iniziale di accensione dell'impianto prescinde dall'equilibrio del turbogruppo, risultando meno critica da gestire.

Al contrario, i transitori qui trattati verranno, per l'appunto, intesi come dei passaggi (effettuati dal turbogruppo) da una bassa velocità di rotazione (ad esempio $1500 RPM$) ad una velocità di rotazione di interesse, alla quale, per esempio, si presuppone di voler effettuare delle campagne di misura.

Una volta completata questa procedura, sarebbe poi eventualmente possibile stazionare al regime di rotazione di arrivo e monitorare il funzionamento dell'impianto (o meglio della sezione riguardante la turbina assiale, dal momento che si tratta di un banco prova per stadi su essa calettati) al variare della portata massica fluente; ciò implicherebbe l'andare a vincolare la variabile principale che ha interessato l'intero transitorio, ossia il regime di rotazione del turbogruppo, e il concentrarsi sulle variazioni della portata.

Ciò che è davvero importante tenere presente è che il codice di calcolo utilizzato è principalmente uno strumento per la ricerca di punti di equilibrio dell'impianto.

Quindi il suo utilizzo nell'ambito di altre attività (come ad esempio quella relativa alla possibilità di effettuare correttamente transitori in velocità) deve essere considerato molto attentamente e scrupolosamente mettendo comunque in evidenza i limiti di tale analisi.

In ogni caso, se il sistema rimane in condizioni di equilibrio stabile, il transitorio può essere considerato come la successione di una serie di stati quasi stazionari, per la cui valutazione il metodo proposto in questo lavoro è sufficientemente accurato.

Si vuole ora entrare più nel vivo della questione relativa alla simulazione di questi transitori.

Di conseguenza, occorre porre innanzitutto l'accento sul fatto che i punti di equilibrio individuati volta per volta dal codice di calcolo hanno la peculiarità di essere sicuri dal punto di vista del rispetto dei vincoli discussi all'interno del quarto capitolo e di essere per di più anche ottimizzati, ovvero tali da minimizzare tanto la potenza assorbita dal motore elettrico che mette in movimento il ventilatore centrifugo quanto quella assorbita/fornita dalla macchina elettrica che esegue la regolazione fine per l'equilibramento in potenza del turbogruppo.

Per impostare una corretta stesura del transitorio è possibile seguire due strade:

1. Si procede individuando da subito il punto di funzionamento, definito tanto dalla velocità di rotazione del turbogruppo quanto dalla portata fluente in esso, in corrispondenza del quale si vuole andare ad effettuare sullo stadio e sul profilo in questione le campagne di misura.

A questo punto, poiché il componente sul quale si va effettivamente ad agire per avviare l'impianto ed iniziare le attività di prove sperimentali è il ventilatore centrifugo, è sufficiente agire sul motore elettrico che lo mette in movimento andando a incrementare gradualmente la potenza fornita a tale macchina e quindi il suo regime di rotazione.

Sarebbe poi consigliabile fissare un valore riguardante la percentuale di apertura delle IGV localizzate sulla sezione di aspirazione del ventilatore centrifugo stesso, di modo che sia possibile aggiungere un grado di vincolo durante l'esecuzione di questa delicata procedura. Si lasciano, invece, liberi di variare per adattarsi ai successivi stati di equilibrio, sia il grado di apertura delle IGV localizzate a monte del primo rotore del compressore assiale, sia il valore di potenza che compete al funzionamento della macchina elettrica (proponendosi però di fare in modo che la potenza da essa fornita o assorbita non sia, in valore assoluto, superiore al dato di targa).

L'ultimo aspetto appena messo in evidenza costituirebbe, in una procedura di questo tipo, l'unico vincolo da rispettare, poiché, andando ad agire sul funzionamento del ventilatore centrifugo e lasciando liberi di variare tutti gli altri parametri in gioco, il non superamento dei vincoli ad esso correlati sarebbe continuamente monitorato dall'operatore in sala prova.

Il valore della portata massica fluente nell'impianto è dipendente, invece, dal valore della potenza fornita al ventilatore centrifugo dal relativo motore elettrico, e quindi dal regime di rotazione di tale macchina, nonché dal rapporto di compressione che si vuole che esso realizzi. Perciò tale parametro verrebbe lasciato libero di variare di conseguenza.

Si evince quindi che, volendo adottare questo tipo di procedura, lungo lo svolgimento del transitorio non ci si andrebbe necessariamente a posizionare su dei punti di equilibrio ottimizzati dal punto di vista della minimizzazione della potenza assorbita dal ventilatore centrifugo e di quella fornita o assorbita dalla macchina elettrica.

Di conseguenza, in tale ambito, il codice di calcolo elaborato in questo lavoro non potrebbe svolgere un ruolo fondamentale, dal momento che i punti di equilibrio in corrispondenza dei quali si posizionerebbe mano a mano l'intero impianto, non coinciderebbero (probabilmente per la maggior parte dei casi) con quelli individuati dalla schermata di output fornita dal codice di calcolo stesso.

Sarebbe quindi necessario implementare un codice di calcolo diverso da quello ideato in questo elaborato, il quale si proponga di verificare in maniera attiva (durante lo svolgimento del transitorio) che, mano a mano che vengono raggiunti i vari successivi stati di equilibrio e sostanzialmente al variare dei parametri in gioco, venga rispettato proprio il vincolo di potenza relativo alla macchina elettrica.

2. Questa prima strada non è stata però intrapresa, per il fatto che si è cercato di non dover implementare un secondo strumento di calcolo che, per le modalità di esecuzione del transitorio stesso descritte al punto precedente, avrebbe richiesto la modellazione dinamica dei componenti del sistema.

Quindi, avendo già a disposizione un codice di calcolo adibito alla ricerca dei punti di equilibrio dell'impianto, si è cercato di sfruttarne al massimo le potenzialità provando ad individuarne, per l'appunto, una corretta successione.

L'approccio utilizzato in questo lavoro lascia liberi di variare meno parametri, ad iniziare da quelli relativi al ventilatore centrifugo, del quale (punto per punto) si sa perfettamente a che velocità di rotazione deve funzionare, qual è la potenza assorbita dal motore elettrico che lo mette in movimento (opportunamente minimizzata), la percentuale di apertura delle IGV e qual è l'entità della portata massica di aria che muove in relazione al rapporto di compressione che esso deve realizzare.

Inoltre si va a considerare dei punti di equilibrio tali da garantire non solo il rispetto del vincolo sul valore di targa relativo alla potenza della macchina elettrica, ma anche capaci di assicurare che, per quella data condizione di funzionamento individuata, il relativo valore ottenuto sia il più contenuto possibile.

Infine, si consente al turbogruppo di adattarsi alle varie e successive condizioni di funzionamento, andando ad agire sulle IGV localizzate a monte del primo rotore, con l'obiettivo di monitorarne attentamente le variazioni per poter poi eventualmente impostare una logica di controllo esclusivamente adibita al loro azionamento più opportuno.

Dopo aver discusso la procedura seguita per individuare una corretta strada finalizzata alla descrizione del transitorio scandito sulle velocità del turbogruppo, è dunque possibile andare a mettere in evidenza i dati utilizzati e forniti in output dal codice di calcolo.

Si ricorda che le configurazioni prese in considerazione per tale intento sono:

- Stadio a reazione con altezza di pala $h = 70mm$
- Stadio ad azione con altezza di pala $h = 70mm$
- Temperatura dell'aria in ingresso alla turbina $T_1 = 330^{\circ}K$
- Pressione dell'aria in ingresso alla turbina $p_1 = 105000Pa$

Si riportano qui di seguito proprio le strade che si è pensato fosse opportuno intraprendere per simulare un transitorio ben eseguito, sia per lo stadio a reazione che per quello ad azione.

Transitorio con stadio a reazione

$RPM_{\text{turbogruppo}}$	$\dot{m}_{\text{vent}} = \dot{m}_{\text{compr}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$\beta_{\text{turbogruppo}}^{\text{esp}}$	$IGV_{\text{compr}} [^{\circ}]$	η_{compr}	η_{turb}	RPM_{vent}	$IGV_{\text{vent}} [\%]$	$W_{\text{vent}} [kW]$	η_{vent}	$W_{\text{el}} [kW]$
1500	6.22509	1.02519	-30	0.66	0.97	777	94.2	18	0.83	-15
1600	6.52807	1.03049	-30	0.66	0.97	847	94.2	23	0.83	-16
1700	6.83087	1.03638	-30	0.67	0.97	919	94.1	29	0.83	-17
1800	7.13355	1.04349	-30	0.67	0.97	998	94.1	36	0.82	-16
1900	7.43612	1.05132	-30	0.68	0.97	1077	94.1	44	0.82	-14
2000	7.63793	1.05734	-30	0.68	0.97	1134	94.1	51	0.81	-14
2100	7.83958	1.06614	-30	0.66	0.97	1211	94.1	61	0.81	-13
2200	7.94089	1.07206	-30	0.66	0.97	1260	94.1	67	0.8	-11
2300	8.1438	1.0877	-17	0.68	0.97	1378	94	84	0.79	0.03
2400	8.14417	1.09078	16	0.67	0.97	1400	94	87	0.79	0.08
2500	8.24572	1.10152	-30	0.66	0.97	1475	94	99	0.78	2
2600	8.34708	1.11002	-30	0.66	0.97	1531	94	109	0.77	7
2700	8.44843	1.11889	-30	0.66	0.97	1587	94	119	0.77	12
2800	8.54977	1.12817	-30	0.66	0.97	1644	93.9	130	0.76	17
2900	8.65116	1.13345	-30	0.67	0.97	1677	93.9	137	0.76	19
3000	8.95356	1.14733	-30	0.67	0.98	1760	93.9	156	0.76	15

Tabella 5.2 Dati relativi ai vari componenti dell'impianto durante l'esecuzione del transitorio in velocità effettuato con stadio a reazione (grado di reazione $\chi=0.5$)

Transitorio con stadio ad azione

$RPM_{\text{turbogruppo}}$	$\dot{m}_{\text{vent}} = \dot{m}_{\text{compr}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$\beta_{\text{turbogruppo}}^{\text{esp}}$	$IGV_{\text{compr}} [^\circ]$	η_{compr}	η_{turb}	RPM_{vent}	$IGV_{\text{vent}} [\%]$	$W_{\text{vent}} [kW]$	η_{vent}	$W_{\text{el}} [kW]$
1500	7.42145	1.02072	-30	0.56	0.85	763	94.2	19	0.81	-39
1600	7.8245	1.02628	-30	0.55	0.84	844	94.2	25	0.82	-46
1700	8.12694	1.02835	-30	0.57	0.84	875	94.2	28	0.82	-51
1800	8.42929	1.03129	-30	0.58	0.84	919	94.2	32	0.82	-56
1900	8.73157	1.03482	-30	0.59	0.85	966	94.2	36	0.82	-61
2000	9.03379	1.0421	-30	0.58	0.85	1046	94.2	45	0.83	-63
2100	9.23537	1.04836	-30	0.59	0.85	1108	94.2	52	0.83	-64
2200	9.43693	1.05508	-30	0.59	0.85	1171	94.2	61	0.83	-63
2300	9.6385	1.0625	-30	0.6	0.85	1236	94.2	70	0.83	-60
2400	9.73964	1.07659	-30	0.6	0.85	1343	94.2	86	0.83	-45
2500	9.84077	1.08562	0	0.64	0.86	1406	94.1	96	0.82	-27
2600	10.04247	1.11863	8	0.59	0.84	1622	94.1	136	0.81	-10
2700	10.34478	1.12719	-6	0.63	0.84	1676	94.1	150	0.81	-0.6
2800	10.54647	1.13522	-13	0.63	0.85	1727	94.1	162	0.81	1
2900	10.74875	1.14317	-22	0.63	0.85	1778	94.1	174	0.81	-0.027
3000	10.85013	1.1521	-13	0.63	0.85	1829	94.1	187	0.8	-0.6

Tabella 5.3 Dati relativi ai vari componenti dell'impianto durante l'esecuzione del transitorio in velocità effettuato con stadio ad azione

Come già anticipato precedentemente, è stata contemplata l'ipotesi di simulare un transitorio, scandito sulle velocità di rotazione del turbogruppo, che permettesse di incrementare il suo regime di rotazione da 1500 *RPM* a 3000 *RPM* (quest'ultima considerata come possibile velocità di interesse).

Dalle scansioni effettuate con il codice di calcolo per la ricerca dei punti di equilibrio a proposito delle due configurazioni menzionate poco fa, nonché dai dati relativi ai due transitori individuati, emergono alcuni aspetti che possono costituire degli importanti spunti di discussione:

1. Si nota innanzitutto che, sia per lo stadio ad azione che per lo stadio a reazione, la percentuale di apertura delle IGV del ventilatore, che inizialmente era stata considerata a tutti gli effetti una variabile, può essere, invece, considerata come un grado di vincolo in più. Essa, infatti, per qualsiasi punto di funzionamento preso in considerazione, si attesta sempre attorno ad un valore pari al 94% .

Ciò conferma l'ipotesi che si era avanzata all'inizio di tale trattazione, ovvero che il ventilatore, essendo sostanzialmente indipendente dal resto dell'impianto, è molto ben regolabile mediante il motore elettrico che ne fa variare la velocità di rotazione.

La percentuale di apertura delle IGV, le quali conferiscono ad esso una geometria variabile in prossimità della sezione di aspirazione, non costituiscono (al momento di una sua diretta interazione con le altre macchine del circuito chiuso) una variabile primaria per la ricerca di punti di equilibrio a livello dell'intero sistema.

E' plausibile quindi affermare che su di esso si possa effettuare una regolazione di massima impostando, mano a mano che si procede nell'esecuzione del transitorio, le velocità di rotazione elencate. Successivamente, le sue condizioni operative possono essere ulteriormente ritoccate intervenendo con una piccola correzione effettuata proprio mediante le IGV, alle quali è assegnato il compito di garantire una regolazione fine.

Però è altrettanto plausibile, nell'ottica di eseguire prove sperimentali e campagne di misura reali e non più simulate, contemplare il fatto che configurazioni del ventilatore centrifugo con percentuale di apertura delle IGV pari al 94% (come quelle individuate dal codice di calcolo) siano sostituibili senza particolari problemi da configurazioni che contemplino la completa apertura di tale dispositivo, fissandosi quindi su una percentuale pari al 100% , a scapito, magari, di un valore di potenza assorbita dal motore elettrico, che mette in movimento proprio il ventilatore centrifugo, leggermente più alta e quindi non più minimizzata.

- Un secondo aspetto da mettere in evidenza è costituito dai valori di potenza (entrante o uscente) che competono alla macchina elettrica, utilizzata per le regolazioni fini dell'albero del turbogruppo.

Si riportano qui di seguito gli andamenti di tale parametro per ognuna delle velocità di rotazione messe in evidenza nelle tabelle precedentemente esposte, sia per il transitorio con stadio ad azione che per quello con stadio a reazione:

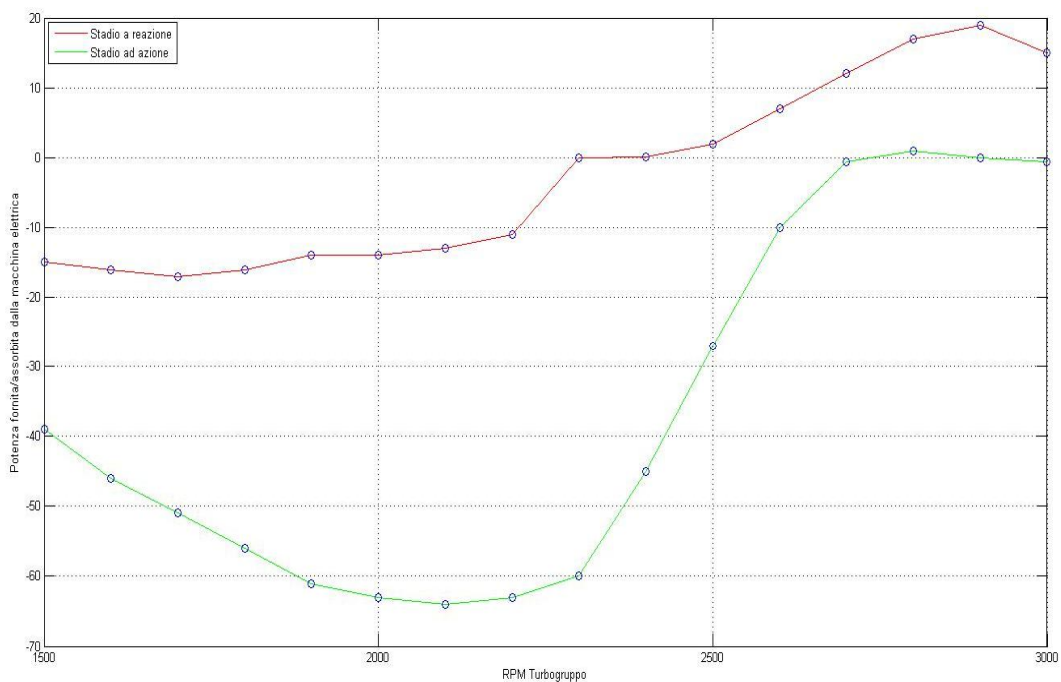


Figura 5.7 Squilibri dell'albero del turbogruppo, in termini di potenze, durante l'esecuzione dei transitori, per stadio ad azione e per stadio a reazione

Ciò che si nota abbastanza facilmente è una sensibile differenza fra i valori di potenza che si registrano durante la simulazione dell'esecuzione del transitorio con stadio a reazione e con stadio ad azione.

Più precisamente si osserva che con lo stadio a reazione si rimane sempre all'interno di un intervallo compreso fra i -20 ed i $+20 kW$; inoltre, sempre in questo caso, si nota la presenza di una zona, intesa in termini di velocità di rotazione del turbogruppo (compresa fra i 2300 ed i $2500 RPM$), all'interno della quale il contributo della macchina elettrica è praticamente nullo.

Ciò è dovuto al fatto che la differenza tra il valore di potenza fornito dalla turbina ed il valore di potenza assorbita dal compressore è davvero esigua; e ciò rende testimonianza del

fatto che le due macchine risultano ben accoppiabili grazie al solo utilizzo delle loro mappe di funzionamento, a complemento delle quali interviene a posteriori la macchina elettrica eseguendo la regolazione fine.

Tutto ciò, invece, non succede nel caso in cui venga simulato il transitorio con stadio ad azione, per il quale si nota che le potenze riguardanti la macchina elettrica si attestano su valori senza dubbio più elevati.

Per di più, nella zona compresa fra i 2000 ed i 2300 *RPM* (sempre in termini di velocità di rotazione del turbogruppo) ci si ritrova molto vicino ai relativi limiti che sono stati impostati all'interno del codice di calcolo, i quali fanno riferimento ad un valore assoluto di tale potenza pari a *70kW*.

Ad ogni modo, per completezza espositiva, bisogna dire che, anche per quanto concerne l'adozione dello stadio ad azione, si riesce a pervenire ad una condizione di ottimo equilibrio dell'albero del turbogruppo. Essa però, rispetto al caso in cui si adotti lo stadio a reazione, è traslata verso regimi di rotazione più elevati, più precisamente attorno a 3000 *RPM*. E ciò costituisce sicuramente un dato di rilievo, essendo questa una velocità di rotazione di interesse anche per future prove sperimentali.

Infatti, anche se il punto in cui il transitorio con stadio ad azione si esaurisce non contempla i valori di portata massica fluente o di rapporto di espansione del turbogruppo desiderati per l'esecuzione delle campagne di misura, è lecito aspettarsi che, pur realizzando variazioni relative ai due parametri appena citati (azionando le IGV localizzate a monte del primo rotore del compressore assiale), a pari velocità di rotazione del turbogruppo, proprio tale componente risulti ben equilibrato e che quindi il contributo della macchina elettrica sia sempre quasi nullo.

Tuttavia, a parte questa breve considerazione, si può senza dubbio affermare che, in presenza dello stadio ad azione, i due componenti che costituiscono il turbogruppo sono più difficilmente accoppiabili in termini di potenze fornite ed elaborate.

La spiegazione a tutto ciò va ricercata nella relazione che intercorre (per stadi ottimizzati) tra lavoro fornito all'albero e velocità di rotazione della turbomacchina stessa.

Premettendo che le mappe di funzionamento della turbina assiale (tanto per lo stadio a reazione quanto per lo stadio ad azione), sono state ricavate per condizioni di off-design (di conseguenza non è stato previsto uno scarico assiale a valle del rotore, ossia non si può

parlare di stadi ottimizzati), è possibile comunque ritenere che le considerazioni successive possano costituire una buona base per giustificare quanto riportato sia dalle tabelle sopra riportate che dal grafico di figura 5.7.

Si deve tenere presente, infatti, che ipotizzando due stadi ottimizzati (uno ad azione e uno a

reazione), e quindi con valori di $k_p = \frac{\cos \alpha_1}{2}$ e $k_p = \cos \alpha_1$ rispettivamente, a pari

condizioni di velocità periferica e quindi a pari condizioni fissate sul numero dei giri del turbogruppo, lo stadio ad azione si ritrova a compiere un lavoro doppio rispetto a quello compiuto dallo stadio a reazione.

- $L = 2U^2 \rightarrow$ per uno stadio ad azione

- $L = U^2 \rightarrow$ per uno stadio a reazione con grado di reazione $\chi = 0.5$

Nella definizione del parametro k_p , α_1 è l'angolo tra la direzione della velocità periferica U e la velocità assoluta V nel triangolo delle velocità in ingresso allo stadio di turbina assiale.

Poiché, come già anticipato poc'anzi, nel caso delle mappe di funzionamento utilizzate, non è possibile parlare di stadi ottimizzati, il risultato finale che deriva dalle due relazioni appena evidenziate non è direttamente applicabile ai casi analizzati in questo lavoro.

Però è altrettanto vero che, sostanzialmente, passando da uno stadio a reazione a uno ad azione (e ragionando a pari velocità periferica), si ha a che fare con lavori forniti dalla turbina significativamente più elevati.

Per questo motivo, risulta di conseguenza più difficile ottenere il matching fra i due elementi del turbogruppo, nel caso in cui si effettui il transitorio con lo stadio ad azione.

3. In questo contesto bisogna tenere presente che il ventilatore centrifugo è il principale componente sul quale si va ad agire per guidare sia un reale transitorio di avviamento dell'impianto che quello relativo ad un generico cambio del regime di rotazione del turbogruppo, come quello simulato all'interno di questo lavoro.

Di conseguenza, nell'ottica di individuare la serie di successivi stati di equilibrio elencati nelle tabelle 5.2 e 5.3, fra tutti i punti di equilibrio forniti in output dal codice di calcolo, sono stati scelti quelli per cui fosse possibile distinguere una rampa lungo la quale il ventilatore centrifugo potesse aumentare in maniera opportuna il proprio regime di rotazione, ottenendo, contemporaneamente, anche un regolare e progressivo incremento del regime da parte del turbogruppo.

La diretta conseguenza di tutto ciò è un aumento progressivo della potenza assorbita dal motore elettrico che mette in movimento proprio tale macchina, della portata massica fluente all'interno dell'impianto, e del rapporto di espansione fornito dall'intero turbogruppo.

In altre parole, si può affermare che uno dei parametri principali su cui si basa il funzionamento degli organi che compongono il turbogruppo è proprio la velocità di rotazione del ventilatore centrifugo, la quale poi, di conseguenza, va ad influenzare in maniera proporzionale anche le altre grandezze elencate poc'anzi.

Per dare un'idea più chiara di quale sia l'interazione fra ventilatore centrifugo e turbogruppo durante l'esecuzione del transitorio, e di quali siano le rampe percorse tanto con lo stadio ad azione quanto con lo stadio a reazione, sono stati ricavati degli opportuni grafici, facenti riferimento alle grandezze elencate nelle tabelle 5.2 e 5.3.

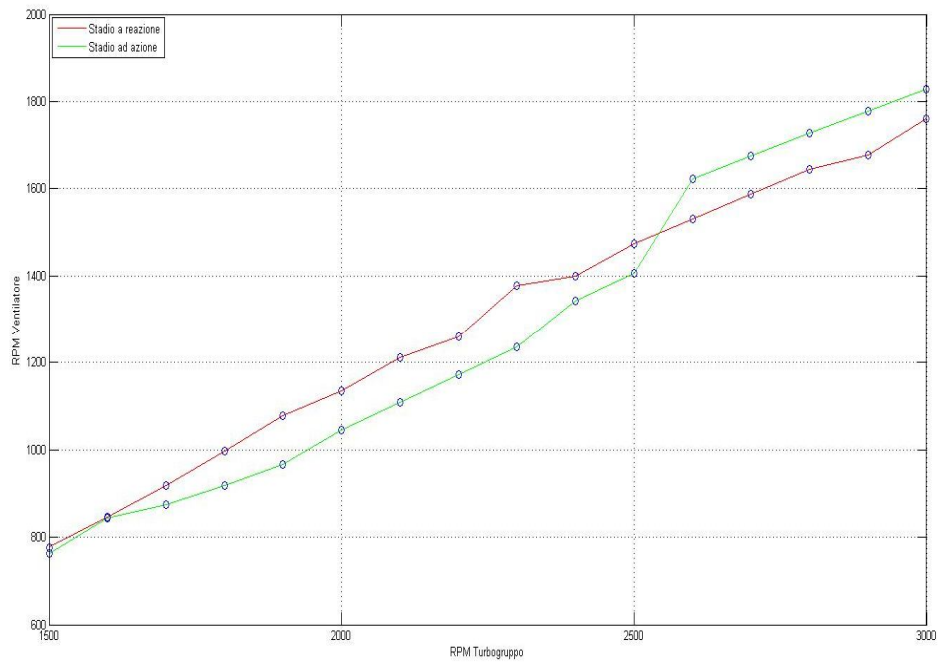


Figura 5.8 Rampe percorse dal ventilatore centrifugo, espresse in termini di velocità di rotazione, per eseguire il transitorio in velocità del turbogruppo (stadio ad azione e stadio a reazione)

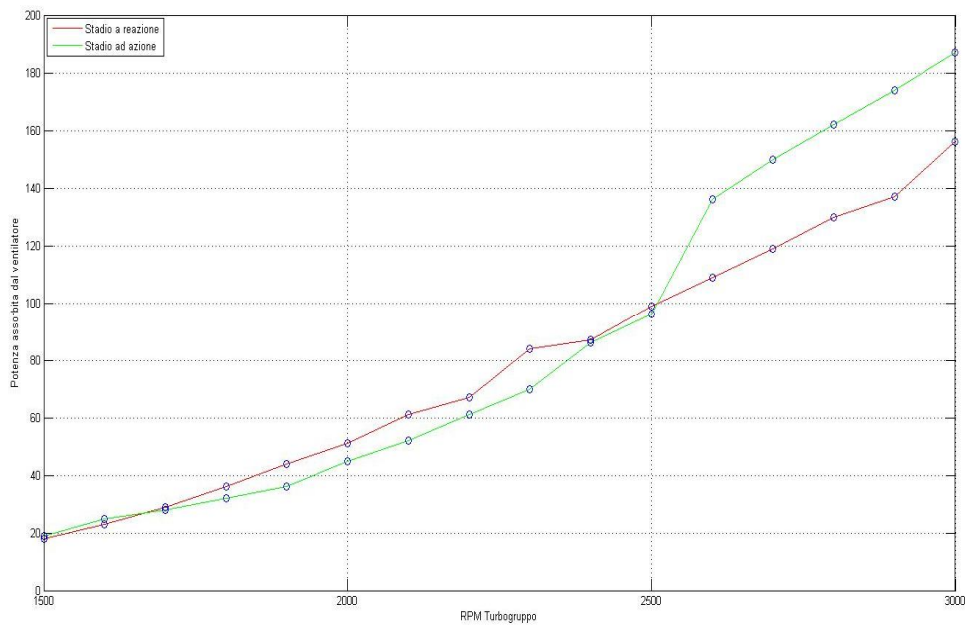


Figura 5.9 Rampe percorse dal ventilatore centrifugo, espresse in termini di potenza assorbita dal relativo motore elettrico, per eseguire il transitorio in velocità del turbogruppo (stadio ad azione e stadio a reazione)

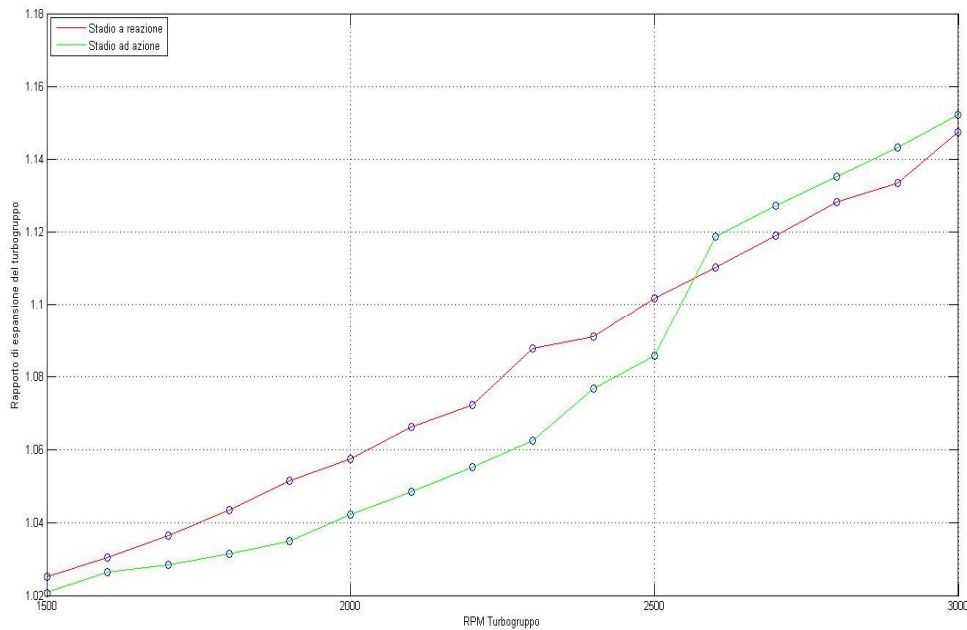


Figura 5.10 Aumento del rapporto di espansione realizzato dal turbogruppo durante il suo transitorio in velocità (stadio ad azione e stadio a reazione)

Si nota subito che i tre grafici appena esposti hanno un andamento molto simile tra loro, a testimonianza del fatto che le rampe individuate per entrambe le configurazioni riguardanti la turbina assiale prevedono una crescita proporzionale e sostanzialmente monotona di tutte le variabili coinvolte all'interno del transitorio, all'aumentare della velocità di rotazione del turbogruppo.

Inoltre i tre grafici presentano un'ulteriore caratteristica comune, la quale si riassume nel fatto che, tra i 2500 ed i 2600 *RPM*, gli andamenti relativi allo stadio ad azione si incrociano con quelli riguardanti l'adozione dello stadio a reazione.

Ciò è semplicemente dovuto alle modalità con cui viene intercettato (per entrambe le configurazioni), dal codice di calcolo, il matching fra le curve caratteristiche di turbina e compressore assiale; in seguito a ciò, il ventilatore centrifugo sarà chiamato a muovere all'interno dell'impianto una portata massica d'aria maggiore, aumentando la propria velocità di rotazione e la potenza assorbita dal relativo motore elettrico.

L'ultimo grafico che si riporta qui di seguito in figura 5.11 riporta l'aumento della portata massica d'aria messa in movimento dal ventilatore centrifugo all'interno dell'impianto.

Esso è anche leggibile come un grafico interamente dedicato al turbogruppo, dal momento che, ovviamente, ad un aumento della portata spinta dal ventilatore corrisponde un aumento di quella fluente anche all'interno del turbogruppo.

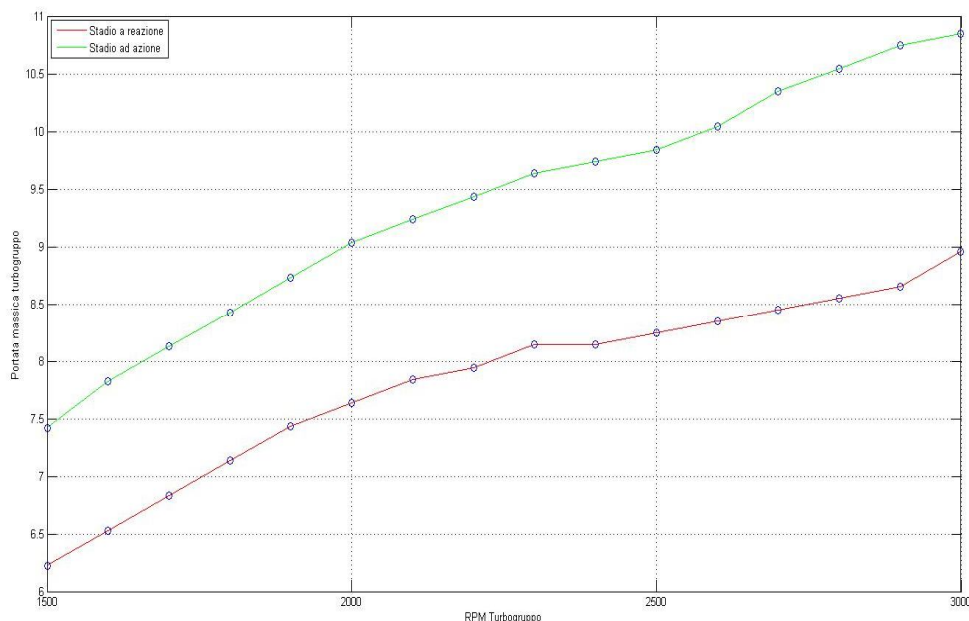


Figura 5.11 Aumento della portata massica d'aria mossa dal ventilatore centrifugo durante il transitorio in velocità del turbogruppo (stadio ad azione e stadio a reazione)

Anche in questo caso assume importanza il fatto che gli andamenti relativi alle due configurazioni proposte per la turbina assiale siano praticamente identici. Questo testimonia il fatto che, sia in un caso che nell'altro, il transitorio in velocità può essere intrapreso e completato seguendo le stesse logiche.

L'unica variazione è registrata, passando da una tipologia di stadio all'altra, in termini di differenze di valori di portata massica d'aria fluente.

Bisogna però specificare che, anche se per ogni punto di equilibrio del sistema si registra uno scostamento di questo parametro, è necessario non dimenticarsi che, ad ognuno di essi, corrisponde un diverso valore di rapporto di espansione del turbogruppo. E, di conseguenza, anche un diverso rapporto di espansione e di compressione per turbina e compressore assiale rispettivamente.

4. C'è infine un ultimo aspetto da andare a considerare con attenzione. Se si vanno ad osservare le tabelle relative ai transitori condotti per entrambe le tipologie di stadio ci si accorge di un dato di assoluto rilievo.

In particolare, si vuole far riferimento al comportamento delle IGV localizzate a monte del primo rotore del compressore assiale.

Esse, infatti, mostrano una tendenza parecchio pronunciata a rimanere stabili sul valore pari a -30° .

Più precisamente, si nota che, nel caso del transitorio con stadio a reazione, si hanno solo due velocità di rotazione del turbogruppo che contemplano un valore diverso di tale parametro (2300 e 2400 RPM).

Nel caso del transitorio con stadio ad azione, invece, sono contemplati valori diversi a partire da una velocità di rotazione del turbogruppo pari a 2500 RPM fino all'esaurimento del transitorio stesso. Tuttavia, anche in questo caso, le IGV del compressore assiale restano spesso posizionate sul valore pari a -30° .

Di per sé questo risultato può essere visto come un ottimo punto di arrivo. Infatti, se opportunamente verificato, sarebbe possibile pensare di implementare (per le future prove sperimentali) una logica di controllo piuttosto semplice appositamente dedicata a tale parametro, capace di far fronte alle poche variazioni contemplate dalla stesura dei transitori fin qui visti.

Inoltre, il fatto di poter considerare una variabile così importante (come la posizione angolare delle IGV del compressore) per la regolazione e l'equilibramento del turbogruppo, alla stessa stregua di un grado di vincolo (perlomeno per la maggior parte dei regimi attraverso i quali la procedura del transitorio si vede costretta a passare), è indubbiamente da intendersi come un grande vantaggio in sede di gestione della generica campagna di misura. Però bisogna anche considerare che tale risultato, ovvero la poca variabilità della posizione angolare delle IGV localizzate a monte del primo rotore del compressore assiale, potrebbe anche essere dovuto alle procedure svolte all'interno dello strumento di calcolo.

Infatti, nella sua schermata di output, compaiono molti punti di equilibrio dell'impianto ottimizzati su un valore pari a -30° ; ed è proprio qui che possono essere individuati alcuni limiti di questa analisi, andando a ricercare le cause di questo importante risultato nelle modalità con cui sono state ricavate le originali mappe di funzionamento del compressore assiale stesso.

Infatti, se si va a riconsiderare i grafici relativi alle mappe di funzionamento originariamente fornite dal gruppo di Fluidodinamica delle Macchine del Dipartimento di Energia, piuttosto che quelli relativi alla loro rappresentazione mediante l'utilizzo di polinomi interpolatori (e quindi, sostanzialmente, dopo averle rese in forma analitica), si nota che il campo di regolazione di tali IGV del compressore assiale è proprio compreso tra $+30^\circ$ e -30° .

Bisogna quindi specificare che, nonostante la rappresentazione dei due transitori messi in evidenza ai punti precedenti sia da ritenersi valida poiché ricavata mediante l'utilizzo di punti di equilibrio direttamente forniti dal codice di calcolo, essa deve essere presa in considerazione specificando che probabilmente, alcuni dei punti utilizzati per la simulazione del transitorio sarebbero abbinati, nella realtà, ad un valore di IGV differente (magari inferiore a -30°).

Per questo motivo sarebbe consigliabile, in un'ottica futura, o comunque prima di effettuare campagne di misura e prove sperimentali, ricavare preliminarmente delle mappe di funzionamento del compressore assiale che contemplino un arco di utilizzo delle IGV maggiormente esteso, facendo però molta attenzione a non provocare lo stallo del primo rotore in seguito ad una rotazione troppo accentuata di tale dispositivo.

A questo punto sarebbe opportuno ricavare nuovamente tutta la serie di punti di equilibrio (relativi alla singola configurazione della quale si intende simulare il funzionamento) consultabili poi dalla schermata di output del codice di calcolo e verificare, come fatto in questo capitolo, in che modo può eventualmente essere descritto un transitorio scandito sulle velocità di rotazione del turbogruppo.

Conclusioni

Con questo lavoro di tesi si è voluto modellizzare il comportamento di una galleria del vento, sviluppata per la realizzazione di prove sperimentali su stadi di turbomacchine assiali. A tal fine, è stata impostata una procedura che permettesse, a partire dai vari set di dati inerenti le singole turbomacchine coinvolte nell'impianto descritto, di ricavare un valido strumento di calcolo per la previsione del suo funzionamento, ovvero per la determinazione dei suoi punti di equilibrio. Si può innanzitutto dire che i risultati ottenuti, sia in termini di ricerca e ottenimento dei punti di funzionamento ottimizzati, sia in termini di individuazione dei transitori per le varie tipologie di stadio, si riveleranno indubbiamente utili per la "progettazione" delle future campagne sperimentali che verranno effettuate grazie all'utilizzo dell'impianto oggetto di questo elaborato. Però, come ogni lavoro che racchiude al suo interno un'attività di simulazione non accompagnata da immediate verifiche mediante prove sperimentali e campagne di misura, anche questo deve essere interpretato facendo riferimento tanto alla bontà del codice di calcolo (il quale ha comunque permesso di ricavare risultati soddisfacenti) quanto ai limiti intrinsecamente presenti nel set di dati di partenza su cui si sono sviluppate le procedure di calcolo. Di conseguenza, sarebbe opportuno intensificare le attività relative alle simulazioni numeriche, nell'ottica di avere una base più solida su cui andare ad impostare le prove sperimentali. A quel punto diventerebbe possibile la messa a punto di una precisa procedura da seguire durante il reale funzionamento dell'impianto. Vengono quindi ora proposti degli spunti per poter migliorare la parte del lavoro relativa alla creazione dei set di dati delle tre turbomacchine coinvolte e quella relativa alla ricerca dei punti di equilibrio del sistema, nonché all'individuazione dei transitori in velocità del turbogruppo:

- Come anche anticipato all'interno del quinto capitolo, la prima operazione da effettuare sarebbe un ulteriore ampliamento del set di dati riguardante il compressore assiale, andando a definire le relative curve caratteristiche su un arco più ampio relativo all'angolo di rotazione delle IGV localizzate a monte del primo rotore.

L'utilità di questa modifica risiede nel fatto che essa permetterebbe di confermare, o meno, la scarsa variabilità di tale parametro, riscontrata durante la simulazione dei transitori descritti all'interno del quinto capitolo.

Inoltre, muovendosi in questa direzione, si acquisirebbe una maggiore consapevolezza della forma e della complessità che dovrebbe contraddistinguere la eventuale logica adibita all'azionamento e al controllo di questo dispositivo.

- Un secondo suggerimento riguarda la realizzazione dei set di dati relativi alle varie turbomacchine, rivelatisi comunque soddisfacenti per gli obiettivi che ci si è posti all'inizio di questo lavoro.

Infatti, la teoria della similitudine, applicata al loro interno, sia secondo i criteri che competono alle macchine idrauliche sia secondo quelli che competono alle macchine termiche, ha permesso di generalizzare in senso assoluto la gestione dell'impianto e di realizzare un'ottima interazione fra i componenti del sistema.

E' quindi possibile affermare che la procedura riportata nel quinto capitolo per l'individuazione dei transitori acquisisca validità e trovi le sue basi anche nella meticolosa rielaborazione di queste mappe di funzionamento preliminarmente fornite.

Ovviamente, anche in questo caso si può andare a contemplare un affinamento della tecnica, soprattutto riguardante l'operazione di discretizzazione riportata all'interno del terzo capitolo, mediante la quale si è riusciti ad esprimere in forma numerica le curve caratteristiche di turbina e compressore assiale.

Infatti, nonostante in tale frangente si sia adottata una tipologia di discretizzazione che permettesse di ricavare interpolazioni (sia fra diversi valori di Mach periferico, sia fra diversi valori di angoli di rotazione delle IGV a monte del primo rotore del compressore assiale) più precise ed accurate, effettuata non mediante punti equispaziati sull'asse delle ascisse bensì mediante punti equispaziati su di una ascissa curvilinea che descrive la lunghezza della singola curva caratteristica, ci si è contemporaneamente limitati a definire tale discretizzazione su soli 10 punti.

Viene quindi da sé che un maggior numero di punti discreti coinvolti in questa particolare operazione porterebbe, senza alcun dubbio, a risultati (sia dal punto di vista della ricerca dei punti di equilibrio del sistema, sia dal punto di vista dell'individuazione di opportuni transitori in velocità) più affidabili.

- Un ulteriore accorgimento introducibile per generalizzare i meccanismi e le procedure di gestione dell'impianto trattato in questo lavoro riguarderebbe la stesura di un secondo codice di calcolo, indubbiamente più complesso, capace di effettuare una modellazione dinamica di tutti i componenti in prova.

In questo modo, durante le attività di simulazione, sarebbe possibile andare a studiare i transitori in velocità non più come delle semplici successioni di punti di equilibrio, bensì come delle vere e proprie variazioni delle condizioni di funzionamento dell'impianto scandite lungo un preciso arco temporale.

- Infine, sarebbe molto utile andare ad effettuare, per ogni punto di funzionamento dell'impianto fornito nella schermata di output del codice di calcolo, un'opportuna analisi di stabilità, concentrandosi sull'andamento delle curve caratteristiche del compressore assiale, ma soprattutto sull'eventuale loro matching con quelle della turbina in zone critiche o comunque in corrispondenza delle quali si verifica un funzionamento anomalo del compressore stesso, in modo da evitare le problematiche relative allo stallo rotante ed al pompaggio.

Allegato 1

Le perdite di carico nella tubazione di mandata dell'aria

A.1 Geometria della tubazione di mandata dell'aria e ipotesi preliminari

Come già visto all'interno del primo capitolo, dedicato alla descrizione dell'impianto, ciò che collega la sezione di uscita del ventilatore centrifugo alla camera di stanca è la cosiddetta tubazione di mandata dell'aria, la quale si compone dei seguenti elementi costruttivi:

4. Curva di raccordo a 90° tra la sezione terminale della voluta del ventilatore (di dimensioni $462 \times 812 \text{ mm}$) e quella della condotta orizzontale sovrastante il turbogruppo (di dimensioni $812 \times 812 \text{ mm}$)
5. Condotta orizzontale, avente lunghezza pari a 5 m
6. Curva di raccordo a 90° tra la sezione terminale della condotta orizzontale e quella di ingresso nella camera di stanca

Bisogna inoltre ricordare che, per quanto concerne il primo componente della tubazione di mandata dell'aria, esso deve essere considerato anche come un diffusore, dal momento che, tra l'inizio e la fine della prima curva di raccordo a 90° si verifica un allargamento di sezione.

Complessivamente, lungo tutta la lunghezza della tubazione, è necessario andare a contemplare delle perdite di carico, il calcolo delle quali risulta di notevole importanza per la determinazione della pressione dell'aria in prossimità della sezione di uscita dal ventilatore centrifugo, ossia la p_4 .

Infatti, se per ipotesi si decidesse di trascurarle, sarebbe sufficiente imporre, all'interno del codice di calcolo, la seguente relazione:

$$p_4 = p_1 \quad (\text{A.1})$$

In questo modo si andrebbe ad assumere, per l'aria che passa in prossimità della sezione di uscita dal ventilatore centrifugo, un valore di pressione pari a quello che si ritrova all'interno della camera di stanca, dello scambiatore di calore e del convergente di raccordo al turbogruppo.

A tal proposito, bisogna specificare che, proprio in corrispondenza di questi tre componenti dell'impianto, si sono trascurate le perdite di carico.

Inoltre, nonostante il pozzo piezometrico sia localizzato proprio in questa zona del circuito chiuso (più precisamente all'interno della camera di stanca), si è assunta l'ipotesi che la sua presenza non sia causa di ulteriori cadute di pressione, né di variazioni della temperatura; sostanzialmente esso si limita a cedere verso l'ambiente esterno una piccola quota parte della portata massica di aria proveniente dal ventilatore centrifugo, la quale (come già specificato), in condizioni di regime, risulta essere pari a quella entrante nell'impianto attraverso le fughe localizzate tra turbina e compressore assiale.

Però, anche se l'entità delle perdite di carico è piuttosto modesta, viste le basse velocità del fluido di lavoro ($10 \div 20 \frac{m}{s}$), si è pensato che fosse opportuno comprendere anch'esse all'interno dei vari calcoli svolti dal codice compilato in Fortran, per avere una visione ancora più veritiera di quelle che dovrebbero essere le dinamiche interne al circuito chiuso.

Di conseguenza, si è deciso di non fare più riferimento alla (A.1), la quale, aggiungendo proprio il termine dovuto alle perdite di carico nell'intera tubazione di mandata dell'aria, assume la seguente forma:

$$p_4 = p_1 + \Delta p_{p.d.c.} \quad (\text{A.2})$$

Nella (A.2) il termine $\Delta p_{p.d.c.}$ identifica proprio la perdita di pressione dovuta alla presenza delle perdite di carico.

Ciò sta a significare che il codice di calcolo, in prossimità della sezione di uscita dell'aria dal ventilatore centrifugo, dovrà prevedere una pressione p_4 poco più elevata (precisamente della

quantità che compete al termine $\Delta p_{p.d.c.}$) rispetto alla p_1 , ossia quella che viene impostata prima dell'avvio del codice di calcolo stesso.

Si procede, quindi, illustrando il procedimento per la valutazione della p_4 . Il risultato finale dei seguenti passaggi coinciderà con l'equazione (4.9), riportata nel quarto capitolo, che racchiude al suo interno l'esposizione delle logiche che stanno alla base del codice stesso.

A.2 Criterio per la valutazione delle perdite di carico

Innanzitutto, si è pensato di considerare uno alla volta i tre tratti elencati all'inizio di questa breve digressione, mettendone in evidenza le nomenclature che identificano le rispettive sezioni di ingresso e uscita da ciascuno di essi, delle quali vengono nuovamente riportate anche le dimensioni.

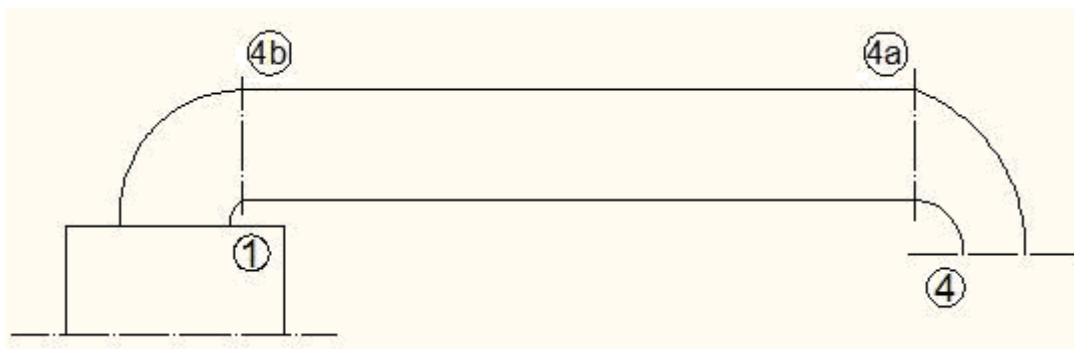


Figura A.1 Schematizzazione della tubazione di mandata dell'aria con le relative sezioni prese in considerazione nel calcolo delle perdite di carico

- Prima curva a 90° → Sezione di ingresso: S_4 (che coincide con quella di uscita dal ventilatore centrifugo)
→ Sezione di uscita: S_{4A}

- Condotta orizzontale → Sezione di ingresso: S_{4A}
→ Sezione di uscita: S_{4B}

- Seconda curva a $90^\circ \rightarrow$ Sezione di ingresso: S_{4B}
 \rightarrow Sezione di uscita: S_1 (che coincide poi con quella di ingresso
nella camera di stanca)

In questo contesto si tengano presenti, per l'appunto, i seguenti valori:

- $S_4 = 462 \times 812 \text{ mm}$
- $S_{4A} = S_{4B} = S_1 = 812 \times 812 \text{ mm}$

A questo punto, è stata impostata, grazie all'equazione di Bernoulli, l'eguaglianza dei carichi fra le varie sezioni (tratto per tratto), con l'obiettivo di ottenere, alla fine del procedimento, un'equazione conclusiva nella quale compare l'unica incognita (ossia p_4) espressa in funzione della p_1 , la quale, invece, è nota poiché impostata preliminarmente allo svolgimento dei calcoli da parte del codice.

A.2.1 Prima curva a 90°

Questo tratto della tubazione ospita una perdita concentrata, la quale può essere inclusa all'interno della seguente equazione che riporta l'equilibrio dei carichi tra le due sezioni:

$$\frac{p_4}{\rho_4} + \frac{V_4^2}{2} = \frac{p_{4A}}{\rho_{4A}} + \frac{V_{4A}^2}{2} + k_A \frac{V_4^2}{2} \quad (\text{A.3})$$

dove k_A è il coefficiente di perdita concentrata, assunto (per questo tratto di tubazione) pari a 0.6 e ricavabile da tabella.

Ci si accorge subito, però, che nella (A.3), oltre a comparire l'incognita p_4 , compaiono anche le densità, le quali, essendo a loro volta funzione delle pressioni, sono da considerarsi incognite anch'esse.

Quindi, avanzando l'ipotesi di fluido incomprimibile (sempre in ragione del fatto che le velocità del fluido di lavoro si mantengono piuttosto basse per ogni condizione di funzionamento dell'impianto), si è potuto imporre ovunque (ossia all'interno di qualsiasi punto della tubazione di

mandata dell'aria) il valore di densità che si registra in prossimità dell'ingresso nella camera di stanca, ossia ρ_1 .

Essa è facilmente determinabile, a seguito dell'imposizione del livello di temperatura e pressurizzazione del circuito chiuso nella fase preliminare ai calcoli che vengono poi svolti dal codice, ossia a seguito della scelta della T_1 e della p_1 .

Si ricava quindi:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (\text{A.4})$$

Di conseguenza, imponendo in prima approssimazione questo valore di densità dell'aria lungo l'intera tubazione, nei calcoli che verranno svolti in seguito comparirà solamente il simbolo ρ , privo del riferimento ad alcuna sezione.

Per questo motivo, la (A.3) può essere riscritta nel seguente modo:

$$\frac{p_4}{\rho} + \frac{V_4^2}{2} = \frac{p_{4A}}{\rho} + \frac{V_{4A}^2}{2} + k_A \frac{V_4^2}{2} \quad (\text{A.5})$$

Si noti poi che il contributo dovuto alla perdita concentrata è calcolato rispetto alla velocità posseduta dal fluido in prossimità della sezione di ingresso al tratto considerato; questa convenzione sarà ovviamente mantenuta lungo tutto lo sviluppo dei calcoli che andranno ad interessare anche gli altri tratti della tubazione.

In realtà, la validità di questo accorgimento è estesa solo alla prima curva a 90° , poiché è solo qui che si registra una variazione della sezione.

Resta ora da definire un'espressione per le velocità che si registrano nelle due diverse sezioni.

Richiamando l'equazione di continuità è possibile scrivere:

$$V_4 = \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho S_4} ; V_{4A} = \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho S_{4A}} = \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho S_1} ; V_{4B} = \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho S_{4B}} = \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho S_1} \quad (\text{A.6})$$

Quindi, inserendo le prime due equazioni riportate in (A.6) all'interno della (A.5) ed esplicitando il termine di pressione a primo membro, si ricava:

$$\frac{p_4}{\rho} = \frac{p_{4A}}{\rho} + \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho^2} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_4^2} + \frac{k_A}{S_4^2} \right) \quad (A.7)$$

A.2.2 La condotta orizzontale

Lungo questo tratto della tubazione di mandata dell'aria hanno luogo, invece, le perdite distribuite, le quali vengono incluse, all'interno dell'equazione, che riporta l'equilibrio dei carichi tra le due sezioni, nel seguente modo:

$$\frac{p_{4A}}{\rho} + \frac{V_{4A}^2}{2} = \frac{p_{4B}}{\rho} + \frac{V_{4B}^2}{2} + \lambda \frac{L}{D_{idr}} \frac{V_{4A}^2}{2} \quad (A.8)$$

All'interno della (A.8), oltre ai termini già incontrati, compare quello che considera (per l'appunto) le perdite distribuite. Esso è l'ultimo termine del secondo membro ed è composto dai seguenti fattori:

- $\lambda \rightarrow$ Coefficiente di attrito per le condotte, ritrovabile anche sull'abaco di Moody e, data la qualità costruttiva della tubazione, nonché il regime del fluido al suo interno, assunto pari a 0.03
- $L \rightarrow$ Lunghezza della condotta orizzontale che sovrasta il turbogruppo, pari a $5m$
- $D_{idr} \rightarrow$ Diametro idraulico

A proposito di questi ultimi fattori appena elencati, è necessario dare una definizione appropriata di diametro idraulico.

Esso (anche chiamato diametro equivalente) è una grandezza utilizzata nell'ambito della fluidodinamica e permette di individuare un diametro caratteristico per sezioni non circolari.

Esso è definito nel seguente modo:

$$D_{idr} = \frac{4S}{2p} \quad (A.9)$$

Risulta quindi essere il rapporto fra il quadruplo della sezione che si sta considerando ed il suo perimetro (il termine $2p$ sta proprio a identificare il perimetro della sezione).

Volendo utilizzare tale grandezza in relazione alla condotta orizzontale della tubazione di mandata dell'aria, ci si ritrova a calcolare il diametro idraulico per una sezione quadrata.

In tal caso esso risulta pari alla lunghezza del lato di tale quadrato, ossia $812mm$.

Tornando ora a considerare l'equazione A.8, ci si accorge dell'eguaglianza dei due termini cinetici, a causa del fatto che innanzitutto le sezioni S_{4A} ed S_{4B} sono pari ad S_1 , e la densità, nonché la portata massica del fluido di lavoro si conservano tra le due sezioni.

Di conseguenza, la (A.8) può essere riscritta nel seguente modo:

$$\frac{p_{4A}}{\rho} = \frac{p_{4B}}{\rho} + \lambda \frac{L}{D_{idr}} \frac{V_{4A}^2}{2} \quad (A.10)$$

Inserendo ora la seconda equazione riportata in (A.6) nella (A.10) si perviene alla seguente scrittura:

$$\frac{p_{4A}}{\rho} = \frac{p_{4B}}{\rho} + \lambda \frac{L}{D_{idr}} \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho^2} \frac{1}{S_1^2} \quad (A.11)$$

Se ora si procede sostituendo, invece, la (A.11) all'interno della (A.7), si ottiene:

$$\frac{p_4}{\rho} = \frac{p_{4B}}{\rho} + \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho^2} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_4^2} + \frac{k_A}{S_4^2} + \frac{\lambda L}{D_{idr} S_1^2} \right) \quad (A.12)$$

A.3 Seconda curva a 90°

Come la prima curva a 90°, anche questa è sede di una perdita concentrata. E' però necessario aggiungere un'ulteriore perdita dovuta allo sbocco dell'aria nella camera di stanca, con la quale il termine cinetico si annulla.

Quest'ultima perdita è identificata dal coefficiente k_C , il quale, proprio per il motivo appena esposto, assumerà valore unitario. Si riporta ora la solita equazione che esprime l'eguaglianza dei carichi fra le due sezioni in esame:

$$\frac{p_{4B}}{\rho} + \frac{V_{4B}^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + k_B \frac{V_{4B}^2}{2} + k_C \frac{V_{4B}^2}{2} \quad (\text{A.13})$$

Anche per la (A.13) vale la stessa considerazione fatta per la (A.8), ossia che i due termini cinetici a primo e secondo membro sono identici (per il fatto che S_{4B} è pari ad S_1) e la densità, unitamente alla portata massica del fluido di lavoro si conserva a cavallo delle due sezioni.

Di conseguenza, la A.13 può essere riscritta nel seguente modo:

$$\frac{p_{4B}}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + k_B \frac{V_{4B}^2}{2} + k_C \frac{V_{4B}^2}{2} \quad (\text{A.14})$$

Vi è comunque una differenza rispetto alle modalità con cui è stata trattata la perdita di carico concentrata in corrispondenza della prima curva a 90° .

Essa risiede nel fatto che il coefficiente k_A differisce dal coefficiente k_B , poiché all'interno della curva a 90° che precede l'ingresso dell'aria nella camera di stanca, sono stati introdotti (come approfonditamente spiegato nel primo capitolo) i nove profili sagomati per conferire al flusso una buona uniformità.

Si ricorda infatti che, grazie a degli studi antecedenti l'introduzione dei nove profili sagomati, si era individuata una zona di ristagno dell'aria appena a monte della camera di stanca.

Di conseguenza, si è deciso di adottare un coefficiente k_B di perdita localizzata inferiore rispetto a k_A , proprio a testimonianza del fatto che, in questo tratto della tubazione (poiché il flusso è meglio guidato), l'influenza della perdita di carico è inferiore.

Per la precisione, si è adottato $k_B = 0.3$.

Ora, se si inserisce l'ultima fra le equazioni riportate in (A.6) nella (A.14), si ottiene:

$$\frac{p_{4B}}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + (k_B + k_C) \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho^2} \frac{1}{S_1^2} \quad (A.15)$$

Se ora si procede, invece, inserendo la (A.15) all'interno della (A.12), si ottiene:

$$\frac{p_4}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho^2} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_4^2} + \frac{k_A}{S_4^2} + \frac{\lambda L}{D_{idr} S_1^2} + \frac{k_B}{S_1^2} + \frac{k_C}{S_1^2} \right) \quad (A.16)$$

Infine, moltiplicando entrambi i membri della (A.16) per la densità ρ del fluido di lavoro, si perviene alla seguente espressione definitiva:

$$p_4 = p_1 + \frac{\dot{m}_{vent}^2}{2\rho} \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_4^2} + \frac{k_A}{S_4^2} + \frac{\lambda L}{D_{idr} S_1^2} + \frac{k_B}{S_1^2} + \frac{k_C}{S_1^2} \right) \quad (A.17)$$

La (A.17) è proprio l'equazione desiderata, la quale permette di ottenere la pressione p_4 in funzione della p_1 .

Essa, come già anticipato nel corso di questa breve digressione, è stata implementata all'interno del codice di calcolo, le cui logiche vengono esposte con dovizia di particolari all'interno del quarto capitolo.

Allegato 2

Il ventilatore centrifugo KR-170

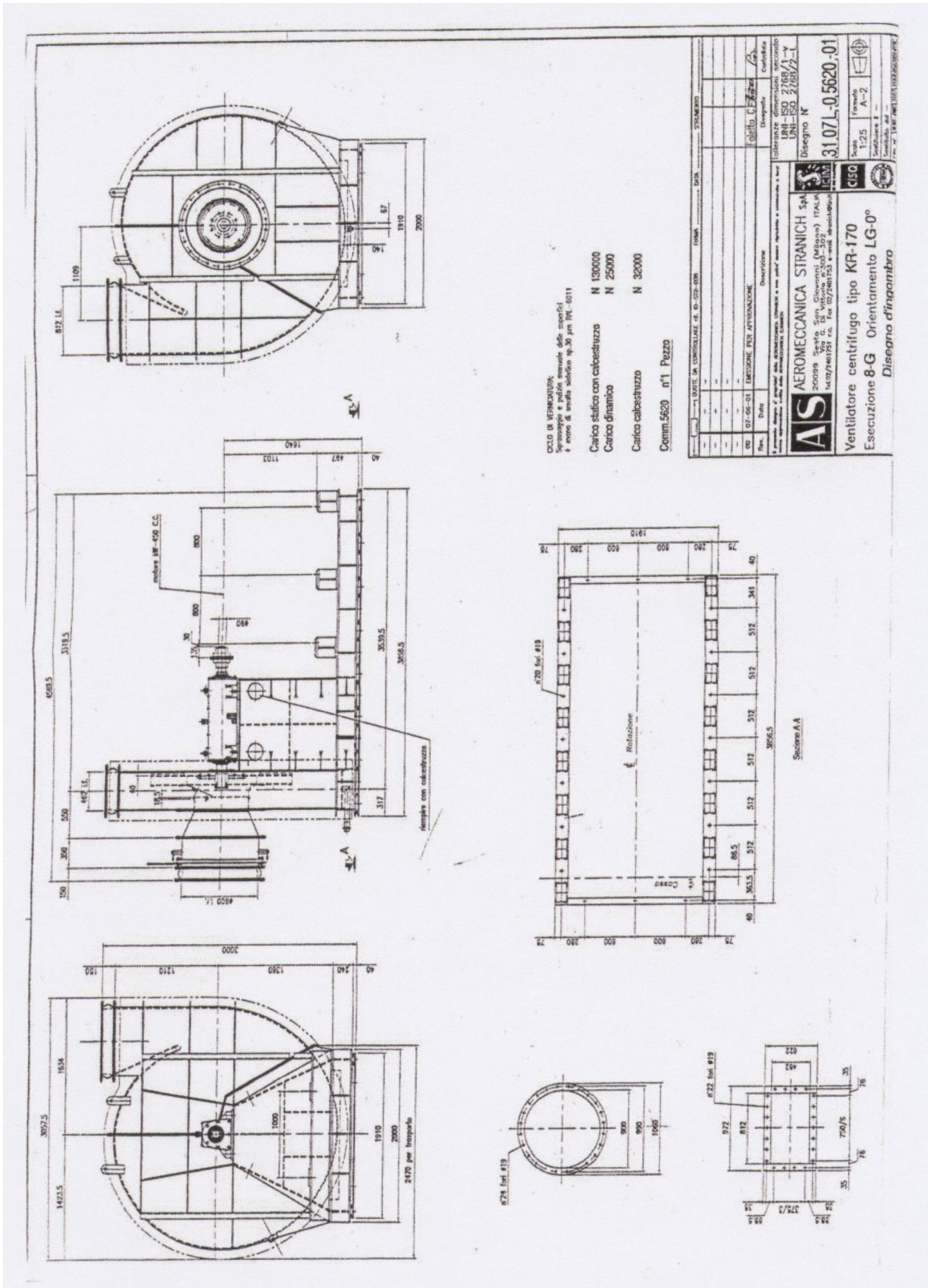
Aeromeccanica Stranich

PERFORMANCE DATA

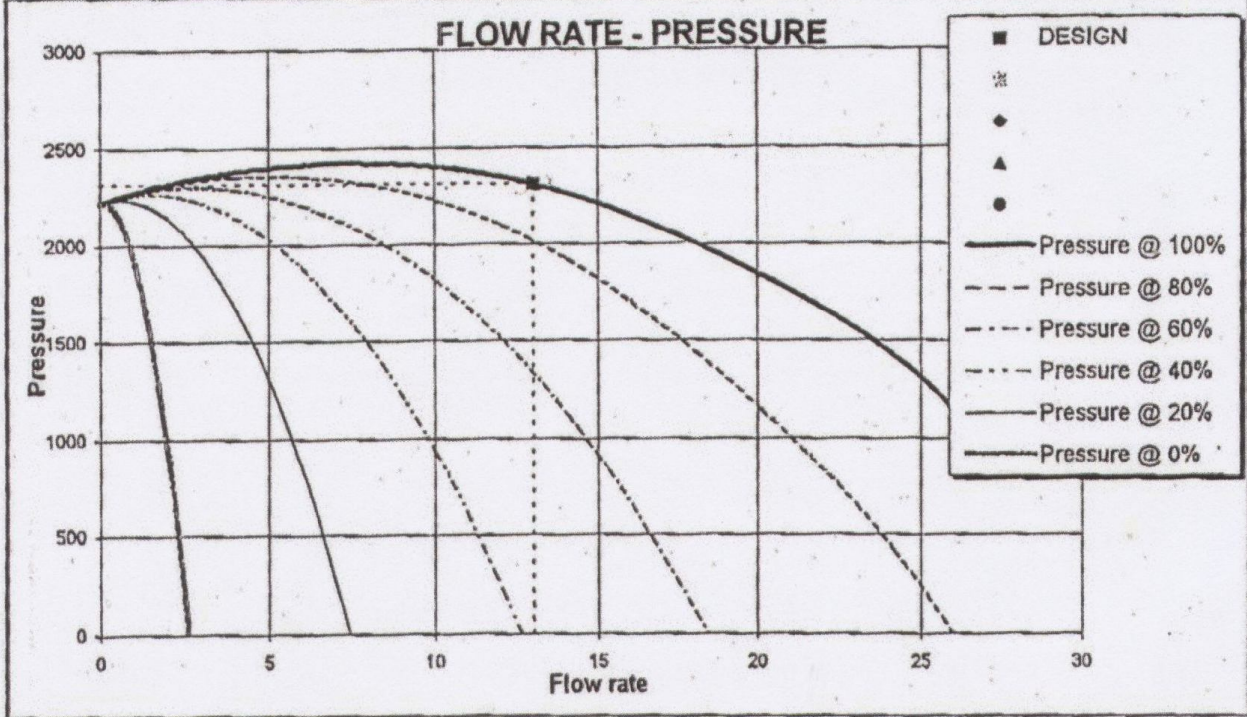
	DESIGN	
QUANTITA'	1	
MODELLO	KR 170	
N° STADI	1	
ORIENTAMENTO	Da precisare	
SISTEMAZIONE	8G	
FLUIDO TRATTATO	ARIA	
PORTATA IN COND. NORMALI (Nm ³ /h)	-	-
PORTATA EFFETTIVA ASPIRATA (m ³ /s)	13	-
TEMPERATURA ASPIRAZ. (°C)	20	-
DENSITA' IN ASPIRAZ. (Kg/m ³)	0.924	-
PRESSIONE STATICA ASP. @ T°C (mmH2O)	-2310	:-
PRESSIONE STATICA MAND. @ T°C (mmH2O)	Atm.	-
PREVALENZA STATICA @ T°C (mmH2O)	2310	-
TEMPERATURA MANDATA (°C)	52	-
VELOCITA' (RPM)	2350	-
POTENZA ASSORBITA ALL'ASSE @ T°C (kW)	395	-
RENDIMENTO STATICO (%)	75	-
LIVELLO DI PRESSIONE SONORA (dBA) ¹	102 dBA @ 1 mt.	
POTENZA MOTORE (kW)	450 kW in CC	

SCOPO DI FORNITURA

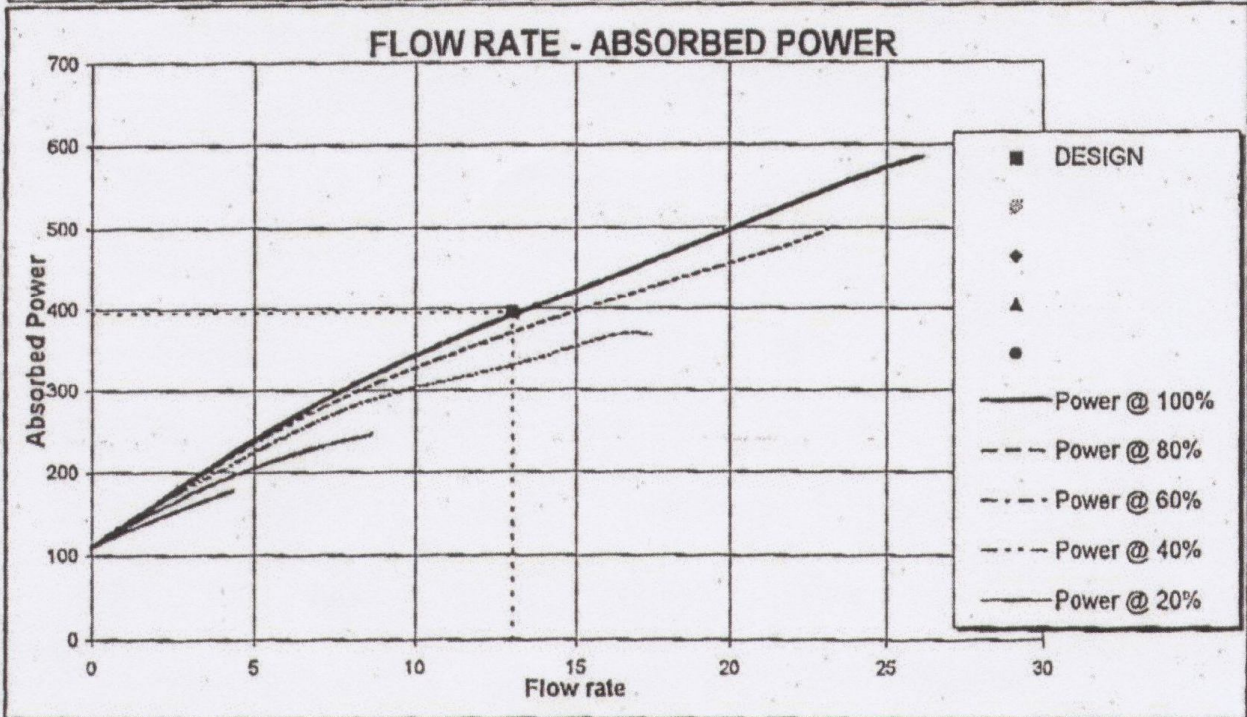
- cassa di costruzione interamente saldata, in acciaio al carbonio, debitamente rinforzata con profilati, flangiata in aspirazione e mandata, con portina d'ispezione.
- girante saldata in CORTEN / T1-A, a semplice aspirazione, con pale curve rovesce a profilo alare ad alto rendimento, staticamente e dinamicamente bilanciata, con mozzo lavorato.
- albero in acciaio al carbonio, dimensionato per operare ben al di sotto della prima velocità critica.
- basamento comune in acciaio al carbonio per ventilatore e motore elettrico, sul quale la macchina verrà allineata.
- supporto monoblocco con cuscinetti a rotolamento lubrificati a olio, con anello pescaolio e raffreddamento ad acqua (predisposizione).
- tenuta passaggio albero a labirinti in Alluminio.
- serranda di regolazione tipo dapò in aspirazione con registro di calibrazione manuale.
- giunti antivibranti in aspirazione e mandata.
- giunto elastico d'accoppiamento adatto per azionamento a giri variabili con carter protezione.
- verniciatura secondo nostro standard per ambiente industriale.

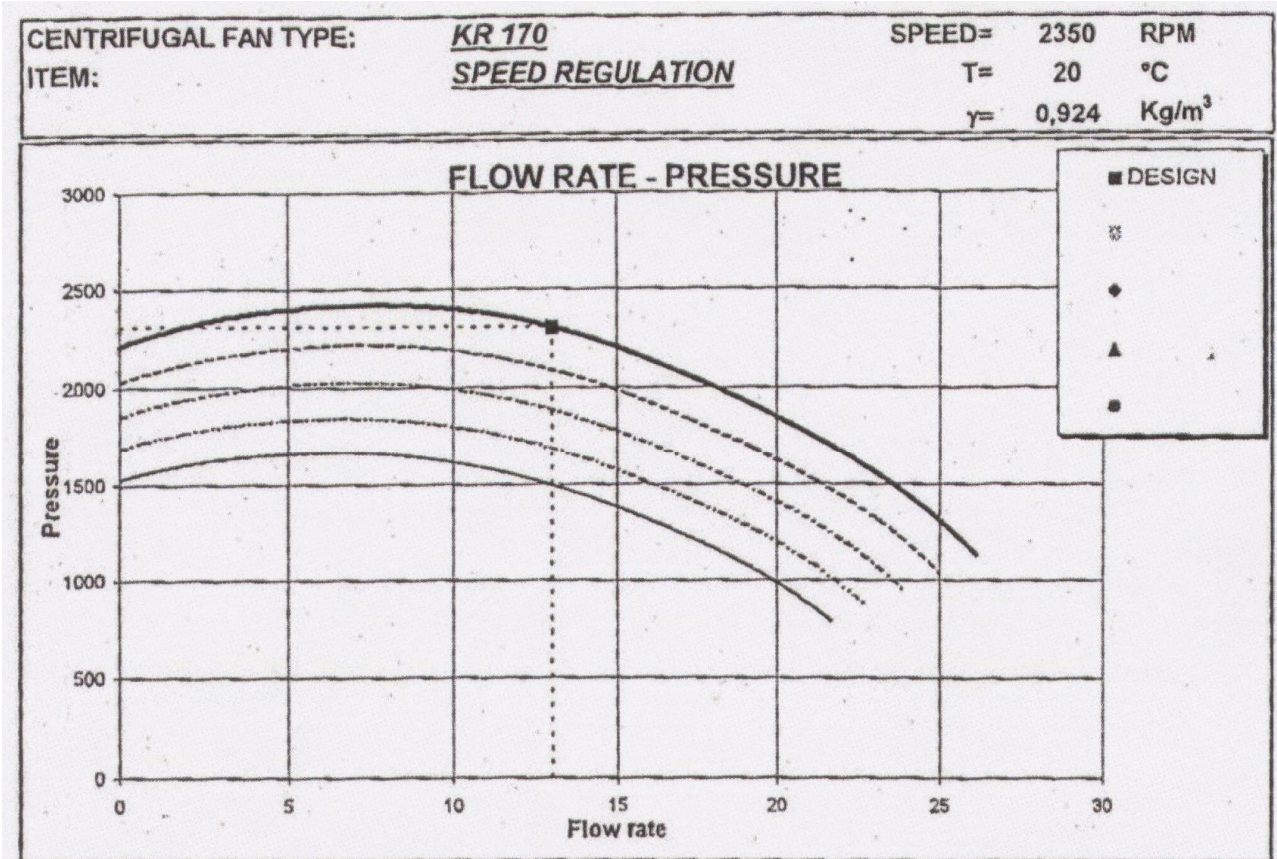


CENTRIFUGAL FAN TYPE: KR 170 SPEED= 2350 RPM
 ITEM: IVC REGULATION T= 20 °C
 γ= 0,924 Kg/m³

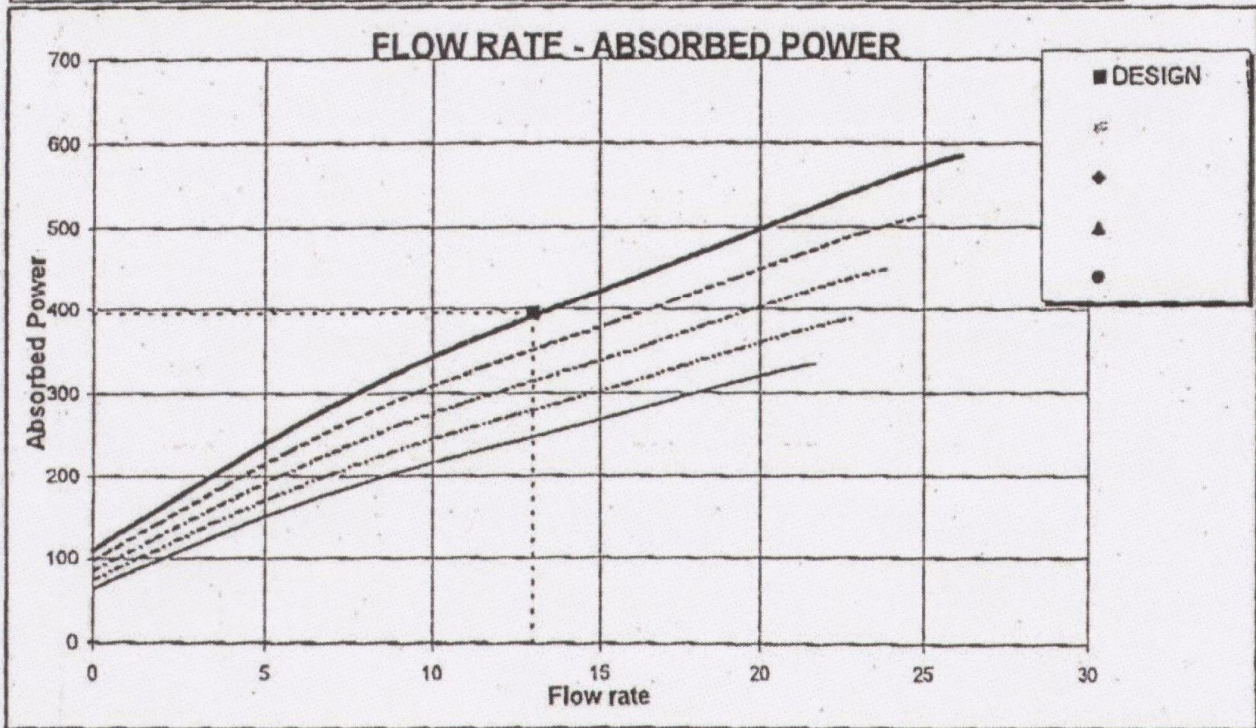


CASE	DESIGN	-	-	-	-
Flow rate	13	-	-	-	- m ³ /s
Static pressure	2310	-	-	-	- mmH ₂ O
Speed	2,350	2,350	2,350	2,350	RPM
Absorbed Power	395,0	-	-	-	- kW





CASE	DESIGN	-	-	-	-
Flow rate	13	-	-	-	- m3/s
Static pressure	2310	-	-	-	- mmH2O
Speed	2.350	2.250	2.150	2.050	1.950 RPM
Absorbed Power	395,0	-	-	-	- kW



Bibliografia

Osnaghi C., *Teoria delle turbomacchine*, Progetto Leonardo, Bologna, 2002

Cornetti G., *Macchine a fluido*, Edizioni il Capitello, Torino, 1997

Sandrolini S., Naldi G., *Macchine 1 – Fluidodinamica e termodinamica delle turbomacchine*, Pitagora Editrice, Bologna, 1996

Sandrolini S., Naldi G., *Macchine 2 – Le turbomacchine motrici ed operatrici*, Pitagora Editrice, Bologna, 1996

Cumpsty N.A., *Compressor Aerodynamics*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 2004

Boris S., Conti S., *Progettazione e prove preliminari di una galleria del vento per stadi completi di turbomacchine assiali*, Milano, 2004

Ringraziamenti

Voglio innanzitutto ringraziare il Prof. Osnaghi, il quale, offrendomi in brevissimo tempo la possibilità di prendere parte a questo interessante lavoro, mi ha permesso di svincolarmi da uno stage aziendale da me intrapreso alla fine del 2009, che però non mi dava soddisfazioni e che non mi consentiva di elaborare nessun argomento di tesi degno di considerazione.

La sua attenzione nei miei confronti è stata notevole e costante praticamente da un anno a questa parte, per la risoluzione di ogni mio dubbio riguardante gli argomenti da me affrontati, sia durante lo stage che durante la stesura di questa tesi.

Un ringraziamento più che particolare va anche all' Ing. Giacomo Persico, il quale ha dimostrato nei miei confronti una pazienza ed una disponibilità eccezionale.

Praticamente sempre pronto a soddisfare ogni mia curiosità e a rispondere ad ogni mia domanda inerente la preparazione di esami come "Turbomacchine" o "Conversione dell'energia (Turbine a gas)" ancora da sostenere ed antecedenti l'inizio della tesi.

Ed anche durante lo svolgimento di questo lavoro è stato per me un punto di riferimento costante, soprattutto nella fase di programmazione del codice di calcolo.

E' proprio in questi frangenti che ha saputo insegnarmi moltissimo ed è stato assolutamente in grado di trasmettermi entusiasmo nei momenti più complessi.

Passo ora ai miei genitori e a mio fratello, ai quali dedico il raggiungimento di questo mio traguardo perché ognuno di loro, seppur in modi diversi, ha sempre saputo dirmi le parole giuste al momento giusto per poter far fronte a qualsiasi difficoltà.

Ognuno di loro ha dispensato per me consigli più che utili dimostrandomi affetto e vicinanza, ma soprattutto infondendomi la voglia di rialzarmi dopo ogni batosta. E 40 esami di Ingegneria Meccanica di batoste ne riservano!

Ringrazio tutti i miei compagni di università, a partire dagli iniziali "Magnifici 7"(di cui uno però sono io!), per finire con tutte le gradite aggiunte che si sono verificate nel corso di questi difficili, intensi, ma, senza ombra di dubbio, begli anni.

Mi riferisco quindi ai vari Pietro, Davide, Scrooge, Alessio, Cesare, Andrea, Stefanino, Jerry, Dege, Alessandro, il Barba, Bosch, Guglielmo, Mario, Pogghy, Alberto e tutti gli altri che mi hanno accompagnato in questo percorso pieno di sofferenze e grandi soddisfazioni.

Per quanto riguarda le presenze femminili, ricordo con piacere Isabella, Giulia, Laura, Annalisa, Daniela e Laura.

Infine, un mio pensiero va anche ad Alì e Venere (rispettivamente il mio cane ed il mio gatto) che spesso e volentieri mi hanno fatto compagnia mentre avevo la testa china sui libri, e che, a modo loro, hanno trovato parecchie volte il modo di farmi sentire su di morale.

Ringrazio e ricordo con vero piacere tutti quelli che in questi anni hanno condiviso qualcosa di genuino e speciale con me, ovvero l'amicizia (in primis)...quella vera... e lo spiccato interesse per le materie scientifiche, nella fattispecie quelle ingegneristiche.

Grazie