

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA AEROSPAZIALE
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in **PROPULSIONE AEROSPAZIALE**

**Definizione e analisi delle mappe di prestazione
di un turboalbero aeronautico**

CANDIDATO
Lorenzo Paolucci

RELATORE
Prof. Fabrizio Ponti

CORRELATORE
Ing. Roberto Bertacin

Anno Accademico 2013/2014
Sessione II

...a mio nonno che avrei tanto voluto fosse presente in questo giorno così importante...

RINGRAZIAMENTI

Volevo innanzitutto ringraziare il Professore Fabrizio Ponti, per avermi dato la possibilità di svolgere questo lavoro di tesi e per essere sempre stato disponibile per spiegazioni, chiarimenti e risoluzioni di problemi che si sono presentati soprattutto nella parte finale del lavoro. Inoltre ringrazio allo stesso modo l'Ing. Roberto Bertacin, per la sua immensa disponibilità e pazienza, per avermi sempre spronato ad arrivare da solo in fondo alla soluzione dei problemi, e per avermi insegnato a non perdere mai la speranza ma a dare sempre il 100% di se stessi in ciò che si fa. Ringrazio anche gli altri Ingegneri e compagni di studi che ho conosciuto nel laboratorio in questi mesi di lavoro, che si sono sempre mostrati disponibili in caso di bisogno, anche oltre al lato accademico.

Un grazie va a tutta la mia famiglia, che mi ha permesso di iniziare e portare a termine questo difficile percorso di studi e che ha sempre creduto in me anche nei momenti più difficili.

Grazie a Mattia, Matteo, Giovanni, Alessandro, Luca e tutti i miei amici di Ferrara che mi sono sempre stati vicinissimi in questi anni.

Per chiudere, un grazie immenso ai miei compagni di avventura più stretti: Davide, Matteo e Lorenzo con cui ho condiviso ogni aspetto, positivo e negativo, di questi anni a Forlì, veri amici che sono sempre stati al mio fianco e che non dimenticherò mai; ed Alice, compagna di notti di studio e di ansie pre esame, con cui ho iniziato e terminato questo percorso accademico e con cui ho stretto un legame fantastico che andrà ben oltre questi anni di università insieme.

GRAZIE A TUTTI QUANTI!!!!!!!

SOMMARIO

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1	5
TEORIA DELLE TURBOMACCHINE	5
1.1 Richiami Fluidodinamici.....	5
1.2 Compressori e relative mappe prestazionali	10
1.3 Turbine e relative mappe prestazionali.....	18
1.4 Camera di Combustione.....	23
CAPITOLO 2	26
ANALISI SPERIMENTALE DELLA TURBINA ALLISON 250 C18	26
2.1 La turbina Allison 250 C18	26
2.2 Singoli Componenti del Turboalbero.....	28
2.3 Acquisizione Dati Sperimentali	33
2.4 Creazione delle Mappe di Prestazione	42
CAPITOLO 3	56
IL MODELLO SIMULINK	56
3.1 La turbina Allison 250 C18	56
3.2 Modello Simulink Allison 250 C18.....	60
3.3 Risultati Finali delle Simulazioni	79
CONCLUSIONI	85
BIBLIOGRAFIA	87
APPENDICE	88

INTRODUZIONE

La disciplina della propulsione aerospaziale si occupa delle macchine in grado di fornire la forza propulsiva che permette il moto di veicoli nell'atmosfera e nello spazio cosmico.

La caratteristica comune a quasi tutti i sistemi di propulsione aerospaziale è che la forza propulsiva, detta spinta (thrust), si ottiene come risultato dell'incremento di quantità di moto di un fluido, detto fluido propulsivo, il quale può avvenire o esclusivamente all'esterno del motore (eliche), o all'interno ma utilizzando fluido esterno (esoreattori), oppure all'interno utilizzando solo fluido originariamente stivato a bordo (endoreattori).

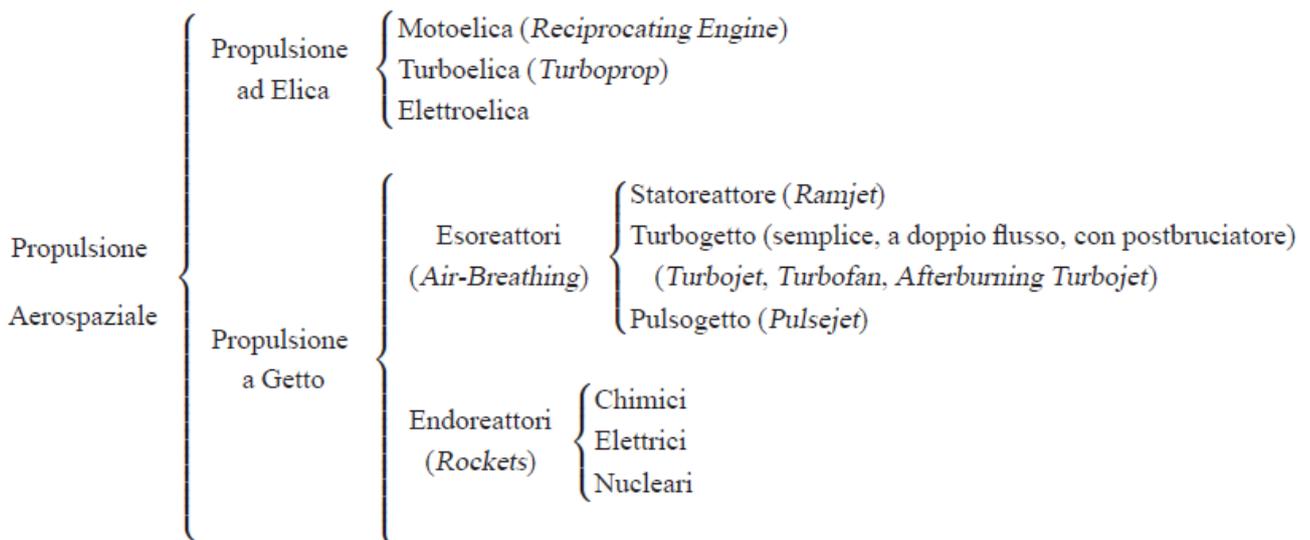


FIGURA 1

I turbogas sono esoreattori air-breathing in quanto, per il loro funzionamento, richiedono aria che viene introdotta dall'esterno. I turbogas possono essere a loro volta suddivisi in tre categorie:

- Il *turbo jet*: è un tipo di motore a reazione che elabora portate d'aria relativamente piccole, ma la cui portata di gas combusti è paragonabile alla portata d'aria in ingresso e che fornisce una grande accelerazione ai gas nell'ugello di scarico. Nella sua configurazione classica, è costituito da uno o più compressori, una camera di combustione, una o più turbine e un ugello di scarico. Il turbojet si presta bene a sviluppare grandi potenze e può essere provvisto di post-bruciatore per sfruttare ulteriormente l'energia residua dei gas dopo la prima combustione, effettuandone una seconda prima dell'espansione nell'ugello.
- Il *turbo fan*: si basa sullo stesso principio di funzionamento del turbojet, ma mentre il turbojet elabora un solo flusso di aria, il turbofan elabora sia una "portata di aria calda" che attraversa tutti i vari componenti del motore, sia una "portata di aria fredda", denominata portata di bypass, che attraversa solo la ventola (fan) e viene mandata direttamente in espansione nell'ugello. Il turbofan è il tipo di motore più utilizzato sui classici velivoli di linea per passeggeri, in quanto si presta bene a velocità subsoniche anche vicine al regime transonico.
- Il *turboshaft*: (o turboalbero) è costituito da un gruppo "gas generator" composto da compressore, camera di combustione e turbina, il cui compito è fornire un flusso ad alto contenuto entalpico ad turbina di potenza, la quale è meccanicamente svincolata dal gas generator e mette in rotazione un albero calettato sul suo asse per fornire potenza e coppia ad un'utenza esterna.

Le turbine a gas, nella loro forma moderna, furono concepite e brevettate intorno al 1890. È tuttavia solo alla fine degli anni '30 che se ne hanno le prime realizzazioni pratiche. Infatti, i rendimenti troppo bassi dei componenti turbina e compressore utilizzati nei primi prototipi, così come le limitate temperature massime del ciclo imposte dai materiali allora disponibili, rendevano non conveniente, se non addirittura inutile, un loro utilizzo.

Il primo impianto per la produzione di energia elettrica basato su un ciclo a gas fu realizzato nel 1939 in Svizzera dalla Brown-Boveri. Fu però lo sviluppo di motori per aerei militari a dare la spinta decisiva al miglioramento di queste macchine. Il primo motore aeronautico basato sulla tecnologia delle turbine a gas lo si deve a Whittle, che lo realizzò nel 1939 in Inghilterra. Parallelamente agli studi Inglesi, anche la Germania stava sviluppando la medesima tecnologia: fu la prima nazione a produrre e ad utilizzare un caccia militare, il Messersmith 262, funzionante grazie ad un motore a reazione. Il motore utilizzato, il Jumo004, fu sviluppato e migliorato durante tutta la seconda guerra mondiale; malgrado ciò esso non fu mai in grado di superare le 12h di funzionamento. Il rapporto di compressione era circa pari a 3, mentre il rendimento del compressore non superava il valore di 0.82. Lo sviluppo di questi motori subì una brusca impennata solo nel dopoguerra, grazie a ingenti stanziamenti militari, specialmente in Inghilterra e negli Stati Uniti.

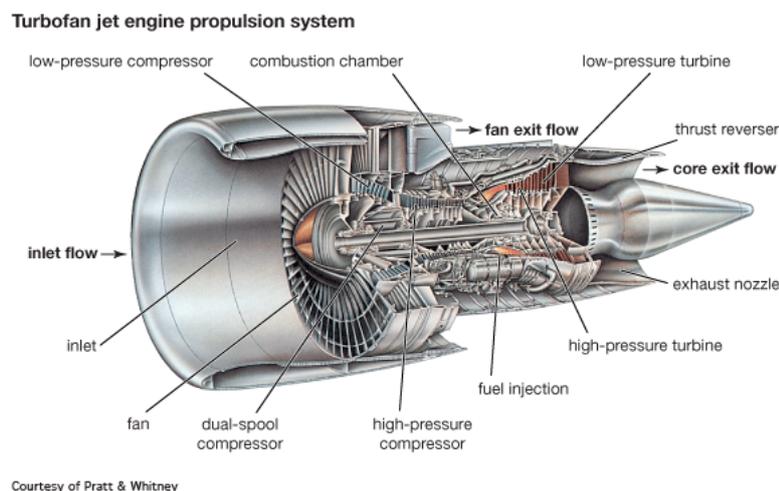


FIGURA 2

Il presente lavoro di tesi consiste nella realizzazione delle mappe prestazionali dei vari componenti del turboshaft Allison 250 c18, con conseguente realizzazione di un modello dinamico in ambiente MatLab/Simulink che ne riproduca il funzionamento nelle varie condizioni operative. Inizialmente è stata effettuata una prova al banco della turbina nella sala prove del "Laboratorio di Macchine e Propulsione" della scuola di Ingegneria e Architettura di Bologna, con sede a Forlì, tramite la quale sono state ricavate misure sperimentali di temperatura, pressione, portata e velocità di rotazione nei vari punti di interesse del motore. Utilizzando l' ambiente MatLab, questi dati sperimentali sono stati elaborati ed utilizzati per ricavare le mappe prestazionali dei singoli componenti del motore, ovvero: compressore, camera di combustione, turbina di alta pressione e turbina di bassa pressione. Successivamente alla fase di acquisizione ed elaborazione dati si è passati alla realizzazione di un modello dinamico completo in ambiente Simulink¹ del motore Allison 250 c18.

La realizzazione di un modello dinamico infatti consente di:

- Simulare malfunzionamenti che possono essere riscontrati solo durante i transitori dipendenti dal tempo come, ad esempio, in fase di avviamento o di accelerazione;
- Inserire in un database gli errori, col conseguente effetto che hanno sulle grandezze misurabili. La realizzazione di tale database, effettuando prove sperimentali sul motore, risulterebbe complicato e dispendioso,
- Definire leggi di controllo ad hoc.

¹ Simulink (**Simulation and Link**) è un'estensione di MatLab che consente di modellare, simulare ed analizzare sistemi complessi tramite *Graphical User Interface* (GUI) e che negli ultimi anni sta diventando sempre più utilizzato in ambito ingegneristico. Simulink supporta sistemi lineari e non lineari, modellati a tempo continuo o discreto. La maggior parte delle funzioni matematiche di uso più comune sono raccolte in librerie all'interno del programma sotto forma di blocchi.

CAPITOLO 1

TEORIA DELLE TURBOMACCHINE

1.1 Richiami fluidodinamici

I propulsori aerospaziali elaborano fluidi comprimibili che, anche se con buona approssimazione, possiamo considerare come gas perfetti, sia che si tratti di gas combustibili, che di aria. Possiamo dunque considerare valida l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$p = \rho RT \quad [1]$$

dove p è la pressione statica, ρ la densità, $R = 287,15 \text{ J}/(\text{Kg K})$ se consideriamo aria secca, e T la temperatura.

L'entalpia per definizione è data da:

$$h = U + PV \quad [2]$$

essendo in un gas ideale l'energia interna funzione della sola temperatura $u = u(T)$, dalla definizione di entalpia si deduce che anche questa è funzione della sola temperatura.

Definiamo quindi il calore specifico a volume costante c_v e a pressione costante c_p :

$$\begin{cases} c_v = \frac{dh}{dT} \\ c_p = \frac{dQ}{dT} \end{cases} \quad [3]$$

da cui si ricavano

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad [4]$$

$$R = c_p - c_v \quad [5]$$

Definiamo inoltre il numero di Mach come il rapporto tra la velocità locale del flusso e la velocità del suono:

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}} \quad [6]$$

La condizione totale (o di ristagno) di una particella fluida è la condizione termodinamica che essa raggiunge se viene rallentata isoentropicamente (ovvero in modo adiabatico e secondo una trasformazione reversibile) dalla sua velocità fino a velocità nulla ($v = 0$).

Dall'equazione di conservazione dell'energia e dalla definizione in forma differenziale di entalpia:

$$\begin{cases} cdc + dh + gdz + dL = dQ \\ dh = dU + pdv + vdP \end{cases}$$

Dove cdc è il termine cinetico e dL il lavoro infinitesimo e trascurando il termine potenziale gravitazionale gdz , in quanto piccolo per un gas a causa della sua bassa

densità, il termine dQ perchè consideriamo la trasformazione adiabatica e il termine vdP perchè consideriamo la trasformazione isobara, le equazioni si riducono a:

$$\begin{cases} cdc + dh + dL = 0 \\ dh = dU + pdv \end{cases}$$

Definiamo entalpia totale la quantità:

$$dh_0 = dh + cdc$$

Da cui possiamo riscrivere:

$$dh_0 + dL = 0$$

Integrando fra due punti 1 e 2 la definizione di entalpia totale ricaviamo:

$$h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0 \rightarrow h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \rightarrow h_{01} = h_{02}$$

da cui concludiamo che l'entalpia totale si conserva in una qualsiasi trasformazione adiabatica.

Dalla relazione tra entalpia e temperatura in una trasformazione isobara:

$$\begin{cases} dh = c_p dT \\ dh_0 = c_p dT_0 \end{cases}$$

e richiamando la definizione di entalpia totale possiamo dare la definizione di temperatura totale:

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p}$$

Questa definizione può anche essere legata al Mach del flusso:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2$$

Inoltre essendo

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

possiamo ricavare il rapporto fra pressione totale e statica e scriverlo come:

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

oppure fra densità totale e statica:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}}$$

Sviluppando l'espressione del rapporto delle pressioni con la serie di Mac-Laurin, otteniamo la nota formula della pressione totale valida per $M \ll 1$.

$$p_0 - p = \rho \frac{V^2}{2} \left(1 + \frac{M^2}{4} + \frac{2 - \gamma}{24} M^4 + \dots\right)$$

da cui

$$p_0 = p + \frac{\rho V^2}{2}$$

1.2 Compressori e relative mappe prestazionali

Il compressore è una turbomacchina operatrice che incrementa la pressione di un gas a discapito di lavoro meccanico assorbito. A seconda della direzione con cui il gas attraversa il compressore, e quindi, del modo in cui avviene l'incremento di pressione, li distinguiamo in assiali e centrifughi.

Nel compressore assiale, il flusso passa assialmente attraverso una serie di palette rotanti montate su rotor e di palette stazionarie montate su statori.

L'aria proveniente dall'imbocco, viene accelerata e deviata nel rotore per poi venire

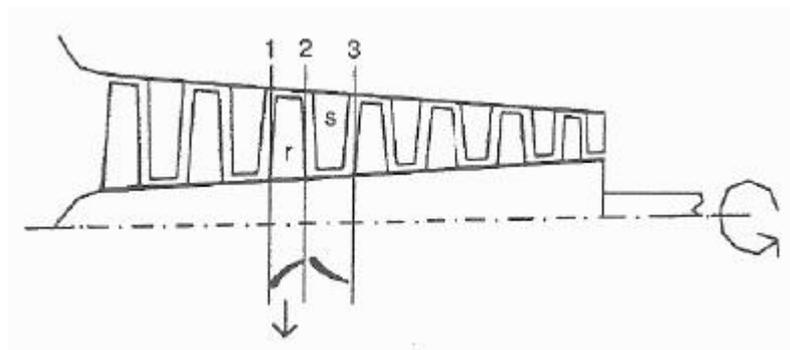


FIGURA 3 - SEZIONE DI UN COMPRESSORE ASSIALE

rallentata nei canali statorici, ricavandone energia di pressione statica.

Il singolo stadio di un compressore assiale può produrre un salto di pressione piuttosto basso (1.15-1.30) ma con efficienze piuttosto elevate, senza rischiare instabilità o ridurre il rendimento con gradienti di pressione molto negativi tra le pale.

L'aria in uscita da uno stadio si presenta già pronta per essere rielaborata nel successivo, quindi il compressore assiale si presta bene per una configurazione multistadio, consentendo di raggiungere valori di rapporti di compressione complessivi anche superiori a 20:1.

Il compressore centrifugo è costituito da una carcassa con all'interno una girante palettata e un diffusore (o chiocciola). Il flusso viene aspirato assialmente dalla parte centrale della girante e, sfruttando la forza centrifuga, accelerato radialmente verso l'esterno.

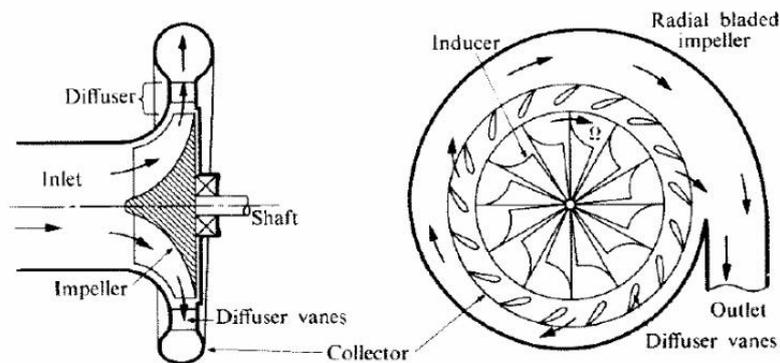


FIGURA 4 - COMPRESSORE CENTRIFUGO

Una volta lasciata la girante, il flusso ad alta velocità entra nel diffusore, dove viene rallentato fino a quasi il valore di velocità che aveva all'ingresso del gruppo compressore, facendo dunque avvenire la conversione di energia cinetica in energia di pressione.

Un singolo stadio centrifugo può raggiungere dei rapporti di compressione compresi tra 5:1 e 10:1, molto superiori al singolo stadio assiale, ma generalmente, per questioni di peso e ingombro, i compressori centrifughi non sono configurati con più di due stadi.

Per la loro semplicità di realizzazione, sono utilizzati principalmente per piccoli motori aeronautici, nei sistemi di sovralimentazione di motori per automobili o in motori ibridi accoppiati a compressori assiali.

A pari area frontale, un compressore assiale consente di elaborare portate d'aria maggiori di uno centrifugo.

I tre parametri principali che definiscono il funzionamento di un compressore sono la portata d'aria che esso elabora, il rapporto di compressione ed il rendimento isoentropico. Al fine di ottenere un motore efficiente, è necessario poter trovare un compressore che lavori con alto rendimento nelle condizioni di portata e rapporto di compressione a cui il motore lavora. Per scegliere quale compressore utilizzare, il costruttore richiede di visualizzarne le mappe di prestazione.

Per mappe di prestazione di un compressore si intendono dei grafici che indicano come varia il rapporto di compressione e il rendimento isoentropico del compressore, al variare della portata corretta (o ridotta) di aria in ingresso e della velocità di rotazione corretta. Tali mappe vengono ricavate tramite prove sperimentali e consentono di valutare le prestazioni dei componenti del turbomotore nelle varie condizioni operative.

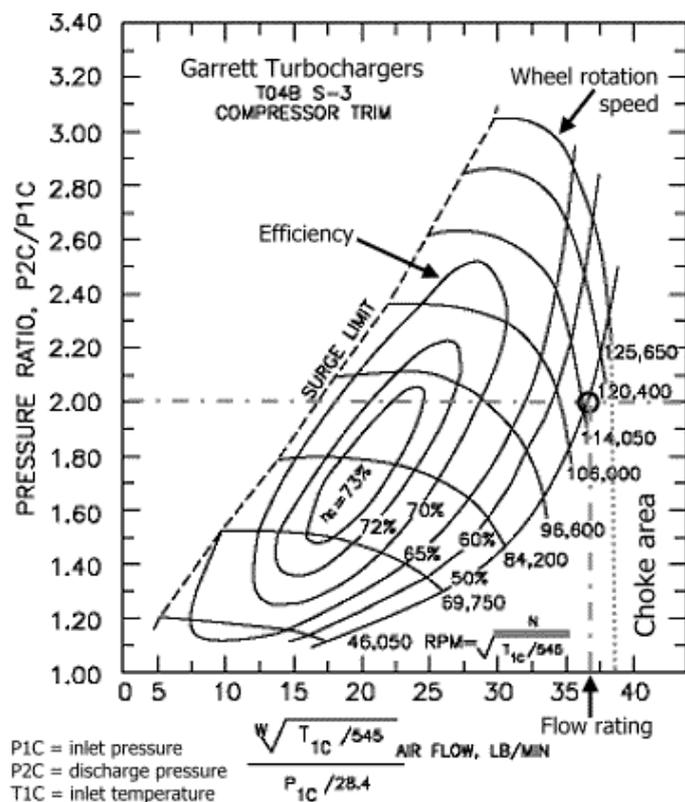


FIGURA 5 - MAPPA PRESTAZIONALE DEL COMPRESSORE

La mappa raffigurata in figura 1.3 mette in relazione tutti i parametri principali di funzionamento del compressore; tale grafico prende il nome di diagramma collinare. Sulle ascisse troviamo la portata d'aria (mass flow rate) corretta, definita come:

$$W_{c_red} = \frac{W_c \sqrt{T_{c_in}/T_{std}}}{P_{c_in}/P_{std}}$$

dove:

$$T_{std} = 288.15 \text{ } ^\circ K;$$

$$P_{std} = 101325 \text{ } Pa.$$

sono i valori di temperatura e pressione di riferimento standard a livello del mare, utilizzati per adimensionalizzare la temperatura e la pressione in ingresso al compressore T_{c_in} e P_{c_in} .

Sulle ordinate, invece, è presente il rapporto di compressione definito come:

$$\beta = \frac{P_{c_out}}{P_{c_in}}$$

Le linee orizzontali che poi deviano verso il basso andando verso destra, sono linee isovelocità, ottenute mantenendo costante la velocità corretta di rotazione del compressore, definita come:

$$N_{c_red} = \frac{N}{\sqrt{T_{c_in}/T_{std}}}$$

Aumentando la velocità, si ha un aumento del rapporto di compressione e della portata d'aria che il compressore può elaborare. Le linee chiuse, di forma circolare, sono linee isorendimento (tali zone sono chiamate anche "efficiency islands"): esse

indicano una serie di valori di portata, rapporto di compressione e velocità, che consentono di lavorare a rendimento costante. Dalla conoscenza di questi parametri, il costruttore riesce a determinare le condizioni in cui il compressore lavora ad efficienza massima. La linea tratteggiata alla sinistra del grafico, denominata "surge line", è il limite inferiore di portata che il compressore riesce ad elaborare prima dell'insorgere di fenomeni di instabilità. A basse portate, infatti, l'incidenza con cui la corrente investe le palette del compressore può diventare critica e portare al distacco della vena fluida, quindi ad uno stallo. Questo fenomeno è tipico di basse portate e velocità di rotazione costanti. Tale distacco provoca un restringimento del condotto interpalare e quindi la portata, che non è più in grado di essere smaltita dal condotto ristretto, si riversa nei canali interpalari precedente e successivo, favorendo da una parte un altro pericolo di distacco della vena fluida e quindi, di stallo, e dall'altra prevenendolo.

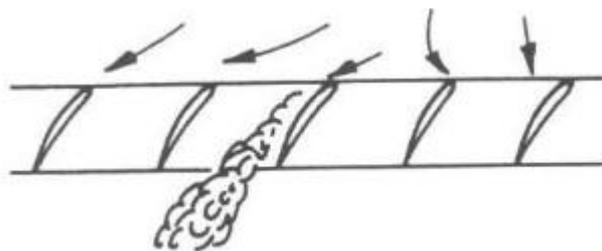


FIGURA 6 - STALLO NEL COMPRESSORE

La sezione nella quale si ha lo stallo dunque ruota costantemente nella direzione opposta a quella di rotazione e con velocità inferiore. Lo stallo è un fenomeno che si verifica più di frequente sui compressori assiali in quanto, nei compressori centrifughi, il contributo di velocità dato dall'accelerazione centrifuga rende più difficile il distacco della vena fluida.

Il pompaggio è un fenomeno di instabilità globale che si verifica sia su compressori assiali che centrifughi e può portare la macchina all'instabilità anche in seguito a piccole perturbazioni. Infatti, nella zona di "surge", in seguito a una piccola

variazione di portata, il compressore può non essere più in grado di smaltire la portata del condotto, al punto che questa inverte momentaneamente il verso di percorrenza della macchina, procedendo dalla mandata verso l'aspirazione.

Compressori con palette all'indietro, evitano che si verifichino le condizioni che fanno insorgere tale fenomeno, in quanto presentano un'ampia zona di "funzionamento stabile".

Il pompaggio, dunque, rappresenta un limite inferiore al campo di funzionamento dei compressori.

Il limite superiore di portata, invece, è rappresentato dal blocco sonico, ed è evidente nella figura 1.3, nella parte destra della mappa, col nome di "choke area".

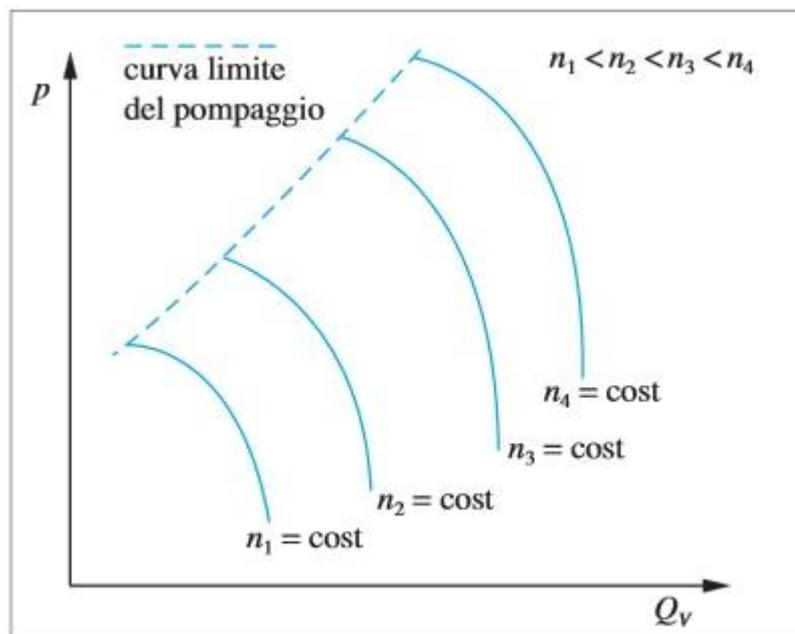


FIGURA 7 - CURVE ISOVELOCITA' DEL COMPRESSORE

La portata massima che un compressore può elaborare è determinata dalla saturazione di uno qualsiasi degli stadi, che può verificarsi sia a partire dagli ultimi stadi, che dai primi. Le sezioni di passaggio sono definite in condizioni di progetto (grandezze con asterisco) per una portata assegnata e una determinata velocità assiale c .

$$\dot{m} = \rho_i^* A_i^* c_{a,i}^* \quad i = 1, N_{stadi}, \rho_i^* < \rho_{i+1}^* \rightarrow c_{a,i}^* = cost \rightarrow A_i^* > A_{i+1}^*$$

In fase di avviamento il numero di giri è basso ($N < N^*$) e quindi l'aumento di pressione (quindi di densità), tra uno stadio e l'altro, è relativamente basso rispetto a quanto previsto in condizioni di progetto.

Conseguenza di ciò è che per garantire la portata, diminuendo la sezione di passaggio, la velocità assiale del flusso aumenta grandemente, portando generalmente in blocco sonico (choking) gli ultimi stadi del compressore, bloccando la portata ed impedendo l'avviamento del gruppo.

Per prevenire il choking e quindi consentire un corretto avviamento, vengono installate una o più valvole lungo gli stadi del compressore, note come valvole di bleed (bleed valve). Tali valvole, inizialmente totalmente aperte, fanno defluire la portata d'aria in eccesso verso l'esterno e si richiudono progressivamente all'aumentare della velocità di rotazione.

La linea limite del choking (choke line) si trova a destra e rappresenta un limite di portata massima.

In alternativa alle mappe di tipo collinare, le mappe di prestazione del compressore possono anche essere rappresentate su due grafici distinti, uno che mette in

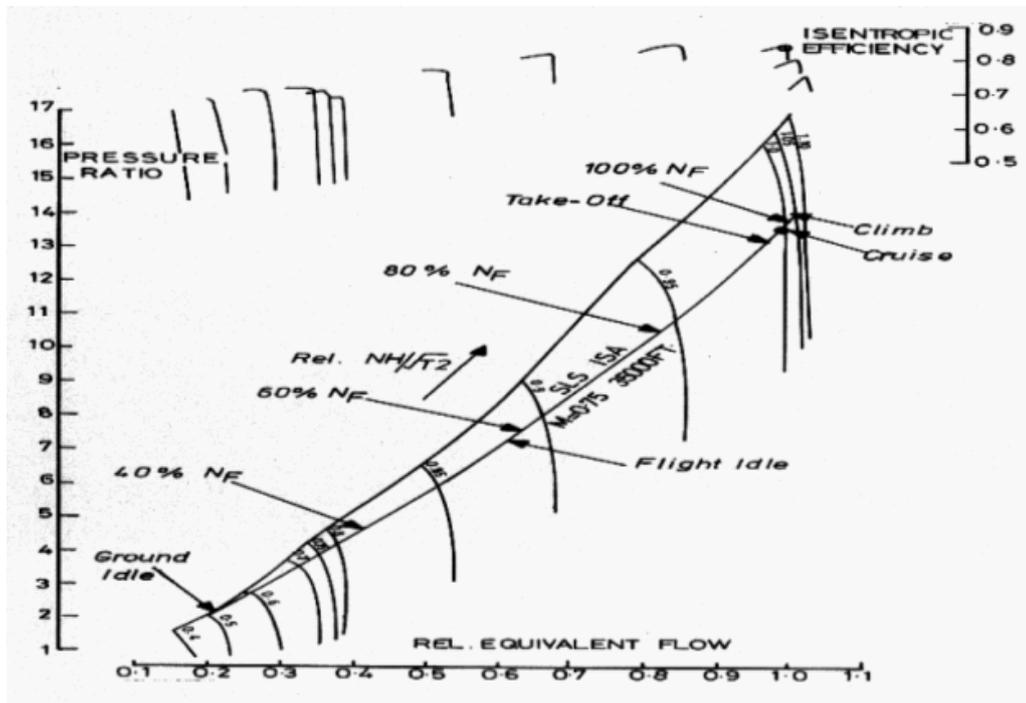


FIGURA 8 - MAPPE DEL RENDIMENTO ISOENTROPICO E DEL RAPPORTO DI COMPRESIONE AL VARIARE DELLA PORTATA CORRETTA DEL COMPRESSORE

relazione la portata corretta con il rendimento isoentropico e l'altra che lega la portata corretta con il rapporto di compressione al variare della velocità di rotazione corretta.

1.3 Turbine e relative mappe prestazionali

La turbina è una turbomacchina motrice che converte l'energia potenziale di un fluido in coppia a un rotore e, quindi, in energia meccanica all'albero. La maggior parte dell'energia resa disponibile dai prodotti di combustione, è utilizzata dalla turbina per mantenere in rotazione il compressore.

Le turbine si dividono in due tipologie: assiali e radiali.

Un singolo stadio di turbina assiale è composto prima da un palettamento statorico (distributore) seguito da uno rotorico. I gas caldi e ad alta pressione, entrano inizialmente nello statore ad una velocità intorno a Mach $M=0,2$ e vengono accelerati in un convergente, senza alcuno scambio di lavoro e, teoricamente, calore. I gas lasciano lo statore a una velocità che va da $M=0,7$ a valori supersonici; la temperatura totale rimane invariata (a meno che ci sia l'introduzione di un flusso di raffreddamento o perdite) mentre la pressione statica e la temperatura statica diminuiscono a causa dell'accelerazione impressa al fluido. Il trasferimento di energia cinetica alla macchina avviene nel rotore, dove in uscita si ha una riduzione di temperatura e di pressione totale.

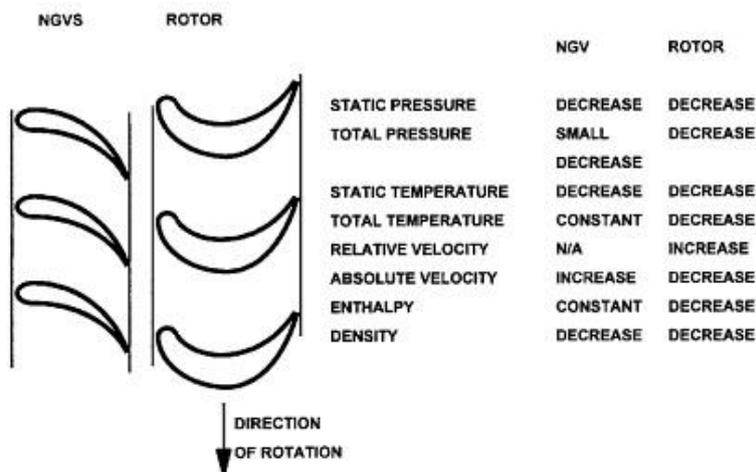


FIGURA 9 - VARIAZIONE DELLE GRANDEZZE IN UNO STADIO DI TURBINA

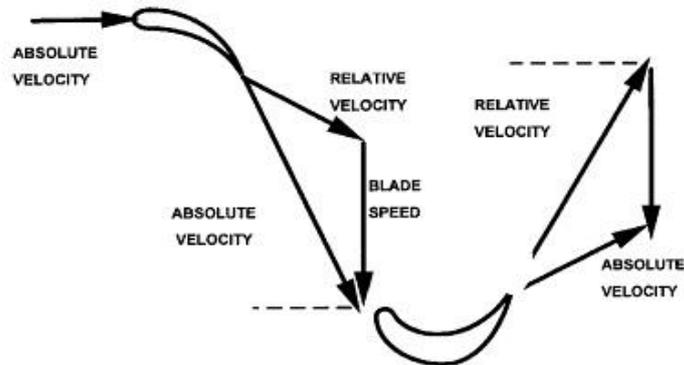


FIGURA 10 - TRIANGOLI DI VELOCITA' TURBINA

Nelle turbine radiali il gas entra in direzione radiale ed esce in direzione assiale. Le turbine radiali sono usate per piccole portate e, a parità di sezione frontale con quelle assiali, riescono a elaborare portate più ridotte.

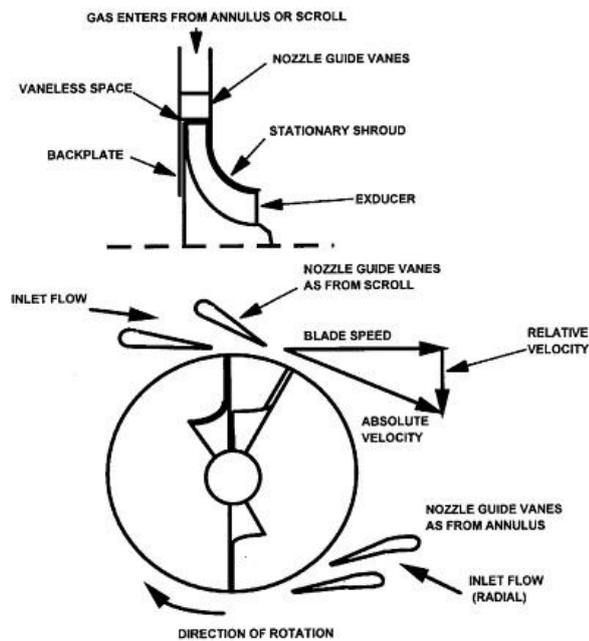


FIGURA 11 - TURBINA RADIALE

Seppure un singolo stadio di turbina radiale consenta di ottenere un maggior rapporto di espansione rispetto a quella assiale, queste non si prestano bene alla

configurazione multistadio, per cui, al fine di ottenere alti rapporti di espansione, è preferibile la soluzione a più stadi assiali. Le turbine radiali sono molto compatte, hanno diametri massimi dell'ordine di 0.2 m, e ruotano ad altissime velocità. Il rotore è provvisto di palette curve, che cambiano la direzione del flusso da radiale ad assiale.

Le turbine radiali sono usate per gestire piccole portate e, a pari ingombro frontale, riescono ad elaborare portate d'aria minori di quelle assiali, nonostante consentano un salto di pressione più alto. Dal momento che l'ingombro frontale è un fattore fondamentale per lo sviluppo di un motore aeronautico, il quale necessita anche di elaborare grandi portate ed effettuare elevati salti di pressione, in ambito aerospaziale si preferisce utilizzare turbine composte da più stadi assiali.

Dal punto di vista fluidodinamico, le turbine presentano meno problemi rispetto ai compressori in quanto, in espansione, si ha un gradiente di pressione sempre favorevole.

I maggiori problemi che si incontrano nelle turbine sono legati alla temperatura: il lavoro di espansione di una turbina è infatti tanto più elevato quanto più è alta la temperatura dei gas in ingresso ad essa. D'altra parte, con temperature in ingresso alla turbina troppo elevate, si rischia di danneggiarne i palettamenti. Per migliorare le prestazioni delle turbine, dunque, si cerca di operare alle massime temperature tollerate dai loro materiali costruttivi.

Le turbine possono essere ulteriormente distinte in turbine ad azione, se il salto entalpico avviene interamente nella parte statorica o a reazione se avviene anche in parte nel rotore; si definisce così il grado di reazione di una turbina come la variazione di entalpia statica nel rotore rispetto a quella dell'intero stadio.

Anche per le turbine, per verificarne l'accoppiamento con altri componenti in un motore e per studiarne le caratteristiche nelle varie condizioni operative, è necessario avere a disposizione una mappa che metta in relazione la variazione delle grandezze principali che ne definiscono il funzionamento. Nella realizzazione di tali grafici si mette in relazione il rapporto di espansione $\beta_t = \frac{P_{t_in}}{P_{t_out}}$ con la portata corretta, nota nel caso delle turbine come "turbine flow parameter" TFP, che viene definita come:

$$TFP = \frac{W_t \sqrt{T_{t_in}}}{P_{t_in}}$$

al variare della velocità di rotazione corretta:

$$N_{t_red} = \frac{N_t}{\sqrt{T_{t_in}}}$$

In un altro grafico riportato in figura si mostra invece come varia il rendimento isoentropico al del rapporto di espansione (o, eventualmente, della TFP).

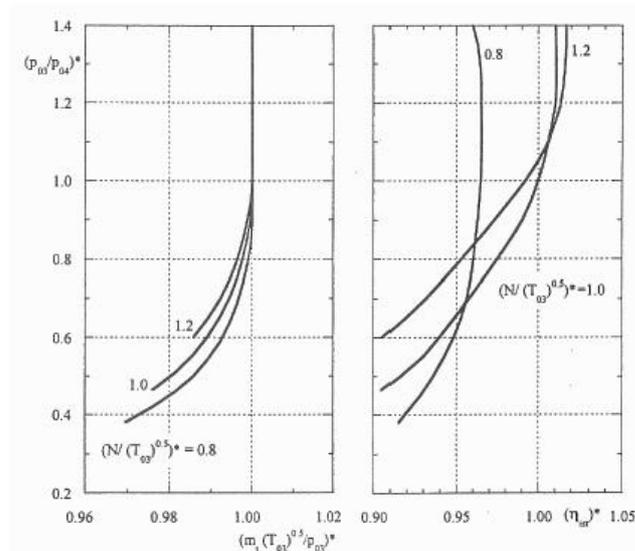


FIGURA 12 - MAPPE DI PRESTAZIONE DELLA TURBINA

Dal momento che nelle turbine si ha un gradiente di pressione favorevole, non rischiamo mai di incorrere nel fenomeno del “surge” come accade nei compressori. La massima portata raggiungibile in turbina è limitata dal fenomeno del “coking” precedentemente descritto relativamente ai compressori. Al raggiungimento di un certo rapporto di espansione, vengono infatti raggiunte le condizioni di sonicità in alcuni punti della turbina, condizione che limita superiormente la portata e la blocca ad un valore massimo fisso. E' evidente, appunto, come tutte le linee isovelocità convergano in un'unica linea, corrispondente a quella di massima portata.

Diversamente dal compressore, il raggiungimento delle condizioni di sonicità in turbina non rappresenta un problema: le curve della portata corretta della turbina mettono in evidenza il raggiungimento del “coking” già per rapporti di espansione inferiori a quelli di progetto, infatti possiamo dire che generalmente le turbine operano in blocco sonico nelle normali condizioni operative.

E' possibile raggruppare in un'unica mappa le variazioni di tutte le caratteristiche della turbina, ottenendo, analogamente al caso del compressore, un altro diagramma collinare, con le relative curve isorendimento. Moltiplicando la TFP per la velocità di rotazione corretta della turbina, è possibile ottenere una visualizzazione migliore delle varie curve isovelocità.

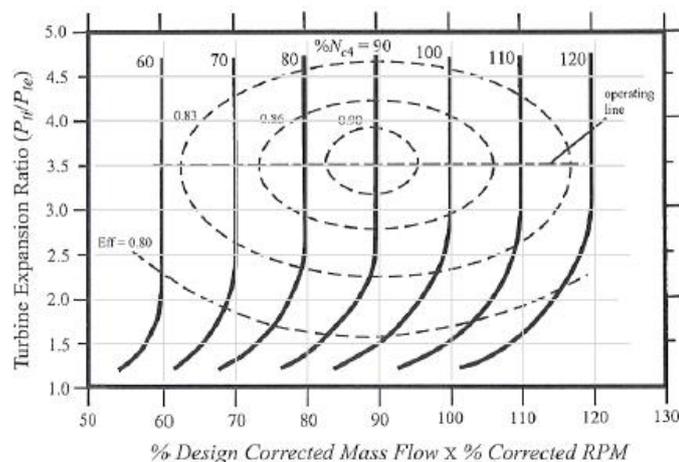


FIGURA 13 - MAPPA DI PRESTAZIONE DELLA TURBINA, ALTRA VISUALIZZAZIONE

1.4 Camera di combustione

Nei propulsori termici di tipo chimico, si ha rilascio di energia nelle reazioni di combustione che avvengono tra un combustibile ed un ossidante. Il calore liberato in queste reazioni fa sì che i reagenti si trasformino in prodotti di reazione ad alta temperatura e che possano quindi produrre lavoro nell'espansione in turbina e/o nell'ugello. Per combustione si intende una reazione di ossidazione che avviene con abbondante sviluppo di calore ed emissione di radiazione termica, nella quale energia chimica si trasforma in energia termica. Per combustibile si intende invece una sostanza che viene ossidata durante un processo di combustione. Nei motori a turbina aeronautici il combustibile più utilizzato è il cherosene, o comunque, generalmente, idrocarburi, mentre come comburente si utilizza l'ossigeno dell'aria proveniente dall'esterno. Definiamo così il rapporto di diluzione f come rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria che prende parte alla combustione:

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

Se tutti i reagenti, dopo la combustione, si trasformano in prodotti, abbiamo il massimo rilascio di energia e quindi una combustione stechiometrica.

Il problema di avere una combustione stechiometrica, o quasi, è che i prodotti di combustione lascerebbero la camera ad una temperatura altissima, ben superiore a 2500K, il che causerebbe sicuramente il danneggiamento dei primi palettamenti della turbina. Per ovviare a tale inconveniente è necessario effettuare una combustione in "eccesso d'aria", quindi molto al di sotto del valore di f stechiometrico, così da ottenere una temperatura di fine combustione accettabile. Per poter infiammare la miscela aria-combustibile è necessario però non operare a valori di f troppo bassi, quindi si usa far avvenire la combustione a un valore di f vicino a quello stechiometrico, usando solo una parte di aria uscente dal

compressore, denominata aria primaria, e miscelarla alla restante (aria secondaria) prima dell'ingresso in turbina, così da abbassarne la temperatura a valori accettabili. Un altro problema a cui bisogna far fronte nel processo di combustione, è la stabilizzazione della fiamma. Se chiamiamo u_f la velocità di propagazione del fronte di fiamma e u_m la velocità del flusso d'aria in ingresso alla camera di combustione, possono verificarsi i seguenti casi:

- $u_m > u_f$: la fiamma viene "soffiata" dal flusso, fino ad estinguersi;
- $u_m = u_f$: fiamma stazionaria;
- $u_m < u_f$: il fronte di fiamma risale la camera fino ad estinguersi a ridosso dell'iniettore.

Volendo raggiungere una condizione stazionaria, sarebbe necessario che l'aria arrivasse in camera di combustione a velocità bassissime (in un intervallo tra 0.2-0.4 m/s) che comporterebbe sezioni di passaggio enormi e quindi peso e ingombro. A tal proposito si creano delle zone di ricircolo, prima dell'ingresso in camera di combustione, al fine di ridurre il più possibile la velocità del flusso e favorirne la miscelazione. Nei motori turbogas si utilizzano delle palette fisse che inducono uno "swirl" al flusso in ingresso alla camera di combustione. Il combustibile viene iniettato in camera di combustione tramite "iniettori", mentre tramite degli accenditori si genera la scintilla che avvia la combustione. Le camere di combustione possono essere di varie tipologie: tubolare, anulare o miste.

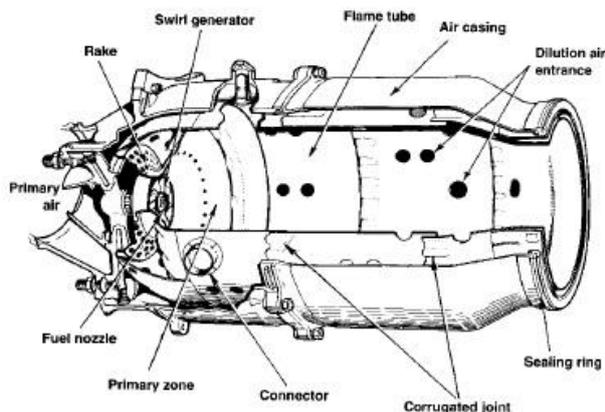


FIGURA 14 - CAMERA DI COMBUSTIONE TUBOLARE

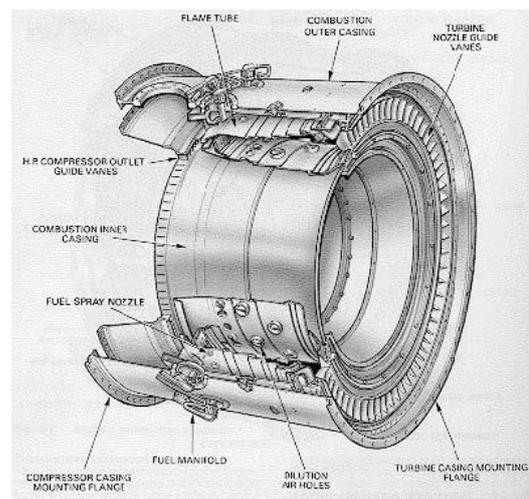


FIGURA 15 - CAMERA DI COMBUSTIONE ANULARE

La caduta di pressione in camera di combustione è definita introducendo il rendimento pneumatico del combustore:

$$\beta_{cc} = \frac{P_{t_{cc_out}}}{P_{t_{cc_in}}}$$

Le principali cause della caduta di pressione in camera di combustione sono:

- *Adduzione di calore*: supponendo il fluido monodimensionale e non adiabatico, facendo l'ipotesi di numero di Mach costante, la caduta di pressione può essere stimata come:

$$\frac{dp_t}{p_t} = \left(\frac{T_{t_{cc_out}}}{T_{t_{cc_in}}} \right)^{\frac{-\gamma M^2}{2}}$$

- *Perdite per miscelamento*;
- *Perdite per attrito*:

$$\frac{dp_t}{p_t} = \frac{-\gamma M^2 dF_{attr}}{\rho u^2 A}$$

L'effetto combinato di queste dispersioni, causa una caduta di pressione totale in camera di combustione stimabile tra il 2% e il 7%.

CAPITOLO 2

ANALISI SPERIMENTALE DELLA TURBINA ALLISON 250 c18

2.1 La turbina Allison 250 c18

Gli Allison 250 sono una famiglia di motori turboshaft aeronautici sviluppati dalla americana Allison Engine Company all'inizio degli anni sessanta e in seguito da Rolls-Royce dopo aver acquistato il marchio americano nel 1995.

Le prime versioni del turboalbero furono prodotte per essere installate su piccoli elicotteri militari con la denominazione Allison T63.

Visto il grande successo riscosso in ambito militare, dal 1967 venne avviata anche la produzione in ambito civile con la denominazione Allison 250.

Dopo la versione c18, che eroga circa 250 hp, venne anche prodotto in versioni di potenza maggiore, tra cui la c20. Una delle ultime versioni è denominata Allison 250 c40 ed eroga circa 715hp.

In seguito all'acquisizione da parte di Rolls-Royce, dopo il 2007 la serie Allison venne definitivamente sostituita dalle nuove versioni RR300.

L'aria, inizialmente a temperatura e pressione ambiente, passa attraverso l'imbocco e viene aspirata dal compressore dove attraversa sei stadi assiali ed uno centrifugo. Parte di questa aria, nelle fasi di avviamento, viene spillata tramite una valvola di "bleed" posta al quinto stadio del compressore, la quale consente di smaltire la portata d'aria in eccesso che farebbe incorrere nel fenomeno del "coking". L'aria, nelle nuove condizioni di temperatura e pressione, attraversa due condotti laterali ed arriva alla camera di combustione posta sul fondo del motore dove, inizialmente, avviene la divisione tra aria primaria e aria secondaria. L'aria primaria entra nel tubo di fiamma, si miscela con il combustibile iniettato tramite uno spruzzatore e viene innescata la reazione con lo scintillatore. I gas di combustione prodotti si espandono prima in una turbina di alta pressione, facente parte del gruppo gas generator, il cui compito è mantenere il compressore in rotazione, poi in una turbina di bassa pressione (o di potenza), scollegata meccanicamente dalla prima ed a cui è collegata l'utenza tramite un albero, per poi uscire all'esterno attraverso lo scarico. Un sistema di ingranaggi, scala e riduce opportunamente le velocità per adattare alle necessità delle varie utenze.

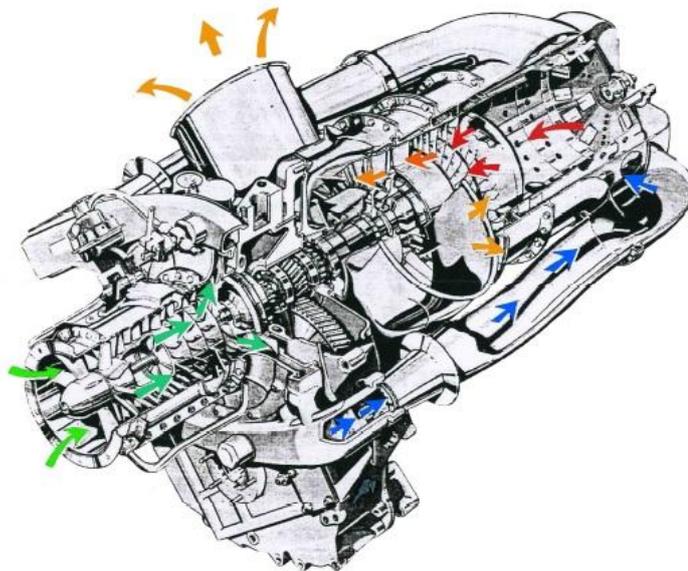


FIGURA 16 - PERCORSO DEL FLUSSO NEL MOTORE ALLISON 250 C18

2.2 Singoli Componenti del Turboalbero

Gruppo Compressore

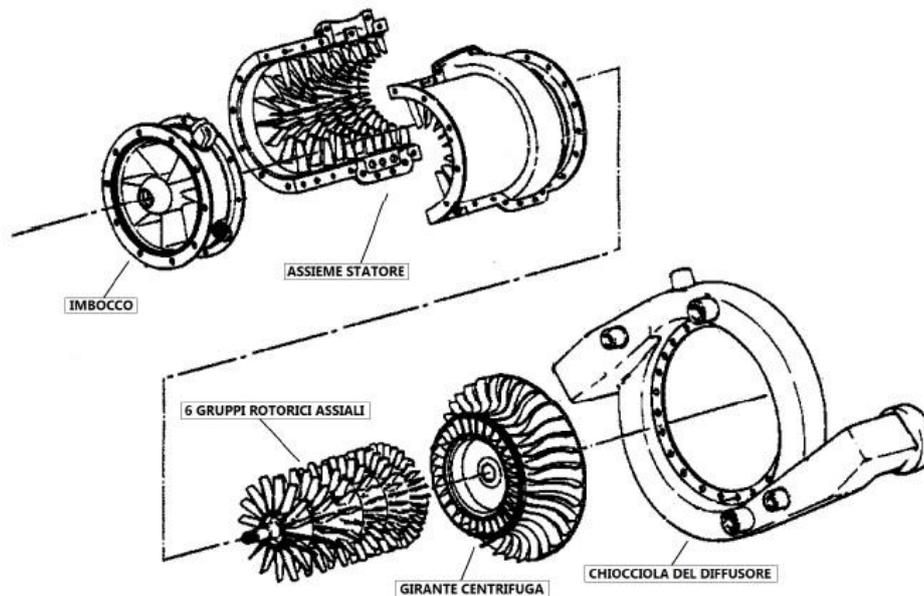
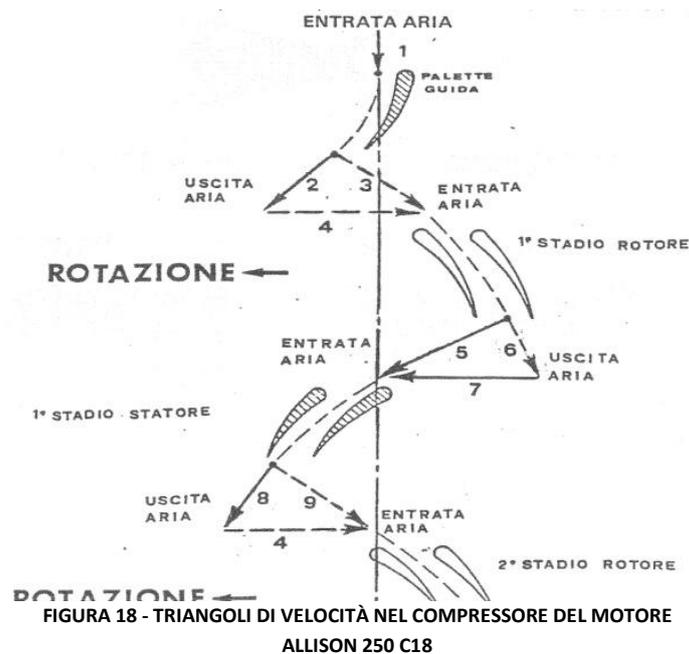


FIGURA 17 - ESPLOSO DEL GRUPPO COMPRESSORE DEL MOTORE ALLISON 250 C18

Il gruppo compressore dell'Allison 250 c18 è composto da un imbocco attraverso il quale l'aria viene guidata verso il primo stadio di un compressore composto da sei stadi assiali e da uno stadio centrifugo. L'aria, in ogni singolo stadio assiale, viene accelerata dalle palette del gruppo rotorico verso il gruppo statorico, dove viene rallentata e ricavata energia di pressione. Al sesto stadio del compressore l'aria in uscita dal palettamento statorico viene inviata alla girante centrifuga, accelerata e poi rallentata nella chiocciola del diffusore per ottenere l'ultimo incremento di pressione, prima di essere inviata alla camera di combustione tramite i condotti laterali. La potenza richiesta per tenere in rotazione il compressore, in condizioni standard a livello del mare, è di circa 600 CV; potenza che dovrà essere fornita al compressore dalla turbina di alta pressione.

Per evitare il fenomeno del “choking” all'avviamento, sul quinto stadio assiale del compressore è installata una valvola di spillamento di aria (bleed valve) che consente di smaltire la portata d'aria in eccesso a bassi giri. La valvola viene comandata pneumaticamente, attraverso la pressione di fine compressione ed è aperta durante l'avviamento e in fase di funzionamento al minimo; man mano che il motore accelera la valvola gradualmente si chiude.



Il rapporto di compressione massimo tra l'imbocco e l'uscita del diffusore è di 6.2:1. L'impiego di un compressore centrifugo consente un notevole incremento di pressione ed è una soluzione utilizzabile grazie anche alle ridotte dimensioni del motore. La massima portata d'aria che può essere elaborata dal compressore è di circa 1.4 Kg/s.

Camera di Combustione

Lo stadio di combustione è composto da un involucro esterno e da una camicia (o liner). Sull'involucro esterno sono presenti due fori per il posizionamento dello spruzzatore e dello scintillatore.

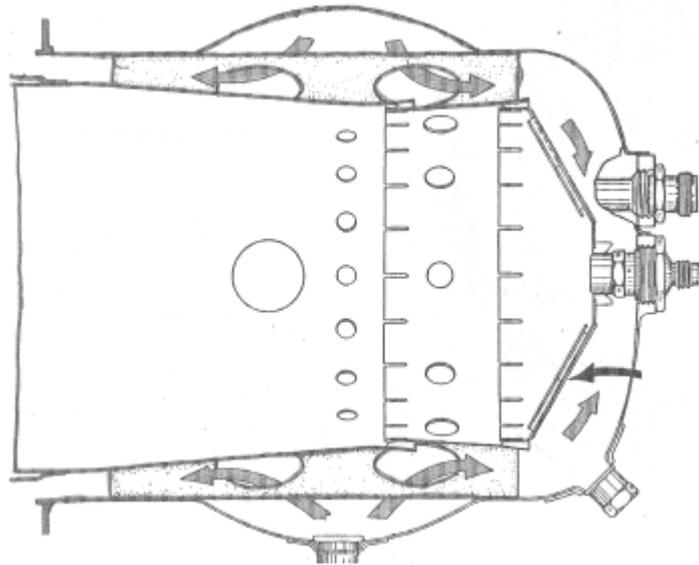


FIGURA 19 - PERCORSO DEL FLUSSO DI ARIA NELLA CAMERA DI COMBUSTIONE DEL MOTORE ALLISON 250 C18

La cupola (o duomo) del liner è dotata di fori di varie dimensioni che consentono all'aria di miscelarsi in parte col combustibile vaporizzato, per effettuare la combustione, ed in parte di arrivare al primo stadio della turbina per raffreddare i gas caldi combusti ed evitare il danneggiamento delle palette. L'aria che partecipa direttamente alla combustione è detta primaria, mentre quella che si utilizza per il raffreddamento è detta secondaria. Secondo il manuale del motore, solo un 20% dell'aria totale partecipa direttamente alla combustione, consentendo il realizzarsi di un rapporto di miscela quasi stechiometrico.

Gruppo Turbina

Il gruppo turbina è costituito da una turbina di alta pressione e da una turbina di bassa pressione, ciascuna a due stadi. La turbina di alta pressione, insieme alla camera di combustione e al compressore, costituisce il gruppo "gas generator", il cui compito è fornire un fluido ad alto contenuto entalpico alla turbina di bassa pressione. La turbina del gas generator, ha anche il compito di trascinare in rotazione il compressore, per cui è calettata sullo stesso albero. Quindi possiamo dire che la turbina di alta pressione è accoppiata sia meccanicamente che fluidodinamicamente al compressore. La turbina di bassa pressione (o di potenza) è accoppiata solo fluidodinamicamente al gruppo gas generator, non avendo con esso nessun organo di trasmissione meccanica in comune, ed è collegata, con un opportuno riduttore di numero di giri, all'albero che fornisce coppia e potenza all'esterno, ad esempio alle pale di un elicottero.

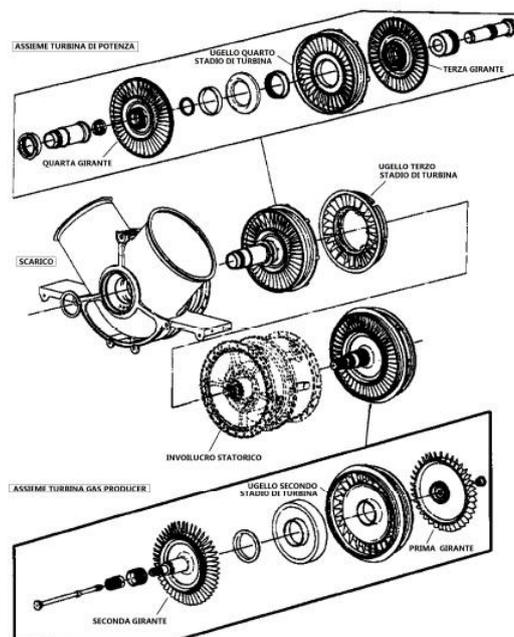


FIGURA 20 - ESPLOSO DEL GRUPPO TURBINA DEL MOTORE ALLISON 250 C18

Gearbox

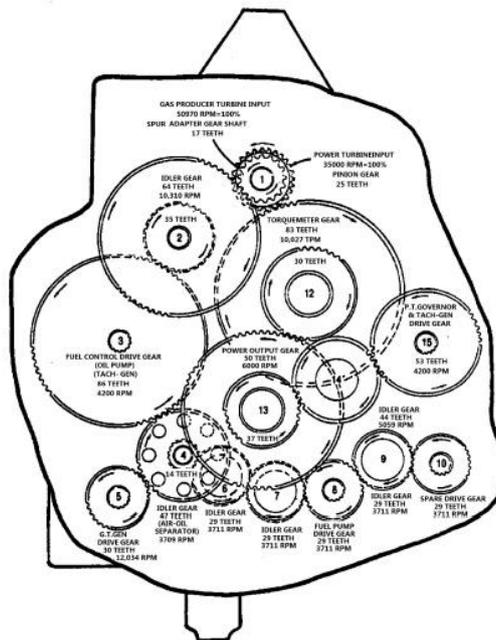


FIGURA 21 - GEARBOX CON DETTAGLI INGRANAGGI DEL MOTORE ALLISON 250 C18

Le velocità a regime della turbina del “gas generator” e di quella di potenza sono rispettivamente di 51120 e 35000 rpm. La velocità di rotazione della turbina di potenza è mantenuta costante da un sistema di controllo denominato “power turbine governor”. Una complessa scatola di ingranaggi, denominata “gearbox”, scala le velocità per adattarle a vari sistemi.

La turbina del “gas generator” fornisce l'energia anche per la pompa del combustibile, il “gas producer fuel control” (RCGG), il motorino d'avviamento e il generatore tachimetrico.

La turbina di potenza invece fornisce energia al generatore tachimetrico e al regolatore giri turbina di potenza (RGTP).

Il gearbox ha un rapporto di riduzione di 5.8:1, così che a regime l'utenza possa raggiungere una velocità di rotazione massima di 6000 rpm.

2.3 Acquisizione Dati Sperimentali

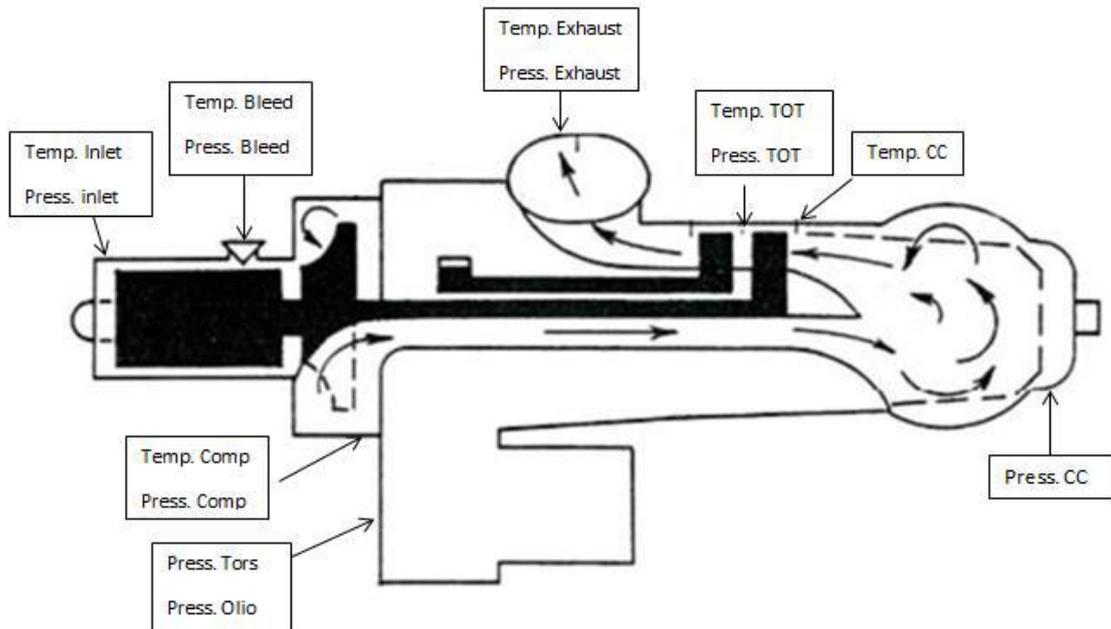


FIGURA 22 - SEZIONE DELLA TURBINA ALLISON 250 C18 CON INDICAZIONI SUI PUNTI DI MONTAGGIO DEI SENSORI

Al fine di ottenere informazioni sulle temperature, pressioni, velocità e portate, sono stati precedentemente installati sul motore numerosi tipi sensori. Tali misure, in seguito rielaborate tramite MatLab, hanno consentito di studiare il funzionamento del motore e di ricavare le mappe di prestazione dei singoli componenti. Successivamente implementate in Simulink, consentono il corretto funzionamento del modello dinamico che si è realizzato. Le misure di temperatura sono state effettuate con la stazione barometrica di sala e con termocoppie di tipo K (Cromo - Alluminio e leghe di Nichel) aventi un range di temperatura che va dai -270 °C ai 1370 °C. Le misure di pressione sono state effettuate con sensori piezoelettrici aventi un range di funzionamento variabile a seconda della grandezza da misurare (0-1.6 Bar A, 0-2.5 Barg, 0-4 Barg, 0-10 Barg). Tali sensori forniscono pressioni in bar assoluti (Bar A), o gauge (Barg). Le misure di pressione assoluta sono quelle prese all'ingresso del compressore e allo scarico; tutte le altre misure sono gauge e quindi, dal momento che misurano un valore di pressione relativamente alla pressione

ambiente, in fase di elaborazione si dovrà ricordare di aggiungere alla pressione misurata la componente data dalla pressione ambiente. Il montaggio dei sensori è un'operazione delicata in quanto rischia di andare a compromettere il corretto funzionamento del motore e quindi deve essere il meno invasiva possibile.

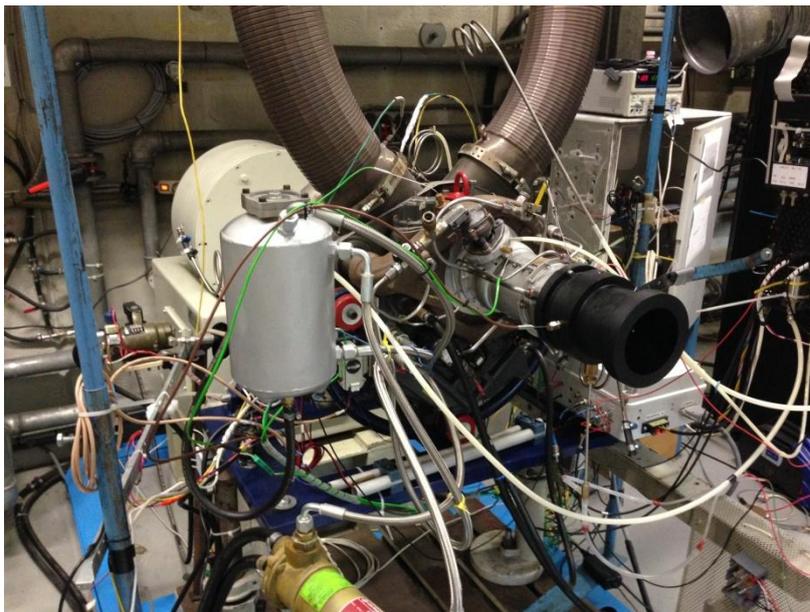


FIGURA 23 - TURBINA ALLISON 250 C18 NELLA SALA PROVE DEL LABORATORIO DI MACCHINE E PROPULSIONE DELLA SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA DI FORLÌ

In figura 23 è mostrata la turbina Allison 250 c18 con cui è stata effettuata la prova al banco. Per misurare la portata d'aria in ingresso al compressore, sono impiegabili due metodi: il primo consiste nell'utilizzo di un tubo di Pitot con cui, tramite una misura differenziale di pressione totale e statica si risale alla velocità del flusso, per poi risalire alla portata. Il Pitot è stato montato su un imbocco in PVC posto davanti al compressore. Tale imbocco in PVC si presenta come una sorta di tubo di Venturi. Una misura ideale andrebbe fatta ponendo una bellmouth davanti al PVC, per evitare separazioni dello strato limite dovute alla geometria spigolosa dell'ingresso

del tubo. Particolare attenzione va posta anche al tratto divergente del PVC, il quale non deve essere troppo marcato per evitare forti recuperi di pressione in ingresso al compressore, che influenzerebbero le misure. Il secondo consiste nell'utilizzo di una "Ultrasonic Flow Meters" (UFM): un sensore che misura la velocità di un flusso con gli ultrasuoni e ne ricava una misura di portata.

L'utilizzo di tali metodi richiede tuttavia un'accurata calibrazione del sistema al momento non possibile per cui, l'attività di tesi, è stata svolta facendo uso della mappe di portata fornita sul manuale della turbina. Tale mappa, riportata in Figura 24, consente di determinare il valore di portata d'aria in ingresso al compressore al variare della temperatura ambientale e della velocità di rotazione del gruppo gas generator.

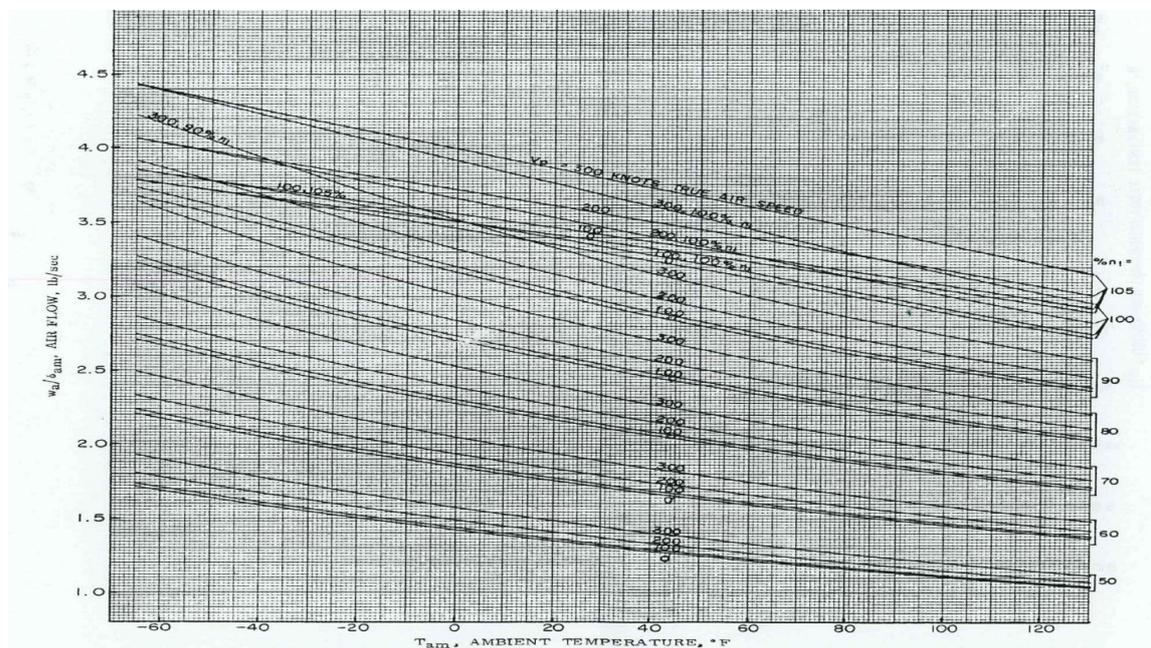


FIGURA 24 - MAPPA DELLA PORTATA CORRETTA D'ARIA IN INGRESSO AL COMPRESSORE AL VARIARE DELLA TEMPERATURA AMBIENTE E DEL REGIME DI ROTAZIONE DEL GRUPPO GAS GENERATOR.

Le velocità di rotazione sono state misurate utilizzando ruote foniche e sensore VRS (Variable Reluctance Sensor), che forniscono un segnale sinusoidale con ampiezza e frequenza proporzionale alla velocità.

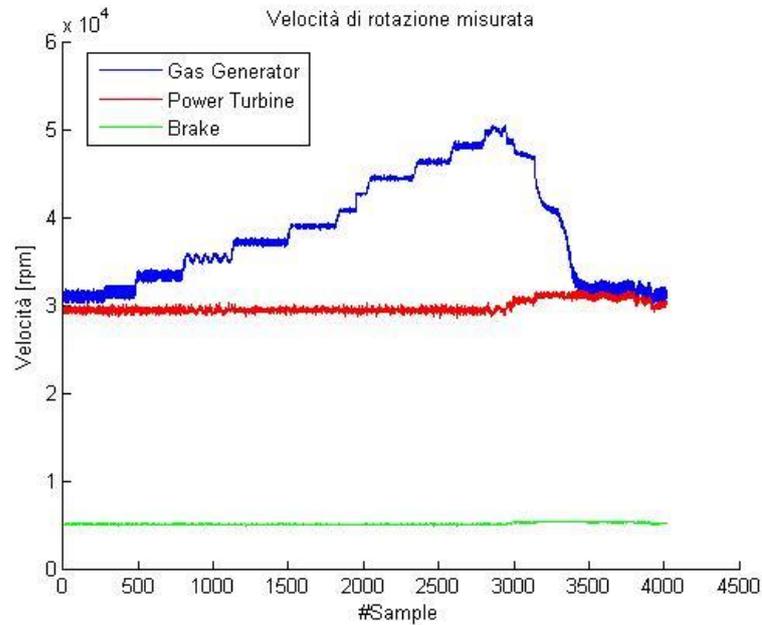


FIGURA 25

Le temperature misurate dalle termocoppie possono essere affette da errori, principalmente dovuti ad irraggiamento di calore verso l'esterno tramite l'asta di supporto con cui esse vengono posizionate. Inoltre la termocoppia risente della velocità locale del flusso che, se molto elevata, può influenzare la temperatura misurata. Con buona approssimazione, si possono considerare "totali" le misure di temperatura effettuate dalle termocoppie, considerando che nella misura restituita, sia compreso il contributo dato dal termine cinetico. Questo ragionamento però non è valido per le misure di pressione. I sensori di pressione piezoelettrici infatti effettuano solo una misura di pressione statica.

Dal momento che per ricavare le mappe di prestazione dei componenti del motore sono necessarie le pressioni totali, si è dovuta effettuare una conversione di tali misure di pressione sfruttando l'equazione:

$$p_0 = p \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

valida per un flusso subsonico comprimibile ($M > 0.3$).

Per verificare tale condizione, è stato stimato il Mach in corrispondenza dell'ingresso dei vari componenti. Essendo:

$$R = c_p \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right)$$

e, dall'equazione di stato dei gas perfetti:

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

Da cui possiamo ricavare la velocità locale del suono:

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

Conoscendo poi le singole sezioni di passaggio A dei condotti in esame, misurate da componenti di ricambio della stessa turbina presenti nel laboratorio, e la portata \dot{m} , possiamo ricavare la velocità locale c della corrente fluida:

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

Da cui il numero di Mach:

$$M = \frac{c}{a}$$

Le misure che sono state effettuate e utilizzate per la rielaborazione dei dati, sono le seguenti:

Misure di temperatura

T_sala	[°C]	- Temperatura ambiente
T_inlet	[°C]	- Temperatura ingresso compressore
T_bleed	[°C]	- Temperatura nel punto della valvola di bleed (5° stadio assiale)
T_duct	[°C]	- Temperatura scarico compressore
T_cc	[°C]	- Temperatura uscita camera di combustione
T_tot 1	[°C]	- Temperatura scarico turbina gas generator
T_tot2	[°C]	- Temperatura scarico turbina gas generator
T_tot3	[°C]	- Temperatura scarico turbina gas generator
T_exh	[°C]	- Temperatura scarico turbina di potenza

Le temperature misurate, convertite in Kelvin, sono state riportate in grafici tramite MatLab per vederne la variazione nel tempo durante la prova al banco del motore. La temperatura T_tot visualizzata in figura è una media delle tre misurate.

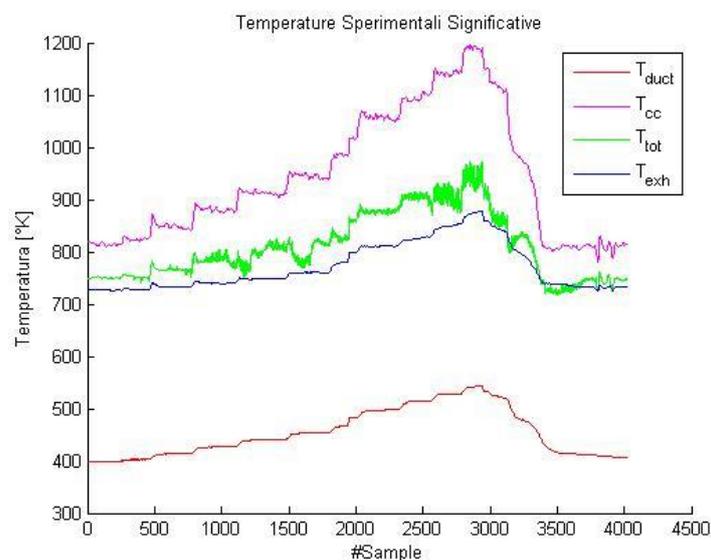


FIGURA 26

La misura di temperatura allo scarico della turbina del gas generator è stata effettuata in tre punti diversi della sezione anulare (T_{tot1} , T_{tot2} , T_{tot3}). Tali misure hanno fornito tre risultati abbastanza diversi l'uno dall'altro, a causa della non uniformità della temperatura in questo punto del motore, come dimostrato da altre attività di tesi similari reperite in letteratura.

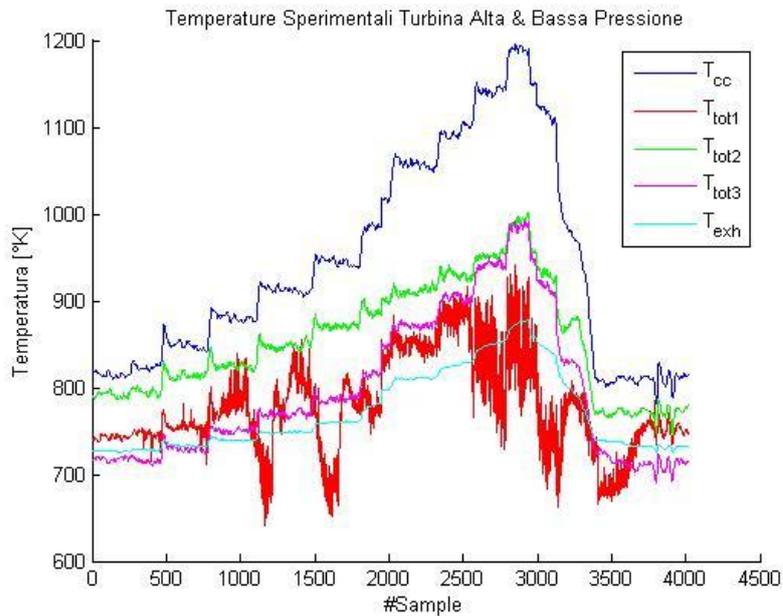


FIGURA 27



FIGURA 28- PARTICOLARE DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE, TURBINA DI ALTA PRESSIONE E TURBINA DI BASSA PRESSIONE, CON RELATIVI SENSORI MONTATI

Misure di pressione

P_sala	[bar]	- Pressione atmosferica in sala
P_inlet	[bar]	- Pressione ingresso compressore
P_bleed	[bar]	- Pressione nel punto della valvola di bleed (5° stadio)
P_duct	[bar]	- Pressione di scarico compressore misurata su condotto laterale
P_cc	[bar]	- Pressione in ingresso camera di combustione
P_comp	[bar]	- Pressione scarico compressore
P_tot	[bar]	- Pressione di scarico turbina gas generator
P_exh	[bar]	- Pressione di scarico turbina di potenza

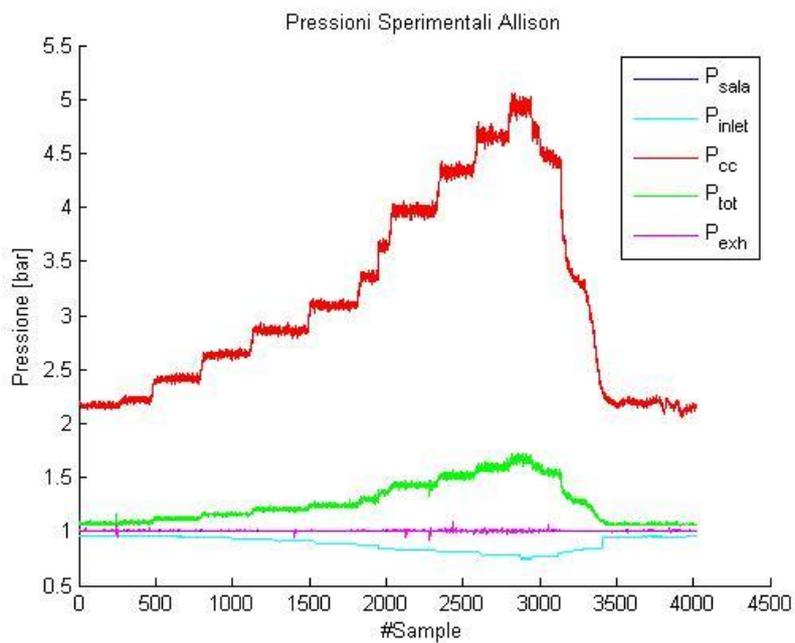


FIGURA 29

Sono state effettuate anche le misure di temperatura dell'olio di raffreddamento, della pressione olio di lubrificazione e della pressione torsionometro.

Tramite le ruote foniche, sono state acquisite le velocità del gruppo gas generator, della turbina di potenza e del freno.

N_{gg} [rpm] - Velocità di rotazione gruppo gas generator

N_{pt} [rpm] - Velocità di rotazione turbina di potenza

N_{brake} [rpm] - Velocità di rotazione freno

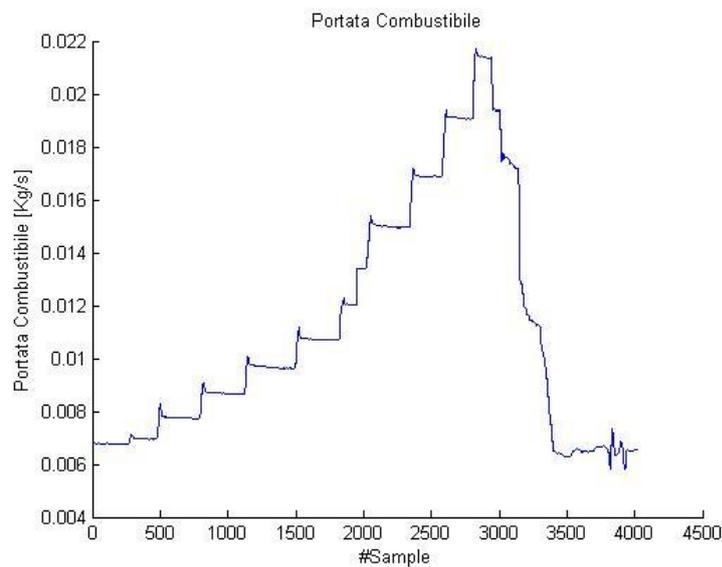


FIGURA 30

L'esecuzione della prova è stata effettuata comandando il motore e il freno da piattaforma LabView, partendo dalla condizione di minimo (30000 rpm gruppo gas generator) e aumentando progressivamente la manetta fino a portare la velocità al 100% aprendo di un 5% alla volta la valvola di iniezione del combustibile, comandata da un attuatore. Al fine di ottenere misure di temperatura attendibili, ogni step di apertura della valvola combustibile è stato mantenuto per circa 60 secondi, così da dare il tempo necessario alle termocoppie di assestarsi ad un valore preciso, in quanto caratterizzate da una certa inerzia.

2.4 Creazione delle Mappe di Prestazione

Le mappe di prestazione del compressore, sono state ricavate inizialmente utilizzando le nuvole di punti sperimentali e successivamente interpolando tali nuvole con delle polinomiali del secondo ordine, al fine di ottenere una linea operativa precisa. Per ricavare i valori di c_p e gamma dell'aria nei vari punti, è stata realizzata una *function* in ambiente Matlab dal nome *AIR_properties*, che

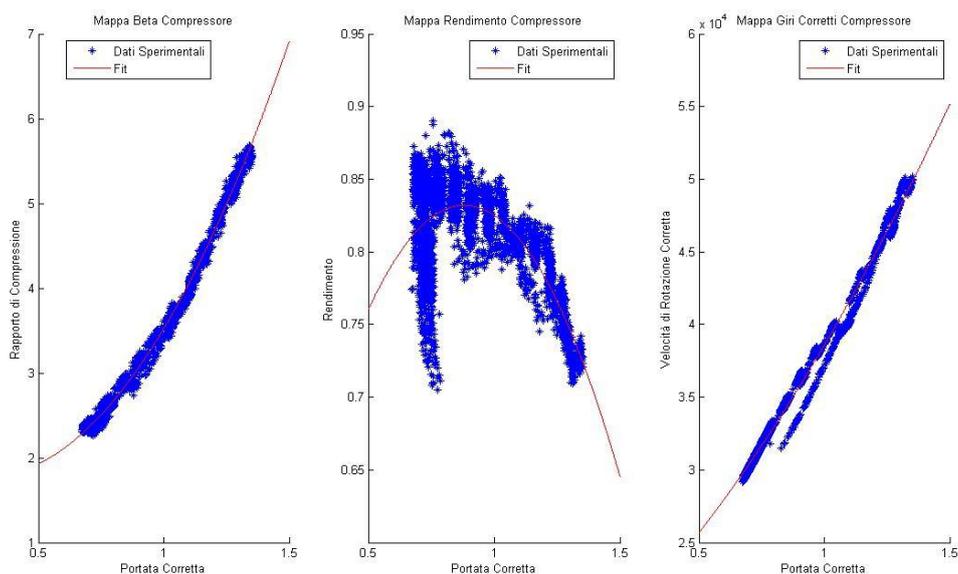


FIGURA 31- MAPPE 2D DEL COMPRESSORE

interpolando opportune tabelle sperimentali, ci consente di conoscere il valore di c_p , gamma, densità (ρ), conducibilità termica (λ), viscosità cinematica (ν), dilatazione termica (ϵ) e numero di Prandtl al variare della temperatura dell'aria.

La pressione in uscita che è stata utilizzata per ricavare le mappe del compressore è la P_{cc} . Dal momento che nel punto in cui è posizionato tale sensore di pressione non è possibile riuscire a stimare una sezione di passaggio corretta, la conversione di tale pressione statica in totale, è stata effettuata introducendo un coefficiente che

tenga conto di una sorta di sezione di passaggio equivalente e che ci ha consentito di determinare la componente totale. La pressione totale in ingresso è stata invece calcolata misurando la sezione di passaggio e il Mach in ingresso al compressore e applicando la formula sopra citata. Dal momento che non è stato possibile ricavare per via sperimentale la mappa di un compressore ibrido composto da stadi assiali più uno centrifugo, è stata presa, da quanto disponibile in letteratura, la mappa di riferimento mostrata in figura, digitalizzata e scalata tramite uno script MatLab ai dati sperimentali ricavati dalla prova del motore, per consentire alla linea operativa ricavata sperimentalmente e a quella proveniente dalla mappa di riferimento di combaciare.

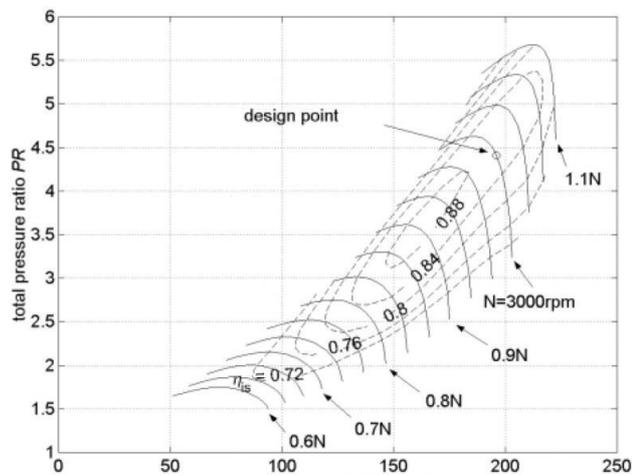


FIGURA 32 - MAPPA IBRIDA COMPRESSORE DI RIFERIMENTO

In questo modo si consente al compressore di potersi spostare dalla linea operativa.

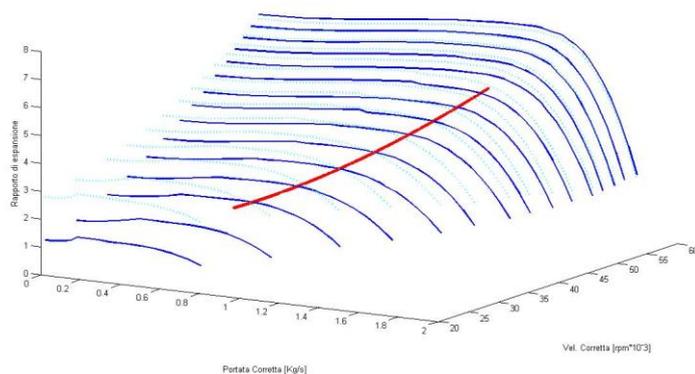


FIGURA 33 - LINEA OPERATIVA DEL COMPRESSORE SU MAPPA ADATTATA 3D

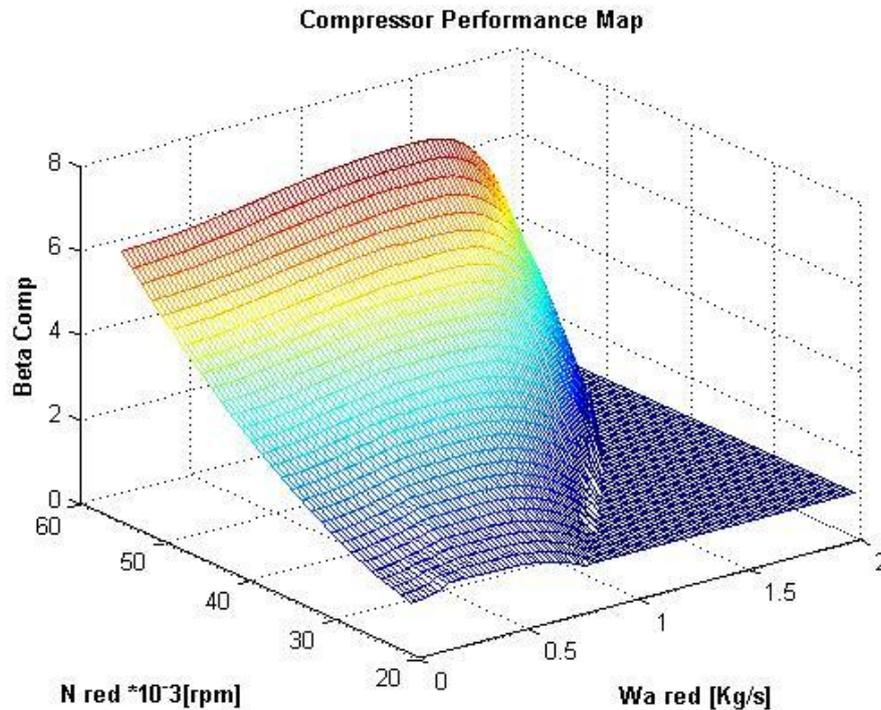


FIGURA 34 - MESH DELLA MAPPA PRESTAZIONALE 3D DEL COMPRESSORE

La mappa del rendimento isoentropico del compressore η_{is_c} , è stata ricavata partendo dalla definizione di rendimento isoentropico come rapporto tra il lavoro isoentropico L_{is} e il lavoro reale L_{re} del compressore.

Infatti:

$$\eta_{is_c} = \frac{L_{is}}{L_{re}}$$

dove il lavoro reale è dato dalla differenza tra le temperature in uscita T_{c_out} e in ingresso T_{c_in} al compressore, moltiplicate per il relativo C_p , assunto come medio tra il C_p all'ingresso e quello all'uscita del compressore.

$$L_{re} = c_p(T_{c_in} - T_{c_out})$$

e il lavoro isoentropico:

$$L_{is} = T_{c_in} \left(\beta_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

dove β_C è il rapporto di compressione del gruppo compressore e il gamma utilizzato, in modo analogo ai calori specifici a pressione costante, è il gamma medio tra ingresso e uscita del compressore.

La portata d'aria spillata dalla valvola di bleed è stata ricavata dalle stesse mappe del manuale della turbina dalle quali abbiamo ricavato la portata d'aria in ingresso al compressore e in funzione degli stessi parametri. La quantità di aria spillata nel ciclo operativo del motore è riportata in figura

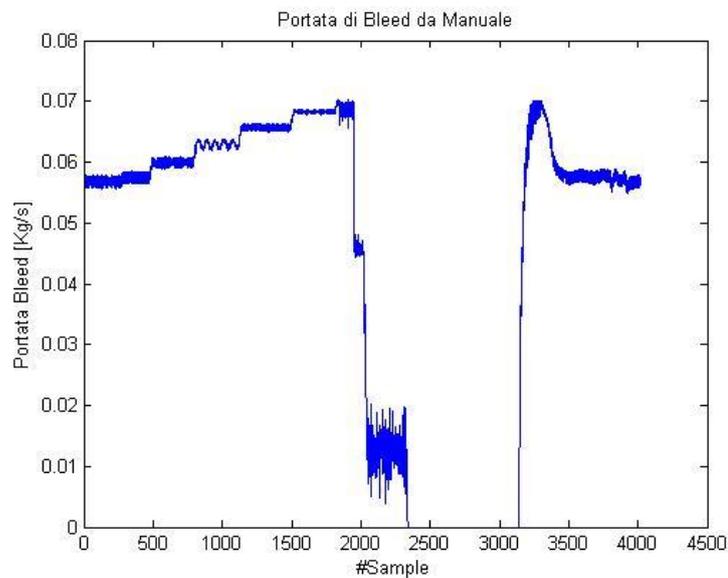


FIGURA 35 - MAPPA DELLA PORTATA DI BLEED

La potenza del compressore Pow_C è stata calcolata considerando una media tra la portata d'aria in ingresso W_{a_in} e quella uscente W_{a_out} (che durante il ciclo operativo sono diverse a causa dello spillamento della valvola di bleed) e il C_p medio.

$$Pow_C = \frac{(W_{a_in} + W_{a_out})}{2} C_p (T_{c_in} - T_{c_out})$$

Camera di Combustione

Di seguito viene descritto il modello utilizzato per rielaborare i dati sperimentali misurati all'ingresso e all'uscita della camera di combustione. A tal proposito è stato ideato un modello di combustione che riesca a giustificare la misura di temperatura sperimentale all'uscita del combustore. Innanzitutto si è ipotizzato che solo un 25% (aria primaria) dell'aria in uscita dal compressore, prende parte direttamente alla combustione, il restante 75% (aria secondaria) miscela e raffredda i caldissimi gas di combustione prima dell'ingresso in turbina.

Le informazioni chimiche dei gas combusti vengono ottenute mediante l'interpolazione di tabelle ricavate da uno script della NASA, disponibile gratuitamente sul web, dal nome Chemical Equilibrium with Applications (CEA): un codice di termochimica monodimensionale che calcola le composizioni di equilibrio chimico e le proprietà di miscele complesse. I dati necessari per effettuare le interpolazioni sono la temperatura dei reagenti, la pressione a cui avviene la combustione e il rapporto aria/combustibile.

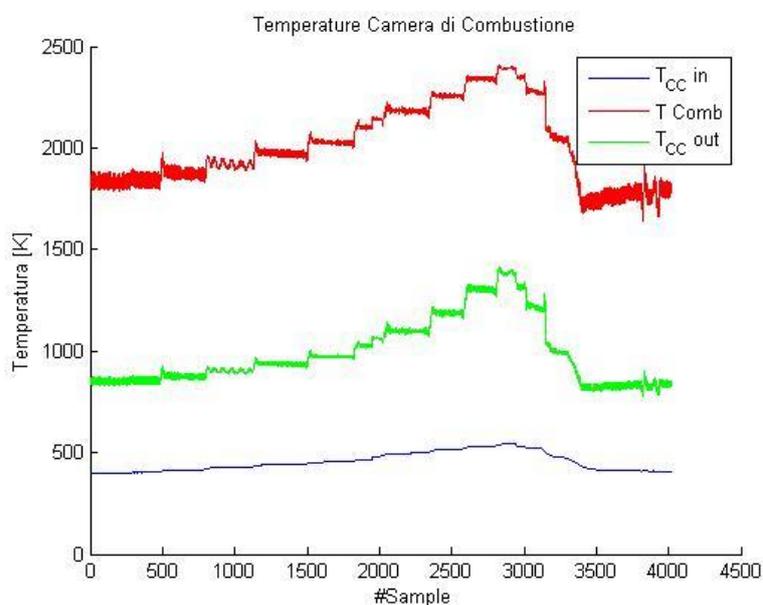


FIGURA 36

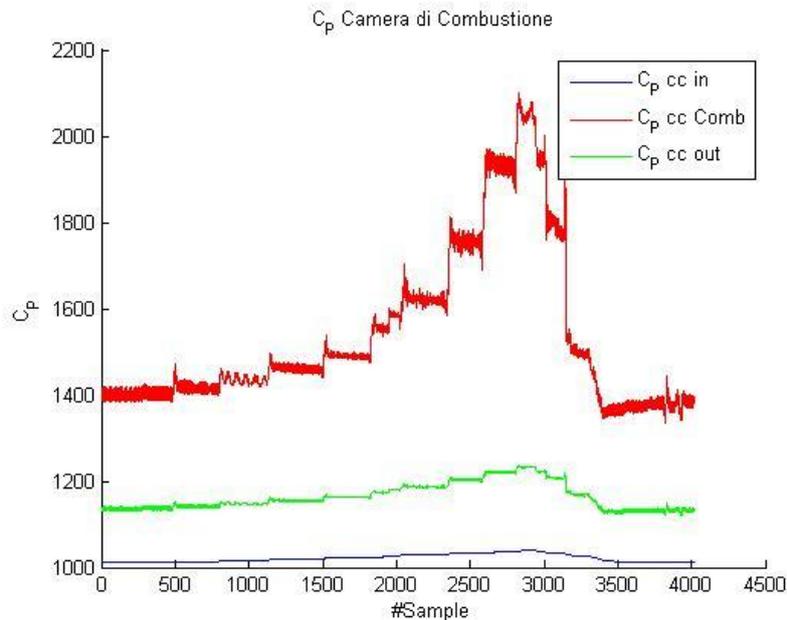


FIGURA 37 - VARIAZIONE DEL CP IN CAMERA DI COMBUSTIONE

La temperatura all'uscita della camera di combustione viene così stimata effettuando una media pesata dei contributi dati dai gas di combustione e dall'aria secondaria. E' stato necessario effettuare un ciclo iterativo per ricavare la temperatura in uscita dal combustore, in quanto quest'ultima dipende direttamente dal C_p dei gas miscelati, il quale, a sua volta, dipende da tale temperatura.

Particolare attenzione va posta nel ricavare il calore specifico a pressione costante e il gamma. Mentre nel compressore e fino all'ingresso della camera di combustione, il motore elabora solamente aria, in camera di combustione si ha una miscela di gas combustibili, le cui caratteristiche fisiche non variano allo stesso modo di quelle dell'aria al variare della temperatura. A tal proposito, analogamente a quanto fatto con AIR_properties, sono state utilizzate altre tabelle, raccolte in uno script dal nome GAS_properties, che mostrano la variazione del C_p e del gamma al variare della temperatura di gas combustibili.

Tuttavia, la misura sperimentale di temperatura risulta inferiore di un ΔT rispetto a quella calcolata; questo è dovuto ad ulteriori dispersioni di calore che avvengono nel combustore e che non sono state prese in considerazione con questo modello matematico. Per ricavare questo fattore correttivo in tutto il range operativo, è stata fatta l'interpolazione con una polinomiale del secondo ordine della relazione tra la temperatura in uscita calcolata e il ΔT .

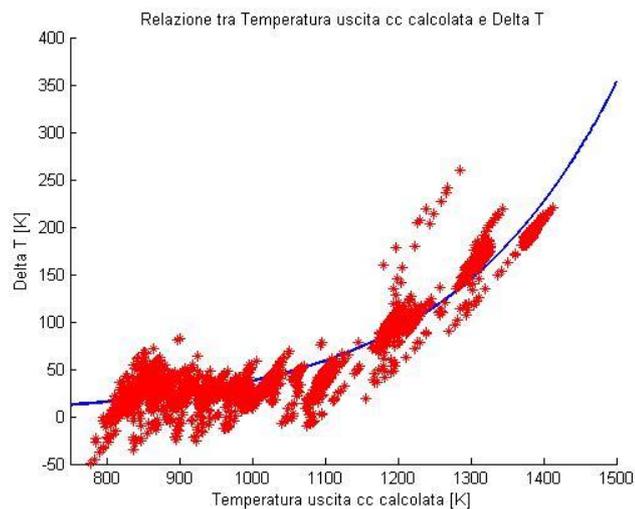


FIGURA 38 - MAPPA PER TERMINE CORRETTIVO DI TEMPERATURA DELTA_T

La temperatura finale calcolata è quindi stata corretta mediante la sottrazione del fattore ΔT corrispondente.

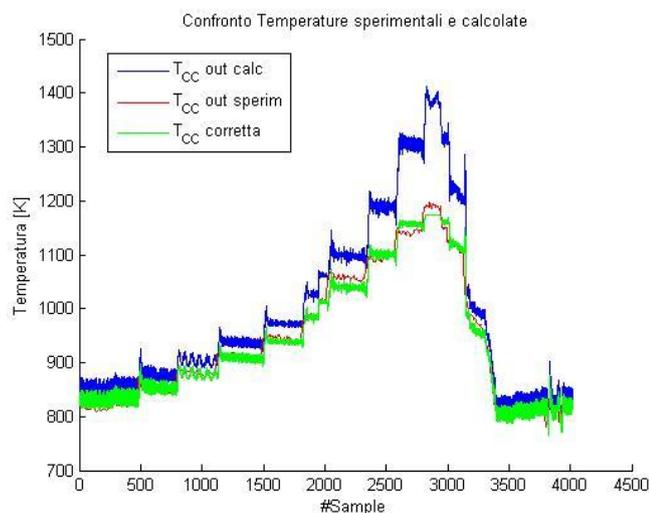


FIGURA 39 - TEMPERATURA CORRETTA IN USCITA DALLA CAMERA DI COMBUSTIONE

Nel modello di combustione utilizzato, il C_p e il gamma in uscita dalla camera di combustione, non vengono calcolati tramite media pesata dei contributi dei due flussi ma vengono ricavati interpolando le tabelle di GAS_properties con la temperatura finale corretta del ΔT .

Dal momento che la misura di pressione all'uscita della camera di combustione non è stata effettuata, con buona approssimazione è stato posto un rendimento pneumatico pari a $\beta_{CC} = \frac{P_{CC_in}}{P_{CC_out}} = 0.973$ in ogni condizione operativa.

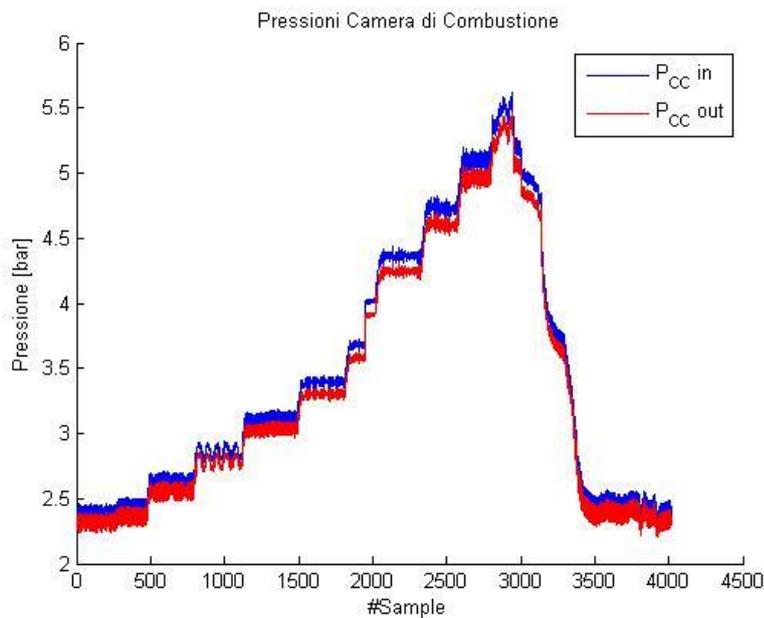


FIGURA 40 - CADUTA DI PRESSIONE INGRESSO-USCITA CAMERA DI COMBUSTIONE

Gruppo Turbina Gas Generator e di Potenza

Nella definizione delle mappe prestazionali delle turbine a partire dai dati sperimentali, si è fatto riferimento alla teoria di De Saint Venant - Wantzel.

Secondo la teoria di De Saint Venant-Wantzel, la portata in un ugello, è proporzionale a un parametro di flusso ϕ definito come:

$$\phi = \begin{cases} A_t \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} - G \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} - G \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{se } \frac{p_{out}}{p_{in}} > r_c \\ A_t \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[(r_c - G)^{\frac{2}{\gamma}} - (r_c - G)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{se } \frac{p_{out}}{p_{in}} \leq r_c \end{cases}$$

Dove

$$\phi = \frac{w_T \sqrt{T_{in}}}{P_{in}}$$

L'andamento di questa funzione è dato, al variare dell'inverso del rapporto di espansione $r = \frac{p_{out}}{p_{in}}$ e del gamma, dal grafico in figura 41.

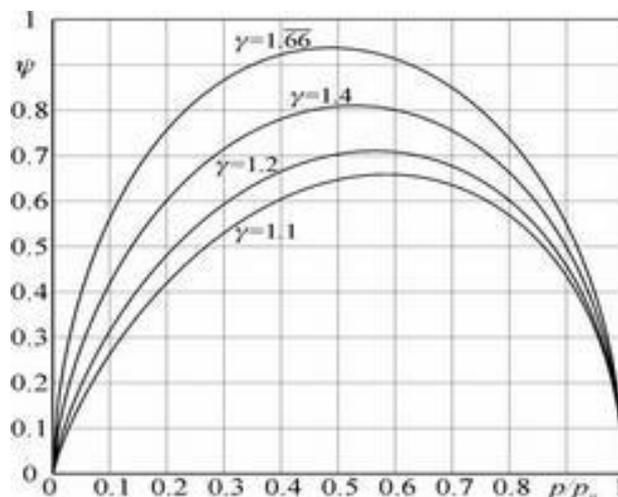


FIGURA 41

A_t è l'area equivalente di un condotto con strozzatura che viene usata per la modellazione matematica di De Saint Venant.

r_c è il rapporto critico delle pressioni, ovvero il rapporto tra pressione di uscita e di ingresso (l'inverso del rapporto di espansione) oltre il quale la portata si mantiene costante.

$G = 1 - g$ indica il rapporto delle pressioni a portata nulla.

Dato che al raggiungimento della portata massima in turbina si incorre nel fenomeno del choking, graficamente si elimina il tratto discendente di ciascuna parabola e si prosegue, con una retta, fino a infinito mantenendo costante il valore massimo di portata. Il valore di portata, al variare delle condizioni in ingresso, del rapporto di espansione e del gamma, sarà quindi dato da:

$$w_T = \frac{\Phi\left(\frac{1}{\beta_T}, \gamma\right) P_{in}}{\sqrt{T_{in}}}$$

Nel nostro caso siamo nella condizione in cui $\frac{p_{out}}{p_{in}} > r_c$ e i valori dei coefficienti incogniti A_t e G , noti la TFP e l'inverso del rapporto di espansione, sono stati ricavati in uno script MatLab tramite un'interpolazione non lineare, prima per la turbina di alta pressione e, successivamente, per quella di bassa pressione.

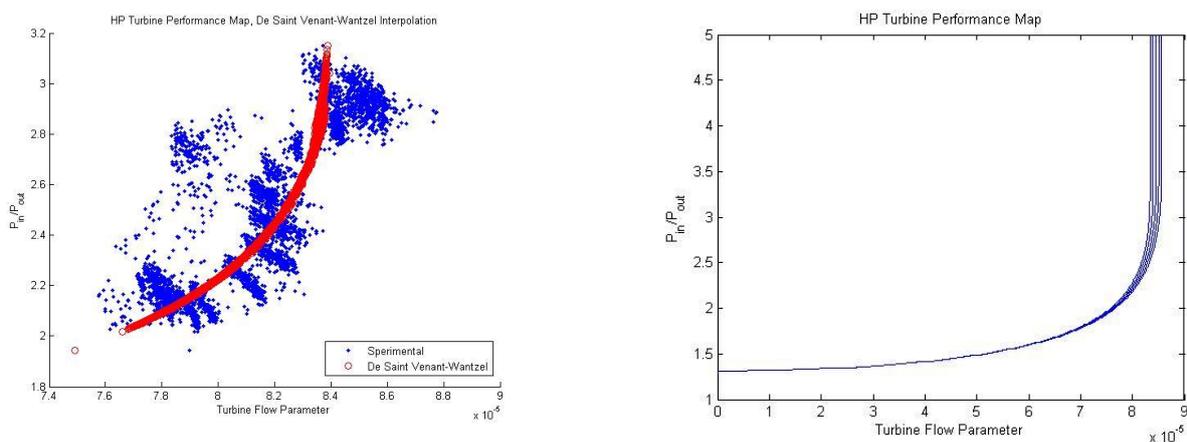


FIGURA 42 - INTERPOLAZIONE E MAPPA 2D DELLA TURBINA DI ALTA PRESSIONE

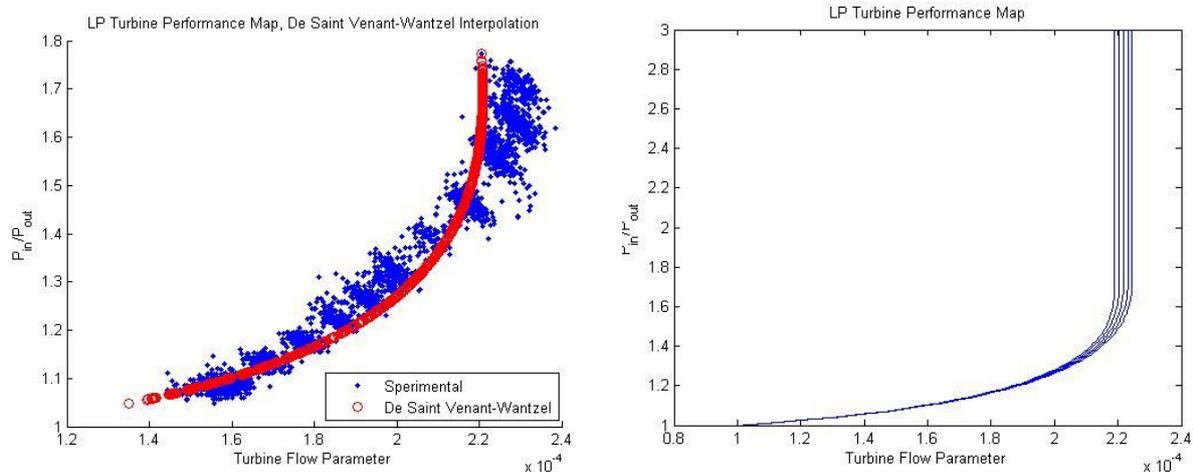


FIGURA 43 - INTERPOLAZIONE E MAPPA 2D DELLA TURBINA DI BASSA PRESSIONE

Da queste curve, possiamo ricavare le mesh 3-D delle mappe delle turbine:

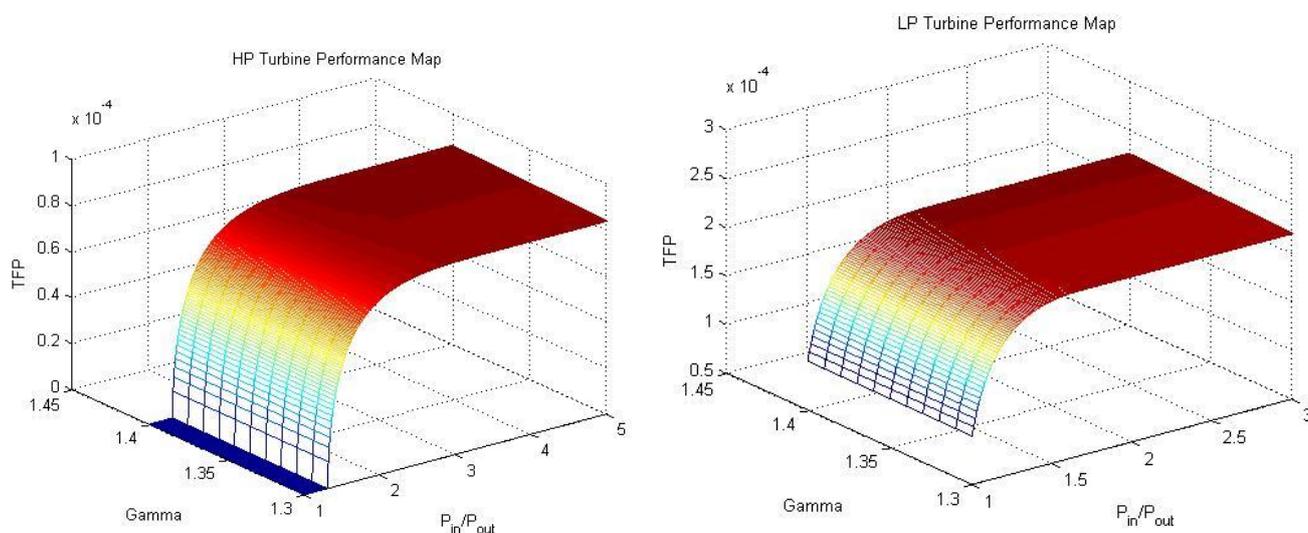


FIGURA 44 - MESH 3D DELLE MAPPE DI PRESTAZIONE DELLE TURBINE DI ALTA E BASSA PRESSIONE

Gli strumenti di interpolazione di MatLab e Simulink, richiedono l'iniettività della funzione da interpolare. Infatti, interpolare questo tipo di funzione con la TFP e il gamma risulterebbe impossibile, in quanto, in condizioni di blocco sonico, avremo che ad un valore di TFP, corrispondono infiniti valori del rapporto di espansione. A tal proposito, è bene osservare come la corretta interpolazione di tale mappa preveda l'uso del rapporto di espansione e del gamma per poterci ricavare la TFP che, opportunamente moltiplicata, ci consente di trovare il valore di portata

effettiva in tutte le condizioni operative. Infatti, usando il rapporto di espansione come input, avremo una e una sola soluzione dall'interpolazione, per qualsiasi condizione operativa anche se di blocco sonico.

Il rendimento di ogni turbina è stato ricavato dal rapporto tra il lavoro reale e il lavoro isoentropico:

$$\eta_{is_t} = \frac{L_{re}}{L_{is}}$$

dove il lavoro reale è dato da

$$L_{re} = c_p(T_{t_in} - T_{t_out})$$

e il lavoro isoentropico

$$L_{is} = T_{t_in} \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

I valori di C_p e gamma che sono stati utilizzati, sono i valori medi all'interno della turbina. La mappa della turbina che ci fornisce il rendimento isoentropico, è realizzata al variare della Turbine Flow Parameter. Relativamente alla turbina di alta

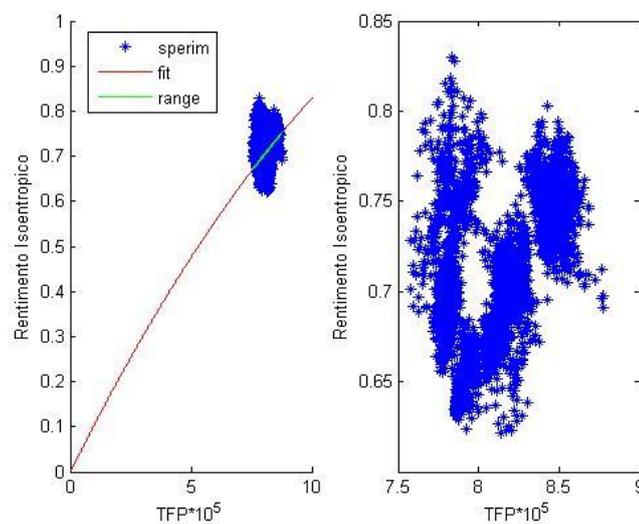


FIGURA 45 - MAPPA RENDIMENTO ISOENTROPICO TURBINA

pressione, si riporta tale mappa con conseguente interpolazione con una polinomiale del secondo ordine.

Il tratto verde nella curva di interpolazione indica il range di portata e rendimento che viene effettivamente coperto nella prova del motore, quindi l'intervallo massimo di variazione di queste grandezze.

Un procedimento analogo è stato effettuato per ricavare la mappa del rendimento della turbina di potenza.

La temperatura misurata sperimentalmente all'uscita della turbina del gas generator, come già accennato, è presa in tre punti della sezione anulare del volume che la separa dalla turbina di potenza e fornisce tre misure di temperatura alquanto diverse fra di loro. Dal momento che la temperatura finale va ad influire sulla

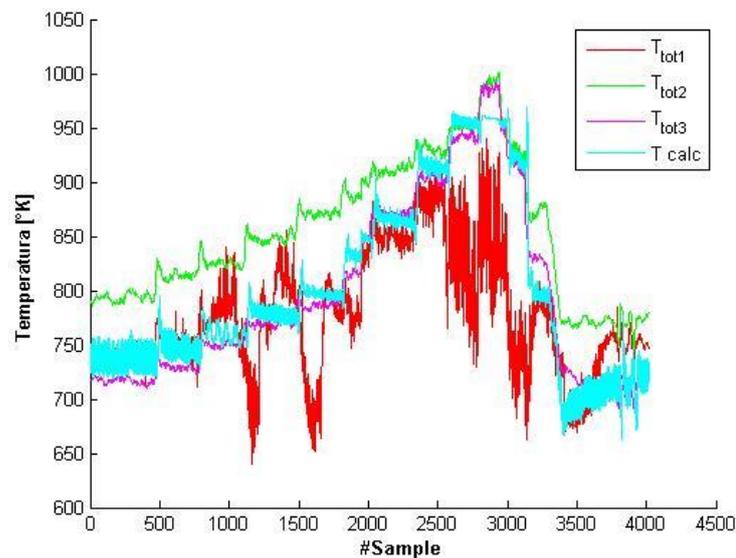


FIGURA 46

potenza della turbina del gruppo gas generator, che è fondamentale sia esattamente uguale a quella del compressore a meno di un termine di rendimento di trasmissione per garantire il sostentamento del sistema, utilizzare una temperatura in uscita alla turbina ottenuta dalla media matematica delle tre misurate rischia di non far rispettare questo bilancio. La temperatura in uscita alla

turbina di potenza è stata così calcolata prendendo come nota la potenza del compressore Pow_C e invertendo l'equazione del bilancio delle potenze del gas generator

$$Pow_C = \eta Pow_T$$

dove $\eta = 0.98$ è il rendimento meccanico di trasmissione e

$$Pow_T = W_g C_P (T_{T_in} - T_{T_out})$$

è la potenza della turbina di alta pressione, calcolata con la portata di gas che la attraversa W_g , il calore specifico a pressione costante C_P medio tra ingresso e uscita e la differenza tra la temperatura in ingresso T_{T_in} e in uscita T_{T_out} .

Dal momento che T_{T_out} è l'unica incognita di questa equazione, possiamo ricavarla:

$$T_{T_out} = T_{T_in} - \frac{Pow_T}{W_g C_P}$$

Raffigurando in un grafico la temperatura così ricavata, insieme alle tre misurate sperimentalmente, si osserva, in figura 47, come tale valore stimato sia corretto in quanto oscilla fra le tre temperature sperimentali e garantisce perfettamente il bilancio meccanico delle potenze.

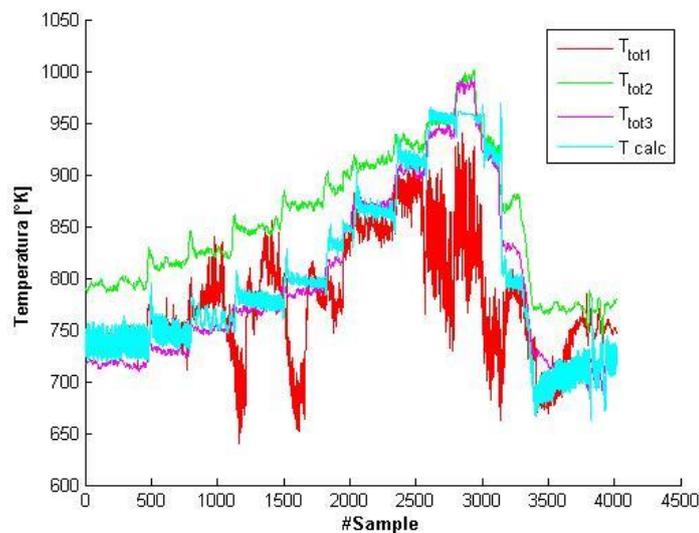


FIGURA 47

CAPITOLO 3

IL MODELLO SIMULINK

3.1 Introduzione alla modellazione dinamica in simulink

Al fine di ottenere una simulazione rapida ed efficiente, ogni componente del turboalbero (statico, dinamico e di combustione) con la sua dinamica interna, è stato realizzato sottoforma di blocco. Ciascun blocco è interconnesso agli altri tramite linee dirette o in retroazione che trasportano segnali riguardo le quattro caratteristiche termodinamiche del flusso di nostro interesse: temperatura, pressione, calore specifico a pressione costante c_p e gamma; tali linee garantiscono la dinamicità del sistema e realizzano un collegamento continuo dalla presa d'aria fino allo scarico della turbina.

Il modello è dunque un complesso insieme di equazioni differenziali, lineari e non, che vengono inizializzate tramite un opportuno script MatLab e le cui soluzioni costituiscono un ingresso per un altro blocco.

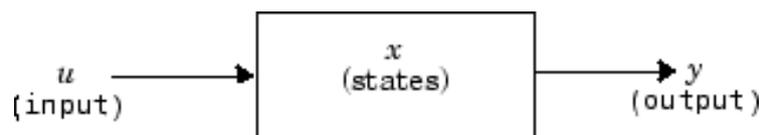


FIGURA 48

Il programma risolve queste equazioni ad ogni step temporale, simulando così il comportamento del sistema e generando un output che sarà poi utilizzato come segnale in retroazione per simularne il comportamento allo step successivo.

In fase di realizzazione del modello, una prima ipotesi che è stata introdotta riprendendo l'approccio utilizzato in precedenti attività di tesi, è quella di considerare ogni componente come un condotto, la cui portata dipende dalla differenza di pressione e i volumi nei quali si calcola la dinamica di pressione è il volume dello spazio tra i componenti stessi. A tal proposito, ogni componente dinamico è provvisto di una dinamica di pressione interna, che restituisce, istante per istante il valore di pressione in uscita a fronte delle variazioni di portata.

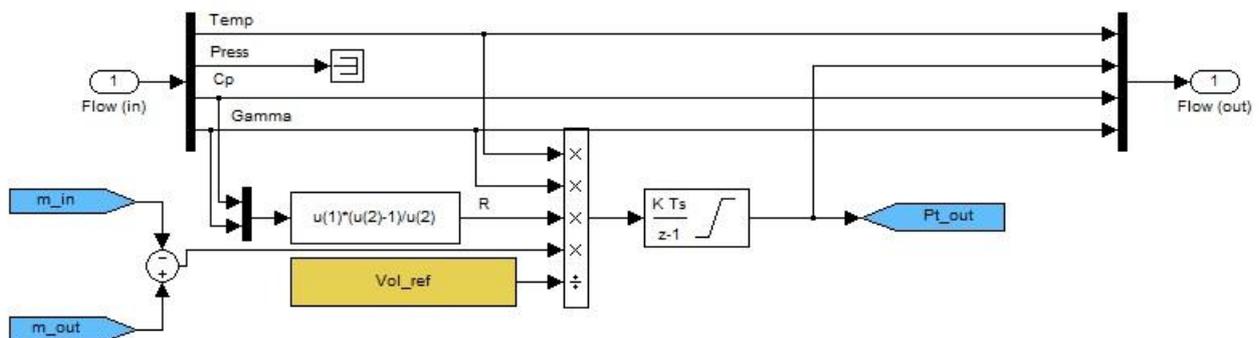


FIGURA 49 - LAYOUT DINAMICA DI PRESSIONE

L'equazione alla base del funzionamento della dinamica di pressione, deriva direttamente dal principio della conservazione della massa. Dato un volume di controllo V soggetto a due differenti portate \dot{m}_{in} ed \dot{m}_{out} , la portata contenuta all'interno del volume ad un certo istante sarà data da:

$$\dot{m} = \rho V$$

dove ρ è la densità del fluido.

Dal momento che il volume si mantiene costante nel tempo, ma le altre grandezze variano al variare del tempo, la variazione infinitesima di portata sarà data da:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{d\rho}{dt} V = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

Da cui

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{V}$$

Supponendo una trasformazione a Mach costante, possiamo considerare le grandezze di riferimento come totali.

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{V}$$

Ricavando la densità dall'equazione di stato dei gas perfetti otteniamo:

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{RT_0}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})$$

Questa equazione può essere integrata fra ingresso e uscita dei componenti per definirne la dinamica di pressione istante per istante.

$$\frac{dp_{out}}{dt} = \frac{\gamma RT_{out}}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})$$

Infatti, a fronte di un aumento di portata in ingresso, il sistema risponderà con un incremento di pressione mentre con una riduzione di portata in ingresso avremo una diminuzione di pressione. Il volume di controllo V andrà ad influire sulla risposta del sistema durante i transitori: un volume grande renderà il modello più stabile, ma anche più lento in risposta a variazioni improvvise di portata; un volume piccolo tende ad instabilizzare il sistema, ma lo rende più pronto. La pressione finale è

ricavata integrando $\frac{dp_{out}}{dt}$ con un blocco "discrete time integrator" il quale deve essere inizializzato alla pressione di mandata ricavata nello script di inizializzazione MatLab. La dinamica di pressione è presente alla mandata del compressore, in uscita alla camera di combustione, all'uscita della turbina di alta pressione del gruppo gas generator e all'uscita della turbina di potenza.

Gli array numerici che descrivono il diagramma operativo di un componente, per poter essere elaborati ed interpolati in Simulink devono essere caricati in *Lookup Tables*.

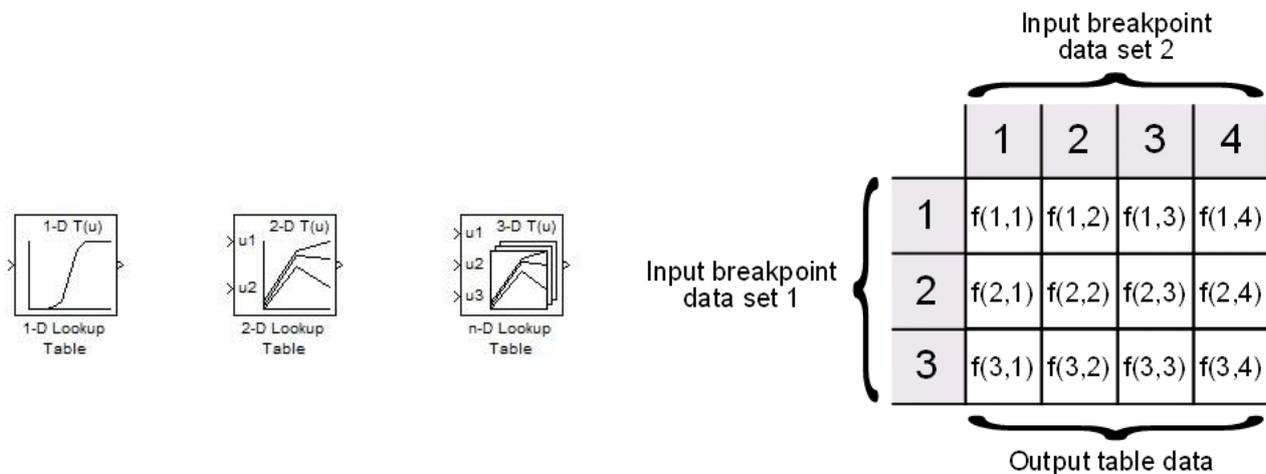


FIGURA 50 - LOOK-UP TABLE

Le Lookup Tables sono blocchi Simulink situati nell'omonima libreria che sono in grado di implementare ed approssimare una generica funzione, stimandone i valori mancanti attraverso un'interpolazione.

3.2 Modello Simulink Allison 250 c18

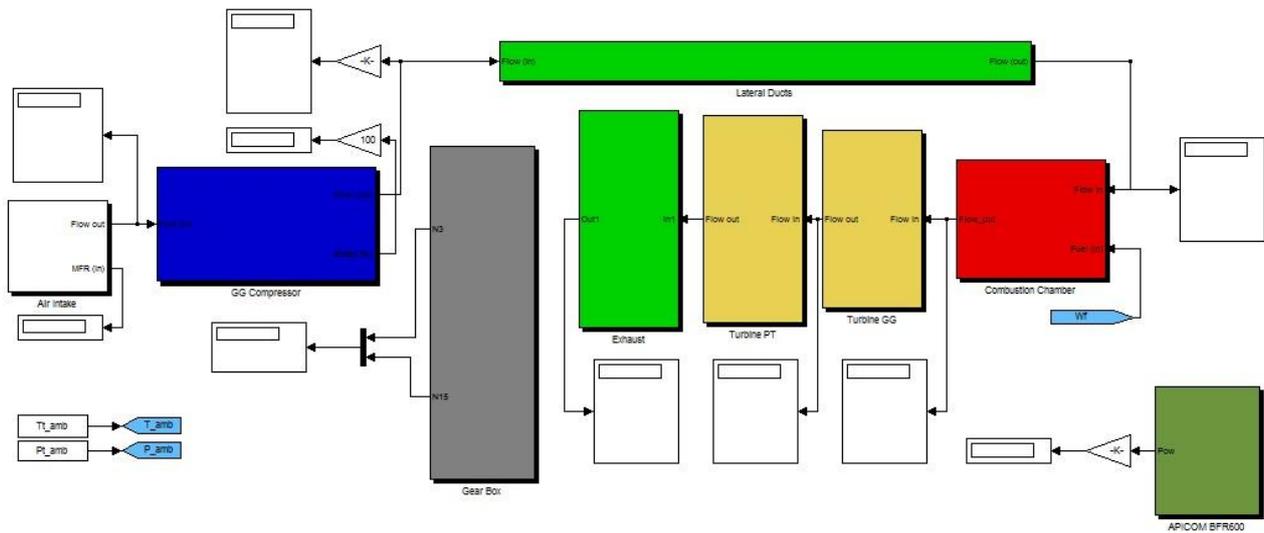


FIGURA 51 - MODELLO ALLISON 250 C18

In figura è mostrato l'assieme del modello Simulink del motore Allison 250 C18. Esso è composto da blocchi, ciascuno corrispondente a un componente fisico del motore. All'interno di questi blocchi, vengono risolte le equazioni base di funzionamento di ciascun componente, simulata la variazione delle grandezze fisiche ed eseguite le interpolazioni delle mappe istante per istante. A differenza di precedenti modelli tempo-continui effettuati in altri lavori di tesi, il presente modello è tempo-discreto: ciò implica che, per risolvere le equazioni differenziali della dinamica di pressione o velocità, sono stati utilizzati degli integratori a tempo discreto che devono essere inizializzati ad una condizione iniziale e che operano con uno step di integrazione scelto ad 1 KHz.

I metodi di integrazione utilizzati per risolvere le equazioni differenziali nel modello sono:

Forward Euler method

E' il metodo di integrazione di Eulero più comune. Sia u l'ingresso del sistema, y l'uscita, $n>0$ lo step di integrazione, allo step $n=0$ avremo la condizione iniziale $y(0)=IC$ e l'uscita ad un tempo $t(n)$ sarà data da:

$$y(n) = y(n - 1) + K[t(n) - t(n - 1)]u(n - 1)$$

dove K è il guadagno di integrazione.

Trapezoidal Method

Con il metodo dei trapezi, sia u l'ingresso del sistema, y l'uscita, $n>0$ lo step di integrazione, allo step $n=0$ avremo la condizione iniziale $y(0)=IC$ e l'uscita ad un tempo $t(n)$ sarà data da:

$$y(n) = y(n - 1) + K[t(n) - t(n - 1)][u(n) + u(n - 1)]/2$$

dove K è il guadagno di integrazione.

Air Intake

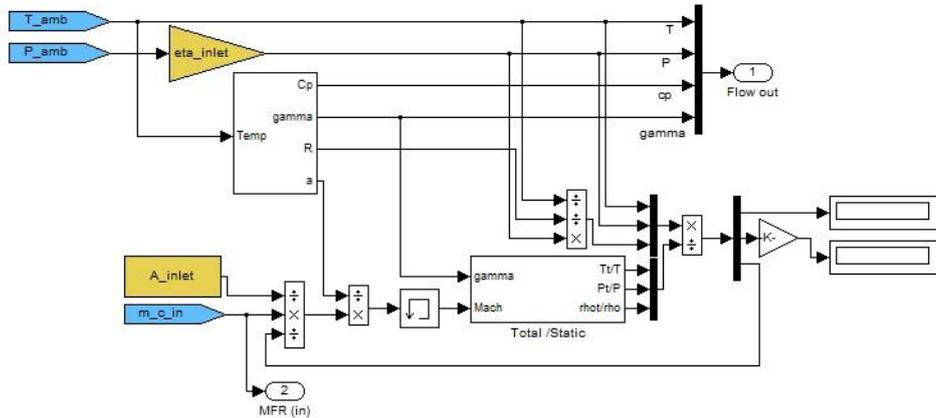


FIGURA 52 - LAYOUT MODELLO AIR INTAKE

Il primo blocco del modello è l'imbocco del compressore o air intake: esso fornisce in ingresso al compressore un flusso a temperatura ambiente e introduce una piccola caduta di pressione "*eta_inlet*" dell'ordine del 2% alla pressione ambiente dovuta a perdite per attrito nell'imbocco stesso. Conoscendo la sezione di ingresso, la portata e la densità, possiamo calcolare la velocità del flusso, che sarà poi utilizzata per ricavare i parametri di pressione e temperatura totali (o di ristagno) e il numero di Mach. Le caratteristiche fisiche di interesse dell'aria, quali c_p e γ , sono ricavate interpolando con la temperatura, le Look-up table contenenti le tabelle della function *AIR_properties*

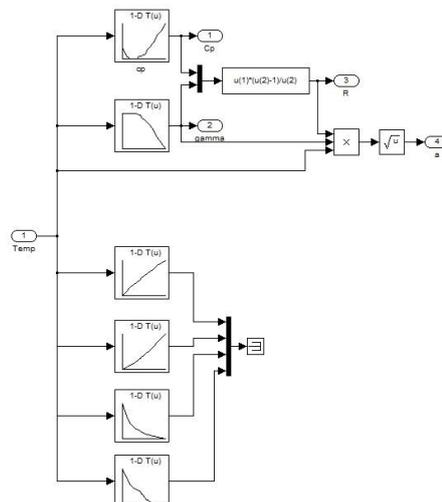


FIGURA 53 - LOOK-UP TABLE AIR_PROPERTIES

Gruppo Compressore

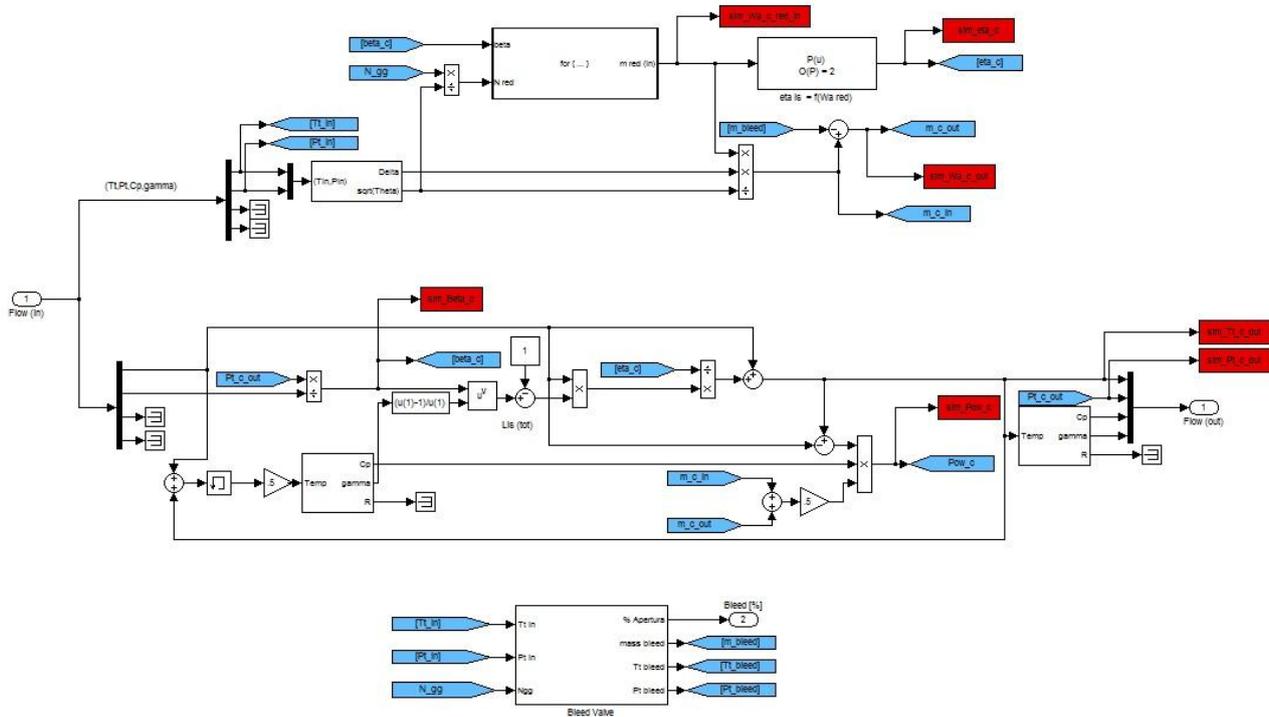


FIGURA 54 - LAYOUT GRUPPO COMPRESSORE

Dopo la presa d'aria, il flusso entra nello stadio di compressione. In questo sottosistema, nella parte in alto viene ricavata la portata ridotta e in seguito il rendimento, che sarà poi utilizzato nella parte poco più in basso per correggere la temperatura isoentropica e ricavare quella reale in uscita dal compressore. In basso è presente il modello "Bleed Valve" che simula l'apertura della valvola di bleed, con eventuale spillamento d'aria che andrà a correggere il valore di portata d'aria in uscita dal compressore.

Nel gruppo compressore la portata viene ricavata utilizzando il modello di Moore-Greitzer. Infatti se ricavassimo la portata usando il rapporto di compressione come input, rischieremo di incorrere in un'abiguità risolutiva che porterebbe il modello all'instabilità.

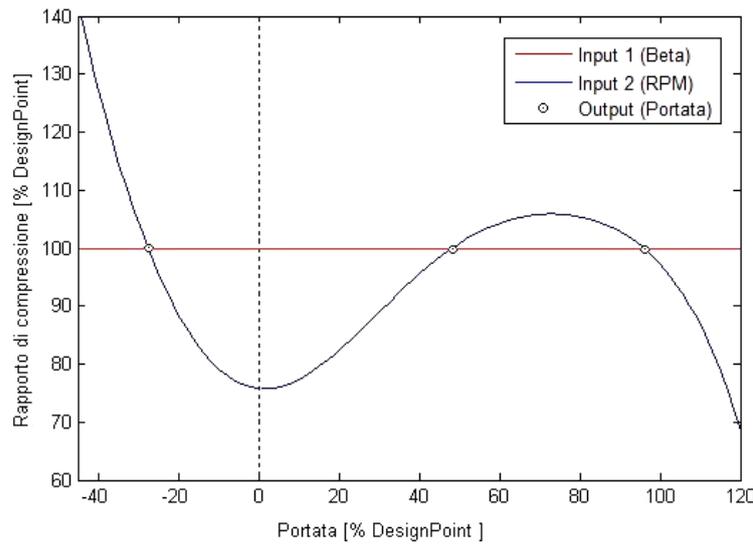


FIGURA 55

Utilizzando invece la portata come input possiamo avere uno e un solo rapporto di compressione in ogni punto di funzionamento del motore.

L'equazione del modello di Moore-Greitzer che è stata implementata mostra la variazione di portata in funzione del rapporto di compressione:

$$\frac{d}{dt}(\dot{m}_c(t)) = \frac{1}{\tau_c} [\tilde{\beta}(\dot{m}_c(t)) - \beta_c(t)]$$

La portata è calcolata integrando l'equazione appena riportata, dove $\tilde{\beta}$ è il valore di rapporto di compressione ottenuto interpolando la mappa del compressore al variare della portata e β_c è il rapporto di compressione calcolato dal modello istante per istante. L'introduzione di tale modello causa un ritardo nella risposta del sistema, ovvero a fronte di una variazione di pressione, la variazione di portata non sarà istantanea, ma sarà legata ad un parametro di ritardo τ_c . Durante la simulazione, i valori di velocità di rotazione e portata entrano nella Look-up table

che contiene la mappa di prestazione del compressore, aggiornando il valore del rapporto di compressione β e riducendo di volta in volta l'errore.

Questa parte è la più gravosa dal punto di vista computazionale, e viene inserita in un blocco "for iterator" che esegue una sorta di ciclo iterativo fino a raggiungere la convergenza del β .

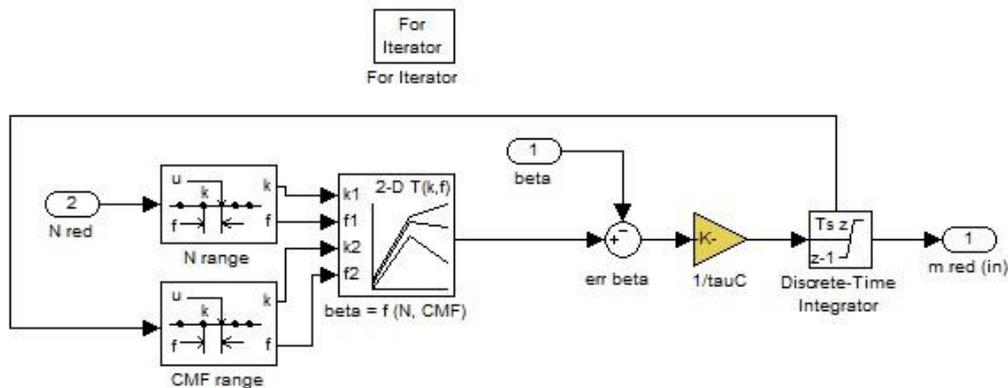


FIGURA 57 - LAYOUT FOR ITERATOR

Il tipo di integratore tempo-discreto utilizzato nel "for iterator", è l'unico dell'intero modello Simulink che come metodo di integrazione usa "Accumulation: Trapezoidal" inizializzato con il valore di portata corretta in ingresso al compressore nella condizione di progetto "Wa_red_ini". E' necessario impostare un'accumulazione piuttosto che un'integrazione in quanto il "for iterator" aggiorna il valore in uscita ad ogni ciclo, facendo una sorta di accumulazione.

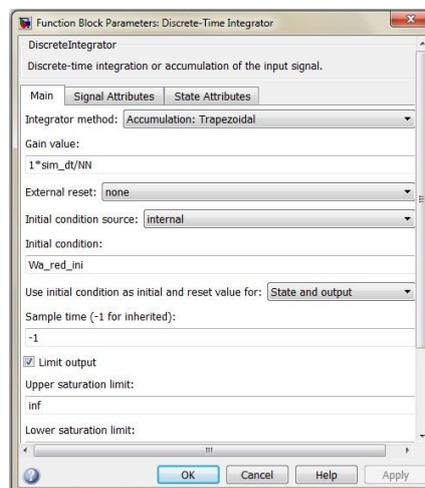


FIGURA 56 - DISCRETE-TIME INTEGRATOR

Il guadagno dell'integratore tempo-discreto è legato al numero NN di sub-iterazioni che il blocco iterativo esegue ad ogni ciclo.

Valvola di Bleed

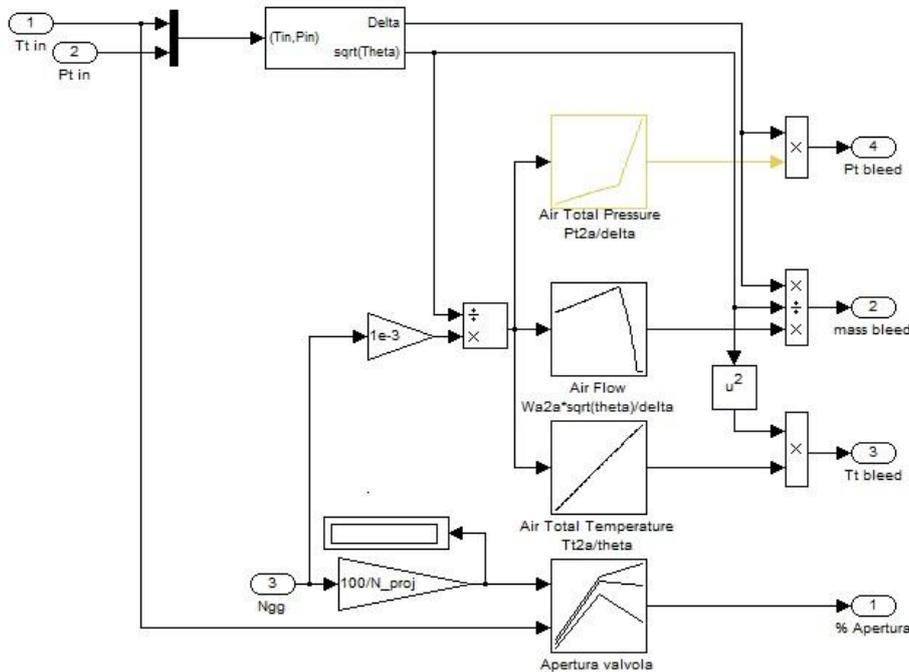


FIGURA 58 - LAYOUT VALVOLA DI BLEED

Questo blocco riproduce la dinamica di funzionamento della valvola di bleed presente al quinto stadio del compressore assiale. Al suo interno sono presenti 3 Look-up table 1-D che restituiscono rispettivamente, al variare della velocità di rotazione ridotta, la pressione totale, la portata d'aria spillata e la temperatura totale. Inoltre è presente una Look-up table 2-D che, al variare della velocità di rotazione e della temperatura totale in ingresso al compressore, determina la percentuale di apertura della valvola.

Lateral Ducts

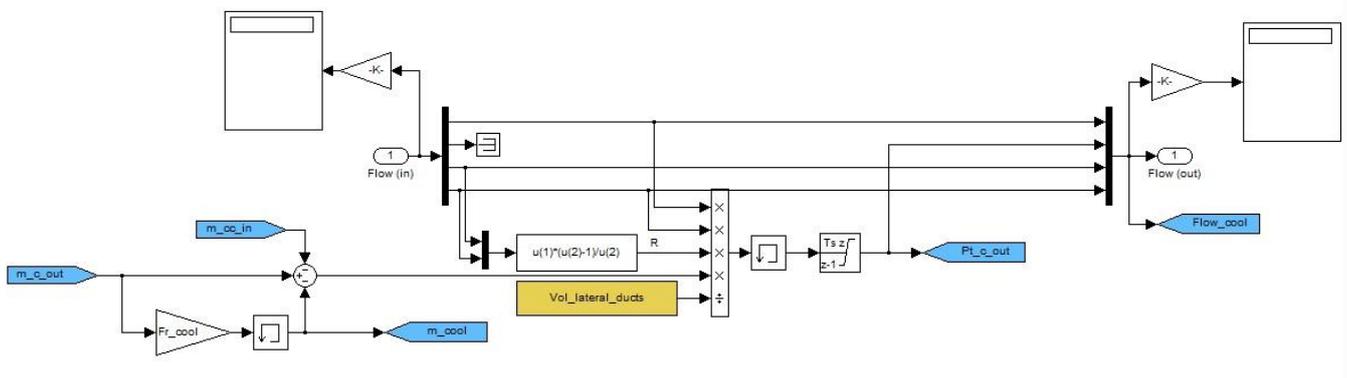


FIGURA 59 - LAYOUT CONDOTTI LATERALI

I condotti laterali mettono in comunicazione la mandata del compressore con l'ingresso della camera di combustione. Essi possono essere visti come il volume di controllo compreso tra questi due componenti e che ne determina la dinamica di pressione. Il blocco integra l'equazione della dinamica di pressione, restituendo ad ogni step il valore di pressione in ingresso alla camera di combustione, sulla base delle caratteristiche termodinamiche del flusso (c_p e γ), della differenza tra la portate in ingresso m_{c_out} e in uscita ai condotti m_{cc_in} e al loro volume di riferimento. Il discrete time integrator deve venire opportunamente inizializzato alla pressione di mandata del compressore iniziale ricavata nello script MatLab e utilizza come metodo di integrazione, la classica "Forward Euler Integration". Il valore del volume di controllo è stato ricavato da una misura dei condotti laterali, ovvero:

$$Vol_lateral_ducts = 5.4 * 10^{-3} [m^3]$$

Nel presente modello, le portate di raffreddamento, seppur presenti graficamente e pronte per essere introdotte, non sono state ancora implementate.

Camera di Combustione

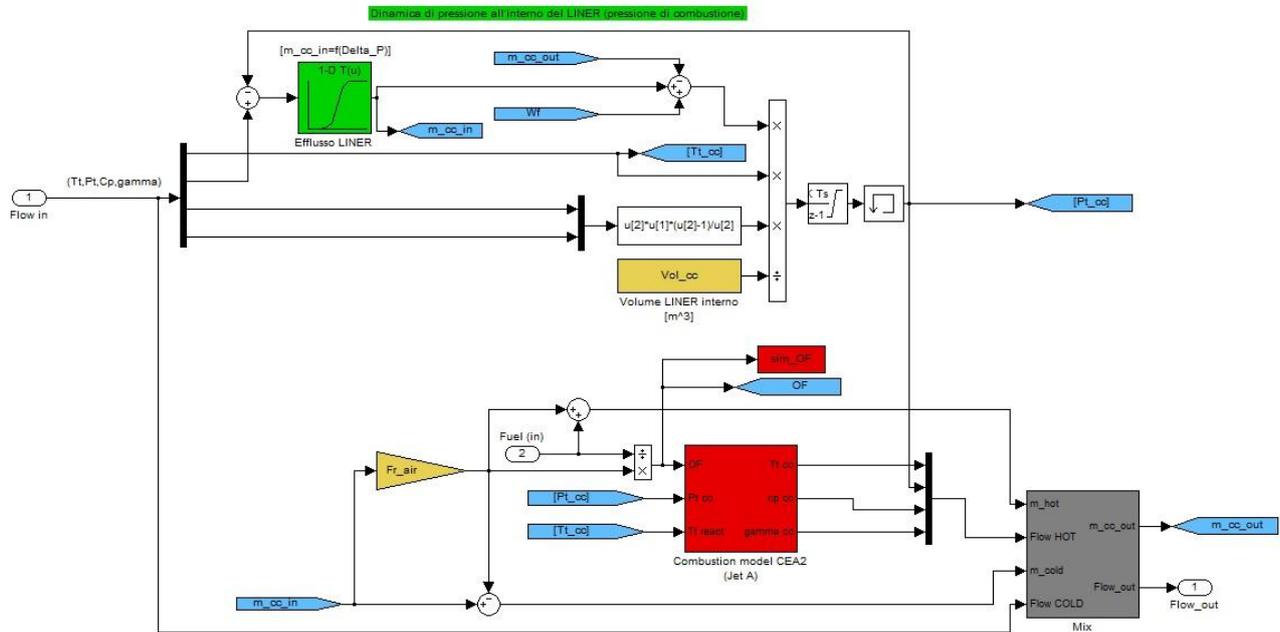


FIGURA 60 - LAYOUT CAMERA DI COMBUSTIONE

La portata in ingresso al blocco combustore, viene ottenuta tramite una mappa che viene interpolata dalla differenza di pressione, Delta_P, tra monte e valle del combustore. Questa mappa viene implementata in Simulink come Look-up table e letta al contrario

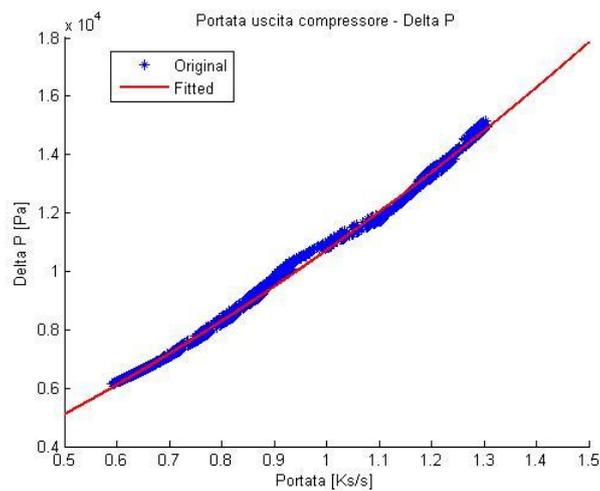


FIGURA 61

Il valore di portata uscente dalla Look-up table, viene poi partizionato in aria primaria e secondaria con un frazionamento del 25%. L'aria primaria, con l'aggiunta del combustibile, viene inviata come rapporto aria/combustibile "OF" al blocco che simula la combustione vera e propria, insieme alla temperatura dei reagenti, considerata uguale a quella in ingresso al combustore e alla pressione di combustione, assunta complessiva già di perdite a causa dell'impatto dell'aria col liner. La dinamica di pressione della camera di combustione, restituisce il valore di pressione in uscita dal combustore sulla base della variazione della differenza tra la portata da'aria in uscita dal compressore più quella combustibile e quella che lascia la camera di combustione. L'integratore tempo-discreto utilizza il classico metodo di integrazione "Forward Euler Integration" ed è inizializzato col valore di pressione in uscita dal combustore nella condizione di progetto. Il valore del volume di controllo è stato misurato e pari a:

$$Vol_{cc} = 3.9 * 10^{-3} [m^3]$$

Subsystem di combustione

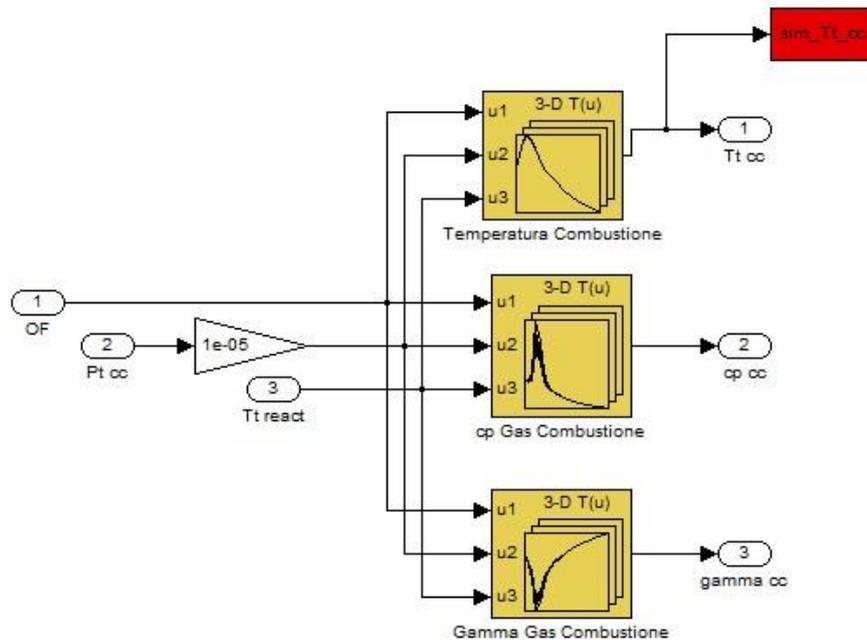


FIGURA 62 - LAYOUT SUBSYSTEM DI COMBUSTIONE CON MAPPE CEA

Questo sottosistema simula la dinamica di combustione utilizzando le mappe del CEA, e restituisce in uscita i valori di temperatura totale, c_p e gamma appena avvenuta la combustione, prima della miscelazione con l'aria secondaria. Le tre Look-Up table utilizzate contengono, ciascuna, le tabelle ricavate dallo script del CEA e vengono interpolate col il rapporto aria/combustibile OF, con la temperatura dei reagenti e con la pressione compressiva di perdite. L'aria primaria con l'aggiunta di combustibile, nelle nuove condizioni fisiche costituisce il *Flow Hot* (flusso caldo) che, nel blocco di Mix Cooling, viene mescolato con l'aria secondaria di raffreddamento (*Flow Cold*)

Mix Cooling Camera di Combustione

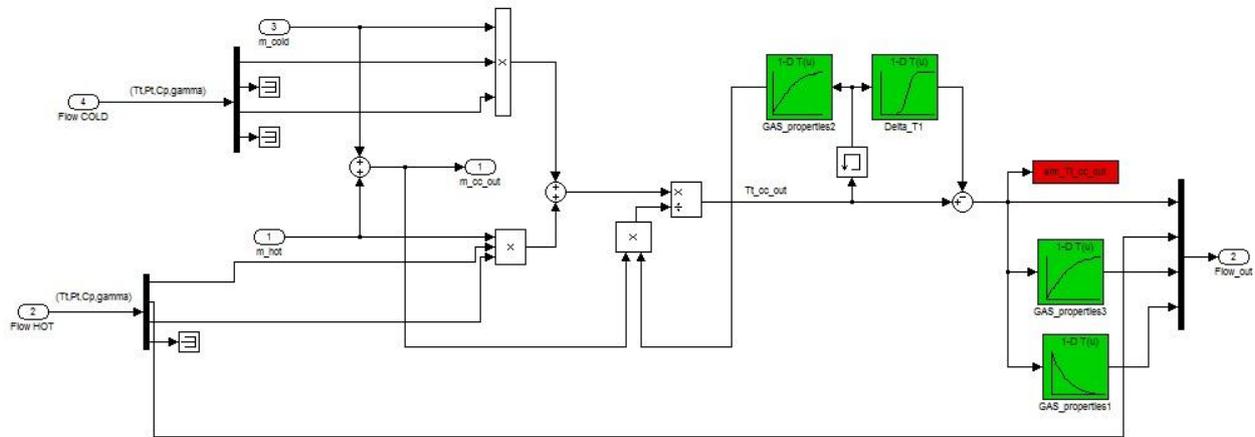


FIGURA 63 - LAYOUT MISCELATORE FLUSSO CALDO E FREDDO

Il blocco di mixing ha il compito di fornire le condizioni temperatura, pressione, c_p e gamma in uscita dalla camera di combustione, effettuando la miscela tra flusso primario composto da gas combustibili (Flow Hot) e l'aria secondaria (Flow Cold). Per ricavare i C_p e gamma dei gas combustibili, le tabelle utilizzate in *GAS_properties*, vengono implementate in Simulink come Look-up table 1-D, ed interpolate con la temperatura. La temperatura finale in uscita dal blocco combustore è ottenuta mediante una media pesata delle caratteristiche termodinamiche dei gas combustibili e dell'aria primaria di raffreddamento. Anche il parametro di temperatura correttivo ΔT viene ricavato interpolando la relativa mappa riportata in Simulink come Look-up table 1-D. La temperatura finale, va poi ad interpolare le Look-up tables contenenti le tabelle *GAS_properties*, per ricavare il C_p e il gamma in uscita dal combustore.

Turbina Gas Generator (HP) e Turbina di Potenza (LP)

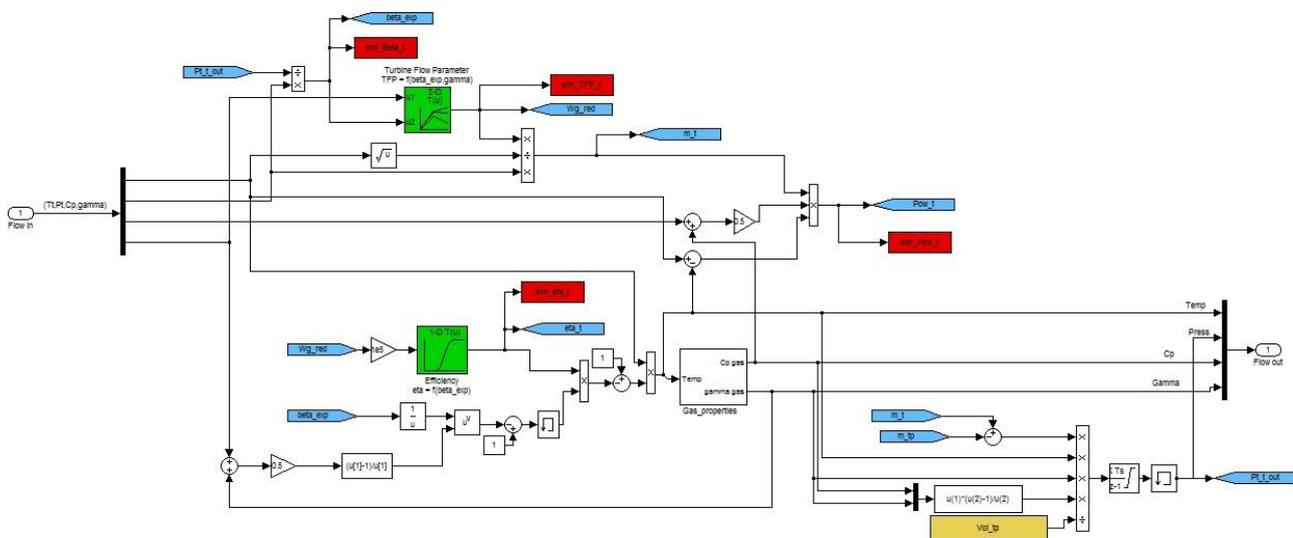


FIGURA 64 - LAYOUT TURBINA DI ALTA PRESSIONE

Le caratteristiche termodinamiche del flusso in uscita dalla camera di combustione, sono riportate come input nella turbina di alta pressione. Il gruppo turbina del gas generator è modellato in Simulink come un unico stadio, la cui dinamica di pressione è legata al volume che la separa dalla turbina di potenza e che da come output la pressione totale di scarico. La mappa di prestazione che lega TFP, gamma e rapporto di espansione è caricata in Simulink sottoforma di lookup table 2-D e viene interpolata con il gamma medio tra quello in ingresso e quello in uscita della miscela di gas e con il rapporto di espansione β_T , utilizzando il valore di pressione totale in uscita derivante dalla dinamica di pressione. La dinamica di pressione è raffigurata nella parte in basso a destra del modello e restituisce la variazione istantanea di pressione in seguito alla variazione delle portate in ingresso alla turbina del gas generator m_t e a quella in uscita (e dunque in ingresso alla turbina di potenza) m_{tp} . La portata normalizzata in uscita dalla lookup table viene poi trasmessa nella parte bassa del modello, e mandata come input in un'altra lookup table 1-D, per

ricavare il rendimento isoentropico della turbina $\eta_{t_{is}}$; valore che andrà poi a correggere la temperatura isoentropica in uscita calcolata e restituirci il valore di temperatura totale di scarico secondo la relazione:

$$T_{t_out} = T_{t_in} \left(1 - \left(1 - \frac{1}{\beta_T \frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \eta_{t_{is}} \right)$$

La dinamica di pressione della turbina di alta pressione restituisce la variazione di pressione di scarico in funzione della differenza fra la portata in uscita dalla camera di combustione e quella in uscita dalla turbina stessa. Il metodo di integrazione utilizzato nella risoluzione dell'equazione differenziale è ancora una volta il "Forward Euler Integration" con condizione iniziale la pressione di scarico della turbina nella condizione di progetto. Il volume di controllo è stato assunto pari a:

$$Vol_{tp} = 3.8 * 10^{-4} [m^3]$$

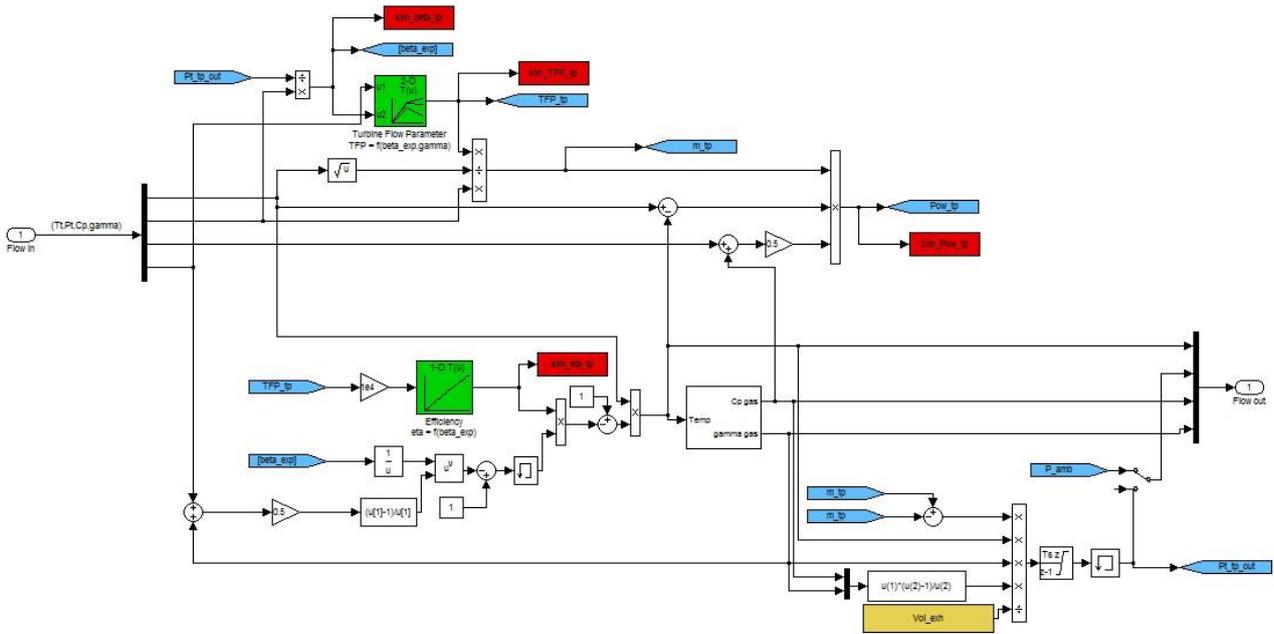


FIGURA 65 - LAYOUT TURBINA DI BASSA PRESSIONE

Il blocco della turbina di potenza funziona in modo analogo a quello della turbina di alta pressione. Il flusso in uscita dalla turbina di alta pressione entra nella turbina di bassa pressione e, interpolando la mappa della turbine flow parameter con il gamma medio tra quello in entrata e in uscita e con il beta di espansione (che utilizza sempre la pressione di uscita proveniente dalla dinamica di pressione raffigurata in basso a destra), consente di ricavare il valore di TFP. Tale valore, interpolando la mappa del rendimento isoentropico, ci da il valore di eta che andrà a correggere la temperatura isoentropica per restituirci quella reale. La dinamica di pressione della turbina di potenza è inserita solo a scopo grafico in quanto, come si vede nel modello, la pressione all'uscita della turbina dipende dalla differenza di due portate uguali e sarà quindi sempre uguale al valore a cui viene inizializzato l'integratore tempo-discreto, ovvero alla pressione ambiente.

Dinamiche di Velocità

All'interno del blocco "Gearbox" sono presenti le dinamiche di velocità del gruppo gas generator e della turbina di potenza.

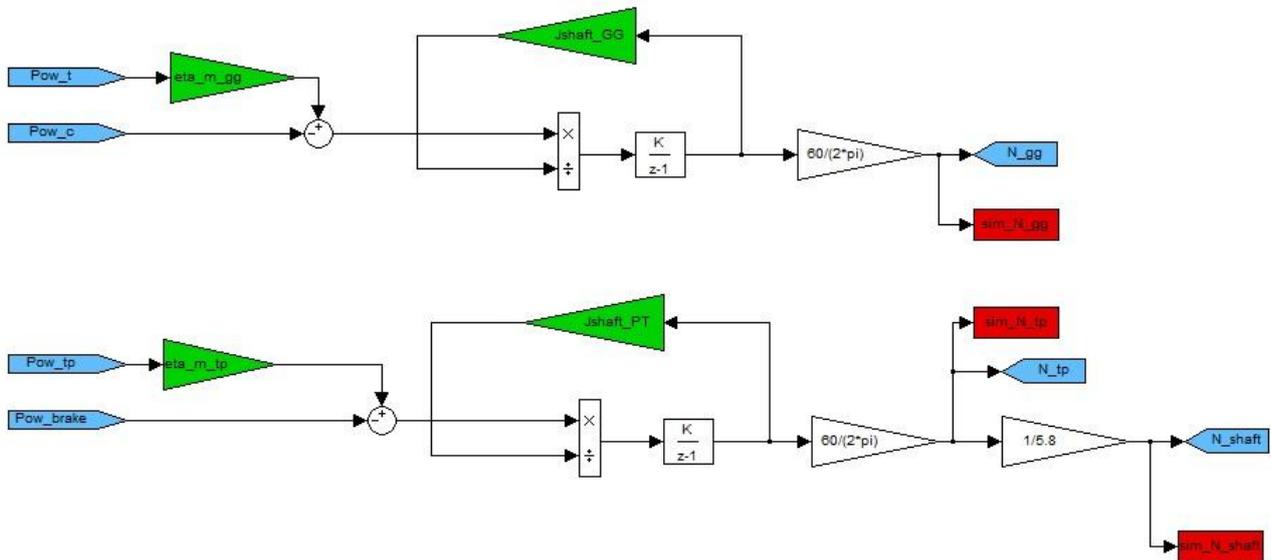


FIGURA 66 - LAYOUT DINAMICHE DI VELOCITA'

Il primo schema di figura indica la dinamica di velocità del gruppo gas generator: infatti al fine di raggiungere da condizione di autosostentamento del sistema, la potenza erogata ed assorbita dal compressore e dalla turbina di alta pressione, devono equilibrarsi, a meno di un parametro η_{m_gg} (η_{m_gg}) supposto pari a 0.98, che indica perdite di potenza dovute al trascinamento dei componenti ausiliari e di controllo e ad attriti. Il modello integra, istante per istante, l'equazione differenziale:

$$\dot{\omega} = \frac{\eta_{m_gg} Pow_T - Pow_c}{j\omega}$$

dove j indica il momento di inerzia dell'albero di trasmissione (assunto pari a $J_{shaft_{GG}} = 0.5$), Pow_T e Pow_C rispettivamente le potenze della turbina e del compressore. La dinamica di velocità dell'albero della turbina di bassa potenza è strutturata in modo analogo; la turbina di potenza è collegata ad un freno tramite una serie di ingranaggi che scalano la velocità con un rapporto di trasmissione di 5.8:1. Il rendimento meccanico di trasmissione $\eta_{m_{tp}}$ ($\eta_{m_{tp}}$) è sempre posto pari a 0.98 e il momento di inerzia dell'albero $J_{shaft_{GG}} = 0.1$. Il modello restituisce sia il valore della velocità di rotazione della turbina di potenza, che quello dell'albero scalato dell'opportuno fattore di riduzione 5.8.

Nel manuale del motore Allison 250 c18 è presente lo schema del gearbox con elencate tutte le utenze con gli opportuni rapporti di riduzione a cui gli alberi di trasmissione del gas generator e della turbina di potenza trasmettono il moto.

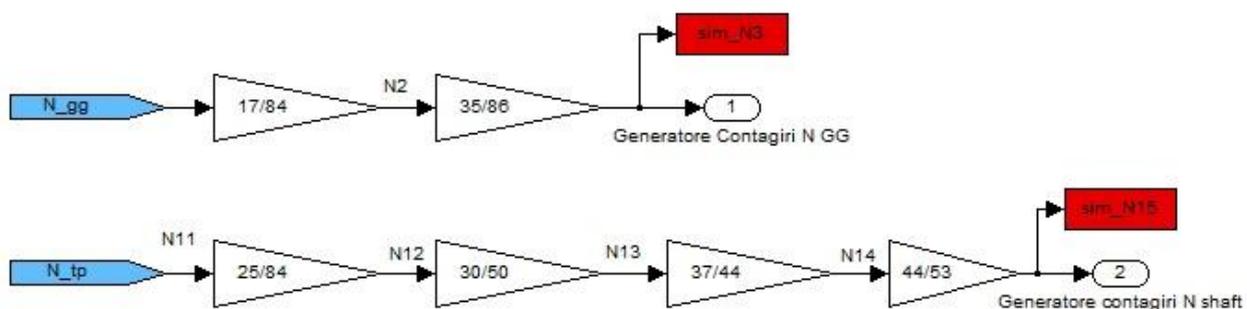


FIGURA 67 - LAYOUT DEL RIDUTTORE DI GIRI PER ALTRE UTENZE

Quindi, oltre alle velocità sopra riportate, sono state anche ricavate le velocità dei generatori tachimetrici del gruppo gas generator e albero di trasmissione. La risoluzione dell'equazione differenziale della dinamica di velocità, richiede l'utilizzo del blocco integratore tempo-discreto. In entrambe le dinamiche, il metodo di integrazione scelto è un'accumulazione "Forward Euler". L'integratore della dinamica del gruppo gas generator, deve essere inizializzato al valore della velocità del gruppo gas generator in rpm nella condizione di progetto, mentre quello della

dinamica dell'albero della turbina di potenza con la relativa velocità nelle condizioni di progetto sempre in rpm.

Organi di Regolazione: Modello del Freno e Fuel Control

Al fine di voler ricreare le condizioni reali dell'avviamento e della regolazione del motore come in sala prove, dove si ha un freno che regola il regime di rotazione del motore e un sistema di controllo di carburante che consente di variare la potenza erogata, sono stati realizzati i modelli di un freno e di un sistema di controllo del combustibile.

All'interno del blocco APICOM BFR600 è situato il modello del freno e del sistema di controllo del combustibile. Quest'ultimo costituisce un sistema elementare di controllo della manetta del motore che simula la variazione del regime di rotazione del gruppo gas generator. Infatti, la regolazione di un gruppo turbogas, avviene regolando la portata di combustibile iniettata in camera di combustione.

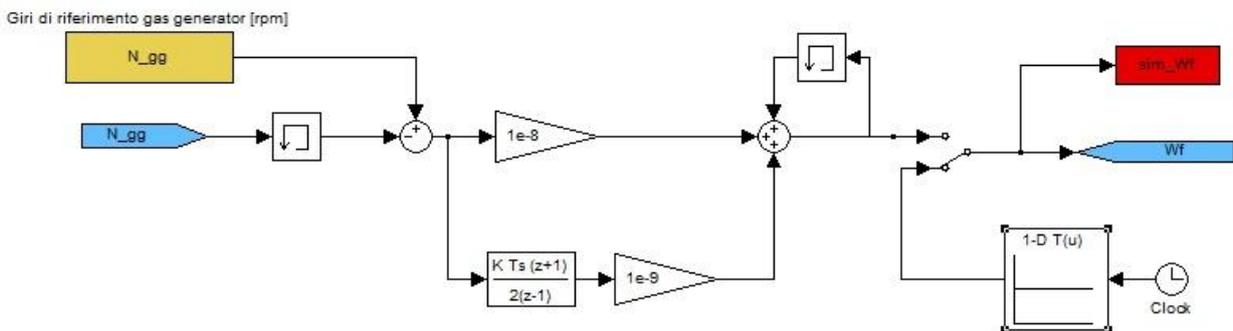


FIGURA 68 - LAYOUT REGOLATORE PI PER FUEL CONTROL

Nel presente modello sono possibili due metodi di regolazione. Il primo regola la quantità di combustibile tramite un controllo PI (Proporzionale Integrativo): il controllo proporzionale trasforma l'errore tra la velocità di rotazione di riferimento costante (N_{gg}) e quella a cui attualmente sta ruotando il gruppo gas generator in una variazione di combustibile che va ad aggiustare tale valore di velocità, tramite una costante proporzionale in questo caso scelta pari a 10^{-8} . La brusca oscillazione introdotta dal controllo proporzionale però potrebbe comunque portare il sistema all'instabilità, quindi si utilizza anche un controllo integrativo che evita oscillazioni troppo forti e aumenta la risposta del sistema di controllo. In base al numero di giri di riferimento pre-impostato, il PI regola la portata di combustibile necessaria per sostenere il regime di rotazione scelto.

Il secondo metodo è costituito un generatore di segnali temporali di clock che vanno ad interpolare un'opportuna Look-up table contenente un "programma di variazione" personalizzabile della portata di combustibile, che, variato opportunamente, consente anche di seguire i profili di prove sperimentali per confrontare i risultati delle simulazioni. Infatti nelle regolazioni di un turbogas, la portata di combustibile è la variabile sulla quale si va ad agire per variare il regime di funzionamento. Tramite uno switch control si può scegliere un metodo di controllo

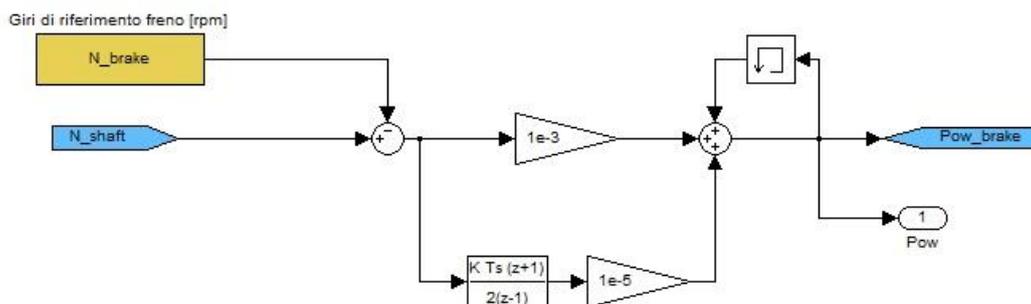


FIGURA 69 - LAYOUT CON CONTROLLO PI DEL FRENO

o l'altro.

Il sistema di controllo del freno lavora in maniera analoga a quello del carburante. In questo caso il segnale di errore è generato dalla differenza tra la velocità a cui ruota l'albero di trasmissione N_{shaft} e la velocità imposta dal freno N_{brake} . Questo errore, tramite un controllo proporzionale e integrativo con opportuni coefficienti determinati sperimentalmente, viene trasformato dal sistema di controllo in una variazione di potenza del freno Pow_{brake} , la quale tenderà a far accelerare o rallentare il motore fino a raggiungere la velocità pre-impostata.

3.3 Risultati Finali delle Simulazioni

Il modello Simulink è stato allestito per essere reso stabile nella condizione di progetto stabilita. La condizione di progetto scelta, è quella di minimo sostentamento, ovvero corrispondente ad una velocità di rotazione del gruppo gas generator pari a 30000 rpm.

Per poter avviare il modello Simulink e definire le condizioni iniziali di tutti i blocchi integratori, questo deve essere opportunamente inizializzato. Si è dunque creato uno script MatLab che riporta tutti i parametri fisici e meccanici del motore nella condizione di inizializzazione e che consentono il funzionamento stabile del modello Simulink. Nel file di inizializzazione, oltre a definire i dati tecnici della simulazione di seguito riportati, si eseguono le interpolazioni delle mappe di prestazione prima ricavate, nella condizione iniziale di progetto. La simulazione è stata fatta fornendo i seguenti dati sperimentali come condizioni iniziali:

- Temperatura ambiente: Tt_{amb} [°K]
- Pressione ambiente: Pt_{amb} [Pa]

- Velocità di inizializzazione gas generator: N_{gg} [rpm]
- Velocità di inizializzazione turbina di potenza: N_{pt} [rpm]

Ed utilizzando le seguenti impostazioni fisse:

- Step di integrazione: $sim_dt = 0.001$ s (1 KHz)
- Sub-iterazioni del blocco for iterator: $N_subit = 100$
- Costante del modello Moore-Greitzer $\tau_c = 0.05$
- Volume dei condotti laterali $Vol_lateral_ducts = 5.4 \cdot 10^{-3}$ [m³]
- Volume camera di combustione $Vol_cc = 3.9 \cdot 10^{-3}$ [m³]
- Volume tra le due turbine $Vol_tp = 3.8 \cdot 10^{-4}$ [m³]
- Volume di scarico (ininfluente) $Vol_exh = 2e-2$ [m³]
- Rendimento meccanico trasmissione GG $\eta_{m_gg} = 0.98$
- Rendimento meccanico albero TP/Freno $\eta_{m_tp} = 0.98$
- Momento di inerzia polare albero GG $J_{shaft_GG} = 0.5$
- Momento di inerzia polare albero freno $J_{shaft_PT} = 0.1$

Si riportano le mappe dei componenti compressore, turbina di alta pressione e turbina di bassa pressione con indicato il punto di funzionamento corrispondente al punto di progetto stabilito nella condizione di inizializzazione.

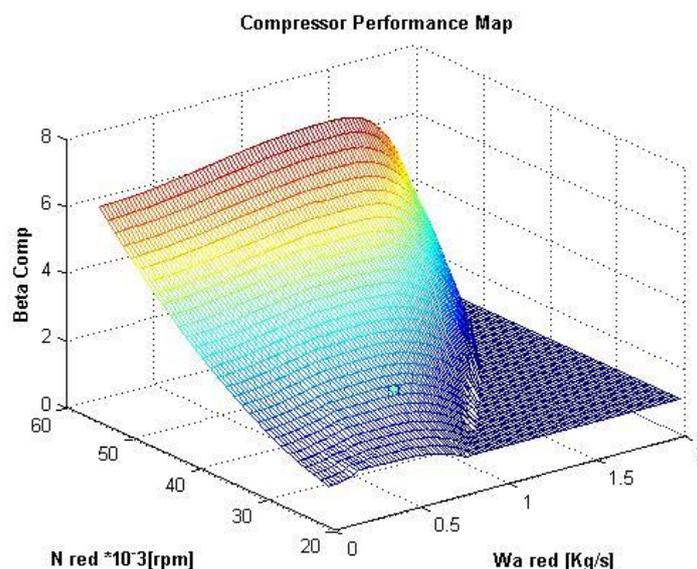


FIGURA 70 - PUNTO DI INIZIALIZZAZIONE COMPRESSORE

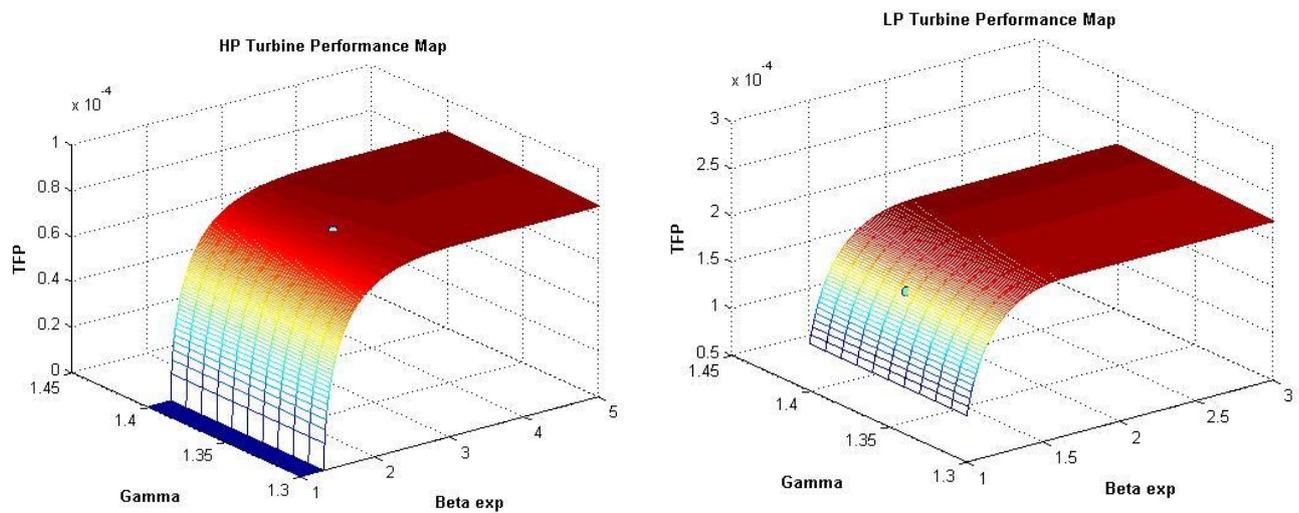


FIGURA 72 - PUNTI DI INIZIALIZZAZIONE TURBINE

Di seguito si riportano gli andamenti delle principali grandezze della simulazione durante il transitorio di stabilizzazione e il confronto con la condizione di progetto sperimentale a cui è stato inizializzato il modello.

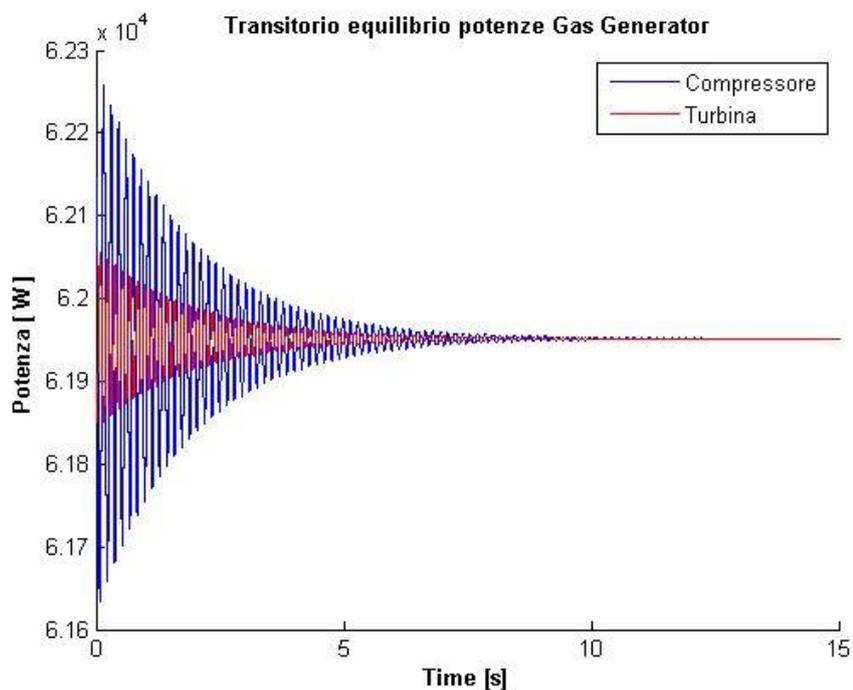


FIGURA 71 - TRANSITORIO EQUILIBRIO POTENZE GRUPPO GAS GENERATOR

Nel grafico di figura 71 si mostra il transitorio di assestamento delle potenze del compressore e della turbina del gas generator al trascorrere del tempo.

Nome Grandezza	Condizione di Progetto	Simulazione Simulink	Scostamento
Potenza Compressore	62285 W	62353 W	0.11 %
Potenza Turbina LP	15619 W	15650 W	0.2 %
Temp. uscita Comp.	387.2 °K	387.3 °K	0.03 %
Temp. fine comb.	1968 °K	1975 °K	0.1 %
Temp. uscita CC	792.3 °K	796.2 °K	0.5 %
Temp. uscita Gas Gen.	702.6 °K	706.1 °K	0.5 %
Temp. uscita Turbina LP	680.1 °K	683.4 °K	0.5 %
Beta Comp.	2.2642	2.2637	0.02 %
Beta Turbina HP	2.37	2.37	0 %
Beta Turbina LP	1.1736	1.1736	0 %

Si mostrano poi i grafici dei transitori di assestamento delle misure sopra citate.

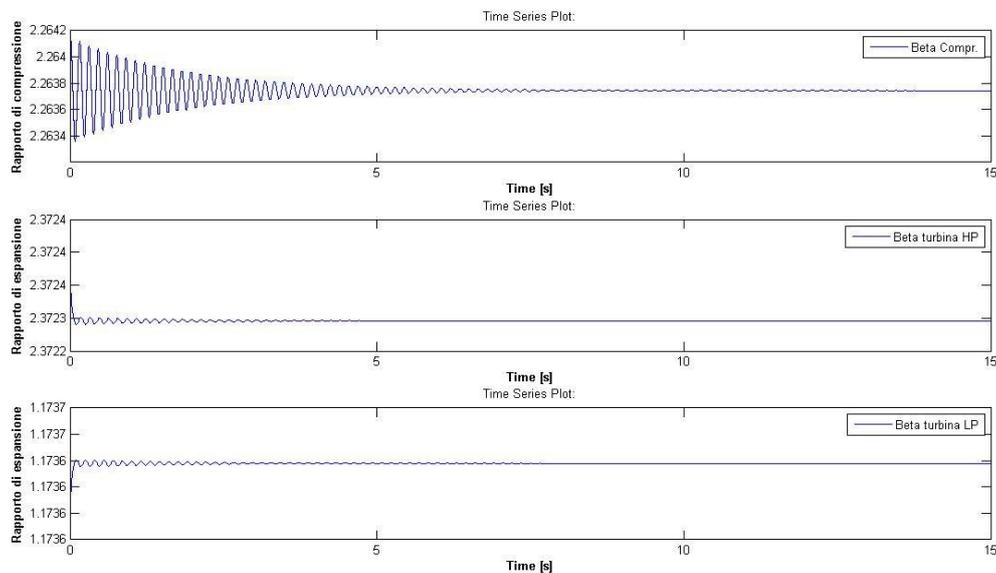


FIGURA 73 - TRANSITORIO DI ASSESTAMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESIONE E DEI RAPPORTI DI ESPANSIONE

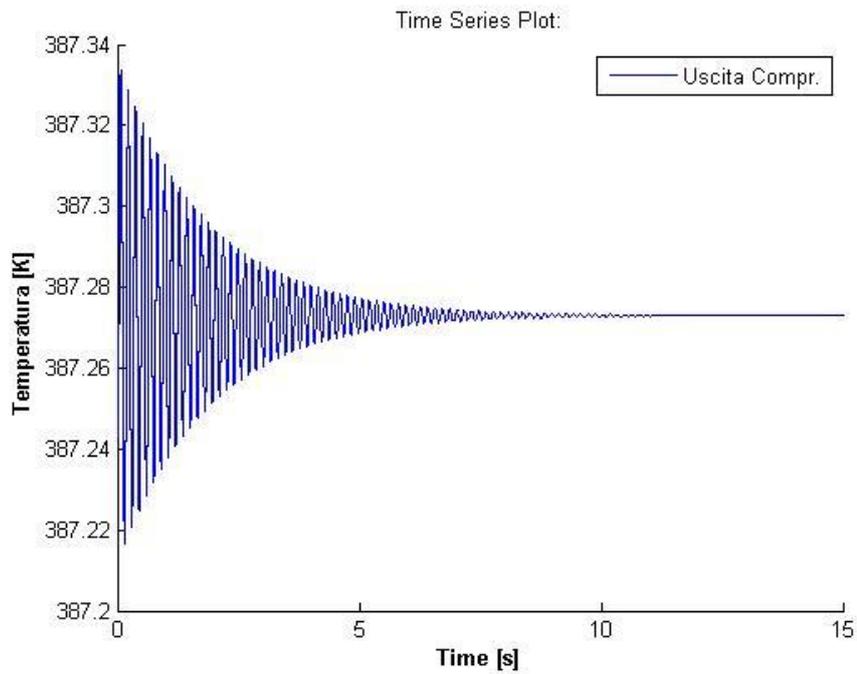


FIGURA 75 - TRANSITORIO DI ASSESTAMENTO TEMPERATURA USCITA DEL COMPRESSORE

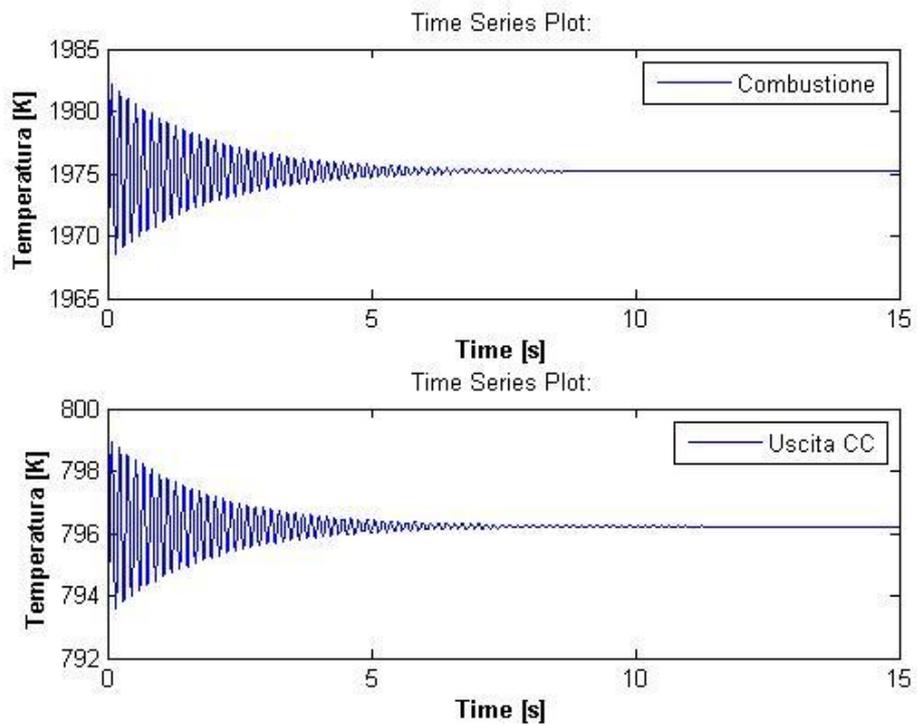


FIGURA 74 - TRANSITORIO DI ASSESTAMENTO TEMPERATURA DI COMBUSTIONE E IN USCITA DALLA CAMERA DI COMBUSTIONE

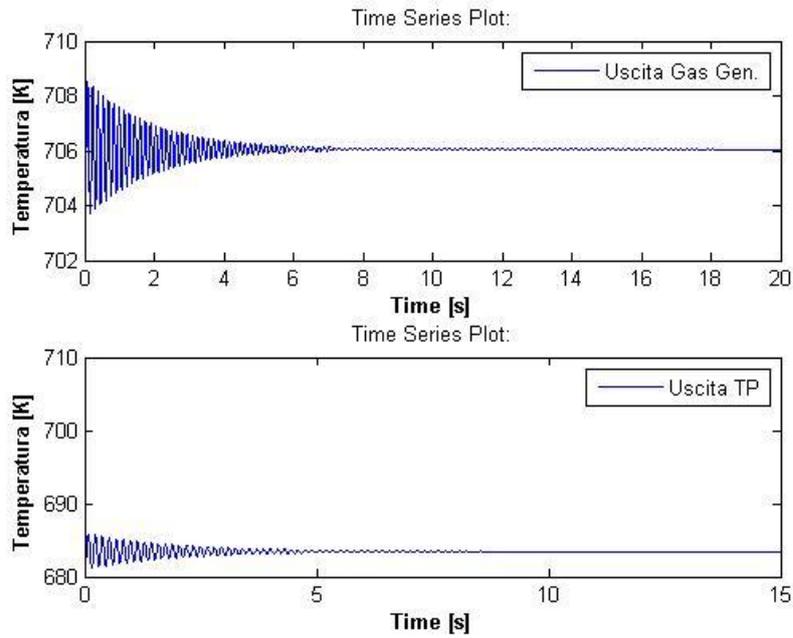


FIGURA 76 - TRANSITORIO DI ASSESTAMENTO TEMPERATURE IN USCITA DALLE TURBINE

Le velocità dei transitori per quanto riguarda le pressioni, come già spiegato, sono molto influenzati dai volumi di riferimento che vengono presi in considerazione. Volumi troppo piccoli instabilizzano il sistema ma lo rendono più pronto: improvvise variazioni di portata corrispondono a improvvise variazioni di pressione; volumi troppo grandi rendono più stabile il sistema ma nel frattempo più rigido, quindi variazioni di portata improvvise non si ripercuotono in modo brusco e improvviso in variazioni di pressione del sistema.

CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi, in seguito ad acquisizioni di dati effettuate nella sala prove del "Laboratorio di Macchine e Propulsione" della Scuola di Ingegneria e Architettura di Forlì sul turboshaft Allison 250 c18, in una prima fase sono state ricavate le mappe prestazionali dei singoli componenti del motore, elaborando i dati sperimentali in ambiente MatLab. Le acquisizioni sono state effettuate mediante l'utilizzo di sensori di pressione, temperatura e velocità installati in precedenza sul motore e opportunamente calibrati. In seguito alla realizzazione delle mappe prestazionali, si è passati all'allestimento completo di un modello dinamico in ambiente Simulink, del motore Allison 250 c18. Tale modello riproduce, in opportuni blocchi, ciascun componente facente parte della motorizzazione. Ogni blocco riceve in ingresso le caratteristiche fisiche di interesse del flusso (temperatura, pressione, calore specifico a pressione costante e gamma) provenienti dal blocco precedente tramite un "filo", le rielabora al suo interno risolvendo le equazioni tipiche di ciascun componente e interpolando le mappe di prestazione ricavate precedentemente in MatLab, e le invia come input al blocco successivo o in retroazione ai blocchi precedenti. In ogni blocco è stato realizzato un sistema di dinamica di pressione che, ad ogni istante, risolve un'equazione differenziale dipendente dalla differenza di portata a monte e a valle di un componente e dal volume di controllo, che restituisce il valore di pressione in uscita proporzionale alla variazione di portata stessa. Nel presente lavoro di tesi si è cercato di stabilizzare questo complesso sistema in una condizione di progetto, fissata a 30000 rpm del gruppo gas generator. Un sistema di controllo del numero di giri tramite variazione di portata di combustibile è stato realizzato al fine di poter, in un futuro, far funzionare il modello

anche fuori dalla condizione di progetto e riuscire a simulare l'andamento delle prove sperimentali reali. Si cercherà anche di simulare, tramite il modello, la condizione di avviamento del motore. In fase di progetto c'è anche la realizzazione della bellmouth da mettere davanti all'imbocco del compressore che, prevenendo il distacco dello strato limite, ci può consentire di ottenere una misura di portata sperimentale attendibile, senza l'ausilio delle mappe fornite sul manuale della turbina. Inoltre, migliorando l'accuratezza di alcune misure ed effettuando una misura precisa della pressione in uscita alla camera di combustione, sarà possibile ottenere delle mappe più precise, elemento fondamentale per il corretto funzionamento del modello Simulink.

BIBLIOGRAFIA

- Roberto Bertacin, "Definizione e Sviluppo di Modelli Dinamici per Motorizzazioni Turboprop e Turbofan", Tesi di Laurea Specialistica in Ingegneria Aerospaziale, Università di Bologna, A.A. 2007/2008;
- Philip G. Hill, Carl R. Peterson, "Mechanics and Thermodynamics of Propulsion" 2nd edition, Addison-Wesley Publishing Company, 1992;
- Matteo De Paoli, "Validazione preliminare del modello dinamico di un turboalbero aeronautico", Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale, Università di Bologna, A.A. 2012/2013;
- Lorenzo Zoffoli, "Modello zero-dimensionale per la simulazione dinamica di un turbocompressore", Elaborato Finale di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università di Bologna, A.A 2011/2012;
- Efraim Brandolini, "Ottimizzazione e sviluppo del modello dinamico di un propulsore turboshaft in ambiente MatLab/Simulink"; Tesi di Laurea in Ingegneria Aerospaziale, Università di Bologna, A.A 2010/2011;
- Francesco Nausti, Diego Lentini, Fausto Gamma, "Dispense del Corso di Propulsione Aerospaziale", Corso di Laurea di 1° Livello Ingegneria Aerospaziale, Facoltà di Ingegneria Civile e Industriale, Sapienza Università di Roma;
- M. Venturini, "Development and Experimental Validation of a Compressor Dynamic Model", Università degli studi di Ferrara, Luglio 2005;
- Kenneth C. Bruan, " IMPROVED AEROTHERMODYNAMIC INSTRUMENTATION OF AN ALLISON T63-A-700 GASTURBINE ENGINE", Naval Postgraduate School, Monterey, California, June 2002.
- Detroit Diesel Allison, 1973, "Operation And Maintenance Manual";

APPENDICE

```
-----  
%%CICLO OPERATIVO MOTORE ALLISON 250 C-18%%  
-----  
close all  
clear all  
clc  
  
%% ACQUISIZIONE DATI DA PROVA %%  
  
pathname='. \ACQ Banco\';  
filename='ACQ_20140724_145607_con_UFM';  
load([pathname,filename]);  
addpath('. \Mappe Manuale\')  
  
% INDIVIDUAZIONE VALORI NULLI CONSUMO COMBUSTIBILE %%  
  
ind=[1:250 2200:2500 3500:3800];  
ind_nan=[];  
nomi=fieldnames(Banco);  
for ii=1:length(nomi)  
    Banco.(nomi{ii})(ind)=[];  
    ind_nan=union(ind_nan,find(isnan(Banco.(nomi{ii})))));  
end  
  
%% CARICAMENTO MAPPE COMPRESSORE  
  
T_amb=Banco.T_sala+273.15; % [K]  
P_amb=Banco.P_sala*1e5; % [Pa]  
Tt_c_in=Banco.T_inlet+273.15; % [K]  
P_c_in=Banco.P_inlet*1e5; % [Pa]  
P_c_out=P_amb+Banco.P_cc*1e5; % [Pa]  
Pt_c_out=1.1.*P_c_out; % [Pa] %stima pressione totale all'uscita  
Tt_c_out=Banco.T_duct+273.15; % [K]  
Tt_bleed=Banco.T_bleed+273.15; % [K]  
P_bleed=P_amb+Banco.P_bleed*1e5;% [Pa]  
N_gg=Banco.N_gg_or; % [rpm]  
N_tp=Banco.N_pt_or; % [rpm]  
eta_pow=0.98;  
  
Pstd=101320; % [Pa]  
Tstd=288.15; % [K]  
  
%% MAPPE COMPRESSORE MANUALE  
  
[Wa_in_man,Pt_c_out_man,Tt_c_out_man,Wa_bleed_man,...
```

```

    Pt_bleed_man,Tt_bleed_man] = A2_mappe_comp_manuale(N_gg,P_amb,T_amb-273.15);
Tt_c_out_man=Tt_c_out_man+273.15;    % [K]
Pt_c_out_man=Pt_c_out_man*1e5;      % [Pa]
Tt_bleed_man=Tt_bleed_man+273.15;  % [K]
Pt_bleed_man=Pt_bleed_man*1e5;     % [Pa]
Wa_in=Wa_in_man;                    % [Kg/s] portata aria aspirata dal
compressore
Wa_out=Wa_in-Wa_bleed_man;          % [Kg/s] portata aria in mandata dal
compressore

%% CALCOLO PRESSIONE TOTALE INGRESSO COMPRESSORE

[cp_c_in,gamma_a_in] = AIR_properties (Tt_c_in);
R_a_in=cp_c_in.*(gamma_a_in-1)./gamma_a_in;
rho_c_in=P_c_in./(R_a_in.*Tt_c_in);
D_in=9.2*1e-2;                      % [m] diametro inlet
A_in=0.25*pi*D_in^2;
U_in=Wa_in./(rho_c_in.*A_in);
Pt_c_in=P_c_in+0.5*rho_c_in.*U_in.^2; % Pressione Totale ingresso compressore
[Pa]
a_c_in=sqrt(gamma_a_in.*R_a_in.*Tt_c_in);
M_c_in=U_in./a_c_in;
Pt_c_in=P_c_in.*((1+((gamma_a_in-1)./2).*M_c_in.^2).^(gamma_a_in./(gamma_a_in-
1)));

%% ANALISI DATI MODULO COMPRESSORE

Pt_bleed=Pt_bleed_man;
Tt_bleed=Tt_bleed_man;
beta_c=Pt_c_out./Pt_c_in;
Wc_red=Wa_in.*sqrt(Tt_c_in/Tstd)./(Pt_c_in/Pstd);
Nc_red=N_gg./sqrt(Tt_c_in/Tstd);
[cp_c,gamma_c] = AIR_properties (0.5*(Tt_c_in+Tt_c_out)); % cp e gamma medi
flusso compressore
Lis_c=Tt_c_in.*(beta_c.^((gamma_c-1)./gamma_c)-1);
Lre_c=Tt_c_out-Tt_c_in;
eta_c=Lis_c./Lre_c;
Pow_c=((0.5.*(Wa_in+Wa_out)).*cp_c.*(Tt_c_out-Tt_c_in)); % Potenza compressore
su valori medi cp e wa

%% RICAPO PT_C_OUT INTERPOLANDO MAPPA WC_RED BETA_C

[coeff_wb]=polyfit(Wc_red,beta_c,2);
Wc_red1=linspace(0.5,1.5,4016);
beta_c1=polyval([coeff_wb],Wc_red1);
beta_c2=polyval([coeff_wb],Wc_red);
Pt_c_out1=beta_c2.*Pt_c_in;

%% RICAPO ETA_C INTERPOLANDO MAPPA WC_RED ETA_C

[coeff_eta_c]=polyfit(Wc_red,eta_c,2);
eta_c1=polyval([coeff_eta_c],Wc_red1);
eta_c2=polyval([coeff_eta_c],Wc_red);

%% RICALCOLO MAPPA WC_RED N_GG

[coeff_Nred_c]=polyfit(Wc_red,Nc_red,2);
Nc_red1=polyval([coeff_Nred_c],Wc_red1);
Nc_red2=polyval([coeff_Nred_c],Wc_red);

```

```

figure(1);clf
subplot(131); hold on
plot(Wc_red,beta_c,'*')
plot(Wc_red1,beta_c1,'r-')
title('Mappa Beta Compressore')
xlabel('Portata Corretta')
ylabel('Rapporto di Compressione')
legend('Dati Sperimentali','Fit')
subplot(132); hold on
plot(Wc_red,eta_c,'*')
plot(Wc_red1,eta_c1,'r-')
title('Mappa Rendimento Compressore')
xlabel('Portata Corretta')
ylabel('Rendimento')
legend('Dati Sperimentali','Fit')
subplot(133); hold on
plot(Wc_red,Nc_red,'*')
plot(Wc_red1,Nc_red1,'r-')
title('Mappa Giri Corretti Compressore')
xlabel('Portata Corretta')
ylabel('Velocità di Rotazione Corretta')
legend('Dati Sperimentali','Fit')

figure(2);clf
subplot(221); hold on
plot(Pt_c_out*1e-5)
plot(Pt_c_out1*1e-5,'r-')
title('Confronto Pressioni')
legend('Sperimentale','Da fitting')
subplot(222); hold on
plot(beta_c)
plot(beta_c2,'r-')
title('Conftonto beta c')
legend('Sperimentale','Da fitting')
subplot(223); hold on
plot(eta_c)
plot(eta_c2,'r-')
title('Confronto eta c')
legend('Sperimentale','Da fitting')
subplot(224); hold on
plot(Nc_red)
plot(Nc_red2,'r-')
title('Confronto Nc red')
legend('Sperimentale','Da fitting')

Pt_c_out=Pt_c_out1;
beta_c=beta_c2;
eta_c=eta_c2;
Nc_red=Nc_red2;

%save Punti_Op_compressore Wc_red Nc_red beta_c eta_c

%% CAMERA DI COMBUSTIONE
Tt_cc_in=Tt_c_out;
Tt_cc_out_sperim=Banco.T_cc+273.15;
Pt_cc_in=Pt_c_out;
Wf=Banco.W_fuel/3600;           % [Kg/s]
Wg=Wa_out+Wf;                 % [Kg/s]

```

```

Fr_air=0.25;
beta_cc=0.973; % Caduta di Pressione CC
Pt_cc_out=Pt_cc_in.*beta_cc;
[cp_cc_in,gamma_cc_in]=AIR_properties(Tt_cc_in);
%
% figure(532);clf;hold on
% plot(Pt_cc_in*1e-5)
% plot(Pt_cc_out*1e-5,'r')
% title('Pressioni Camera di Combustione')
% xlabel('#Sample'),ylabel('Pressione [bar]')
% legend('P_C_C in','P_C_C out')

%% MODELLO DI COMBUSTIONE

% Combustione aria primaria

Treact=Tt_cc_in;
Wa_cc_in=Wa_out;
eta_cc=0.98;
Ki=43.5*1e6; % [J/kg]

model_comb=3;
switch model_comb
case 0 % modello semplificato senza frazionamento
% Reagenti combustione:
Ha=Wa_cc_in.*cp_cc_in.*Tt_cc_in; % entalpia aria ingresso
Hf=0;%Wf*2010.*Tt_cc_in;
Hc=eta_cc*Wf*Ki;
Qdiss=0;

OF=Wa_cc_in./Wf;

cp_cc_out=cp_cc_in;
toll=100;
while toll>5
toll=cp_cc_out;
Tt_cc_out=(Ha+Hf+Hc-Qdiss)./((Wa_cc_in+Wf).*cp_cc_out);
[cp_cc_out,gamma_cc_out] = GAS_properties
(0.5*Tt_cc_in+0.5*Tt_cc_out);
% [cp_cc_out,gamma_cc_out] = GAS_properties (Tt_cc_out);

% Termochimica gas di combustione:
toll=abs(toll-cp_cc_out);
toll=mean(toll(not(isnan(toll))));
end
Wg=Wa_cc_in+Wf;

figure(21);clf;hold on
plot(Tt_cc_out_sperim)
plot(Tt_cc_out,'r')
legend('sperim','calc')

case 1 % modello semplificato con frazionamento
Fr_air=0.25;
% Frazionamento flussi d'aria:
Wa_pri=Fr_air.*Wa_out;
Wa_sec=Wa_out-Wa_pri;

```

```

% Reagenti combustione:
Ha=Wa_pri.*cp_cc_in.*Tt_cc_in; % entalpia aria ingresso
Hf=Wf*2010.*Tt_cc_in;
Hc=eta_cc*Wf*Ki;
Qdiss=0;

OF=Wa_pri./Wf;
cp_cc=cp_cc_in;
toll=100;
while toll>10
    toll=cp_cc;
    Tt_cc=(Ha+Hf+Hc-Qdiss)./((Wa_pri+Wf).*cp_cc);
    [cp_cc,gamma_cc] = GAS_properties (0.5*Tt_cc_in+0.5*Tt_cc);

    toll=abs(toll-cp_cc);
    toll=sqrt(sum(toll.^2)./length(toll));
    % toll=mean(toll(not(isnan(toll))))
end
% Miscelazione aria secondaria:
toll=100;
cp_cc_out=cp_cc;
while toll>5
    toll=cp_cc_out;

cp_cc_out1=((Wa_pri+Wf).*cp_cc+Wa_sec.*cp_cc_in)./(Wa_pri+Wa_sec+Wf);

gamma_cc_out1=((Wa_pri+Wf).*gamma_cc+Wa_sec.*gamma_cc_in)./(Wa_pri+Wa_sec+Wf);

Tt_cc_out=((Wa_pri+Wf).*cp_cc.*Tt_cc+Wa_sec.*cp_cc_in.*Tt_cc_in)./...
    ((Wa_pri+Wa_sec+Wf).*cp_cc_out);
    [cp_cc_out,gamma_cc_out]=GAS_properties(Tt_cc_out);

    toll=abs(cp_cc_out-toll);
    toll=sqrt(sum(toll.^2)/length(toll));
end
Wg=Wa_cc_in+Wf;

figure(22);clf;hold on
plot(Tt_cc_out_sperim)
plot(Tt_cc_out,'r')
legend('sperim','calc')

case 2 % modello semplificato convariazione entalpia
% Reagenti combustione:
Ha=Wa_cc_in.*cp_cc_in.*Tt_cc_in; % entalpia aria ingresso
Hf=Wf*2010.*Tt_cc_in;
dHc=eta_cc*Wf*Ki;
Qdiss=0;
Wg=Wa_cc_in+Wf;
OF=Wa_cc_in./Wf;

[combmodel]=GAS_properties;
h_cc_in=interp1(combmodel.Temp,combmodel.H,Tt_cc_in,'linear','extrap');
H_cc_out=Wg.*h_cc_in+dHc;

Tt_cc_out=interp1(combmodel.H,combmodel.Temp,H_cc_out./Wg,'linear','extrap');
[cp_cc_out,gamma_cc_out]=GAS_properties(Tt_cc_out);

```

```

figure(23);clf;hold on
plot(Tt_cc_out_sperim)
plot(Tt_cc_out,'r')
legend('sperim','calc')

case 3
load Combustion_JetA_CEA2
Wa_pri=Fr_air*Wa_out;
Wa_sec=(1-Fr_air)*Wa_out;
OF=(Wa_pri)./Wf;
Tt_cc=interp3(CombustionGas.P_gas,CombustionGas.OF_gas,...
    CombustionGas.T,CombustionGas.T_gas,Pt_cc_out*1e-5,OF,Treact);
cp_cc=interp3(CombustionGas.P_gas,CombustionGas.OF_gas,...
    CombustionGas.T,CombustionGas.cp_gas,Pt_cc_out*1e-5,OF,Treact);
gamma_cc=interp3(CombustionGas.P_gas,CombustionGas.OF_gas,...
    CombustionGas.T,CombustionGas.gamma_gas,Pt_cc_out*1e-5,OF,Treact);

cp_cc_out=GAS_properties(Tt_cc_in);
toll=100;
while toll>5
    toll=cp_cc_out;

Tt_cc_out_or=((Wa_pri+Wf).*cp_cc.*Tt_cc+Wa_sec.*cp_cc_in.*Tt_cc_in)./...
    ((Wa_out+Wf).*cp_cc_out);
cp_cc_out=GAS_properties(Tt_cc_out_or);

    toll=abs(cp_cc_out-toll);
end

figure(500);clf;hold on
plot(Tt_cc_in)
plot(Tt_cc,'r')
plot(Tt_cc_out_or,'g')
    xlabel('#Sample'),ylabel('Temperatura [K]'),
title('Temperature Camera di Combustione'),
legend('T_C_C in','T Comb','T_C_C out'),

figure(501);clf;hold on
plot(cp_cc_in)
plot(cp_cc,'r')
plot(cp_cc_out,'g')
    xlabel('#Sample'),ylabel('C_P'),
title('C_P Camera di Combustione'),
legend('C_P cc in','C_P cc Comb','C_P cc out')

%% LEGO QUESTA TEMPERATURA A QUELLA SPERIMENTALE

Delta_T=Tt_cc_out_or-Tt_cc_out_sperim;

a=0.4347;
b=0.004467;
xlin=[0:0.1:1500];
y_delta=a.*exp(b.*Tt_cc_out_or);
y_delta1=a.*exp(b.*xlin);
figure(11);clf;hold on

```

```

plot(xlin,y_delta1,'linewidth',2);
plot(Tt_cc_out_or,Delta_T,'*r')
title('Relazione tra Temperatura uscita cc calcolata e Delta T')
xlabel('Temperatura uscita cc calcolata [K]'),ylabel('Delta T [K]')
xlim([750 1500]);

%save Delta_T_Tt_cc_out_pcc xlin y_delta1

Tt_cc_out=Tt_cc_out_or-y_delta;

figure(7);clf;hold on
plot(Tt_cc_out_or)
plot(Tt_cc_out_sperim,'r')
plot(Tt_cc_out,'g')
title('Confronto Temperature sperimentali e calcolate')
legend('T_C_C out calc','T_C_C out sperim','T_C_C corretta')
xlabel('#Sample'),ylabel('Temperatura [K]'),
end

%% LEGO CADUTA DI PRESSIONE A PORTATA INGRESSO CC

Delta_P_cc=Pt_cc_in-Pt_cc_out;

xline=linspace(0.5,1.5,4016);
Delta_P_coeff=polyfit(Wa_out,Delta_P_cc,2);
y_delta_p=polyval([Delta_P_coeff],xline);
delta_p=polyval([Delta_P_coeff],Wa_out);

Pt_cc_out=Pt_cc_in-delta_p;

figure(3); clf; hold on
plot(Wa_out,Delta_P_cc,'*')
plot(xline,y_delta_p,'r','linewidth',2)
title('Portata uscita compressore - Delta P')
legend('Original','Fitted')
xlabel('Portata [Ks/s]'),ylabel('Delta P [Pa]')

% save Wa_out_Delta_P_cc xline y_delta_p

%% TURBINA GAS GENERATOR

Tt_t_in=Tt_cc_out; % [K]
Pt_t_in=Pt_cc_out; % [Pa]
P_t_out=P_amb+Banco.P_tot*1e5; % [Pa - statica]
cp_t=GAS_properties(Tt_t_in); %per inizializzare il ciclo

toll=100;
while toll>1
    toll=cp_t;

    Tt_t_out=Tt_t_in-((Pow_c./(eta_pow.*Wg.*cp_t))); %ricavo T da
bilancio potenze
    cp_t=GAS_properties(0.5.*(Tt_t_in+Tt_t_out)); %è il cp medio
delle t_in e out

    toll=abs(cp_t-toll);

```

```

        toll=sqrt(sum(toll.^2)/length(toll));
end

Pow_t=(Wg.*cp_t.*(Tt_t_in-Tt_t_out));
[cp_t_in,gamma_t_in]=GAS_properties(Tt_t_in);
[cp_t_out,gamma_t_out]=GAS_properties(Tt_t_out);
[~,gamma_t]=GAS_properties(0.5.*(Tt_t_in+Tt_t_out));

TFP_t=Wg.*sqrt(Tt_t_in)./Pt_t_in;

figure(222);clf;hold on
plot(Banco.T_tot1+273.15,'r')
plot(Banco.T_tot2+273.15,'g')
plot(Banco.T_tot3+273.15,'m')
plot(Tt_t_out,'c')
legend('T_t_o_t_1','T_t_o_t_2','T_t_o_t_3','T_calc')
xlabel('#Sample','FontWeight','bold'),ylabel('Temperatura
[°K]','FontWeight','bold'),

%% CALCOLO PRESSIONE TOTALE USCITA GG/INGRESSO TP

A_t_out=12579*1e-6;
R_t_out=cp_t_out-(cp_t_out./gamma_t_out);
ro_t_out=P_t_out./(R_t_out.*Tt_t_out);
c_t_out=Wg./(ro_t_out.*A_t_out);
a_t_out=sqrt(gamma_t_out.*R_t_out.*Tt_t_out);
M_t_out=c_t_out./a_t_out;
Pt_t_out=P_t_out.*((1+((gamma_t_out-
1)./2).*M_t_out.^2).^((gamma_t_out)/(gamma_t_out-1)));

beta_t=Pt_t_in./Pt_t_out;

% run Mappa_TFP_GG
% save('Mappa_beta_gamma_TFP_GG.mat','x_beta_exp_gg','y_gamma_gg','z_TFP_gg');

%% RENDIMENTO TURBINA GG

kt=(gamma_t-1)./gamma_t;
L_re_t=Tt_t_in-Tt_t_out;
L_is_t=Tt_t_in.*(1-(1./beta_t.^kt));
eta_t_or=(L_re_t./L_is_t);

%% RICAPO MAPPA WG - ETA GG
x_wg=0:0.1:5;
eta_t_coeff=polyfit(Wg,eta_t_or,2);
y_eta_t=polyval([eta_t_coeff],x_wg);
eta_t=polyval([eta_t_coeff],Wg);

x_tfp=0:0.01:10;
TFP_t2=TFP_t*1e5;
coeff_poly_tfp2=[ -0.002463 0.1074 0];
eta_t2=polyval([coeff_poly_tfp2],x_tfp);
eta_t2or=polyval([coeff_poly_tfp2],TFP_t2);
figure(18);clf
subplot(121);hold on
plot(TFP_t2,eta_t_or,'*')
plot(x_tfp,eta_t2,'r')

```

```

plot(TFP_t2,eta_t2or,'g')
xlabel('TFP*10^5'),ylabel('Rendimento Isoentropico')
legend('sperim','fit','range')
xlim([0 10]),ylim([0 1]);
subplot(122)
plot(TFP_t2,eta_t_or,'*')
xlabel('TFP*10^5'),ylabel('Rendimento Isoentropico')

x_beta_t=0:0.01:5;
coeff_beta=[-0.003069 0.1149 0.4389];
eta_t3=polyval([coeff_beta],x_beta_t);
eta_t3or=polyval([coeff_beta],beta_t);
figure(19);clf;hold on
plot(beta_t,eta_t_or,'*')
plot(x_beta_t,eta_t3,'r')
plot(beta_t,eta_t3or,'g')

xlim([0 4]),ylim([0 1]);

%save Mappa_tfp_eta_t_wcc_pcc x_tfp eta_t2

figure(20);clf;hold on
plot(eta_t3or)
plot(eta_t2or,'r')
plot(eta_t,'g')
legend('beta','tfp','wg')

figure(16)
[AX,H1,H2]=plotyy(beta_t,eta_t3or,TFP_t2,eta_t2or);
set(get(AX(1),'Ylabel'),'String','eta t')
set(get(AX(2),'Ylabel'),'String','eta t')
set(H1,'LineStyle','*')
set(H2,'LineStyle','*')

figure(4);clf; hold on
plot(Pow_c.*1.36e-3)
plot(Pow_t.*1.36e-3,'r')
title('Confronto Potenze')
xlabel('#Sample'),ylabel('Pow [CV]')
legend('Pow_c','Pow_t')

figure(5);clf;
subplot(211);hold on
plot(P_t_out)
plot(Pt_t_out,'r')
title('Pressione Uscita T GG / ingresso TP')
legend('P Stat.','P tot')
xlabel('#Sample'),ylabel('P [Pa]')
subplot(212)
plot(M_t_out)
title('Mach uscita GG')
xlabel('#Sample'),ylabel('MACH')

figure(6);clf;
subplot(311)
plot(beta_t,eta_t_or,'*r')
title('Beta TGG - Eta TGG')
xlabel('Beta TGG'),ylabel('Eta TGG')
subplot(312);hold on

```

```

plot(Wg,eta_t_or,'*g')
plot(x_wg,y_eta_t,'r')
title('Portata TGG - Eta TGG')
xlabel('Portata TGG'),ylabel('Eta TGG')
subplot(313);hold on
plot(eta_t_or)
plot(eta_t,'r')
xlabel('#Sample'),ylabel('Eta TGG')
legend('eta t orig','eta t fitted')

figure(10);clf;hold on
plot([Banco.T_tot1 Banco.T_tot2 Banco.T_tot3]+273.15,'c')
plot(Tt_t_out,'m')
title('Confronto temp uscita turbina con sperimentali')
legend('T tot1','T tot2','T tot3','Tt t out calc')

%% TURBINA DI POTENZA

Pt_tp_in=Pt_t_out; % [Pa]
P_tp_out=Banco.P_exh*1e5; % [Pa]
Tt_tp_in=Tt_t_out; % [K]
Tt_tp_out=Banco.T_exh+273.15; % [K]
TFP_tp=Wg.*sqrt(Tt_tp_in)./Pt_tp_in;
TFP_tp_aux=TFP_tp*1e4;
[cp_tp_in,gamma_tp_in]=GAS_properties(Tt_tp_in);
[cp_tp_out,gamma_tp_out]=GAS_properties(Tt_tp_out);
[cp_tp,gamma_tp]=GAS_properties(0.5.*(Tt_tp_in+Tt_tp_out));

%% CALCOLO PRESSIONE TOTALE USCITA TP

A_tp_out=2*(pi*70*63)*1e-6;
R_tp_out=cp_tp_out-(cp_tp_out./gamma_tp_out);
ro_tp_out=P_tp_out./(R_tp_out.*Tt_tp_out);
c_tp_out=Wg./(ro_tp_out.*A_tp_out);
a_tp_out=sqrt(gamma_tp_out.*R_tp_out.*Tt_tp_out);
M_tp_out=c_tp_out./a_tp_out;

Pt_tp_out=P_tp_out.*((1+((gamma_tp_out-
1)./2).*M_tp_out.^2).^((gamma_tp_out)/(gamma_tp_out-1)));

beta_tp=Pt_tp_in./Pt_tp_out;

% run Mappa_TFP_TP
%
save('Mappa_beta_gamma_TFP_TP.mat','x_beta_exp_tp','y_gamma_tp','z_TFP_tp');

figure(12);clf;hold on
plot(M_t_out)
plot(M_tp_out,'r')
title('Confronto MACH uscita turbine'),
xlabel('#Sample'),ylabel('MACH'),
legend('M t out','M tp out')

%% CALCOLO RENDIMENTO TP
ktp=(gamma_tp-1)./gamma_tp;
L_re_tp=Tt_tp_in-Tt_tp_out;

```

```

L_is_tp=Tt_tp_in.*(1-(1./beta_tp.^ktp));
eta_tp=L_re_tp./L_is_tp;
eta_tp_coeff=[-0.0031 0.1021 0.6011];
x_wg_tp=[0:0.1:3];
eta_tp1=polyval([eta_tp_coeff],x_wg_tp);
%
% save Mappa_tfp_eta_tp x_wg_tp eta_tp1

-----
%%%%%%%%%% CREAZIONE MAPPA TFP GG%%%%%%%%%%
-----

Wa_red_t=((Wa_out+Wf).*sqrt(Tt_t_in))./Pt_t_in;
beta_t=Pt_t_in./Pt_t_out;
N_gg_red=N_gg./sqrt(Tt_t_in);
r=1./beta_t;

figure(45)
plot3(Wa_red_t,N_gg_red,beta_t,'*');

SVenant_phi=@(p,x) p(1).*sqrt((2.*gamma_t./(gamma_t-1)).*((x-
p(2)+1).^2./gamma_t)-...
(x-p(2)+1).^((gamma_t+1)./gamma_t));

[param]=nlinfit(r,Wa_red_t,SVenant_phi,[1 1]);

figure(40); clf; hold on
plot(Wa_red_t,1./r,'b.')
TFP=real(SVenant_phi([param],r));
plot(TFP,1./r,'ro');
title('HP Turbine Performance Map, De Saint Venant-Wantzel Interpolation')
xlabel('Turbine Flow Parameter'),ylabel('P_i_n/P_o_u_t');
legend('Sperimental','De Saint Venant-Wantzel');

Beta_1=[1:0.01:5];
gamma_val=[1.3 1.325 1.35 1.375 1.4];
vect_TFP=[];
vect_gamma=[];
for ii=1:length(gamma_val)
    SVenant_phi_fin=@(p,x) p(1).*sqrt((2.*gamma_val(ii)./(gamma_val(ii)-
1)).*((x-p(2)+1).^2./gamma_val(ii))-...
(x-p(2)+1).^((gamma_val(ii)+1)./gamma_val(ii))));
    TFP_fin=real(SVenant_phi_fin([param],1./Beta_1));
    [~,II]=max(TFP_fin);
    TFP_fin(II:end)=TFP_fin(II);
    vect_TFP=[vect_TFP;TFP_fin];
    vect_gamma=[vect_gamma; gamma_val(ii)*ones(size(Beta_1))];
    figure(4)
    plot(TFP_fin,Beta_1);
    hold on
title('HP Turbine Performance Map')
xlabel('Turbine Flow Parameter'),ylabel('P_i_n/P_o_u_t')
end
vect_Beta_exp=repmat(Beta_1,5,1);

figure(41)
mesh(vect_TFP,vect_gamma,vect_Beta_exp)

```

```

x_TFP_t=vect_TFP;
y_gamma_t=vect_gamma;
z_beta_t=vect_Beta_exp;

[xgrid,ygrid]=meshgrid(1:0.01:5,1.3:0.01:1.4);
zgrid=griddata(vect_Beta_exp,vect_gamma,vect_TFP,xgrid,ygrid);
figure(42)
mesh(xgrid,ygrid,zgrid)
title('HP Turbine Performance Map')
xlabel('P_i_n/P_o_u_t'),ylabel('Gamma'),zlabel('TFP')
x_beta_exp_gg = xgrid;
y_gamma_gg = ygrid;
z_TFP_gg = zgrid;

-----
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
-----

Wa_red_tp=((Wa_out+Wf).*sqrt(Tt_tp_in))./Pt_tp_in;
beta_tp=Pt_tp_in./Pt_tp_out;
N_tp_red=N_tp./sqrt(Tt_tp_in);
r=1./beta_tp;

figure(45)
plot3(Wa_red_tp,N_tp_red,beta_tp,'*');

SVenant_phi=@(p,x) p(1).*sqrt((2.*gamma_tp./(gamma_tp-1)).*((x-
p(2)+1).^2./gamma_tp)-...
(x-p(2)+1).^((gamma_tp+1)./gamma_tp));

[param]=nlinfit(r,Wa_red_tp,SVenant_phi,[1 1]);

figure(50); clf; hold on
plot(Wa_red_tp,1./r,'b.')
TFP=real(SVenant_phi([param],r));
plot(TFP,1./r,'ro');
title('LP Turbine Performance Map, De Saint Venant-Wantzel Interpolation')
xlabel('Turbine Flow Parameter'),ylabel('P_i_n/P_o_u_t');
legend('Sperimental','De Saint Venant-Wantzel');

Beta_1=[1:0.01:3];
gamma_val=[1.3 1.325 1.35 1.375 1.4];
vect_TFP=[];
vect_gamma=[];
for ii=1:length(gamma_val)
    SVenant_phi_fin=@(p,x) p(1).*sqrt((2.*gamma_val(ii))./(gamma_val(ii)-
1)).*((x-p(2)+1).^2./gamma_val(ii))-...
(x-p(2)+1).^((gamma_val(ii)+1)./gamma_val(ii)));
    TFP_fin=real(SVenant_phi_fin([param],1./Beta_1));
    [~,II]=max(TFP_fin);
    TFP_fin(II:end)=TFP_fin(II);
    vect_TFP=[vect_TFP;TFP_fin];
    vect_gamma=[vect_gamma; gamma_val(ii)*ones(size(Beta_1))];
    figure(60)
    plot(TFP_fin,Beta_1);

```

```

        hold on
title('LP Turbine Performance Map')
xlabel('Turbine Flow Parameter'),ylabel('P_i_n/P_o_u_t')
end
vect_Beta_exp= repmat(Beta_1,5,1);

figure(51)
mesh(vect_TFP,vect_gamma,vect_Beta_exp)

[xgrid,ygrid]=meshgrid(1:0.01:3,1.3:0.01:1.4);
zgrid=griddata(vect_Beta_exp,vect_gamma,vect_TFP,xgrid,ygrid);
figure(52)
mesh(xgrid,ygrid,zgrid)
title('LP Turbine Performance Map')
xlabel('P_i_n/P_o_u_t'),ylabel('Gamma'),zlabel('TFP')

x_beta_exp_tp = xgrid;
y_gamma_tp = ygrid;
z_TFP_tp = zgrid;

```

```

-----
%%%%%%%%%%%%%%SCRIPT DI INIZIALIZZAZIONE DEL MODELLO SIMULINK%%%%%%%%%%%%%%
-----

```

```

close all
clear all
clc

```

```

%% CARICAMENTO MAPPE

```

```

pathname=('.\ACQ Banco\');
filename=('ACQ_20140724_145607_con_UFM.mat');
load([pathname,filename]);

```

```

addpath('.\Mappe Manuale\');

```

```

% MAPPE COMPRESSORE

```

```

Mappa_Tt_out=load('Fig_4_36_Discharge_total_temperature.mat');
Mappa_Pt_out=load('Fig_4_37_Discharge_total_pressure_delta_amb.mat');
Mappa_Wa_out=load('Fig_4_35_Air_Flow_delta_amb.mat');
Mappa_bleed=load('Fig_4_60_Fifth_Stage_Acceleration_Bleed_Air.mat');
Mappa_bleed_open=load('Fig_1_15_Compressor_Bleed_Control_Valve_Operation_Simulink.mat');
load('Mappe_compressore');

```

```

% MAPPE CAMERA COMBUSTIONE

```

```

load('Combustion_JetA_CEA2.mat');
Mappa_N_GG_Wfuel=load('Mappa_N_GG_Wfuel.mat');
Mappa_Delta_T_Tt_cc_out=load('Delta_T_Tt_cc_out.mat');
Mappa_Wa_out_Delta_P_cc=load('Wa_out_Delta_P_cc.mat');

```

```

%MAPPE TURBINA GG

```

```

Mappa_beta_gamma_TFP_GG=load('Mappa_beta_gamma_TFP_GG.mat');
Mappa_TFP_eta_t=load('Mappa_tfp_eta_t.mat');

```

```

%MAPPE TURBINA DI POTENZA
Mappa_beta_gamma_TFP_TP=load('Mappa_beta_gamma_TFP_TP.mat');
Mappa_tfp_eta_tp=load('Mappa_tfp_eta_tp.mat');

N_proj=51125;

N_gg=30000;
N_pt=30000;
Nl_perc=N_gg./N_proj*100;

%% CONDIZIONI ALL'ASPIRAZIONE DEL COMPRESSORE
Tstd=288.15; % [K] - Temperatura std di riferimento
Pstd=1.01325e5; % [Pa]- Pressione std di riferimento
eta_inlet=0.98; % Efficienza imbocco
Tt_amb=293; % [K] - Temperatura ambiente
Tt_c_in_ini=Tt_amb; % [K] - Temperatura aspirazione compressore
Pt_amb=101325; % [Pa]- Pressione ambiente
vel_suono=340; % [m/s]
delta_amb=Pt_amb*eta_inlet/Pstd; % Parametro adimensionale per P
theta_amb=Tt_amb/Tstd; % Parametro adimensionale per T
N_red_ini=N_gg/sqrt(theta_amb); % Velocità rotazione ridotta
Pt_c_in_ini=Pt_amb*eta_inlet; % [Pa] - Pressione aspirazione compressore

[Wa_in_ini,~,~,Wa_bleed_man,~,~] = A2_mappe_comp_manuale(N_gg,Pt_amb,Tt_amb-
273.15); %[kg/s] Portata da mappe

Wa_red_ini=Wa_in_ini*sqrt(theta_amb)/delta_amb; % Portata ridotta ingresso
compressore
Wa_bleed_ini=Wa_bleed_man; % Portata di bleed
Wa_out_ini=Wa_in_ini-Wa_bleed_ini; % Portata uscita compressore

%% INLET
diam=0.086; % [m]
A_inlet=0.25*pi*diam^2; % [m^2]

%% COMPRESSORE
eta_val=Mappa_eta.coeff; % Coefficienti curva rendimento compressore
Beta_c_ini=interp2(Mappa_beta.x_Wa_red,Mappa_beta.y_N_red,Mappa_beta.z_beta,...
Wa_red_ini,N_red_ini*1e-3);
Pt_duct_ini=Beta_c_ini*Pt_c_in_ini;
eta_c_ini=polyval(eta_val,Wa_red_ini);

[cp_c_amb,gamma_c_amb]=AIR_properties(Tt_amb);

% Faccio un ciclo per ricavare Tt_c_out

Tt_c_out_ini=Tt_amb*((1+(Beta_c_ini^((gamma_c_amb-1)/gamma_c_amb)-
1)/eta_c_ini));
toll=100;
while toll>0.01
    toll=Tt_c_out_ini;
    [cp_c_ini,gamma_c_ini]=AIR_properties(0.5*(Tt_c_in_ini+Tt_c_out_ini));
    k=(gamma_c_ini-1)/gamma_c_ini;
    Tt_c_out_ini=Tt_amb*((1+(((Beta_c_ini^k)-1)/eta_c_ini)));
    toll=abs(Tt_c_out_ini-toll);
end

```

```

[cp_c_in_ini,gamma_c_in_ini]=AIR_properties(Tt_c_in_ini);
[cp_c_out_ini,gamma_c_out_ini]=AIR_properties(Tt_c_out_ini);
[cp_c_mean_ini]=AIR_properties(0.5*(Tt_c_in_ini+Tt_c_out_ini));

Pow_c_ini_mix=(0.5*(Wa_in_ini+Wa_out_ini)*cp_c_mean_ini*(Tt_c_out_ini-
Tt_c_in_ini));

R_a_in_ini=cp_c_in_ini.*(gamma_c_in_ini-1)./gamma_c_in_ini;
rho_c_in=(Pt_amb*eta_inlet)./(R_a_in_ini.*Tt_c_in_ini);
A_in=A_inlet;
U_c_in_ini=Wa_in_ini./(rho_c_in.*A_in);
Pt_c_in_ini=(Pt_amb*eta_inlet)+0.5*rho_c_in.*U_c_in_ini.^2; % Pressione Totale
ingresso compressore [Pa]
a_c_in_ini=sqrt(gamma_c_in_ini.*R_a_in_ini.*Tt_c_in_ini);
M_c_in_ini=U_c_in_ini./a_c_in_ini;

%% LATERAL DUCT
Fr_cool=0;

%% CAMERA DI COMBUSTIONE
Tt_cc_in_ini=Tt_c_out_ini;
Pt_cc_in_ini=Pt_duct_ini;
Delta_P=interp1(Mappa_Wa_out_Delta_P_cc.xline,Mappa_Wa_out_Delta_P_cc.y_delta_p,
...
    Wa_out_ini);
Pt_cc_out_ini=Pt_cc_in_ini-Delta_P;
Wa_cc_in_ini=Wa_out_ini;
[cp_cc_in_ini,gamma_cc_in_ini] = AIR_properties (Tt_cc_in_ini);

% MISCELAZIONE ARIA
Fr_air=0.25;
Wa_pri_ini=Fr_air*Wa_cc_in_ini;
Wa_sec_ini=(1-Fr_air)*Wa_cc_in_ini;
Treact_ini=Tt_cc_in_ini;
Wf_ini=interp1(Mappa_N_GG_Wfuel.giri_gg,Mappa_N_GG_Wfuel.fuel,N_gg);
OF_ini=Wa_pri_ini/Wf_ini;
Wg_cc_out_ini=Wa_cc_in_ini+Wf_ini;

% PARAMETRI FISICI A FINE COMBUSTIONE
Tt_cc_ini=interp3(CombustionGas.P_gas,CombustionGas.OF_gas,...
    CombustionGas.T,CombustionGas.T_gas,Pt_cc_out_ini*1e-
5,OF_ini,Treact_ini);
cp_cc_ini=interp3(CombustionGas.P_gas,CombustionGas.OF_gas,...
    CombustionGas.T,CombustionGas.cp_gas,Pt_cc_out_ini*1e-
5,OF_ini,Treact_ini);
gamma_cc_ini=interp3(CombustionGas.P_gas,CombustionGas.OF_gas,...
    CombustionGas.T,CombustionGas.gamma_gas,Pt_cc_out_ini*1e-
5,OF_ini,Treact_ini);

% Ciclo per calcolare Tt_cc_out
cp_cc_out_ini=cp_cc_in_ini;
toll=100;
while toll>0.01
    toll=cp_cc_out_ini;

Tt_cc_out_ini_or=((Wa_pri_ini+Wf_ini).*cp_cc_ini.*Tt_cc_ini+Wa_sec_ini.*cp_cc_in
_ini.*...
    Tt_cc_in_ini)./((Wa_cc_in_ini+Wf_ini).*cp_cc_out_ini);

```

```

        cp_cc_out_ini=GAS_properties(Tt_cc_out_ini_or);
        toll=abs(cp_cc_out_ini-toll);

    end

Delta_T_ini=interp1(Mappa_Delta_T_Tt_cc_out.xlin,...
    Mappa_Delta_T_Tt_cc_out.y_delta1,Tt_cc_out_ini_or);

Tt_cc_out_ini=Tt_cc_out_ini_or-Delta_T_ini;
[~,gamma_cc_out_ini]=GAS_properties(Tt_cc_out_ini);

%% TURBINA GAS GENERATOR
Flow_cold=[0 0 0 0];
m_cold=0;
Tt_t_in_ini=Tt_cc_out_ini;

TFP_t_ini=(Wg_cc_out_ini)*sqrt(Tt_cc_out_ini)/Pt_cc_out_ini; % TFP REALE
gamma_t_in_ini=gamma_cc_out_ini;
cp_t_in_ini=cp_cc_out_ini;
Pt_t_out_hyp_ini=200000; % [Pa]
Beta_hyp_ini=Pt_cc_out_ini/Pt_t_out_hyp_ini;
TFP_hyp_ini=interp2(Mappa_beta_gamma_TFP_GG.x_beta_exp_gg,Mappa_beta_gamma_TFP_G
G.y_gamma_gg,...
    Mappa_beta_gamma_TFP_GG.z_TFP_gg,Beta_hyp_ini,gamma_cc_out_ini);
err=100*(TFP_t_ini-TFP_hyp_ini)/TFP_t_ini;
while abs(err)>0.01
    Pt_t_out_hyp_ini=Pt_t_out_hyp_ini-err*100;
    Beta_hyp_ini=Pt_cc_out_ini/Pt_t_out_hyp_ini;

TFP_hyp_ini=interp2(Mappa_beta_gamma_TFP_GG.x_beta_exp_gg,Mappa_beta_gamma_TFP_G
G.y_gamma_gg,...
    Mappa_beta_gamma_TFP_GG.z_TFP_gg,Beta_hyp_ini,gamma_cc_out_ini);

    err=100*(TFP_t_ini-TFP_hyp_ini)/TFP_t_ini;
end

Beta_t_ini=Beta_hyp_ini;

Pt_t_out_ini=Pt_cc_out_ini/Beta_t_ini;
TFP_t_ini_real=interp2(Mappa_beta_gamma_TFP_GG.x_beta_exp_gg,Mappa_beta_gamma_TF
P_GG.y_gamma_gg,...
    Mappa_beta_gamma_TFP_GG.z_TFP_gg,Beta_t_ini,gamma_cc_out_ini);

Wg_t_ini=TFP_t_ini_real*Pt_cc_out_ini/sqrt(Tt_cc_out_ini);
TFP_t_ini=TFP_t_ini_real;

eta_t_ini=interp1(Mappa_TFP_eta_t.x_tfp,Mappa_TFP_eta_t.eta_t2,TFP_t_ini*1e5);

% Ciclo per ricavare Tt_t_out
Tt_t_out_ini=Tt_t_in_ini;
toll=100;

while toll>0.01
    toll=Tt_t_out_ini;
    [cp_t_ini,gamma_t_ini]=GAS_properties(0.5*(Tt_t_out_ini+Tt_t_in_ini));
    k=(gamma_t_ini-1)/gamma_t_ini;
    Tt_t_out_ini=(1-((1-(1/Beta_t_ini)^k)*eta_t_ini))*Tt_t_in_ini;
    toll=abs(Tt_t_out_ini-toll);
end

```

```

end
ini_mem_gg=(1-(1/Beta_t_ini)^k);
[cp_t_out_ini,gamma_t_out_ini]=GAS_properties(Tt_t_out_ini);

figure(1)
mesh(Mappa_beta_gamma_TFP_GG.x_beta_exp_gg,Mappa_beta_gamma_TFP_GG.y_gamma_gg,...
.
.
Mappa_beta_gamma_TFP_GG.z_TFP_gg)
hold on
plot3(Beta_t_ini,gamma_cc_out_ini,TFP_t_ini,'ob',...
'MarkerFaceColor',[.49 1 .63])

Pow_t_ini_mix=((Wg_t_ini)*cp_t_ini.*(Tt_t_in_ini-Tt_t_out_ini));

%% TURBINA DI POTENZA
Pt_tp_in_ini=Pt_t_out_ini;
Tt_tp_in_ini=Tt_t_out_ini;
gamma_tp_in_ini=gamma_t_out_ini;

TFP_tp_ini=(Wg_t_ini)*sqrt(Tt_tp_in_ini)/Pt_tp_in_ini;
Pt_tp_out_hyp_ini=0.8*Pt_amb; % [Pa]
Beta_tp_hyp_ini=Pt_tp_in_ini/Pt_tp_out_hyp_ini;
TFP_tp_hyp_ini=interp2(Mappa_beta_gamma_TFP_TP.x_beta_exp_tp,Mappa_beta_gamma_TF
P_TP.y_gamma_tp,...
Mappa_beta_gamma_TFP_TP.z_TFP_tp,Beta_tp_hyp_ini,gamma_tp_in_ini);

err=100*(TFP_tp_ini-TFP_tp_hyp_ini)/TFP_tp_ini;
while abs(err)>0.01
Pt_tp_out_hyp_ini=Pt_tp_out_hyp_ini-err*100;
Beta_tp_hyp_ini=Pt_tp_in_ini/Pt_tp_out_hyp_ini;

TFP_hyp_ini=interp2(Mappa_beta_gamma_TFP_TP.x_beta_exp_tp,Mappa_beta_gamma_TFP_T
P.y_gamma_tp,...
Mappa_beta_gamma_TFP_TP.z_TFP_tp,Beta_tp_hyp_ini,gamma_tp_in_ini);

err=100*(TFP_tp_ini-TFP_hyp_ini)/TFP_tp_ini;
end

Beta_tp_ini=Beta_tp_hyp_ini;
Pt_tp_out_ini=Pt_t_out_ini/Beta_tp_ini;
TFP_tp_ini_real=interp2(Mappa_beta_gamma_TFP_TP.x_beta_exp_tp,Mappa_beta_gamma_T
FP_TP.y_gamma_tp,...
Mappa_beta_gamma_TFP_TP.z_TFP_tp,Beta_tp_ini,gamma_tp_in_ini);

Wg_tp_ini=TFP_tp_ini_real*Pt_tp_in_ini/sqrt(Tt_tp_in_ini);

eta_tp_ini=interp1(Mappa_tfp_eta_tp.x_wg_tp,Mappa_tfp_eta_tp.eta_tp1,...
TFP_tp_ini*1e4);

TFP_tp_ini=TFP_tp_ini_real;

% Ciclo per calcolare Tt_tp_out
Tt_tp_out_ini=Tt_tp_in_ini;
toll=100;
while toll>0.01
toll=Tt_tp_out_ini
[cp_tp_ini,gamma_tp_ini]=GAS_properties(0.5*(Tt_tp_in_ini+Tt_tp_out_ini));
k=(gamma_tp_ini-1)/gamma_tp_ini;

```

```

Tt_tp_out_ini=(1-((1-(1/Beta_tp_ini)^k)*eta_tp_ini))*Tt_tp_in_ini;
toll=abs(Tt_tp_out_ini-toll)
end

figure
mesh(Mappa_beta_gamma_TFP_TP.x_beta_exp_tp,Mappa_beta_gamma_TFP_TP.y_gamma_tp,...
.
      Mappa_beta_gamma_TFP_TP.z_TFP_tp)
      hold on
plot3(Beta_tp_ini,gamma_t_out_ini,TFP_tp_ini,'ob',...
      'MarkerFaceColor',[.49 1 .63])

Pow_tp_ini_mix=((Wg_tp_ini)*cp_tp_ini.*(Tt_tp_in_ini-Tt_tp_out_ini));

GAS_properties=load('GAS_properties.mat');
run AIR_properties_simul;

%% GEARBOX
eta_m_gg=0.98;
RPM_L=6000;
Jshaft_PT=0.1;
Jshaft_GG=0.5;
%% PARAMETRI
Vol_lateral_ducts=5.4e-3; % [m^3]
Vol_cc=3.9e-3; % [m^3]
Vol_tp=3.8e-4; % [m^3]
Vol_exh=2e-2; % [m^3]

%% PARAMETRI DI INIZIALIZZAZIONE
tau=0.05;
Ktau_c=1/tau; % [s-1]
sim_dt=1e-3; % [s] - Passo di integrazione (step-size)
N_subit=100;
eta_m_tp=0.98;
Pow_brake_ini=Pow_tp_ini_mix.*eta_m_tp;
N_brake=N_pt/5.8;

%Portata costante
hist_t=[0 25]
hist_wf=Wf_ini*[1 1]

sim_tend=hist_t(end);

%% RUN modello Simulink
tic

simout=sim('.\Modello_Allison_TG.mdl')

toc

```

```
-----
%%%%%%%%%%%%CODICE ADATTAMENTO MAPPE COMPRESSORE%%%%%%%%%%%%
-----
```

```
clear all
close all
clc

% Punti operativi sperimentali:
dati=load('Punti_Op_compressore.mat');

% Parametri ridotti:
Wa_red=dati.Wc_red;
N_red=dati.Nc_red*1e-3;
beta=dati.beta_c;
eta_is=dati.eta_c;
% Controllo termini NaN:
ind=find(isnan(Wa_red) | isnan(N_red) | isnan(beta) | isnan(eta_is));
Wa_red(ind)=[];
N_red(ind)=[];
beta(ind)=[];
eta_is(ind)=[];

figure(1); clf; hold on
plot(N_red,Wa_red,'go')
PP_Wa_vs_N=polyfit(N_red,Wa_red,2);
plot(30:5:55,polyval(PP_Wa_vs_N,30:5:55),'r-','linewidth',2)
xlabel('Wa red','fontweight','bold')
ylabel('\beta_c','fontweight','bold'); grid on; box on

figure(2); clf; hold on
plot(N_red,beta,'bo')
PP_beta_vs_N=polyfit(N_red,beta,2);
plot(30:5:55,polyval(PP_beta_vs_N,30:5:55),'r-','linewidth',2)
xlabel('N red','fontweight','bold')
ylabel('\beta_c','fontweight','bold'); grid on; box on

% Caricamento mappa adimensionale:
mappa_adim=load('.\Mappe Manuale\map_comp_centrifugo_adim_v00.mat');
mappa_beta_adim=mappa_adim.mappa_beta; % curve iso-velocità [m beta N]
% Valori di progetto compressore:
N_proj=51120*1e-3;
Wa_proj=1.43;
beta_proj=6.2;
funz=@(x) x.*(ones(size(x,1),1)*[Wa_proj,beta_proj,N_proj]);
mappa_beta=cellfun(funz,mappa_beta_adim,'UniformOutput',false);
Nval=cellfun(@(x) mean(x(:,3)),mappa_beta); % valori N mappa

%% CURVE PORTATA MASSICA:
figure(4); clf; hold on
% Adattamento mappa di prestazione:
Vect_curve=[];
```

```

for ii=1:length(Nval)
    curva=mappa_beta{ii};
    plot3(curva(:,1),curva(:,3),curva(:,2),'c','linewidth',2)

    ppf=[polyval(PP_Wa_vs_N,Nval(ii)), polyval(PP_beta_vs_N,Nval(ii))];
    ppi=[ppf(1), interp1(curva(:,1),curva(:,2),ppf(1),'linear','extrap')];
    curva(:,2)=curva(:,2)+(ppf(2)-ppi(2)); % traslazione verticale curva

    plot3(curva(:,1),curva(:,3),curva(:,2),'b','linewidth',2)

    mappa_beta{ii}=curva;
    Vect_curve=[Vect_curve; curva];
    clear curva
end
plot3(Wa_red,N_red,beta,'r.')
xlabel('Portata Corretta [Kg/s]')
ylabel('Vel. Corretta [rpm*10^-3]')
zlabel('Rapporto di espansione')

[xgrid,ygrid]=meshgrid(linspace(0,2,100),linspace(21,55,30));
zgrid=griddata(Vect_curve(:,1),Vect_curve(:,3),Vect_curve(:,2),...
    xgrid,ygrid);
zgrid(isnan(zgrid))=1;

Mappa_beta.x_Wa_red=xgrid(1,:);
Mappa_beta.y_N_red=ygrid(:,1)';
Mappa_beta.z_beta=zgrid;

%% CURVE RENDIMENTO ISOENTROPICO:
figure(3); clf;
subplot(121); hold on
plot(Wa_red,eta_is, '.')
xlabel('Wa red','fontweight','bold')
ylabel('\eta_c','fontweight','bold'); grid on; box on
subplot(122); hold on
plot(beta,eta_is, '.')
xlabel('Wa red','fontweight','bold')
ylabel('\beta_c','fontweight','bold'); grid on; box on

POLY_eta_vs_Wared=polyfit(Wa_red(:),eta_is(:),2);
POLY_eta_vs_beta=polyfit(beta(:),eta_is(:),2);

subplot(121)
plot(0.5:.01:1.5,polyval(POLY_eta_vs_Wared,0.5:.01:1.5),'-g','linewidth',2)
subplot(122)
plot(1:.1:6.5,polyval(POLY_eta_vs_beta,1:.1:6.5),'-g','linewidth',2)

Mappa_eta.coeff=POLY_eta_vs_Wared;

uisave({'Mappa_beta';'Mappa_eta'},'.\Mappe_compressore.mat')

```

```

%%%%%%%%%%FUNCTION AIR_properties%%%%%%%%%%
-----

% 1. Temp[°C]
% 2. Density[kg/m^3]
% 3. cp[J/(kg*K)]
% 4. ThermCond[W/(m*K)]
% 5. KinVisc[m^2/s]
% 6. ExpansCoef[1/K]
% 7. Prandtl Number
% 8. gamma

function [cp,gamma] = AIR_properties (Temp)

AIRprop=[
-150    2.793    1.026*1e3    0.0116    3.08*1e-6    8.21*1e-3    0.76    1.4010
-100    1.980    1.009*1e3    0.0160    5.95*1e-6    5.82*1e-3    0.74    1.4010
-50     1.534    1.005*1e3    0.0204    9.55*1e-6    4.51*1e-3    0.725   1.4010
0       1.293    1.005*1e3    0.0243    13.30*1e-6   3.67*1e-3    0.715   1.4010
20      1.205    1.005*1e3    0.0257    15.11*1e-6   3.43*1e-3    0.713   1.4010
40      1.127    1.005*1e3    0.0271    16.97*1e-6   3.20*1e-3    0.711   1.4000
60      1.067    1.009*1e3    0.0285    18.90*1e-6   3.00*1e-3    0.709   1.3990
80      1.000    1.009*1e3    0.0299    20.94*1e-6   2.83*1e-3    0.708   1.3990
100     0.946    1.009*1e3    0.0314    23.06*1e-6   2.68*1e-3    0.703   1.3970
120     0.898    1.013*1e3    0.0328    25.23*1e-6   2.55*1e-3    0.70    1.3956
140     0.854    1.013*1e3    0.0343    27.55*1e-6   2.43*1e-3    0.695   1.3942
160     0.815    1.017*1e3    0.0358    29.85*1e-6   2.32*1e-3    0.69    1.3928
180     0.779    1.022*1e3    0.0372    32.29*1e-6   2.21*1e-3    0.69    1.3914
200     0.746    1.026*1e3    0.0386    34.63*1e-6   2.11*1e-3    0.685   1.3900
250     0.675    1.034*1e3    0.0421    41.17*1e-6   1.91*1e-3    0.68    1.3845
300     0.616    1.047*1e3    0.0454    47.85*1e-6   1.75*1e-3    0.68    1.3790
350     0.566    1.055*1e3    0.0485    55.05*1e-6   1.61*1e-3    0.68    1.3735
400     0.524    1.068*1e3    0.0515    62.53*1e-6   1.49*1e-3    0.68    1.3680];

if nargin==0
    cp.cp_air=AIRprop(:,3);
    cp.gamma_air=AIRprop(:,8);
    gamma=[];
    return
end

cp=interp1(AIRprop(:,1)+273.15,AIRprop(:,3),Temp,'linear','extrap');
gamma=interp1(AIRprop(:,1)+273.15,AIRprop(:,8),Temp,'linear','extrap');

-----
%%%%%%%%%%FUNCTION GAS_properties%%%%%%%%%%
-----

% Function per la stima approssimata dei calori specifici dei gas di
% combustione al variare della temperatura;

function [Cp_gas,gamma_gas,H_gas] = GAS_properties (Temp)

Temp_mix=(200:200:3000)'; %[K]

Cp_mix=[0.9994

```

```

1.0364
1.0767
1.1249
1.1693
1.2057
1.2348
1.2578
1.2762
1.2913
1.3037
1.3141
1.3231
1.3308
1.3375]*1e3; %[J/(kg*K)]

gamma_mix=[1.4059
1.3858
1.3661
1.3450
1.3276
1.3146
1.3049
1.2977
1.2921
1.2878
1.2843
1.2814
1.2789
1.2769
1.2751];

H_mix=[ 0
0.2036
0.4149
0.6350
0.8645
1.1020
1.3460
1.5953
1.8487
2.1054
2.3649
2.6267
2.8904
3.1558
3.4226]*1e6; % da trapzcum

if nargin==0
    Cp_gas.Temp=Temp_mix;
    Cp_gas.cp=Cp_mix;
    Cp_gas.gamma=gamma_mix;
    Cp_gas.H=H_mix;
    gamma_gas=[];
    H_gas=[];
    return
end

% Interpolazione valori:
Cp_gas=interp1(Temp_mix,Cp_mix,Temp,'linear','extrap');
gamma_gas=interp1(Temp_mix,gamma_mix,Temp,'linear','extrap');

```

H_gas=interp1(Temp_mix,H_mix,Temp,'linear','extrap');

NASA-GLENN CHEMICAL EQUILIBRIUM PROGRAM CEA2, FEBRUARY 5, 2004
 BY BONNIE MCBRIDE AND SANFORD GORDON
 REFS: NASA RP-1311, PART I, 1994 AND NASA RP-1311, PART II, 1996

prob case=T5007955 hp p(bar)=1 2 3 4 5 6 7
 o/f=8 10 12 14 16 18 20 22 24 26
 reac
 fuel Jet-A(L) wt%=100. t,k= 298.15
 oxid Air wt%= 100.0 t,k= 500.00
 output massf
 output short
 output trace= 1e-5
 end

THERMODYNAMIC EQUILIBRIUM COMBUSTION PROPERTIES AT ASSIGNED
 PRESSURES

CASE = T5007955

	REACTANT	WT FRACTION (SEE NOTE)	ENERGY KJ/KG-MOL	TEMP K
FUEL	Jet-A(L)	1.0000000	-303403.000	298.150
OXIDANT	Air	1.0000000	5806.558	500.000

O/F= 8.00000 %FUEL= 11.111111 R, EQ. RATIO= 1.832418 PHI, EQ. RATIO= 1.833685

THERMODYNAMIC PROPERTIES

	1.0000	2.0000	3.0000	4.0000	5.0000	6.0000	7.0000
P, BAR	1.0000	2.0000	3.0000	4.0000	5.0000	6.0000	7.0000
T, K	1845.67	1845.99	1846.13	1846.21	1846.27	1846.31	1846.35
RHO, KG/CU M	1.6344-1	3.2684-1	4.9023-1	6.5361-1	8.1699-1	9.8037-1	1.1438 0
H, KJ/KG	-23.297	-23.297	-23.297	-23.297	-23.297	-23.296	-23.296
U, KJ/KG	-635.13	-635.22	-635.26	-635.28	-635.30	-635.31	-635.32
G, KJ/KG	-18881.2	-18460.3	-18213.6	-18038.4	-17902.4	-17791.2	-17697.2
S, KJ/(KG)(K)	10.2174	9.9876	9.8532	9.7579	9.6839	9.6235	9.5724
M, (1/n)	25.082	25.082	25.083	25.083	25.083	25.083	25.083
(dLV/dLP)t	-1.00005	-1.00003	-1.00003	-1.00003	-1.00002	-1.00002	-1.00002
(dLV/dLT)p	1.0013	1.0010	1.0008	1.0007	1.0006	1.0006	1.0005
Cp, KJ/(KG)(K)	1.5308	1.5270	1.5252	1.5242	1.5235	1.5230	1.5226
GAMMAS	1.2773	1.2779	1.2782	1.2784	1.2785	1.2786	1.2786
SON VEL, M/SEC	884.0	884.3	884.4	884.5	884.6	884.6	884.6

MASS FRACTIONS

*Ar	1.1481-2	1.1481-2	1.1481-2	1.1481-2	1.1481-2	1.1481-2	1.1481-2
*CO	1.8440-1	1.8441-1	1.8442-1	1.8442-1	1.8442-1	1.8442-1	1.8442-1
*CO2	6.1415-2	6.1401-2	6.1394-2	6.1390-2	6.1388-2	6.1386-2	6.1385-2
*H2	8.3296-3	8.3307-3	8.3311-3	8.3313-3	8.3314-3	8.3315-3	8.3315-3
H2O	6.3081-2	6.3089-2	6.3093-2	6.3096-2	6.3097-2	6.3098-2	6.3099-2