

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA
SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
-Sede di Forlì-

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE
Classe: LM 20

TESI DI LAUREA
In Sistemi di propulsione avanzati LM

**Validazione preliminare del modello
dinamico di un turboalbero aeronautico**

CANDIDATO

Matteo De Paoli

RELATORE

Dott. Ing. Fabrizio Ponti

CORRELATORE

Dott. Ing. Roberto Bertacin

Anno Accademico 2012-2013

Sessione III

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare prima di tutto il Prof. Fabrizio Ponti perchè mi ha dato l'opportunità di svolgere questo lavoro di tesi, e anche perché è essere stato sempre disponibile nella risoluzione dei problemi che si andavano a presentare via via durante l'attività. Ringrazio allo stesso modo il Dott. Ing Roberto Bertacin che mi ha aiutato nello svolgimento di questo lavoro con pazienza e costanza, e mi ha insegnato ad approfondire e osservare con aspetto critico le problematiche che si sono presentate, e ha permesso di arrivare al termine di questo lavoro. Grazie anche all'Ing. Domenico Fedele amico e collega sempre disponibile a rispondere ai miei dubbi.

Un grazie di cuore alla mia famiglia che mi ha dato l'opportunità di percorrere questa strada e che ha sempre creduto in me. Prima di tutti mia mamma con la quale ho preso la decisione di riprendere gli studi iscrivendomi all'Università, e mi affiancato in tutte le decisioni.

Grazie anche a tutti i miei amici che con la loro ilarità e le domande poste sul lavoro che stavo facendo si sono sempre interessati alla mia attività, facendomi sentire così, 'importante'

Sommario

| | |
|--|----|
| INTRODUZIONE..... | 1 |
| CAPITOLO 1 | 4 |
| DESCRIZIONE DEL TURBOMOTORE ALLISON 250 C18 | 4 |
| 1.1 Gruppo compressore..... | 6 |
| 1.2 Camera di combustione | 8 |
| 1.3 Gruppo turbina | 9 |
| 1.4 Sezione riduttore..... | 10 |
| CAPITOLO 2 | 13 |
| DESCRIZIONE DEL SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI SPERIMENTALI..... | 13 |
| 2.1 Misure di temperatura | 14 |
| 2.2 Misure di pressione | 16 |
| 2.3 Misure di velocità di rotazione | 17 |
| 2.4. Misura di portata massica..... | 20 |
| 2.5 Descrizione delle prove | 22 |
| CAPITOLO 3 | 24 |
| DESCRIZIONE DEL MODELLO SIMULINK..... | 24 |
| 3.1 Richiami di termodinamica e gasdinamica | 24 |
| 3.2 Struttura di lavoro..... | 31 |
| CAPITOLO 4..... | 44 |
| CREAZIONE MAPPE E CONFRONTI CON I DATI SPERIMENTALI | 44 |
| 4.1 Descrizione delle mappe del manuale | 44 |
| 4.2 Confronto tra dati sperimentali e mappe del manuale:..... | 53 |
| 4.3 Mappe di prestazione del compressore | 57 |
| 4.3 Simulazione in Simulink | 64 |
| CONCLUSIONI..... | 69 |
| BIBLIOGRAFIA | 70 |

INTRODUZIONE

Il bisogno di creare dei metodi per l'identificazione delle performance e strumenti di diagnosi è sempre maggiore nelle turbomacchine. Le case costruttrici di motori, in generale, sono guidate dalle richieste del mercato e da normative sempre più severe, e ricercano quindi da un lato, sempre migliori prestazioni come ad esempio la diminuzione dei consumi e, dall'altro, l'abbattimento degli agenti inquinanti. In ambito industriale si ha l'esigenza di rendere più rapidi i tempi di progettazione e sviluppo dei motori per l'abbattimento dei costi di progettazione e per minimizzare il tempo di commercializzazione. Ecco perché entra in gioco, ed assume importanza, l'uso della simulazione numerica che fornisce informazioni utili sia in fase di verifica, che in fase di progetto di tutti i componenti del motore, anche quelli che sarebbero difficilmente accessibili per misure sperimentali. Al contempo i calcolatori moderni diventano facilmente e rapidamente sempre più potenti riducendo così i tempi di calcolo, e ciò ha consentito l'uso di tecniche numeriche che prima sarebbero risultate impensabili da utilizzare. Per mezzo dell'uso di codici di tipo bi o tri-dimensionale è possibile conoscere e valutare i valori delle grandezze termodinamiche del fluido che attraversa il motore punto per punto. Questi metodi presentano un'elevata accuratezza ma hanno anche lo svantaggio di richiedere un elevato costo computazionale con conseguente aumento dei tempi di calcolo. In più hanno bisogno di molti dati di input per il modello matematico, e dipendono fortemente dalle condizioni iniziali e dalle condizioni al contorno. Nasce quindi l'esigenza di un ambiente di sviluppo che consenta una modellazione semplificata degli elementi costituenti il motore, ed un rapido interfacciamento con modelli locali più sofisticati. Inoltre, se si vogliono ottimizzare dei parametri relativi all'impianto globale oppure se si desidera avere un quadro generale delle prestazioni del motore è sufficiente usare modelli 0-D e 1-D per i vari componenti del motore. Sono stati svolti molti studi concentrati sullo sviluppo di strumenti capaci di supportare operazioni di pianificazione e/o per validare analisi di diagnosi. In particolare in aggiunta alle analisi in regime stazionario c'è un interesse crescente sul comportamento dinamico di sistemi energetici e una forte ricerca che mira a sviluppare simulazioni dinamiche capaci di riprodurre risposte in transitorio. Infatti, l'impiego di codici che analizzano questi ultimi, trova largo impiego non solo nel power plant inteso come progettazione, ma anche nella realizzazione di sistemi di controllo del power plant stesso, e soprattutto nella ricerca di quelle condizioni di funzionamento delle componenti di turbomacchine in condizioni di lavoro critiche, e in presenza di fenomeni di instabilità, come quelli di stallo. Inoltre la disponibilità di effettuare una simulazione dinamica permette:

- L'identificazione di malfunzionamenti che possono essere identificati solo durante regimi di transitorio (accensione, accelerazione ecc) ;
- La creazione di un database di tutti gli errori, insieme con le analisi dei loro effetti su variabili misurabili. Al contrario una serie di esperimenti orientati a conoscere una grande quantità di dati sarebbe molto costosa e difficile da fare;
- Un processo di diagnosi automatizzata da impiegare attraverso il confronto tra componenti 'ben funzionanti' e 'soggetti a errori' in condizioni di transitorio, come strumento di supporto e integrazione ad analisi di diagnosi in regime stazionario.

Il modello matematico è solitamente costituito dalle note leggi di conservazione massa, quantità di moto, energia, momento della quantità di moto. L'approccio di tipo fisico richiede una conoscenza pregressa dei fenomeni che hanno luogo nella macchina considerata, permette una migliore comprensione sia del processo fisico e del modo in cui ogni tipo di malfunzionamento rivela se stesso, se paragonato a un modello a scatola nera. D'altro canto gli sviluppi di modelli basati su conoscenze fisiche dei fenomeni, presentano problemi legati al processo di calibrazione. Infine i modelli calibrati sul motore (o parti di esso) e validati attraverso dati sperimentali acquisiti dalla macchina sotto esame in diverse condizioni di lavoro.

L'attività di tesi è quella di ottenere un modello dinamico completo del motore Allison 250 c18 e data la complessità del problema, la calibrazione di un suo specifico sottosistema rappresentato dal gruppo compressore. Attraverso le prove sperimentali sono state acquisite le grandezze di pressione, temperatura in diversi punti della macchina, la velocità del flusso d'aria in ingresso, e le velocità di rotazione degli alberi motore. Ottenute queste, ci si è focalizzati sulle grandezze di interesse che competono il compressore, al fine di valutare la loro attendibilità e accuratezza sono state confrontate con quelle provenienti dal manuale del motore. Dopo di ch , i dati disponibili mediante digitalizzazione di mappe presenti sul manuale stesso sono stati impiegati per ricostruire mappe, che potranno essere cos  implementate nel modello in Simulink. Infine si   verificato il funzionamento del modello compressore, che presenta come variabili di input i dati ottenuti a partire dalle prove sperimentali. Alcuni parametri in output sono stati confrontati con quelli ricavati dal manuale, che ha svolto il anche il ruolo di compensare alcune misure di grandezze sperimentali attualmente non disponibili. Questo progetto di tesi   inserito in un contesto pi  ampio che presenta come obiettivo ultimo quello di ottenere un modello dinamico completo del motore Allison 250 c18 in modo da usarlo da 'banco prova' virtuale e testarne il funzionamento al di fuori della linea operativa per poter replicare poi le medesime condizioni sul motore reale. La strategia   dunque quella di esplodere il motore nei suoi elementi costituenti, studiarli singolarmente approfondendo le

interazioni che ci sono tra gli elementi, e poi ricomporre tutto per avere delle informazioni di carattere globale.

CAPITOLO 1

DESCRIZIONE DEL TURBOMOTORE ALLISON 250 C18

In questo capitolo si descrive la motorizzazione del turbomotore Allison 250 c18 montato sul banco della sala prova numero due del laboratorio di Propulsione e Macchine della Scuola di Ingegneria e Architettura di Bologna con sede a Forlì, sul quale sono stati fatti tutti i test.



Fig.1.1 Allison 250 c18.

L'Allison 250 nasce come una famiglia di motori aeronautici turboalbero, inizialmente sviluppati dalla statunitense Allison Engine Company nei primi anni sessanta allo scopo di equipaggiare piccoli elicotteri militari. Grazie al successo della motorizzazione Allison T63 impiegata in campo militare venne battezzata la versione civile che prende appunto il nome Allison 250, con il numero ad identificare la potenza (in cavalli vapore all'albero) di quella prima serie di motori. Il progetto iniziale è stato nel tempo modificato producendo molteplici versioni tra cui la 250 c18 (disponibile presso i laboratori didattici di Forlì). Questo modello è entrato nel settore aeronautico nella seconda metà degli anni settanta, è stato ideato dall'azienda Allison che l'ha prodotto fino al 1995 anno in cui è la compagnia è stata rilevata da Rolls-Royce. Quest'ultima ne ha continuato la messa in commercio fino al 2007 momento anno in cui è stata soppiantato dal motore RR300. Il sistema è caratterizzato da una configurazione bi-albero con gruppo di potenza libero, camera di combustione a flusso inverso, ed è in grado di erogare una potenza massima di 314 CV a pieno regime. Sebbene l'esemplare in se risulti piuttosto datato risulta ancora oggi ampiamente utilizzato grazie alla sua elevata compattezza, affidabilità ed elevato rapporto potenza/peso. Nel progetto Allison 250 il flusso investe il compressore e dalla mandata di questo, per mezzo di due condotti laterali, è

convogliato nella parte posteriore della macchina per poi essere spinto verso la parte centrale e la turbina. Il vantaggio di una soluzione così fatta risiede nella separazione delle zone fredde da quelle calde, permettendo anche una buona ispezionabilità della camera di combustione.

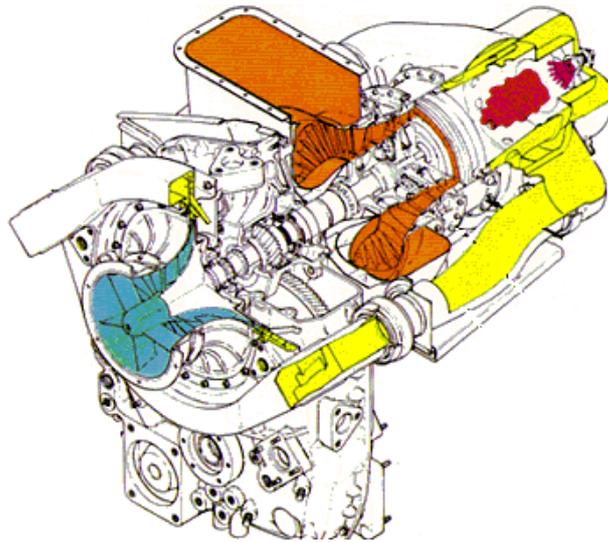


Fig.1.2 Disegno esploso del motore in cui si evidenziano in funzione del colore le temperature dei flussi che lo attraversano.

Inoltre la soluzione costruttiva si sposa bene con la scelta dell'impiego di un compressore centrifugo, (posizionato a valle degli stadi assiali), e rappresenta, malgrado le perdite fluidodinamiche che si instaurano nella chiocciola del diffusore, causate dall'alta velocità del flusso, un'ottima scelta per un motore di dimensioni ridotte come questo. La posizione centrale dello scarico è giustificabile anche dal fatto che il motore appartiene alla classe dei turboalbero (Turbohaft) ovvero alla categoria di macchina alla quale è sottratta quanta più energia possibile prima dello scarico, utilizzandola per generare coppia su di un albero in rotazione. Le possibili applicazioni di questa categoria di motorizzazioni riguardano quindi sistemi di propulsione in cui ciò che più conta non è tanto la spinta che si ottiene all'uscita dallo scarico e quindi portata o velocità di uscita, così come potrebbe essere per i motori Turbojet e Turbofan ma bensì la coppia generata all'albero. Tale peculiarità fa sì che possa essere impiegata sia su elicotteri che aeroplani di piccole dimensioni, ma grazie alle sue ridotte dimensioni anche nel settore motociclistico e nautico. La versione Allison 250 c20 un po' più potente della versione c18 è largamente impiegata su elicotteri quali Bell 206 L4.



Fig.1.3 Impiego del motore Allison 250 c20 sull'elicottero Bell 206

Il funzionamento del turbomotore si basa su quattro componenti principali, il compressore, la camera di combustione, il gruppo turbina, la scatola ingranaggi, i quali verranno analizzati singolarmente.

1.1 Gruppo compressore

La sezione di aspirazione consiste del supporto anteriore del compressore. Uno dei fattori che determinano la potenza sviluppata dal motore è la massa della portata d'aria che fluisce attraverso esso nell'unità di tempo, cioè la portata massica, perciò la sezione d'entrata deve offrire la minima restrizione al flusso d'aria. Il blocco compressore è quella parte del motore che produce l'aumento della pressione e temperatura dell'aria. è composto da sei stadi assiali e uno centrifugo. Per ogni stadio ovvero l'insieme rotore e statore, il compito delle palette rotoriche è quello di accelerare l'aria verso la parte statorica, che ne rallenta la velocità e la dirige verso il secondo palettamento rotorico e così via per ogni stadio. La girante per centrifugazione accelera ulteriormente l'aria nella chiocciola che la raccoglie e la invia ai due condotti laterali. Le pale rotanti convertono l'energia meccanica fornita dall'albero in pressione che per la legge dei gas perfetti si traduce poi in incremento di temperatura totale. Nel contempo la velocità relativa diminuisce, e quindi la pressione aumenta.

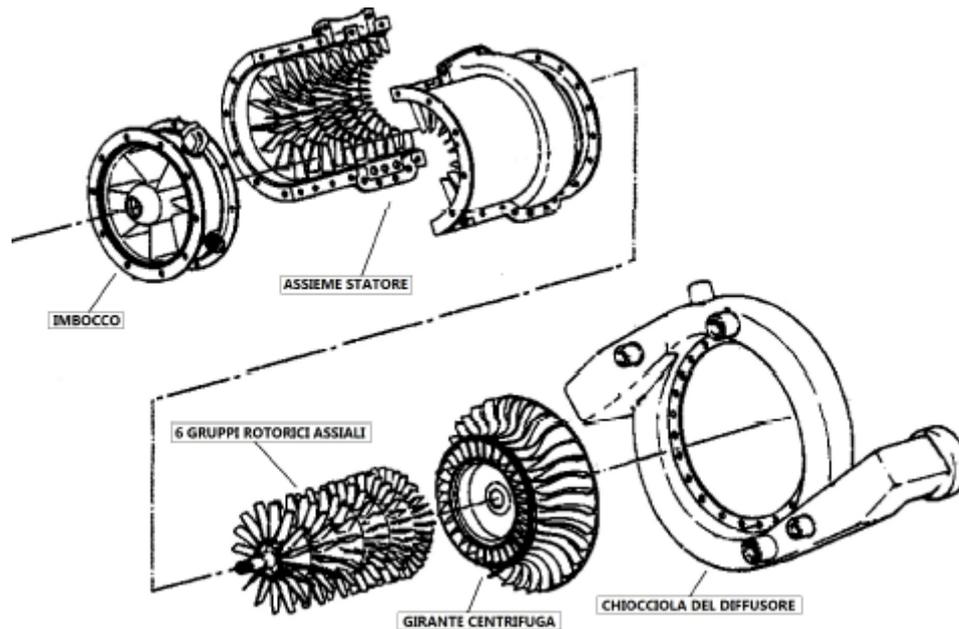


Fig.1.4 Componenti gruppo compressione.

Nelle pale fisse non avviene conversione di lavoro, si verificano peraltro perdite di pressione totale legate all'attrito, e comportandosi da diffusori, decelerano il flusso, con conseguente incremento della pressione statica. A causa del gradiente positivo di pressione nel rotore e nello statore, il rapporto di pressione di un singolo stadio deve essere limitato per non incorrere nel distacco dello strato limite, pena l'abbattimento della pressione in uscita dallo stadio. Per quanto riguarda i compressori centrifughi, l'aria dal centro della girante viene accelerata radialmente con un certo incremento di pressione statica, una volta lasciata la girante viene convogliata in un diffusore costituito da canali divergenti (parte statorica della turbomacchina) che converte l'energia cinetica in energia di pressione nel diffusore. Dal momento, però, che il flusso incontra lungo il condotto un gradiente di pressione contrario, l'angolo di divergenza delle pareti non dovrà essere troppo elevato in modo da evitare il distacco della vena in prossimità delle pareti, con formazione di vortici e conseguente perdita di pressione statica ed aumento di temperatura. Se, invece, l'angolo fosse troppo piccolo si avrebbe un aumento della lunghezza del condotto con aumento di peso e perdita di pressione totale. I profili aerodinamici giocano un ruolo importante sulle prestazioni globali del compressore, quasi tutte le realizzazioni utilizzano profili ormai collaudati sul piano tecnico da molti anni di impiego. Per quanto riguarda il rotore del compressore è costituito da una microfusione di acciaio inox, l'involucro (statore) è di forma cilindrica realizzato in due parti divise lungo l'asse longitudinale ed è costruito in lamierino di acciaio inox.

1.2 Camera di combustione

Dalla mandata del compressore, in particolare dalla chiocciola del diffusore, mediante due condotti laterali costituiti in acciaio inox l'aria procede verso la camera di combustione. Lo stadio di combustione è composto da un involucro esterno e dalla camicia (liner) o tubo di fiamma.

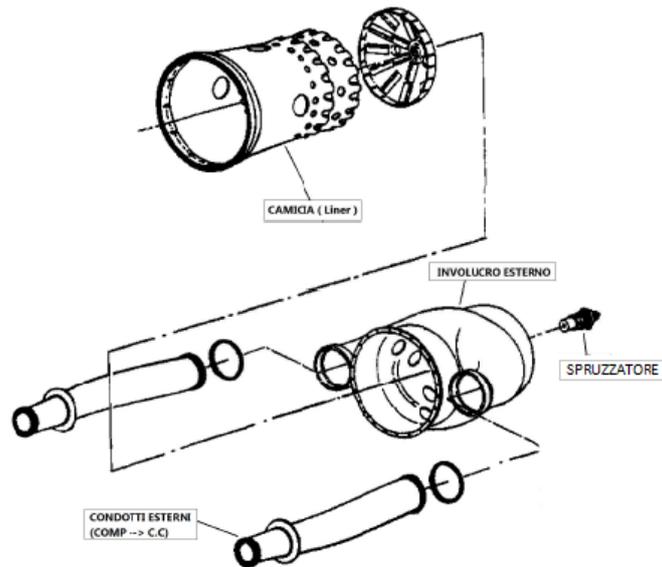


Fig.1.5 Componenti del gruppo camera di combustione.

Il tubo di fiamma anch'esso in acciaio inox, è progettato in modo da controllare la lunghezza e la posizione della fiamma al suo interno. Sulla cupola o involucro esterno si trovano i due fori guida per lo scintillatore e lo spruzzatore. Inoltre sono presenti due fori che consentono l'ingresso dell'aria e la sua miscelazione con il combustibile, in corrispondenza di essi si trovano anche due alette deflettrici che hanno lo scopo di ruotare il flusso in senso orario e antiorario allo scopo di ottenere una migliore miscelazione. Sulla parte cilindrica del tubo vi sono due serie di fori per l'entrata dell'aria necessaria alla combustione, dopo dei quali sono posizionati due ulteriori fori di diametro maggiore che permettono la diluizione (raffreddamento) dei gas.

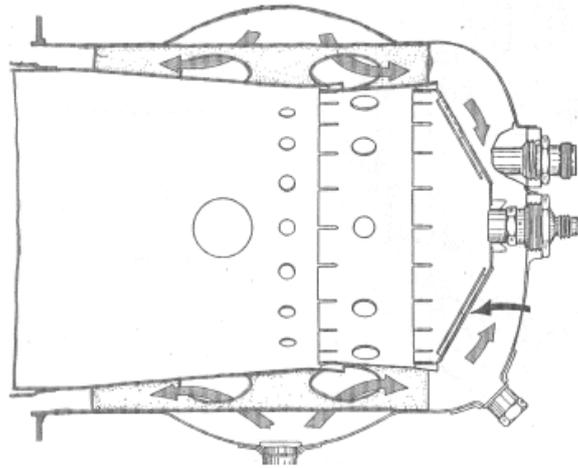


Fig.1.6 Percorso flusso aria in camera di combustione

1.3 Gruppo turbina

Tali componenti prevedono di sfruttare il vantaggio dell'impatto e della reazione dei gas che attraversano i rotori delle turbine. In funzione della quantità di combustibile, e della pressione di fine compressione, varia la temperatura nei gas di combustione che attraversano la sezione turbina, e di conseguenza la quantità di energia nel flusso stesso. Variando l'energia contenuta nei gas varierà il rapporto di espansione della turbina che si traduce in un cambio della velocità di essa, perciò da una variazione di temperatura si otterrà sicuramente una variazione di potenza. La sezione turbine del motore comprende una turbina a due stadi detta generatrice di gas (o turbina di alta pressione), e una turbina anch'essa a due stadi (o turbina di bassa pressione). Alla turbina di alta pressione, la prima ad essere investita dal flusso uscente dal gruppo combustore è demandato il trascinamento del gruppo compressore ed è perciò calettata sullo stesso albero. L'insieme del gruppo compressore, camera di combustione e turbina di alta pressione definisce il Gas Generator, cioè il gruppo che fornisce fluido ad alto livello entalpico alla turbina di potenza. Quest'ultima è collegata attraverso il sistema riduttore numero di giri, all'albero di forza, dove nel caso dell'installazione del motore su un elicottero, tramite l'impianto di trasmissione farà ruotare il rotore principale dell'elicottero stesso.

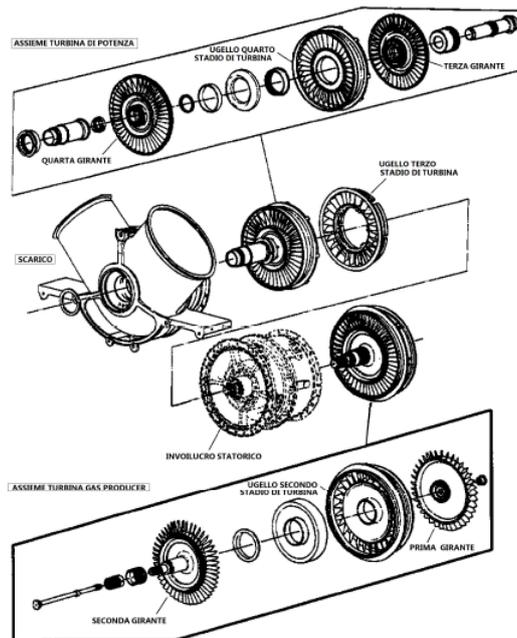


Fig.1.7 Componenti del gruppo turbina.

I rotori delle due turbine non sono accoppiati meccanicamente ma attraverso il fluido che vi scorre attraverso, quindi mediante un accoppiamento fluidodinamico. A causa del limite dettato dalla resistenza alle alte temperature e le alte sollecitazioni a cui vengono sottoposte le pale rotoriche il flusso in ingresso turbina non può superare valori che si aggirano attorno a 860 o 880 °C.

1.4 Sezione riduttore

L'assieme riduttore è formato dalle due componenti scatola e coperchio, all'interno del riduttore sono alloggiati:

- Treno ingranaggi relativo alla turbina di alta
- Treno ingranaggi relativo alla turbina di bassa
- Assieme pompa olio
- Assieme combustibile

In particolare al treno ingranaggi della turbina generatrice di gas competono le seguenti funzioni:

- Presa di moto del regolatore combustibile gas generator (RCGG)
- Presa di moto generatore tachimetrico
- Presa di moto motorino d'avviamento – generatore
- Pompa combustibile

Per quanto riguarda invece il treno ingranaggi della turbina di potenza a questa competono:

- Presa di moto generatore tachimetrico
- Presa di moto del regolatore giri turbina di potenza (RGTP)

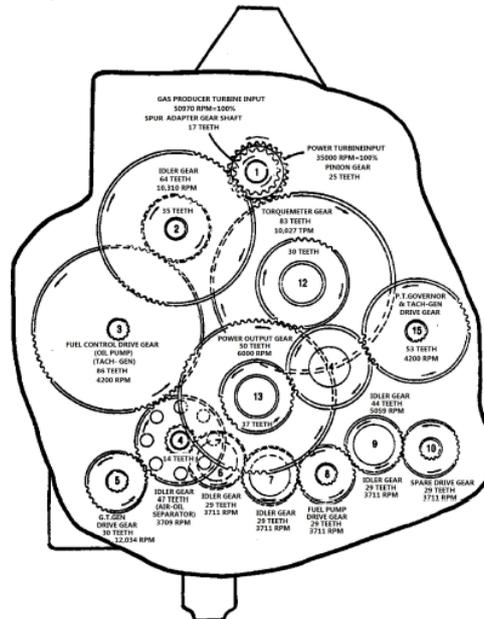


Fig.1.8 Scatola ingranaggi Gear Box.

La scatola ingranaggi agisce tra la turbina di potenza e l'albero di forza o presa di potenza, con un rapporto di trasmissione di 5.8:1 in modo tale da fornire all'utenza 6000 RPM costanti al 100% del regime. L'immagine sopra riportata è esaustiva di quanto sopra detto, indicando le utenze inserite all'interno del treno ingranaggi e al quale è demandato il moto prodotto dall'asse di rotazione principale della macchina (1), sul quale sono calettati coassialmente gli alberi di rotazione del gas generator e della turbina di potenza. Dal manuale di manutenzione del motore che è di riferimento per l'attività sono state dedotte l'ordine di grandezza dei parametri che poi andremo ad acquisire, quali pressione temperatura e velocità.

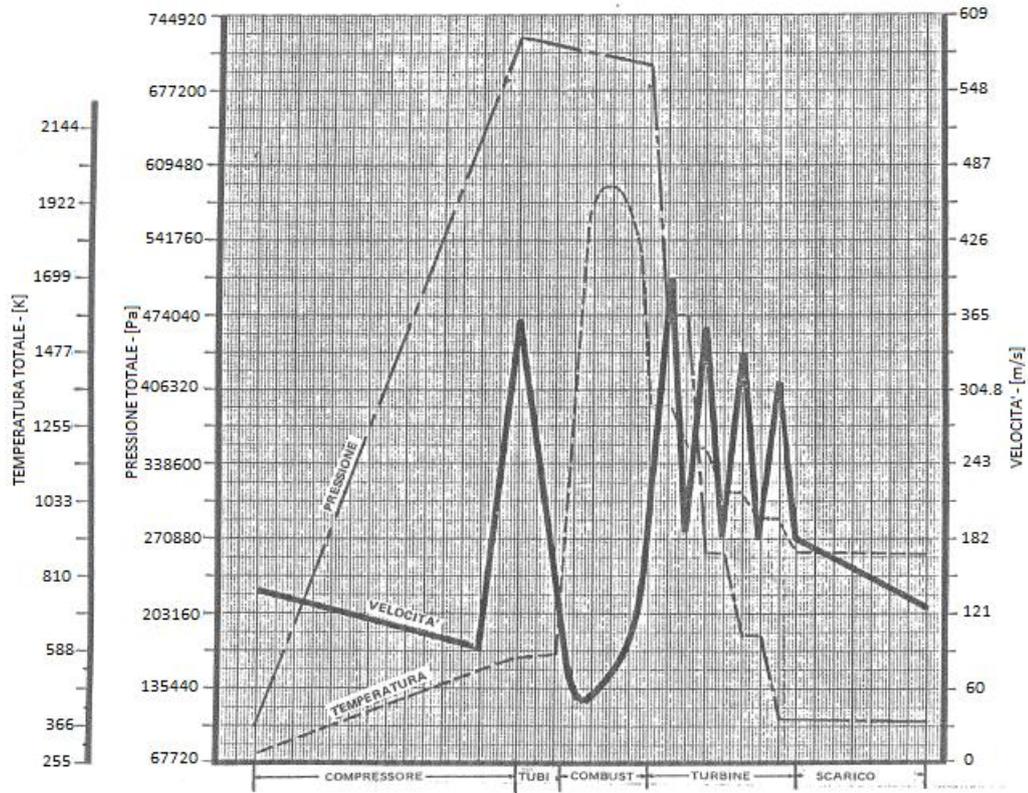


Fig.1.9 Diagramma pressione, temperatura e velocità del flusso attraverso il motore relative al turbomotore Allison 250-C20 .

Per quanto riguarda i valori delle velocità massime di rotazione al 100% del regime del gruppo gas generator e della turbina di potenza relativamente al turbomotore Allison 250-c18 sono rispettivamente 51120 RPM e 3500 RPM.

CAPITOLO 2

DESCRIZIONE DEL SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI SPERIMENTALI

Attualmente sul motore sono installati diversi sensori (opportunamente calibrati), allo scopo di ottenere dati il più possibilmente precisi, ed in numero maggiore, in modo da validare specifici modelli di simulazione realizzati mediante l'ausilio del programma Simulink. Inoltre sarà possibile ricostruire il ciclo termodinamico complessivo del motore, ricavandone durante il funzionamento un maggiore numero di informazioni, utili sia per meglio controllare e regolare il sistema sia, e soprattutto, per poter estrapolare i dati necessari al tracciamento di mappe di prestazione dei singoli componenti (compressore, turbina, combustore, etc..). Nel posizionare i sensori si è fatto riferimento al manuale del motore, nel quale sono presenti alcune mappe parametriche, che fanno riferimento a stazioni fisiche come denota la figura 2.1. L'installazione della sensoristica non sempre è risultata facile dal momento che deve risultare tanto più non invasiva per la macchina, soprattutto in 'parti calde' per non compromettere il funzionamento e soprattutto la sicurezza. Infatti per il posizionamento della termocoppia posta all'uscita dalla camera di combustione e quelle posizionate tra i due gruppi turbine, si sono impiegati gli alloggiamenti di serie del motore. Tutto l'allestimento fatto voleva perciò analizzare le misure nei punti analoghi, come è possibile vedere dalle 'stazioni' riportate in figura ottenuta dal manuale, oltre a queste grandezze vengono acquisite la temperatura dell'olio di raffreddamento, la pressione olio di lubrificazione, la pressione torsionometro, e la velocità del flusso in ingresso.

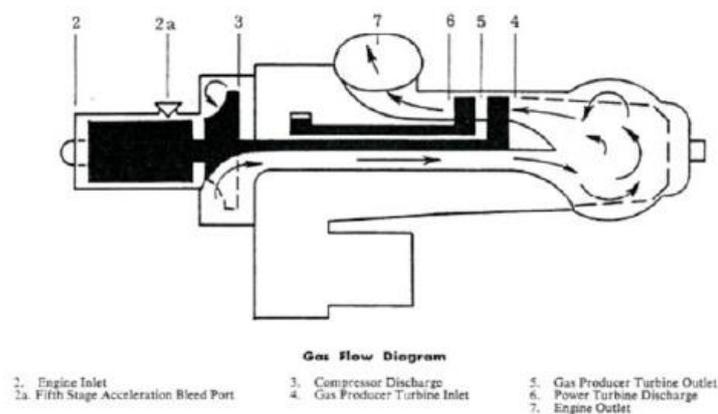


Fig2.1. Layout di flusso del motore impiegato per la modellazione.

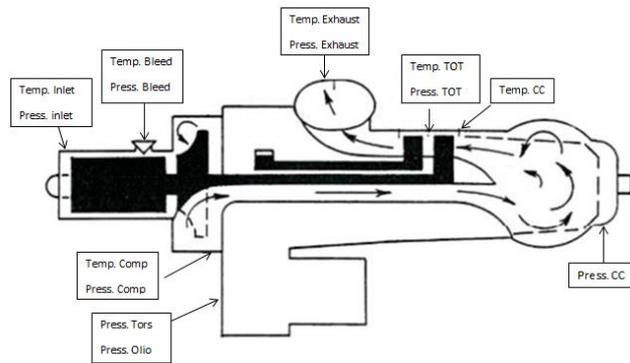


Fig2.2. Installazione sensoristica presente sul motore Allison 250 c18.

2.1 Misure di temperatura

Per misure di temperatura sono state impiegate termocoppie di tipo K, a base di leghe di nichel, costituite di Cromo-Alluminio (Cr-Al), coprono un range di temperatura compreso tra $-200\div 1270$ ($^{\circ}\text{C}$), tolleranza di ± 2.2 ($^{\circ}\text{C}$) e sensibilità di $41 \mu\text{C}/^{\circ}\text{C}$. Attualmente vengono acquisite le seguenti grandezze sul motore:

- Temperatura inlet;
- Temperatura Bleed;
- Temperatura mandata compressore;
- Temperatura uscita camera di combustione;
- Temperatura TOT (Temperature Out Turbine);
- Temperatura exhaust;

Di seguito si riportano gli andamenti delle grandezze normalmente acquisite durante le accensioni del motore. La temperatura massima che si raggiunge in camera di combustione è circa 900°C . Per il controllo del motore si fa riferimento però, come peraltro indicato dal manuale, alla temperatura TOT piuttosto che a quella di uscita dalla camera di combustione. Infatti la temperatura TOT non deve superare i 750°C durante il funzionamento in continuo, e nel caso in cui si verifichi tale condizione, non deve rimanere per più di 10 secondi a tale valore di temperatura.

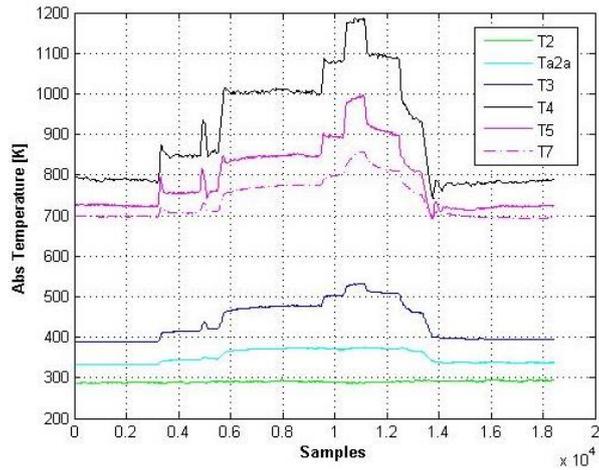


Fig2.3 Acquisizioni di temperatura effettuate durante una tipica accensione del turbomotore.

Sul motore, nella zona compresa tra la turbina di alta pressione e quella di potenza, la misura di temperatura è fatta in più punti della corona circolare, sfruttando 4 alloggiamenti di serie posti su di essa. Le termocoppie, collegate in parallelo, forniscono la temperatura media. Si è deciso di separare tra loro le 3 termocoppie rimanenti, rispetto alla normale disposizione in parallelo, in modo da avere una stima della distribuzione della temperatura lungo la corona circolare, e facendone la media a livello software.

E' riportata di seguito l'immagine rappresentativa delle acquisizioni relative alle misure di temperatura TOT nello svolgimento di una normale prova.

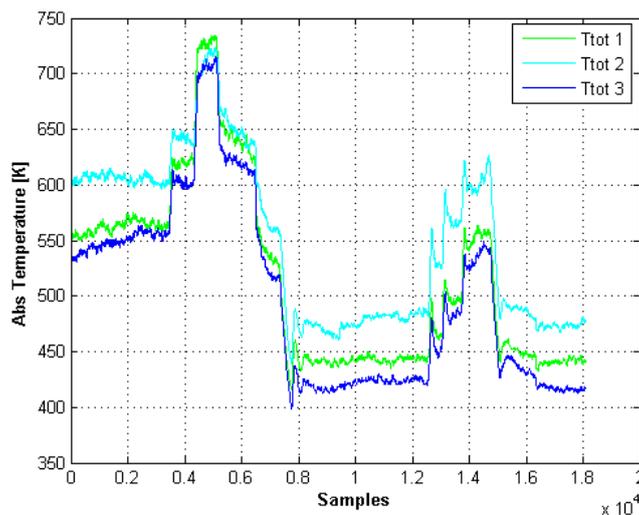


Fig.2.4 Acquisizioni di temperatura effettuate tra il gruppo turbina gas generator e turbina di potenza.

Quando si eseguono misure statiche di temperatura nei fluidi, e in modo particolare quando la velocità del fluido è alta, ci si trova di fronte a problematiche comuni a tutti i tipi di sensori. Le misure sono influenzate da errori causati, sia dallo scambio termico fra il trasduttore e l'ambiente che lo circonda, sia dall'impatto del fluido sul trasduttore. In particolare gli errori sono dovuti a:

- conduzione termica, cioè causati dal passaggio di calore lungo l'asta o il supporto che consente il posizionamento nell'ambiente in cui si vuole effettuare la misura
- irraggiamento, in ragione del fatto che, se la temperatura del fluido è molto superiore a quella dell'ambiente, il sensore riscaldatosi, si trova a scambiare calore con la parete
- velocità del fluido, nel caso in cui il fluido si muove con elevata velocità, l'impatto della vena sul sensore può alterare la misura.

Nell'attuale attività di tesi, che è un primo tentativo di modellare il turbomotore, e più nel dettaglio la componente di compressione, non sono stati considerati tali errori eccetto l'ultimo, ovvero quello dovuto all'impatto dell'alta velocità del fluido sul sensore, associando la misura delle termocoppie a una grandezza totale. Per valutare in modo più accurato la misura di questa temperatura e delle altre termocoppie posizionate nei vari punti del motore, si rimanda a future attività l'appropriato studio e modellazione di tali fenomeni, o alla coibentazione della superficie esterna del motore in corrispondenza della termocoppia, al fine di realizzare una condizione quanto più possibile di adiabaticità.

2.2 Misure di pressione

Attualmente vengono acquisite le seguenti grandezze sul motore:

- Pressione Bleed;
- Pressione mandata compressore;
- Pressione ingresso camera di combustione;
- Pressione TOT (Temperature Out Turbine);
- Pressione exhaust;
- Pressione torsionmetro
- Pressione olio;

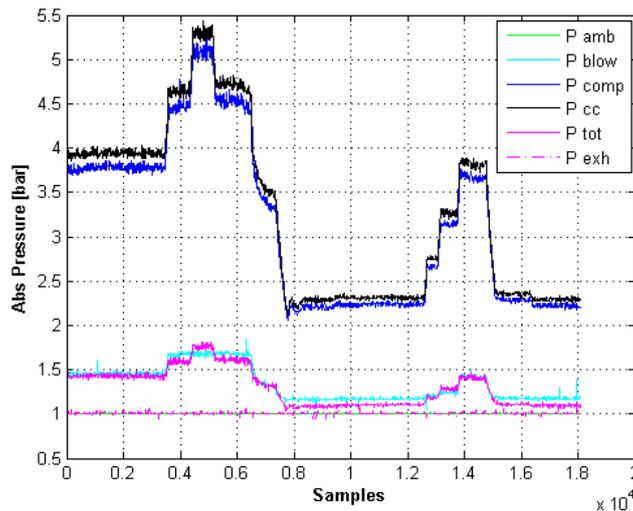


Fig.2.5 Acquisizioni di pressione avvenute durante un normale test sul motore.

I sensori di pressione impiegati sono di tipo piezoresistivo, questo è un tipo di sensore utilizzato per rilevare la pressione statica e convertirla in un segnale di tipo elettrico. Il sensore funziona sul principio fisico della piezoresistenza: un particolare elemento resistivo segue le deformazioni della superficie di un elemento sensore (una lamina, una membrana, un filo, o altro) a cui è fissato; queste deformazioni (tipicamente allungamenti e accorciamenti) causano una variazione della resistività elettrica del materiale del resistore, e di conseguenza la sua resistenza elettrica. All'interno del sensore è inserito il circuito trasduttore in grado di convertire le variazioni di resistenza in una tensione, attraverso la quale si può risalire all'entità della deformazione, e di conseguenza all'entità della grandezza fisica che le ha causate. I sensori di pressione sono di diversi tipi, per esempio sono assoluti o gauge (riferiti cioè al valore di pressione ambiente), e possono coprire diversi range di pressione, in modo da mantenere una buona risoluzione. Attualmente sul motore sono impiegati sensori del tipo 0-1.6 Bar A, 0-2.5 Barg, 0-4 Barg, 0-10 Barg.

2.3 Misure di velocità di rotazione

Le velocità dei due alberi e del freno a correnti parassite sono state acquisite con ruote foniche e sensore VRS (Variable Reluctance Sensor), che fornisce un segnale modulato sia in ampiezza che in frequenza.

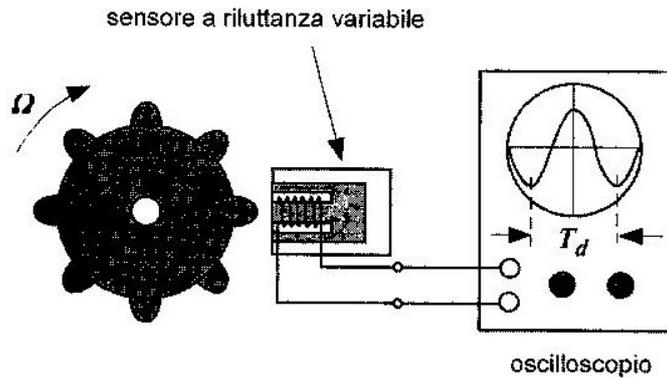


Fig.2.6 Trasduttore a riluttanza variabile affacciato ad una ruota dentata.

Tale segnale entrando in un circuito squadratore realizzato presso il laboratorio, è convertito in un segnale digitale di tipo TTL (Tansistor-Tansistor Logic) che è poi acquisito in un range 0-5V dal cRio. In figura 2.6 è mostrato un esempio dell'andamento della tensione in uscita dal tachimetro a riluttanza variabile, e la conversione in un segnale digitale.

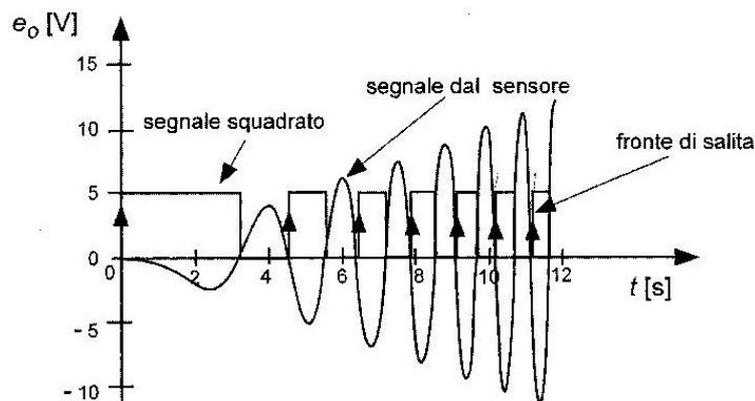


Fig.2.7 Andamento della tensione in uscita dal trasduttore a riluttanza variabile in un moto uniformemente accelerato

Misurando l'ampiezza del segnale (inteso come onda quadra), si risale così alla frequenza fd (frequenza di passaggio denti) e quindi alla velocità Ω espressa nell'equazione in RPM, fra due gradini consecutivi di tensione come scritto nella seguente equazione

$$\Omega = \frac{fd}{Nd} 60$$

in cui Nd è il numero denti della ruota fonica.

I due generatori tachimetrici di serie del motore, sono dotati di singolo dente e non ruotano alla medesima velocità con cui ruotano i due alberi, ma vi sono collegati mediante un treno di ingranaggi di riduzione. La ruota fonica del freno invece ha 60 denti ed è calettata direttamente sull'albero, (non vi è pertanto nessun rapporto di riduzione da considerare). Essendo il segnale proveniente dalla fonica soggetto a 'rumore' è risultato necessario il filtraggio a livello software, in particolare sono stati adottati filtri FIR (Finite Impulse Response), un esempio di questi sono i filtri a media mobile, usati per rimuovere le fluttuazioni nel segnale acquisito, qualora si voglia avere per certe operazioni una velocità significativa, ad esempio la velocità media. Grazie a queste acquisizioni si è potuto conoscere le velocità di rotazione dei tre alberi, di seguito si riporta l'andamento di tali grandezze in una normale acquisizione sperimentale. Essendo meccanicamente collegate, le misure di velocità della turbina di potenza e del freno risultano ridondanti, ma quella del freno è importante per controllarne la velocità e l'azione frenante tramite labview durante i test sperimentali. Attraverso il sistema di controllo creato in labview, nelle normali acquisizioni sperimentali, agendo con piccoli 'gradini' sulla posizione manetta, corrisponde anche un aumento nel numero di giri del gas generator che può variare in un range di velocità maggiore mentre le altre velocità di rotazione restano sostanzialmente invariate, così come era stato imposto durante la prova, come si vede in figura 2.8.

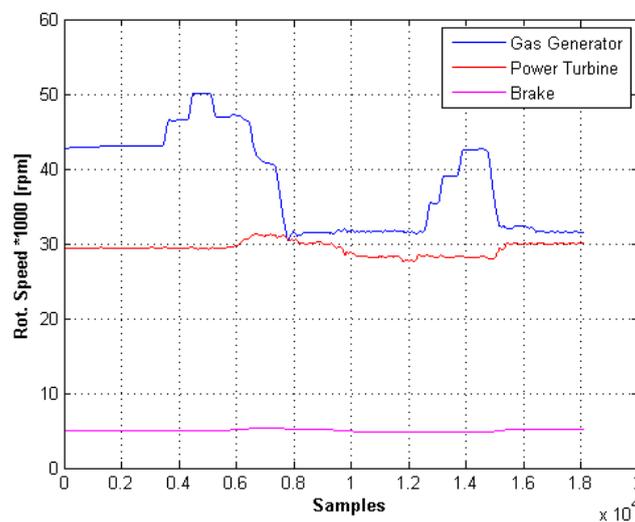


Fig.2.8 Acquisizioni di velocità avvenute durante una normale attività in sala prova.

2.4. Misura di portata massica

Allo scopo di misurare la portata d'aria in ingresso al compressore del motore, come prima soluzione si è tentata la misura mediante tubo di Pitot e relativo sensore di pressione differenziale. Il Pitot infatti permette di eseguire una misura indiretta della velocità di un fluido, nel senso che si risale al valore di essa tramite una misura di una differenza di pressione. Infatti, conoscendo la pressione totale (o di ristagno) e la pressione statica, informazioni che sono elaborate grazie alla presenza di un sensore di pressione differenziale (opportunamente tarato) si risale dalla differenza di pressione, alla velocità e infine la portata massica.

Applicando il teorema di Bernoulli in forma differenziale si può scrivere:

$$d\left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho}\right) = 0$$

Nell'ipotesi di moto stazionario e irrotazionale, e assumendo con pedice 1 il valore della pressione statica e con 2 quella di ristagno, integrando l'equazione tra queste due sezioni si ottiene:

$$\frac{1}{2} V_1^2 = \frac{1}{\rho} (p_2 - p_1) = \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

$$V_1 = \varepsilon \sqrt{2 \frac{p_2 - p_1}{\rho}} = \varepsilon \sqrt{2 \frac{p_d}{\rho_1}}$$

Dove ε è un coefficiente sperimentale che considera la comprimibilità del flusso, ed è così ottenuto

$$\varepsilon = \left\{ \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_1}{p_d} \left[\left(1 + \frac{p_d}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] \right\}^{1/2} < 1$$

Infatti, da un primo calcolo basato sui valori riportati dal manuale di portata massica d'aria in ingresso e note la geometria e le condizioni ambiente, si è potuto stimare i valori di Mach risultati essere compresi tra 0.3÷0.55. Nota la velocità è possibile conoscere la portata massica in aspirazione al motore, risolvendo la seguente equazione:

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

Il Pitot è montato su una componente in pvc fissata sull'imbocco del compressore, che è stata concepita nell'ottica di voler ricreare una 'sorta' tubo di Venturi. Davanti a esso si è inserito una campana detta anche 'bellmouth' la quale svolge la funzione di prevenire (per quanto possibile) la separazione della vena. Il fluido in ingresso al motore percorre un breve convergente, la sezione diventa quindi costante e in questo punto sono stati inseriti il Pitot e la termocoppia (chiamata T inlet all'inizio del capitolo), dopo di che si ha la parte divergente del condotto seguita dall'ingresso del fluido nel compressore. Nella realizzazione di tale supporto si è fatto in modo che il rapporto di divergenza fosse ridotto per evitare una sovrastima nel calcolo della differenza di pressione. Inoltre nel calcolo della velocità si tiene in considerazione della diminuzione dell'area che 'sente' effettivamente il Pitot (essendo concepito per misure di velocità in un flusso uniformemente distribuito nell'ambiente e non per flussi all'interno di condotti). Infine, essendo il flusso turbolento ed il profilo di velocità quindi legato alla scabrosità di parete, attualmente non nota, si è deciso in prima analisi di introdurre un fattore correttivo che va a "correggere" il valore della sezione di passaggio, da una geometrica da una equivalente, in modo da poter ipotizzare un flusso perfettamente uniforme in ingresso.

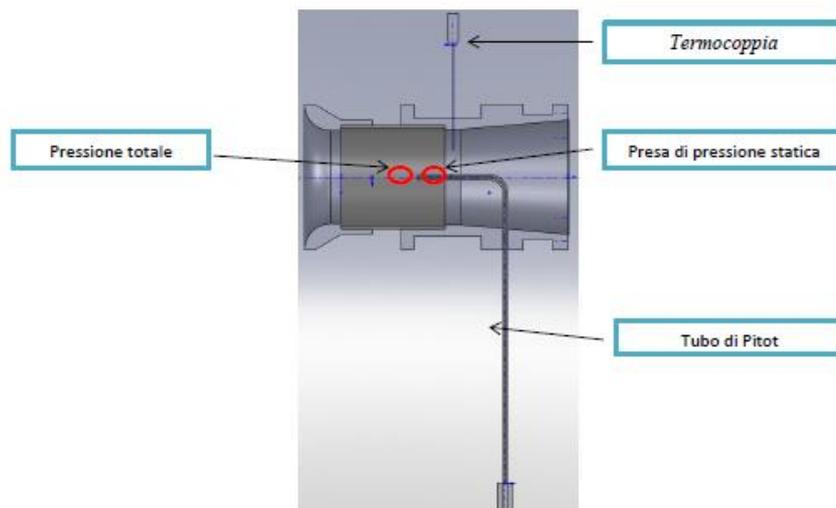


Fig.2.9 Imbocco in pvc all'ingresso del compressore.

2.5 Descrizione delle prove

Di seguito si descrive come vengono realizzati i test sul turbomotore. La turbina è collegata meccanicamente per mezzo di un albero di rotazione ad un freno a correnti parassite, il quale va a simulare il carico del rotore dell'elicottero (o utenza). Mediante il controller del freno si conosce la velocità di rotazione e la coppia generata istante per istante durante la prova. Solitamente viene mantenuta costante la velocità di rotazione del freno, ed è fatta variare la portata di carburante agendo per mezzo di un motorino elettrico lineare, comandato in piattaforma Labview, sul sistema 'Bendix' del motore, in questo modo si incrementa o si diminuisce, a seconda dei casi, la velocità di rotazione del gruppo gas generator, quindi la potenza della macchina. Dalla condizione di minimo di manetta, (giri del gas generator a 30000 RPM), si incrementa gradualmente la sua posizione, definendo dei piccoli stazionari per diversi valori di giri del gas generator, muovendosi lungo la linea operativa del compressore. In attività future si prevede, al fine di ottimizzare la regolazione della turbina, sostituendo il sistema 'Bendix' con una più diretta regolazione tramite valvola, inserita in modo tale da consentire una regolazione 'manuale' della apertura o meno della valvola di Bleed.

L'interfacciamento dell'apparato sensoristico con il sistema di visualizzazione e salvataggio dei dati è stato creato principalmente mediante hardware della National Instruments, ovvero:

- cRio 9103 (Acquisizioni analogiche e digitali) per acquisire pressioni e velocità di rotazione degli alberi motore;
- SCXI 1000 (Acquisizioni analogiche) per acquisire i valori dalle termocoppie;
- DAQ NI 6251 (Acquisizioni analogiche e digitali) fornisce output analogici per il controller del freno

In termini di software è stata utilizzata la piattaforma LabView 2012:

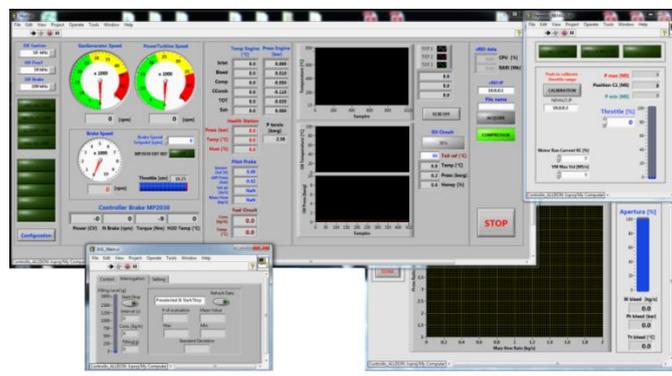


Fig.2.10 Dettaglio dell'interfaccia utente realizzata in LabView.

Le acquisizioni sono state fatte ad una frequenza di campionamento pari a 1KHz, mentre la frequenza alla quale vengono salvati i dati è di 50 KHz, che risultano essere sufficienti per le dinamiche di questa macchina. Tramite il programma in Labview si controlla direttamente sia il motore che il freno a correnti parassite, ed si possono valutare istante per istante quelle grandezze che risultano fondamentali per il funzionamento corretto e in sicurezza del motore, quali ad esempio la temperatura TOT, pressione olio di lubrificazione motore, temperatura olio di lubrificazione, numero di giri del freno etc.

CAPITOLO 3

DESCRIZIONE DEL MODELLO SIMULINK

Nel presente capitolo viene proposto ed analizzato nel dettaglio il modello sviluppato in Matlab/Simulink, relativo ai componenti che vanno a realizzare il layout costruttivo della configurazione del motore Allison 250 c18. Ai fini dello sviluppo di un programma di simulazione flessibile ed efficiente, si è sviluppato separatamente la dinamica interna di ciascun congegno del propulsore. Per poter riprodurre e analizzare anche i transitori tra le varie condizioni operative, che stanno al di fuori dalla condizione di progetto si procede connettendo tra loro i diversi blocchi componentistici attraverso legami sia diretti che in retroazione. Essenzialmente dunque il modello è una catena complessa di equazioni differenziali e non, i cui valori noti sono inizializzati in prima istanza mediante codici Matlab, e le cui soluzioni costituiscono l'ingresso di blocchi seguenti. Il programma risolve ad ogni step temporale queste operazioni simulando in tal modo il funzionamento durante un determinato lasso di tempo ed ogni volta gli output sono usati come segnali retroattivi per il ciclo successivo. L'idea alla base è quella di realizzare i vari accoppiamenti dinamici (matching) tra gruppi statici, dinamici e camera di combustione, in termini di lavoro e portate elaborate, le quali vanno a definire attraverso opportuni bilanci, realizzati all'interno delle cosiddette dinamiche di pressione, l'interazione meccanica e termodinamica tra i vari blocchi. Il lavoro di tesi si focalizza sulla componente del compressore, seguita in futuro dalla calibrazione anche degli altri gruppi allo scopo di ricostruire il modello dinamico dell'intero motore Allison 250 c18. In particolare, il compressore costituisce la parte maggiormente critica da modellare in quanto, multistadio, a funzionamento misto assiale-centrifugo e dotato di valvola di bleed (che by passa esternamente parte della portata d'aria aspirata).

3.1 Richiami di termodinamica e gasdinamica

Prima di affrontare lo studio del motore e la sua modellazione è necessario fare alcune ipotesi di lavoro. Nel trattare il moto del fluido all'interno del sistema propulsivo verrà introdotta l'ipotesi di corrente O-D, ciò significa che verranno prese in considerazione tutte e sole le variazioni delle grandezze termo-fluidodinamiche nel tempo. Presupponendo così, il comportamento del motore, da

un punto di vista fluidodinamico, comparabile a quello di un insieme di condotti, dei quali si considera la sola sezione frontale.

Equazione di stato dei gas perfetti

I propulsori aeronautici e spaziali elaborano fluidi comprimibili, per il loro studio ci si basa con sufficiente approssimazione al modello del gas ideale sia esso l'aria aspirata o i prodotti della combustione espulsi. L'equazione di stato che caratterizza il gas ideale è la seguente:

$$\frac{p}{\rho} = R T$$

Per l'aria secca intesa come miscela ideale di gas ideali il valore di R è pari a $287,15 \text{ J}/(\text{Kg K})$. In un gas ideale, l'energia interna risulta funzione solamente della temperatura $u = u(T)$ e, poiché l'entalpia è per definizione $h = u + \frac{p}{\rho}$ dall'equazione di stato segue che anche l'entalpia di un gas ideale è funzione della sola temperatura. Introducendo le definizioni di calori specifici a pressione e volume costante :

$$c_p = \frac{dh}{dT}; c_v = \frac{du}{dT}$$

Dalla definizione di entalpia sussistono le seguenti relazioni: $c_p - c_v = R$

introducendo il rapporto tra i calori specifici: $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

si ha facilmente che:

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}, c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$

Ovvero per un gas ideale i calori specifici sono indipendenti dalla temperatura, ciò è vero anche per gas reali se non hanno forti variazioni di temperatura.

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \frac{\rho}{\rho_1} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

Queste descrivono la variazione delle grandezze termodinamiche a partire dallo stato iniziale 1 e sono comunemente utilizzate nel calcolo, quando è valida l'ipotesi di trasformazione isoentropica.

Qualora si abbia l'esigenza di una modellazione più accurata o sia richiesta una precisione di calcolo maggiore, si vanno a considerare calori specifici variabili in funzione della temperatura.

Grandezze termodinamiche totali o di ristagno

Per un dato fluido in moto è particolarmente utile fare riferimento ai valori delle grandezze termodinamiche di ristagno, dette anche totali, ossia i valori che tali grandezze assumerebbero se, in un determinato punto, il flusso fosse arrestato in modo isoentropico, ossia mediante una trasformazione adiabatica e internamente reversibile, e senza scambi di energia con l'esterno. L'entalpia totale si ricava sotto tali ipotesi, applicando il primo principio della termodinamica, in funzione dell'entalpia statica e del carico cinetico:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2}$$

L'applicazione del primo principio della termodinamica ad un processo adiabatico senza scambio di calore con l'esterno stabilisce che l'entalpia totale si conserva. Ciò è vero anche nel caso in cui la trasformazione non sia reversibile. Nel caso di gas ideale vale $h = c_p T$ ricordando l'equazione sopra scritta che mette in relazione il c_p con il gamma e conoscendo la definizione del numero di Mach, si ottiene la relazione tra la temperatura totale e statica:

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

E da questa tenendo conto dell'equazione di stato dei gas ideali e che per una trasformazione isoentropica vale $pT^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = \text{cost.}$ si possono così ricavare le note equazioni di pressione e densità

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

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

La relazione della temperatura ha validità generale mentre le ultime due valgono solo nel caso di un deflusso isoentropico.

Equazione di continuità (Principio di conservazione della massa)

Considerando un generico tubo di flusso definito entro un campo fluido, con l'ipotesi di flusso zero dimensionale si può scrivere:

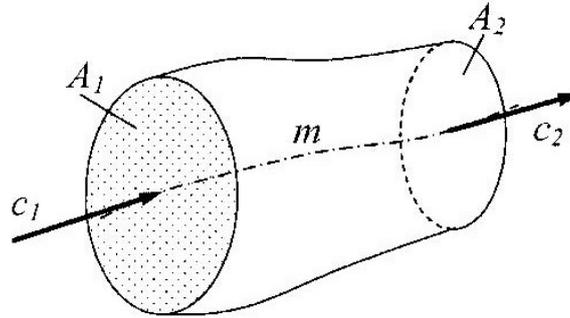


Fig.3.1 Tubo di flusso

$$\frac{d}{dt}(m_v) = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

Essendo i pedici 1 e 2 riferiti alle sezioni di ingresso e uscita del tubo di flusso, ciascuna delle quali è identificata da un opportuno valore della coordinata curvilinea m rispetto alla quale le suddette sezioni sono disposte ortogonalmente. Si suppone l'uniformità nella distribuzione delle grandezze fisiche per ogni sezione, la portata di massa entrante nel volume V è calcolata come:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 c_1 A_1$$

essendo c_1 la componente della velocità del fluido normale alla sezione 1, la cui area è appunto A_1 , ρ_1 la densità in sezione 1. Occorre precisare che in realtà le grandezze fisiche di cui sopra sono la media pesata dei valori puntuali sulla sezione. In assenza di accumuli o dispersioni di massa all'interno del tubo di flusso, ossia qualora il regime di moto sia permanente, l'equazione sopra scritta prescrive che la portata di massa che entra nel volume sia uguale a quella che esce, quindi in termini differenziali si può scrivere che:

$$\frac{d\rho}{\rho} \frac{dc}{c} \frac{dA}{A} = 0$$

Principio della variazione della quantità di moto

Tale legge deriva dal secondo principio della dinamica, o equazione di Newton, per il quale la variazione della quantità di moto di un sistema in un dato intervallo temporale eguaglia la risultante delle forze esterne applicate al sistema. Nel caso in cui il sistema non sia sottoposto ad alcuna forza esterna, o la risultante sia nulla, la quantità di moto risulta essere costante e si ricade nel principio di conservazione. Nello studio dei propulsori tale principio è di fondamentale importanza poiché consente di determinare le azioni dinamiche tra il fluido e le pareti entro cui esso è confinato (quindi la spinta) in funzione delle sole caratteristiche cinematiche della corrente a monte e a valle del propulsore. Considerando un corpo di massa m , sul quale agisce un sistema di forze, e si vogliono valutare gli effetti dinamici di questa interazione lungo una direzione arbitraria x . Tale principio ci permette di affermare che la risultante delle forze nella direzione x eguaglia la variazione temporale della componente della quantità di moto lungo la medesima direzione:

$$\sum F_x = \frac{d}{dt}(mc_x)$$

Per un sistema con deflusso in regime di moto permanente, delimitato da un volume di controllo dove la corrente entra con velocità c_{x1} ed esce con velocità c_{x2} , uniformemente ripartite sulle rispettive sezioni in accordo con l'approccio monodimensionale si scrive:

$$\sum F_x = \dot{m}(c_{x2} - c_{x1})$$

Con l'obiettivo di voler applicare questa legge a una turbomacchina e in particolare a un compressore assiale, è più utile fare riferimento ai momenti che tali forze esercitano rispetto all'asse di rotazione, poiché ciò consente una stima della coppia assorbita (macchine operatrici) o sviluppata (macchine motrici). Si consideri un volume di controllo che racchiude il rotore di una generica turbomacchina, i cui condotti del rotore siano in quiete e vincolati così a impedirne il moto rotatorio. Si prenda in esame una corrente in regime di moto permanente entrante nel volume di controllo con una velocità media \mathbf{c}_1 ed esca con velocità media \mathbf{c}_2 comunque orientate nello spazio.

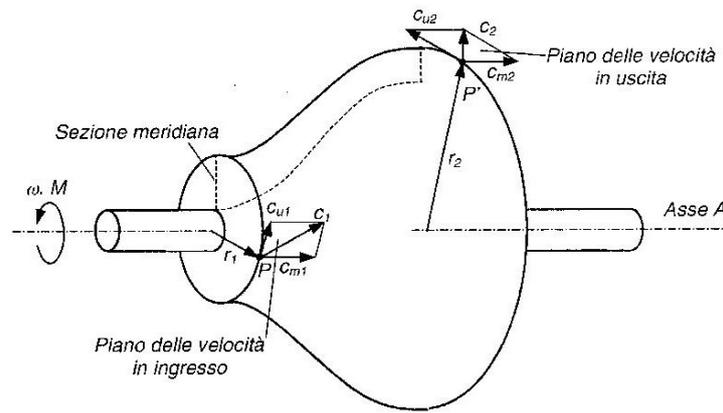


Fig.3.2 Volume di controllo generalizzato.

La risultante \mathbf{M} dei momenti di tutte le forze esterne che agiscono su tale sistema rispetto all'asse A eguaglia la variazione del momento della quantità di moto del fluido rispetto al medesimo asse:

$$M = \dot{m}(r_2 \wedge c_2 - r_1 \wedge c_1) \quad \longrightarrow \quad M = \dot{m}(r_2 \wedge c_{u2} - r_1 \wedge c_{u1})$$

Questo rappresenta l'enunciato del principio della variazione della quantità di moto per una turbomacchina, nello specifico l'equazione ricavata, risulta corretta per un'applicazione su di una macchina operatrice. M rappresenta tutti i momenti delle forze esterne applicate al volume di controllo del rotore, e più in dettaglio, i momenti delle forze di pressione e di quelle di attrito viscoso, ciascuno con il proprio segno. M rappresenta di fatto, il momento (o la coppia) che si ottiene (se la macchina è motrice) o che si fornisce (se la macchina è operatrice) all'albero di una turbomacchina. Il contributo più importante è dato dal momento tangenziale delle forze di pressione che agiscono sulle pale del rotore e, in minima parte, dal momento delle forze viscoso. In genere nelle macchine operatrici (quali sono i compressori) questi due contributi sono concordi, al contrario nelle macchine motrici, di conseguenza se il fluido operatore fosse non viscoso si avrebbe che la coppia motrice ricavabile da una turbina sarebbe maggiore e il momento da fornire al compressore minore, di quanto non accada con un fluido viscoso.

Equazione di Eulero

L'espressione del lavoro specifico del rotore, si ottiene dal prodotto scalare fra il momento M e la velocità di rotazione ω , rapportato all'unità di portata massica operante:

$$L = \frac{M * \omega}{\dot{m}} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$$

Essendo $u = \omega r$ la velocità periferica, o di trascinamento. Perciò si può scrivere :

$$L = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \text{ (macchina motrice)}$$

$$L = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \text{ (macchina operatrice)}$$

L in ogni caso assume valore positivo, ed è ottenuto nel caso di una macchina motrice mentre è fornito se la macchina è operatrice. Le suddette relazioni rappresentano l'espressione del lavoro secondo Eulero e costituiscono il cardine della teoria monodimensionale delle turbomacchine.

Principio di conservazione dell'energia

Il lavoro specifico ed il calore scambiati all'interno del generico componente meccanico, che quindi può essere considerato come una sorta di volume di controllo, vengono valutati integrando l'equazione generalizzata del moto dei fluidi tra le sezioni di ingresso e uscita. In termini differenziali è possibile esplicitarlo nel seguente modo:

$$V * dV + dh + g * dz + dL + dR = dQ_e$$

Dove h rappresenta l'entalpia interna del fluido, $g * dz$ il contributo gravitazionale (solitamente trascurabile), dR le perdite energetiche causate da fenomeni di attrito interno, dL e dQ_e rispettivamente il lavoro ed il calore scambiati con l'esterno. Qualora poi, si consideri l'assenza di lavoro, il processo adiabatico, cioè assenza di scambio termico attraverso le pareti e assenza di attriti, si parla in questo caso di processo isoentropico (adiabatico e reversibile), sotto queste ipotesi si può scrivere :

$$dh + V * dV = 0$$

O anche nella forma integrale:

$$h + \frac{v^2}{2} = cost$$

3.2 Struttura di lavoro

Prima di scendere nel dettaglio della spiegazione del modello si introduce la linea guida che c'è a monte e che ne ha portato la realizzazione. Elemento comune di ogni blocco-componente è la trasmissione delle caratteristiche termodinamiche del fluido operatore sotto forma di vettore, il quale realizza un collegamento continuo dalla presa d'aria fino allo scarico del motore e nel quale sono trasportate quattro grandezze termodinamiche di interesse Temperatura, Pressione, Cp (calore specifico a pressione costante), $\gamma = c_p/c_v$. A causa delle diverse caratteristiche di design dei turbomotori in generale (dimensioni, geometria, dispositivi di raffreddamento, ecc) che possono essere incontrati in pratica, la prima ipotesi che è introdotta nel modello riguarda la geometria del sistema. Si ipotizza infatti che ogni componente possa essere modellato come un condotto la cui portata è funzione della differenza di pressione, e i volumi in cui si calcola la dinamica di pressione rappresentano le interfacce tra i vari componenti.

Si utilizza perciò la seguente equazione per definire la dinamica di pressione:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\gamma RT_1}{V} (M_1 - M_2)$$

Integrando l'equazione nel tempo si ottiene il valore della pressione tra i due blocchi.

Dove con i pedici 1 e 2 si indicano rispettivamente l'ingresso e l'uscita dal volume di controllo. Quest'equazione è inserita all'interno del modulo Dinamica di pressione e nel layout complessivo del modello, sono presenti tre di questi moduli, rispettivamente:

- Mandata del compressore
- Mandata camera di combustione
- Ingresso power turbine

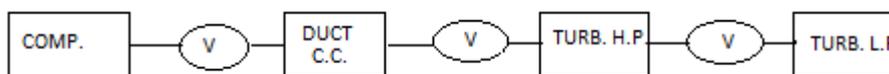


Fig.3.3 Schema della struttura implementata in Simulink. V indica il modulo dinamica di pressione.

Prendendo come riferimento, a titolo di esempio, la dinamica di pressione all'interno del blocco compressore, questa equazione lega il compressore e la camera di combustione per mezzo dei due condotti laterali. Tali condotti fungono da serbatoio che lega o comunque mette in comunicazione tali componenti. Dal punto di vista fisico il compressore scarica una sua portata M_1 in questo volume di controllo e da qui andrà nella camera di combustione una portata M_2 . Dall'equilibrio tra queste due portate nasce la dinamica di pressione: infatti se fissata la portata in uscita quella in ingresso cresce allora crescerà anche la pressione, mentre si verificherà il caso contrario qualora la portata in uscita diminuisca. Nella prima figura sottostante si riporta uno dei tre moduli implementati nel layout del modello completo del motore, a titolo di esempio.

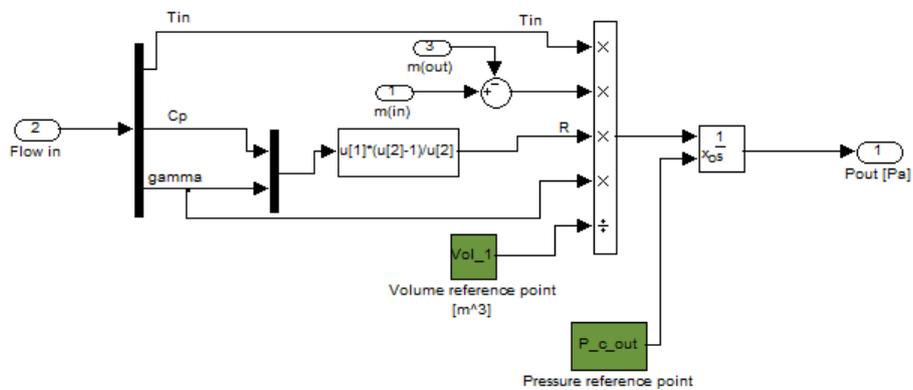


Fig.3.4 Esempio di struttura modulare della dinamica di pressione.

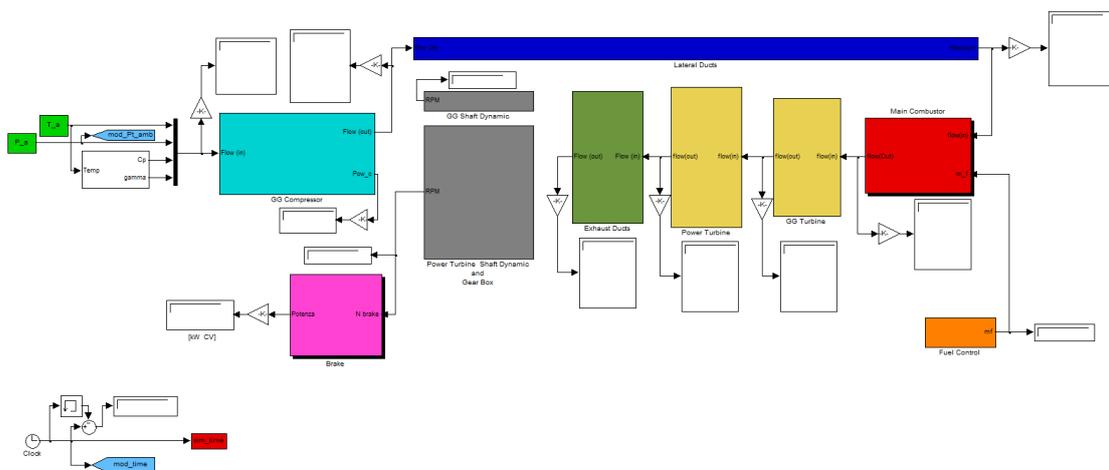


Fig.3.5 Layout del modello completo del turbomotore Allison 250 c18

Il modello *Simulink* è abbinato a un file *Matlab* che opera l'inizializzazione fornendo i dati relativi alle condizioni fisiche dell'ambiente, i dati di temperatura e pressione dell'atmosfera standard, le caratteristiche geometriche e le mappe di prestazione.

Riferendosi allo schema complessivo riportato nella figura sopra si analizzano ognuno dei diversi blocchi, descrivendone la funzione, i fondamenti fisici, e i modelli teorici su cui si basano. Il componente compressore sarà analizzato nel dettaglio per ultimo, in quanto è il componente che verrà approfondito e su cui si focalizza la tesi.

Blocco condotto

In questa sezione si analizzano i condotti laterali che collegano la mandata del compressore alla camera di combustione. Si ipotizza che non ci siano variazioni di temperatura nel fluido durante l'attraversamento di tali condotti, e si considera qui la caduta di pressione che avverrà nella camera di combustione.

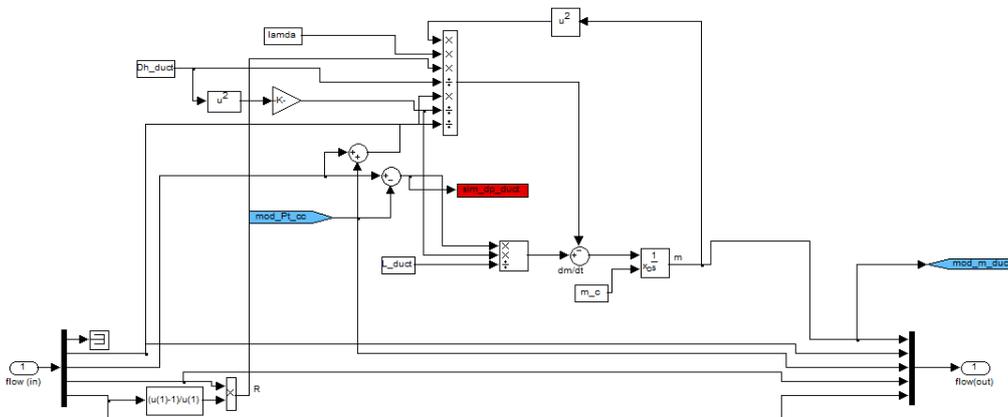


Fig.3.6 Layout dei condotti laterali.

Dalle equazioni di continuità e di conservazione della quantità di moto, (trascurando le forze gravitazionali), ‘rimaneggiando’ i termini che le compongono può essere scritta la seguente equazione differenziale:

$$\frac{dM_2}{dt} = \frac{A}{L} (p_1 - p_2) - \frac{\lambda R}{D_h A} \frac{M_2^2 T_2}{(p_1 + p_2)}$$

Indicando con i pedici 1 e 2 i valori di ingresso e uscita rispettivamente da questo modulo. Dove *A* è l'area del condotto, λ è il friction factor o coefficiente d'attrito, *L* è la lunghezza dei condotti, *R* è

la costante universale dell'aria, M la portata massica, p la pressione, T la temperatura. Il valore di portata che si ottiene risolvendo tale equazione differenziale entra nel modulo 'Dynamic of pressure' nel blocco compressore, dove è confrontato con il valore della portata in uscita dal compressore stesso.

Camera di combustione

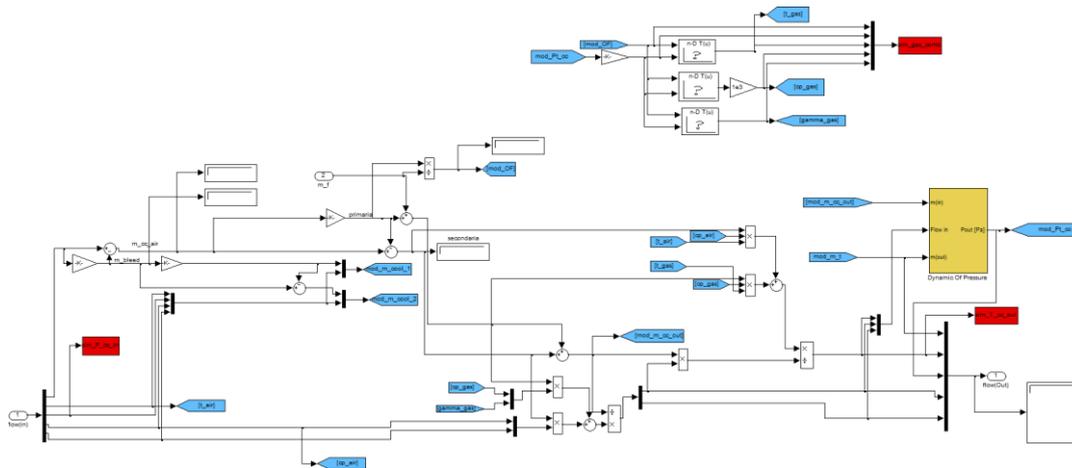


Fig.3.7 Layout della camera di combustione.

Nella parte superiore vengono calcolate mediante Look-up table 2D le caratteristiche della combustione in termini di temperatura, c_p , e γ dei gas di combustione appunto, in funzione delle caratteristiche in ingresso in termini di OF e pressione di camera di combustione aggiornato dal modulo 'Dynamic of Pressure'. Nella parte sinistra invece si tiene in considerazione la frazione di aria che arriva dal condotto e che partecipa effettivamente alla combustione, mentre quota parte lambendo le pareti del liner (tubo di fiamma), andrà a svolgere la funzione di raffreddamento nelle turbine poste a valle. Quindi si effettua un bilancio tra le caratteristiche del flusso 'primario' che ha effettivamente partecipato alla combustione e 'secondario' che sarà dotato di altre caratteristiche termodinamiche e si andranno a miscelare prima dell'ingresso in turbina di alta pressione.

Gruppi turbina

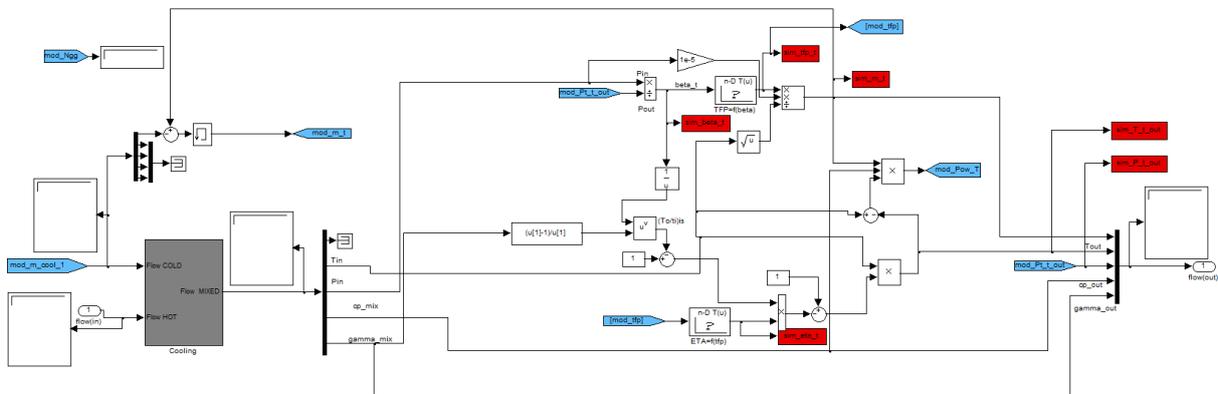


Fig.3.8 Layout della struttura modulare del gas generator e turbina di bassa pressione.

Sia la turbina di alta che quella di bassa pressione del motore Allison 250 c18 sono composte da due stadi, nel modello Simulink però vengono descritte ognuna di esse come composte da un unico stadio nella quale avviene l'espansione dei gas. Si riporta nel medesimo paragrafo la descrizione di tali componenti in quanto del tutto analoghi.

Nella parte sinistra è presente il subsystem 'Cooling' che permette una miscelazione tra due flussi con caratteristiche termodinamiche diverse, è richiesto pertanto un bilancio energetico che consente di ricavare il valore delle variabili in gioco in seguito alla loro miscelazione. Infatti il flusso uscente dalla camera di combustione in un caso, e turbina di alta pressione nell'altro, viene miscelato con l'aria proveniente dallo spillamento secondario di aria 'fresca' cioè proveniente dai condotti, avviene così un opportuno bilanciamento.

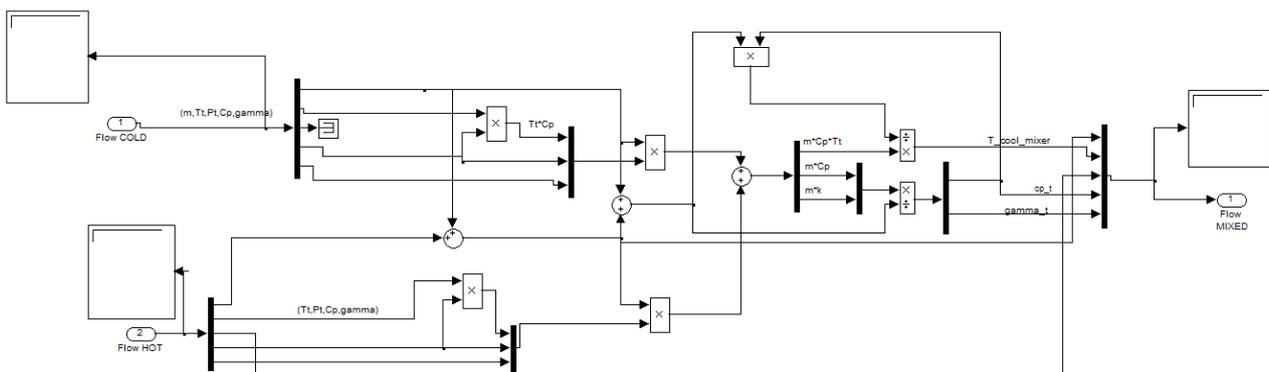


Fig.3.9 Layout del modulo di Cooling

Analogamente al caso dei compressori si ha una portata corretta anche nel caso delle turbine, inoltre in letteratura è largamente impiegato la rappresentazione nelle mappe di prestazione delle turbine

attraverso il parametro TFP (Turbine Flow Parameter). Dato che non si ha a disposizione una mappa di prestazione della turbina, si parte da una generica curva ottenuta grazie all'equazione di Sant Venant che permette di descrivere la velocità di un flusso in uscita da una turbina, normalizzate rispetto al valore di progetto e scalate opportunamente.

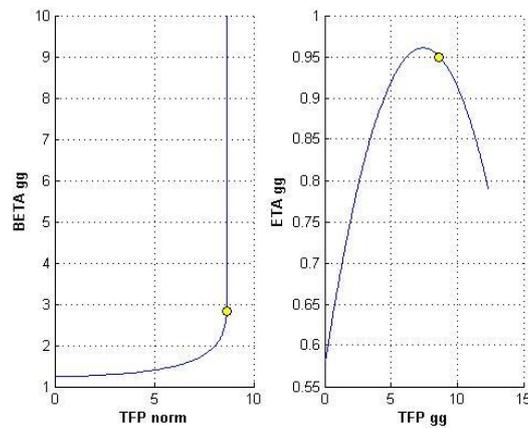


Fig.3.10 Mappe di prestazione della turbina di alta pressione.

Noti i valori di pressione in ingresso e uscita in turbina di alta e bassa pressione rispettivamente che vengono continuamente aggiornati nella simulazione, si ottiene quindi il rapporto di espansione, interpolando una Look-up table si determina il TFP. Noto il TFP è possibile calcolare il valore del rendimento della turbina. Conoscendo pertanto la portata massica, il cp, e la differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita dalla turbina si può calcolare la potenza sviluppata grazie all'espansione dei gas.

Dinamica dell'albero Gas Generator, Albero di forza e gear box

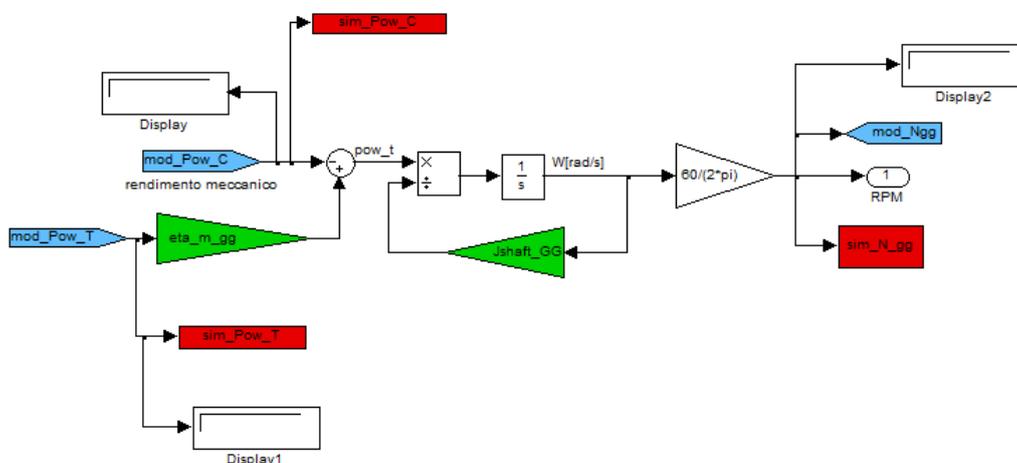


Fig.3.11 Layout configurativo dell'albero di trasmissione del gas generator.

Si descrivono le dinamiche degli alberi di gas generator e dell'albero di potenza nel medesimo paragrafo in quanto analoghi, e realizzati allo stesso modo.

L'accoppiamento meccanico tra un gruppo compressore e un eventuale gruppo turbina viene attuato fisicamente da un albero che collega meccanicamente i rotori. Il modulo in simulink deve acquisire in input le potenze assorbita ed erogata, e realizzare dinamicamente dopo fasi transitorie e sotto forma di parametri di output, la cosiddetta condizione di autosufficienza delle due turbomacchine. In tale circostanza, infatti, la potenza erogata dal gruppo di espansione equilibra perfettamente quella assorbita dal compressore, ed il sistema si auto sostiene. Facendo riferimento al semplice gruppo gas generator indicando con ω la velocità di rotazione dell'albero e $P_c P_t$ le potenze meccaniche in gioco per compressore e turbina rispettivamente

$$\dot{\omega} = \frac{\eta_{m_{gg}} P_t - P_c}{J\omega}$$

Dove J rappresenta il momento d'inerzia polare dell'intero sistema, $\eta_{m_{gg}}$ indica il rendimento meccanico di trasmissione. Parte del lavoro meccanico erogato dalla turbina viene di fatto dissipato sia a causa degli attriti interni (cuscinetti, tenute, ecc) sia per trascinare gli organi vari di controllo e regolazione (pompe, filtri centrifughi, ecc). Inserendo un blocco integratore inizializzato al valore di progetto, è possibile risolvere tale equazione differenziale.

Per quanto riguarda l'accoppiamento meccanico tra l'albero di rotazione del freno e quello della turbina di bassa pressione avviene per mezzo di una serie di ingranaggi che hanno il compito di scalare o ridurre la velocità di rotazione massima dell'albero della turbina di potenza da 35000 a 6000, perciò il rapporto di riduzione è il rapporto tra questi valori ed è circa 5.83:1.

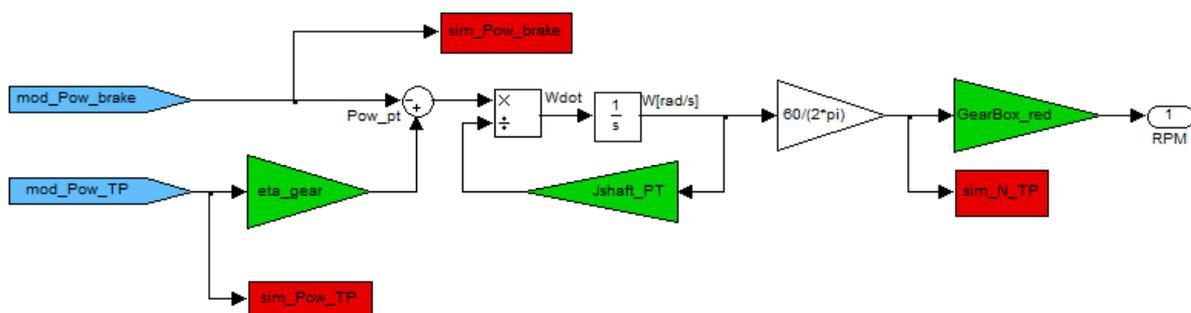


Fig.3.12 Layout configurativo del blocco di albero di forza e gear box.

Sistema di regolazione motore e fuel control

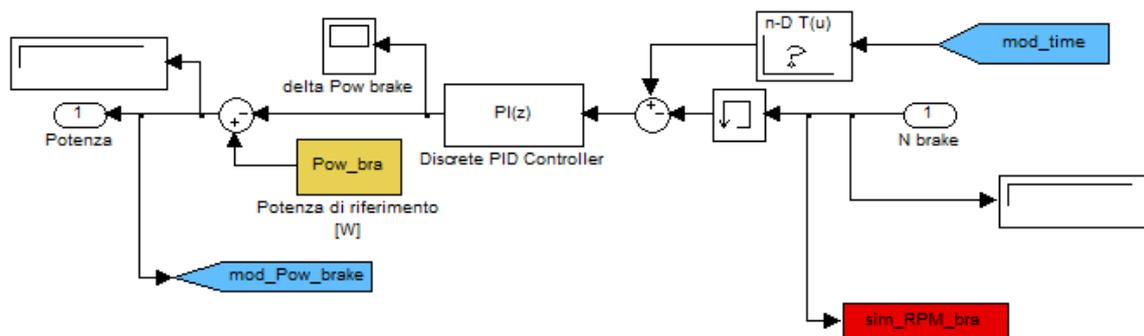


Fig.3.13 Layout configurativo del freno

Con l'obiettivo di riprodurre le medesime condizioni operative che avvengono nelle accensioni reali e quindi comandando la prova per mezzo dei giri che si impostano grazie al controller del freno, e andando a variare la potenza della macchina agendo sulla posizione manetta, sarà possibile confrontare in future attività gli andamenti delle varie grandezze come ad esempio pressione e temperature di tutte le varie componenti. La potenza meccanica prodotta dal freno, è calcolata mediante l'impiego di una configurazione di tipo proporzionale integrale il cui ingresso è lo scostamento i giri ottenuti in ogni istante temporale nella simulazione con quelli calcolati nel blocco dell'albero di forza e gear box sopra descritto. La parte proporzionale, come è noto dalla teoria dei sistemi di controllo, realizza la gran parte della regolazione in quanto, traduce direttamente l'errore di nei giri del freno in ingresso, in un segnale di potenza sviluppata dal freno, attraverso una costante detta sensibilità proporzionale definita in maniera empirica. La parte integrale invece ha una duplice funzione: la prima è quella di aumentare il tempo di risposta del regolatore, in modo da evitare gradienti troppo forti. Il valore do potenza del freno è continuamente calcolato nella simulazione ed entra nel modulo della dinamica dell'albero di forza sopra descritto.

Per poter simulare variazioni nel regime del motore, sono state adottate in parallelo due modi di gestire e controllare seppur in maniera elementare il funzionamento del modello stesso. Questo blocco, infatti consente di intervenire sulla portata di combustibile di progetto, una volta acquisiti in input alcuni parametri fondamentali del propulsore. La regolazione di un generico impianto turbogas nella modalità più semplice ed immediata avviene attraverso la regolazione della portata di carburante in camera di combustione e, dunque, della temperatura massima del ciclo termodinamico.

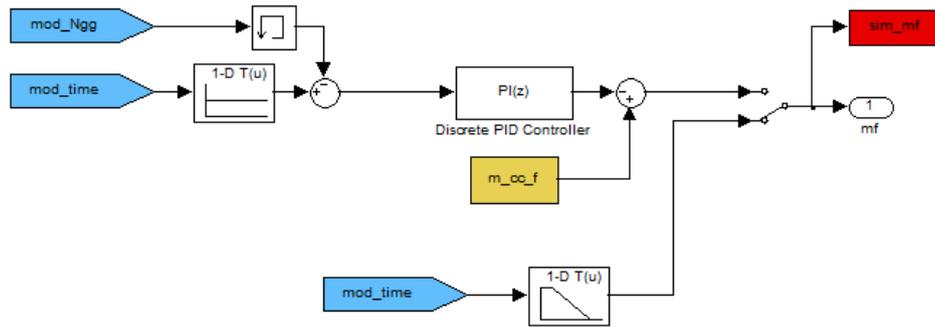


Fig.3.14 Layout del Fuel control.

In un caso è possibile posizionare lo svolgimento della simulazione in modo tale che attraverso l'impiego di Look-up table, che associano a determinati istanti temporali, precisi valori di portata carburante (massica) desiderati. In questo modo si impone al sistema di seguire un prefissato profilo di portata massica di carburante, come ad esempio quello misurato sperimentalmente.

Nel secondo caso si è ricorso a un controllo di tipo PI, il quale, attraverso il confronto con il valore di riferimento (sia esso quello di progetto oppure quello istantaneamente voluto) è in grado di variare il segnale di portata del combustibile.

Stadio di compressione

Prima di accedere allo stadio di compressione si entra nel blocco 'Preso d'aria', in quanto il valore di pressione totale in ingresso nell'imbocco del compressore non coincide con quello di pressione ambiente ma bensì assume un valore minore a causa delle perdite per attrito dovute alla presenza dell'imbocco stesso, e se ne tiene in considerazione all'interno del modulo. Inoltre, in virtù del fatto che il flusso d'aria in aspirazione al motore è in movimento, si può suddividere il valore di pressione totale in due contributi uno cinetico dovuto al moto delle particelle e uno statico.

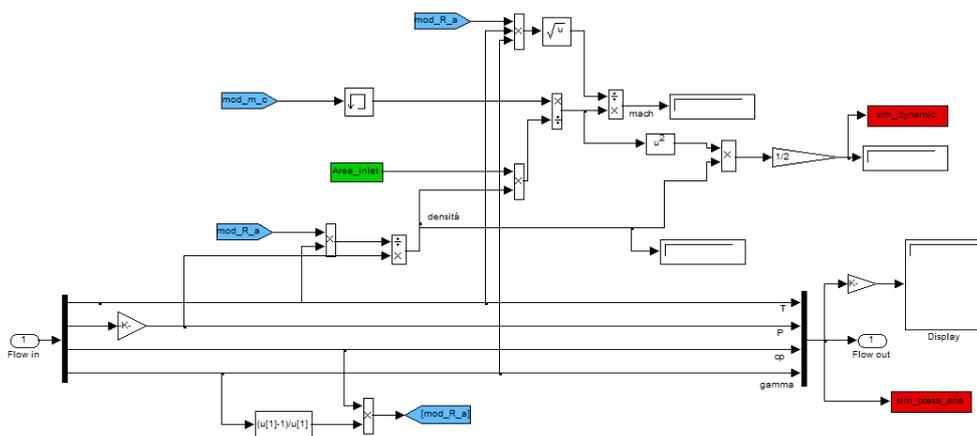


Fig.3.15 Layout della presa d'aria.

Nella parte superiore del modulo viene calcolato il contributo cinetico del flusso in ingresso all'imbocco del motore. Conoscendo infatti, il valore aggiornato della portata in ingresso al compressore la sezione di passaggio del flusso nel condotto, e la densità, si ottiene la velocità, che può essere utilizzata sia per calcolare il valore della pressione dinamica, che il numero di Mach.

Come è evidente dalla figura sottostante per conoscere lo stato del fluido a fine compressione si usano diversi sottosistemi tra loro connessi, e possono essere divisi in tre parti in base alla loro funzione. E' presente un blocco che implementa l'andamento della portata, tramite la mappa di velocità e l'equazione relativa al cosiddetto 'pressure build up' del modello di Moore-Greitzer, una parte calcola il rendimento, per poi calcolare con le formule consuete la temperatura, un sottosistema che modella la dinamica di pressione in funzione della portata e della velocità di rotazione, infine nella parte superiore la parte relativa alla dinamica che compete alla valvola di bleed.

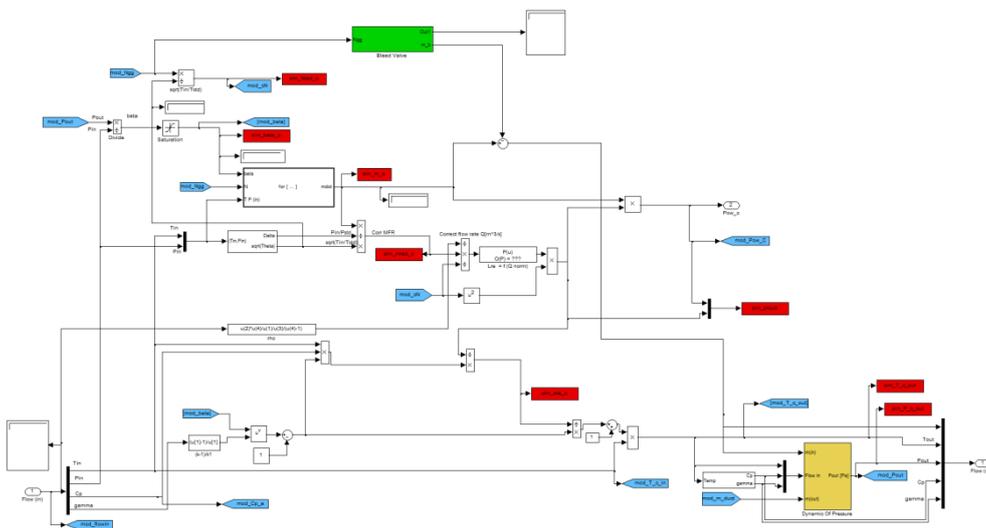


Fig.3.16 Layout del compressore.

Al fine di caratterizzare il funzionamento del compressore, per poter conoscere il punto di lavoro istante per istante nella simulazione, considerando l'andamento della maggior parte delle curve caratteristiche delle velocità del compressore in ogni possibile regione di funzionamento, occorre by passare l'ambiguità nella soluzione, nella quale si incapperebbe se fosse il rapporto di compressione come input al problema.

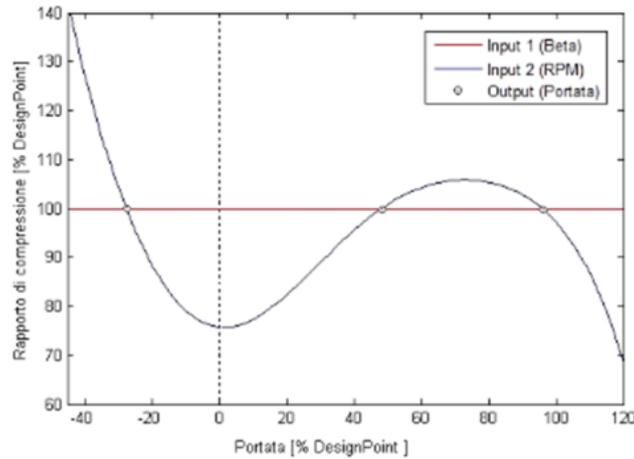


Fig.3.17 Possibili punti di lavoro nella curva isovelocità del compressore.

Di qui la necessità di avvalersi del parametro di portata come input, la quale identifica un'unica soluzione in termini del rapporto di compressione per ogni regime del motore, per analizzare il compressore ci si è avvalso del modello di Moore-Greitzer largamente impiegato da anni sullo studio delle turbomacchine. Si scende nel dettaglio del modello fisico matematico.

Modello Moore-Greitzer

Il modello Moore-Greitzer rappresenta in generale le caratteristiche e le prestazioni di un compressore non solo durante il normale funzionamento ma anche nella zona in termini di portata e β in cui si ha il fenomeno del surge. Nel caso più semplice, trascurando i fenomeni di scambio termico, considerando costante la velocità di rotazione dell'albero, il flusso incomprimibile e in regime stazionario tale modello è costituito da un sistema di due equazioni differenziali accoppiate che coinvolgono come variabili dinamiche sia la pressione nel volume di controllo che la portata massica.

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

$$\frac{d}{dt}(\beta_c(t)) = \frac{1}{\tau_m} [(\dot{m}_c(t)) - \dot{m}_t(\beta_c(t), A_\alpha(t))]$$

Blocco 'pressure build up'- dinamica di portata

Si sfrutta il modello di Moore-Greitzer nella forma semplificata, implementando solo la prima delle due equazioni differenziali previste (la seconda non verrà usata in quanto la pressione verrà calcolata in modo diverso). Si ottiene quindi, da questa espressione la variazione temporale della

portata massica che attraversa il compressore in funzione dell'andamento del rapporto di compressione. In particolare $\tilde{\beta}$ è il valore del rapporto di compressione che si ottiene dalla mappa del compressore al variare della portata, mentre β_c è il valore calcolato istante per istante dal modello. La portata è calcolata allora come integrazione dell'equazione sopra scritta. Dal punto di vista fisico equivale a dire che il compressore ha un certo ritardo, una certa inerzia, che limita il tasso di variazione temporale della portata, ovvero in seguito a una variazione di pressione la conseguente variazione di portata non è istantanea ma avviene dopo un certo tempo. Tale ritardo è modellato come un ritardo del primo ordine con costante di tempo τ_c che può essere relazionata alle dimensioni del volume di fluido elaborato dalla macchina

$$\frac{1}{\tau_c} = \frac{\pi D_c^2}{P_i 4 L_c}$$

Dove D_c è il diametro della sezione d'ingresso del compressore, L_c rappresenta la lunghezza caratteristica, pari all'effettiva lunghezza per un compressore assiale, P_i è la pressione d'ingresso al compressore.

In ingresso abbiamo il β calcolato dal modello, la velocità di rotazione corretta, temperatura e pressione, ottenendo in uscita la portata.

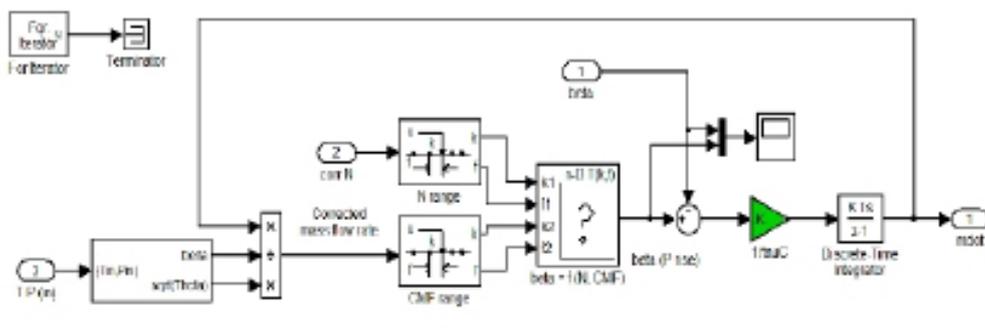


Fig.3.18 Dettaglio del calcolo della portata con applicazione del modello Moore-Greitzer.

L'elemento centrale è la look-up table che fa riferimento alla mappa di velocità dimensionale e interpolata. Dinamicamente durante la simulazione i valori di input cioè velocità e portata corretta entrano nelle rispettive prelook-up table, ciò viene fatto per avere maggiore stabilità e velocità di simulazione, per ogni coppia di valori di giri e portata si determina entrando nella look-up un valore di β . Questo valore di volta in volta è aggiornato e viene a esso sottratto il valore di β_c e dovranno convergere. Questa parte del modello è quella più onerosa dal punto di vista computazionale e si

trova inserita nel blocchetto Simulink nominato 'For iterator', nel quale si esegue una sorta di ciclo iterativo basato sulla convergenza del beta.

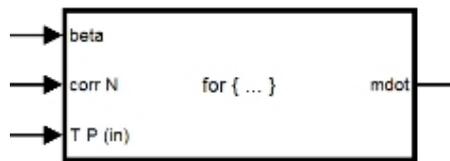


Fig.3.19 Blocco 'pressure build up'.

Valvola di Bleed

Questa valvola si trova in corrispondenza del quinto stadio assiale del compressore, la sua apertura è comandata dalla pressione di mandata vista dall'ultimo stadio del compressore, quindi dal diffusore del centrifugo. All'interno del modulo 'Bleed Valve' si analizza la dinamica della valvola. All'interno di tale subsystem sono implementate 3 Look up table 1-D che riguardano la suddetta valvola, e che calcolano in funzione dei giri corretti la temperatura totale, portata totale e pressione totale ed infine il grafico sopra riportato che riguarda la percentuale di apertura. Inoltre è presente una Look up table 2-D che rappresenta la percentuale di apertura della valvola in funzione della percentuale di posizione manetta motore e la temperatura ambiente.

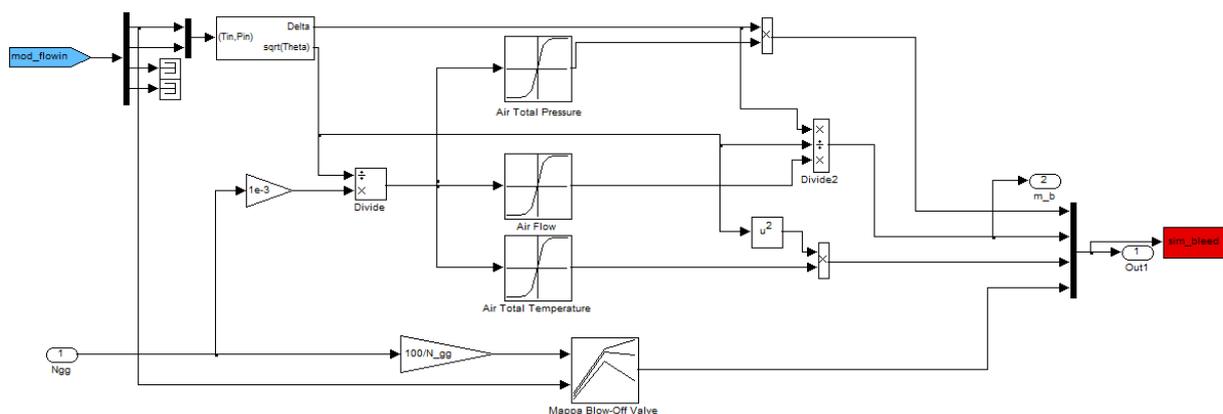


Fig.3.20 Layout dinamica di bleed.

CAPITOLO 4

CREAZIONE MAPPE E CONFRONTI CON I DATI SPERIMENTALI

In questo capitolo si descrivono i procedimenti che hanno condotto alla validazione dei dati acquisiti sperimentalmente, andandoli a confrontare con quelli provenienti dalla conversione in formato numerico, di mappe ottenute dal manuale del motore, mediante un codice scritto in Matlab. Le mappe del manuale quindi, servono per un confronto con i dati sperimentali e per compensare eventuali scostamenti nelle misure effettuate. Validando così i dati sperimentali, si è dimostrata la coerenza di determinati parametri e si è potuto implementare alcune mappe nel modello del solo blocco compressore.

4.1 Descrizione delle mappe del manuale

Le mappe sono ottenute dal manuale “Operation and maintenance manual Allison Gas Turbines 250 c18, A, B, C” fornito dal produttore del motore. Nel manuale è dapprima inserita la descrizione del motore, i limiti operativi della turbomacchina, le operazioni di manutenzione, infine le performance della turbomacchina stessa. Infatti sono presenti mappe, mediante le quali è possibile calcolare la prestazione del motore e di alcuni suoi parametri nelle diverse condizioni operative, intese come condizioni ambiente. Le mappe del manuale svolgono la duplice funzione, di validazione delle misure sperimentali e compensazione di altre grandezze non disponibili attualmente. Essendo il motore dotato del sistema ‘Bendix’ di regolazione del carburante, conforme perciò alla produzione di serie, consente di muoversi soltanto lungo la linea operativa. Occorre precisare che tali mappe consentono di ricostruire solo la linea operativa seguita dal compressore, pertanto, dato che al momento non siamo in grado di indagare sperimentalmente condizioni al di fuori di essa, sono perfette per validare i dati che abbiamo a disposizione. Delle varie mappe presenti, al fine dell’attività svolta che si è focalizzata sul compressore si è fatto riferimento a quelle riportate di seguito

- Temperatura totale in uscita dal compressore
- Pressione totale in uscita dal compressore
- Portata massica del flusso d'aria in ingresso al compressore
- Valvola di bleed (pressione totale, portata massica d'aria, temperatura totale, percentuale di apertura)

Prima di approfondirne la singola descrizione, si precisa che di tutte le curve riportate nei diagrammi viene fatto riferimento solo a quelle a velocità di volo pari a zero, con le quali si sono generate le mappe. Inoltre si è provveduto alla conversione dalle unità di misura anglosassoni a quelle adottate nel sistema internazionale. Al fine di poter applicare tali mappe a differenti condizioni operative, intese come temperatura e pressione ambiente, alcune di tali esse vengono normalizzate rispetto al parametro δ_{amb} , definito come:

$$\delta_{amb} = \frac{P_{amb}}{T_{std}}$$

In questi grafico è riportata l'evoluzione della temperatura totale in uscita dal compressore, in funzione della temperatura ambiente e della percentuale di giri del gas generator. Si nota infatti come, data una condizione ambiente in termini di temperatura, la temperatura di uscita dal compressore aumenta al crescere del numero di giri del gas generator.

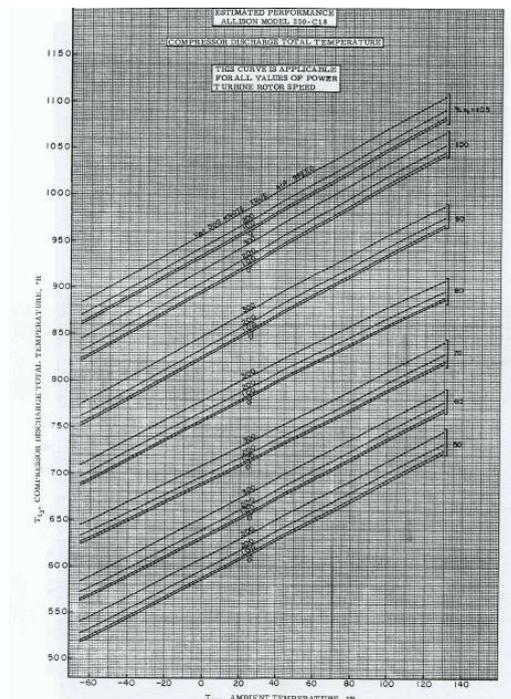


Fig.4.1 Mappa ottenuta dal manuale del motore relativa alla temperatura totale in uscita dal compressore.

Grazie all'interpolazione di tale mappa è stato possibile il calcolo della potenza del motore come sarà descritto più avanti. Oltre alla mappa relativa alla temperatura viene fornita anche una relativa alla pressione totale di mandata del compressore, normalizzata con il parametro δ_{amb} . Analogamente a quanto riscontrato nella mappa relativa alla temperatura, anche nel caso presente è possibile notare che, per una data temperatura ambiente, si verifica un aumento della pressione all'aumentare del numero di giri del gas generator.

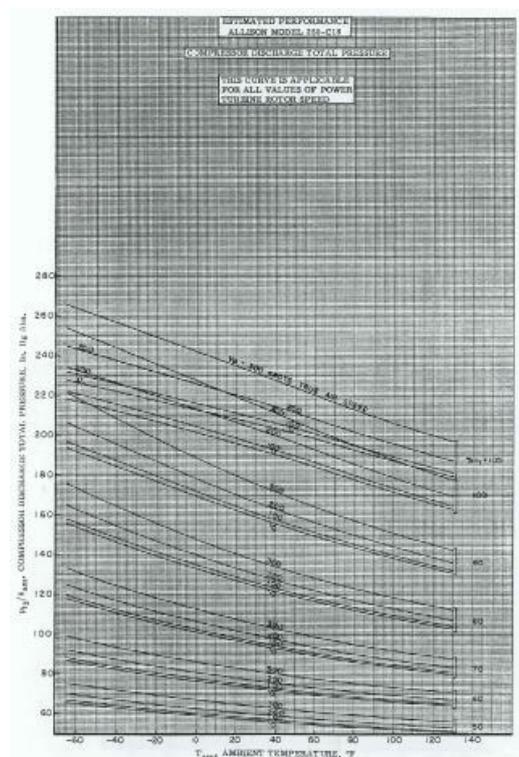


Fig.4.2 Mappa ottenuta dal manuale del motore relativa alla pressione totale in uscita dal compressore.

Infine si riporta la mappa relativa alla portata massica d'aria in aspirazione al motore normalizzata anch'essa con il parametro δ_{amb} . Anche nel caso presente è apprezzabile per una data condizione ambiente l'aumento al crescere del numero dei giri del regime motore della portata massica da esso aspirata.

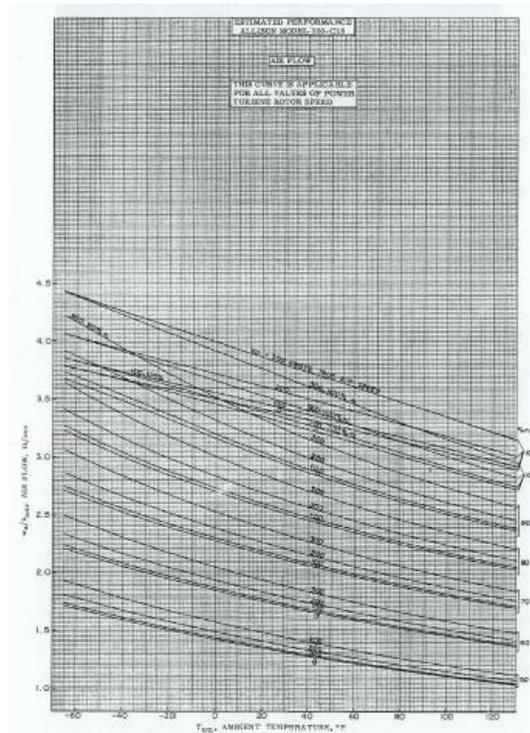


Fig.4.3 Mappa ottenuta dal manuale del motore relativa alla portata massica in ingresso al compressore.

Le mappe sopra riportate, sono state convertite in forma numerica attraverso un codice scritto in Matlab ottenendo così matrici 2D.

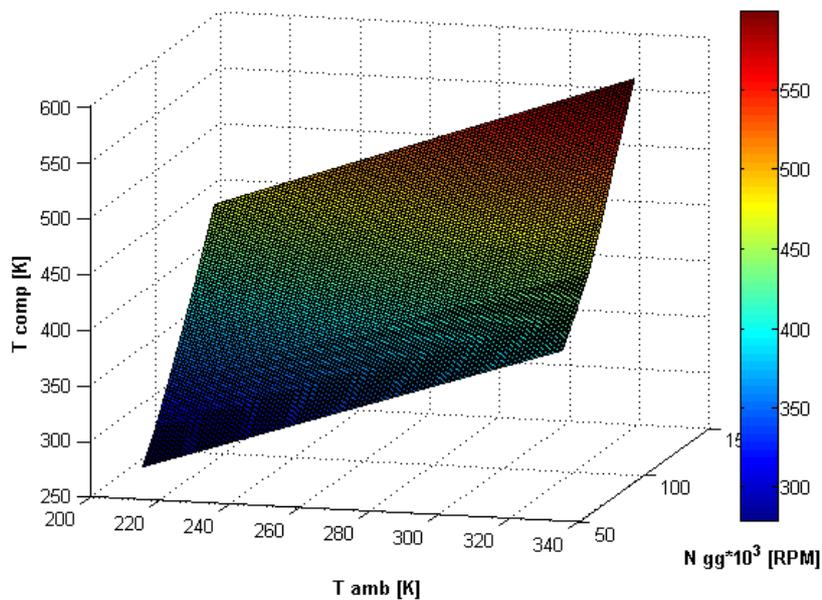


Fig.4.4 Mappa 3D della temperatura di uscita dal compressore.

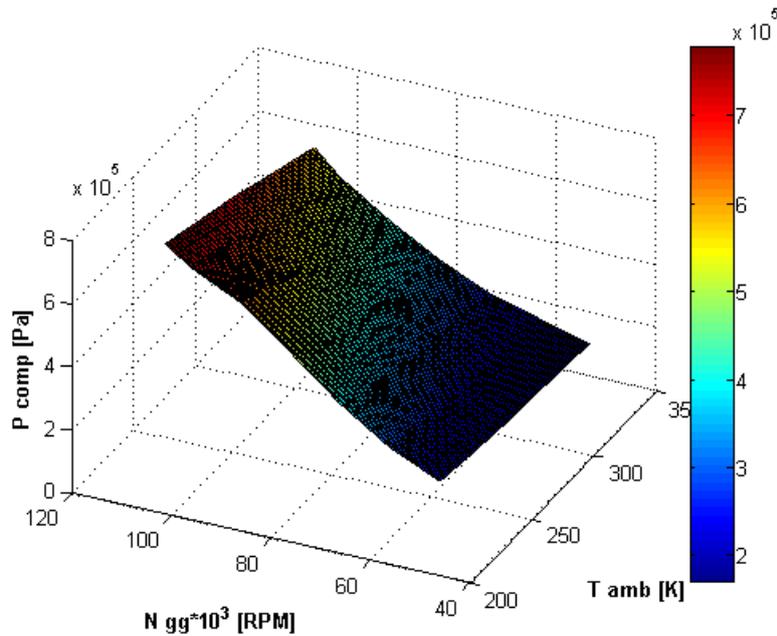


Fig.4.5 Mappa 3D della pressione di uscita dal compressore.

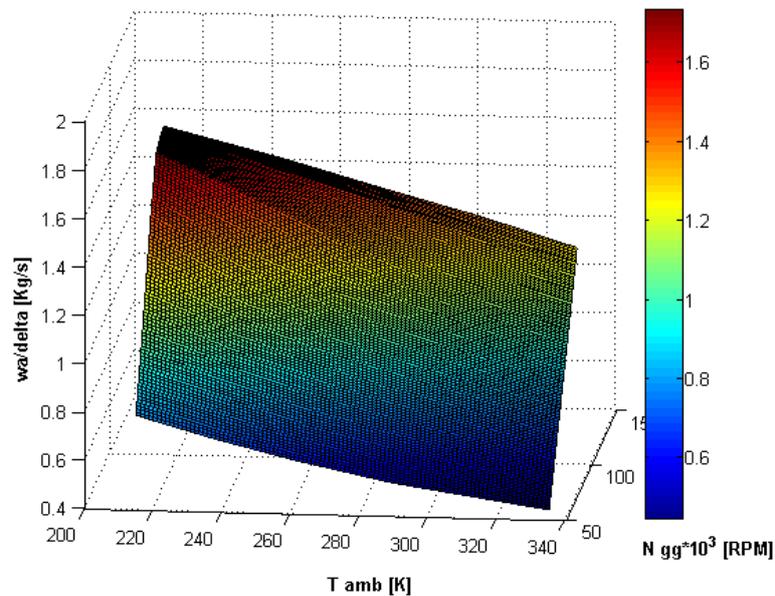


Fig.4.6 Mappa 3D della portata massica d'aria in ingresso al compressore.

Allo scopo di modellare il comportamento del compressore è stato necessario intervenire anche sulla modellazione della dinamica della valvola di bleed (Fifth Stage Acceleration Bleed port). Nei compressori assiali multistadio, è probabile che all'avviamento si abbiano problemi di choking negli ultimi stadi. Questi si troveranno ad avere velocità maggiore, a fronte di velocità basse per i primi stadi, per smaltire la grande portata volumetrica, dovuta al fatto che i vari stadi non riescono a

raggiungere il necessario aumento di pressione e densità. Nasce quindi l'esigenza di impiegare tali valvole affinché solo una frazione di portata massica d'aria elaborata nei primi stadi possa arrivare agli ultimi, scaricando la parte restante all'esterno. A riprova del fatto che tale dinamica non può essere trascurata nella modellazione del compressore, si riporta nel grafico sottostante la frazione di portata massica di bleed che fuoriesce dalla valvola stessa, rispetto alla portata massica totale in ingresso al compressore.

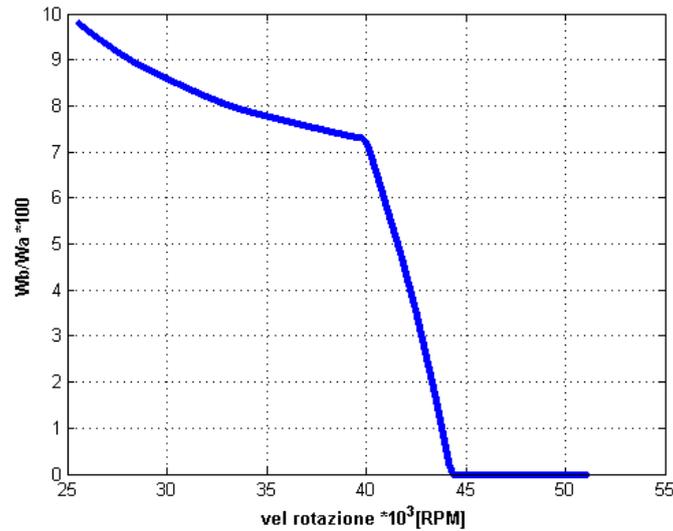


Fig.4.7 Andamento della frazione di bleed al variare del regime di rotazione (ottenuto ad una temperatura ambiente pari a 293 K e un pressione ambiente di $1.2 \cdot 10^5$ Pa).

La prima mappa è relativa alla percentuale di apertura della valvola in funzione della temperatura ambiente e della percentuale di giri del gas generator rapportati al valore di progetto.

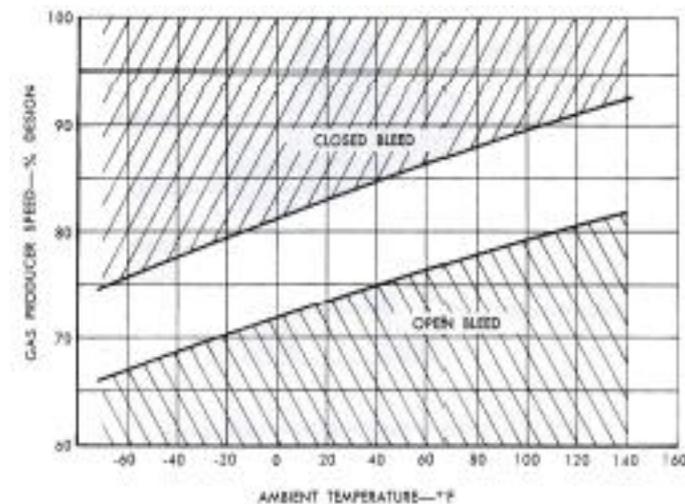


Fig.4.8 Mappa ottenuta dal manuale del motore relativa alla percentuale di apertura della valvola di Bleed.

Come si vede nella figura sopra riportata, per una data condizione ambiente, l'apertura diminuisce con l'aumentare dei giri . Le altre tre mappe sono tutte in funzione dei giri 'corretti' del gas generator ovvero rapportati alle condizioni in aspirazione del compressore e definiti come

$$N1_{red} = \frac{N1}{\sqrt{\theta}}$$

Dove si è definito

$$\theta = \frac{T_{t2}}{T_{std}}$$

Si definisce inoltre il parametro δ come segue

$$\delta = \frac{P_{t2}}{P_{std}}$$

I valori di T_{std} , P_{std} fanno riferimento ai valori riportati all'atmosfera standard ICAO a livello medio del mare.

Il primo grafico mostra l'andamento della pressione in corrispondenza della valvola di Bleed, ovvero

$$\frac{P_{t2a}}{\delta} = f\left(\frac{n1}{\sqrt{\theta}}\right).$$

Il secondo riporta la portata massica che fuoriesce dalla valvola, anch'essa funzione dei 'giri corretti' della turbina di alta

$$\frac{W_{a2a+\sqrt{\theta}}}{\delta} = f\left(\frac{n1}{\sqrt{\theta}}\right).$$

Il terzo rappresenta l'andamento della temperatura

$$\frac{T_{t2a}}{\theta} = f\left(\frac{n1}{\sqrt{\theta}}\right)$$

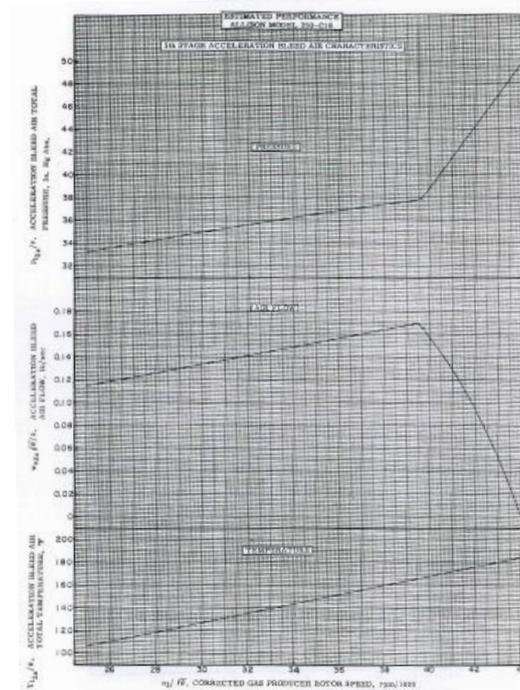


Fig.4.9 Mappa ottenuta dal manuale del motore relativa rispettivamente alla pressione totale in uscita dalla valvola di Bleed, portata d’aria e temperatura totale.

Sulla base della mappa dell’apertura o di quella della portata, si capisce che la valvola rimane aperta per la maggior parte del range di funzionamento del motore, e questo conferma l’importanza nel considerare la sua dinamica, nella futura modellazione del compressore. Anche queste mappe sono state convertite in formato numerico, e si trovano sotto forma di 3 Look-up 1D ed una Look-up 2D all’interno del subsystem ‘Bleed Valve’ di Simulink. Come è evidente dalla mappa digitalizzata e resa 3D si può notare che il passaggio dalla condizione (aperta/chiusa) non sia di tipo on/off ma graduale. In particolare, si assume nella conversione in formato digitale un valore percentuale pari a 0 se completamente chiusa, viceversa pari a 100 se completamente aperta come si vedrà meglio nel grafico 3D.

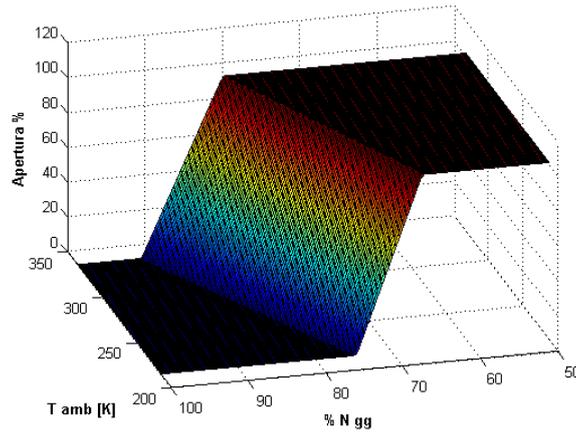


Fig.4.10 Mappa 3D della percentuale di apertura della valvola di bleed in funzione della temperatura ambiente e della percentuale di giri del gas generator.

Grazie all'implementazione di tali mappe e in particolare, conoscendo la portata massica in uscita dalla valvola di bleed è possibile sapere quanto vale la porzione d'aria che effettivamente esce dal compressore e quindi entra in camera di combustione e turbina, inoltre si può stimare correttamente la potenza assorbita dal compressore. Ciò è fatto scomponendo la richiesta di potenza da parte del compressore in due contributi, la prima parte è composta dai primi cinque stadi assiali e il restante è costituita dal sesto assiale e il centrifugo. Si riporta di seguito l'equazione che consente la valutazione della potenza:

$$P_{c_reale} = \dot{m}_a C_p (T_b - T_a) + (\dot{m}_a - \dot{m}_b) C_p (T_{out} - T_b)$$

Dove \dot{m}_a è la portata massica in ingresso al compressore, \dot{m}_b è la portata massica in uscita dalla valvola di bleed, il C_p è il calore specifico a pressione costante, T_a è la temperatura totale in ingresso al compressore, T_b è la temperatura di bleed, T_{out} è la temperatura in uscita dal compressore. Allo stesso modo si è proceduto anche per il calcolo della potenza isoentropica

$$P_{c_{is}} = \dot{m}_a C_p T_a \left(\beta_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + (\dot{m}_a - \dot{m}_b) C_p T_b \left(\beta_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Dove si è indicato con $\beta_1 = \frac{P_b}{P_{in}}$ e $\beta_2 = \frac{P_{out}}{P_b}$ i singoli rapporti di compressione.

4.2 Confronto tra dati sperimentali e mappe del manuale:

A partire dalle grandezze acquisite si è andati a confrontarle con quelle riportate dal manuale al fine della loro validazione, avvenuto ciò, sono state implementate nel modello Simulink. Nell'ordine si andranno a rappresentare e analizzare la portata massica in ingresso al motore, la temperatura e pressione in uscita dal compressore, infine la temperatura e pressione relative alla valvola di Bleed. Mediante l'acquisizione della velocità del flusso in ingresso, come descritto nel capitolo 2, si è reso possibile il confronto con la portata massica del flusso in ingresso al motore.

Come noto dalle equazioni del moto dei fluidi in condotti cilindrici, dal momento che la misura mediante tubo di Pitot avviene nella mezzeria dell'imbocco, vi è il rischio di sovrastimare la portata in quanto effettuata nel punto di velocità massima. Inoltre, non essendo nota la scabrosità superficiale non è stato possibile definire per via analitica un profilo di velocità, anche se in maniera approssimata. Dato che il flusso turbolento ed il profilo di velocità quindi legato alla scabrosità di parete, non nota, si è deciso in prima analisi di introdurre un fattore correttivo definito come φ che va a "correggere" il valore della sezione di passaggio, in modo da poter ipotizzare un flusso perfettamente uniforme in ingresso.

$$\dot{m} = \rho u (\varphi A)$$

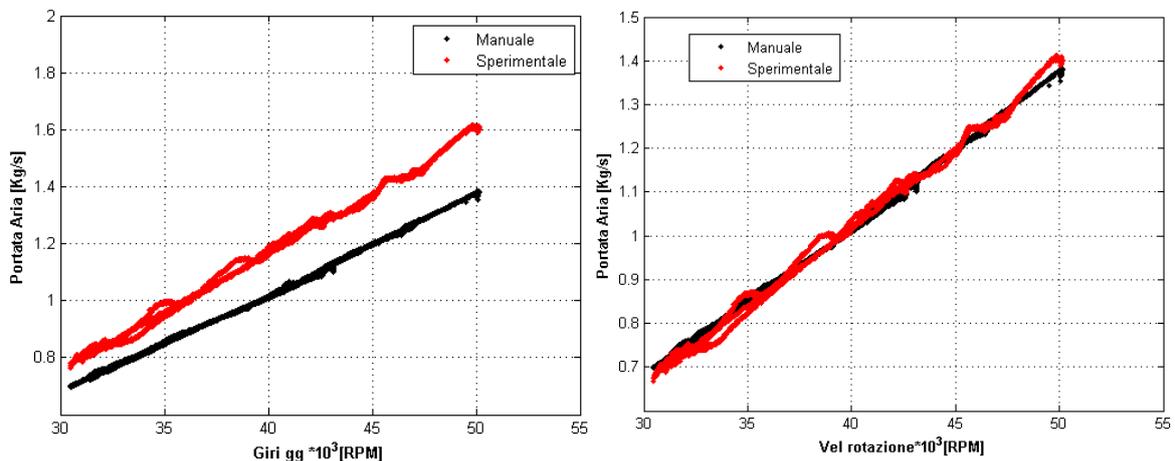


Fig. Effetto del coefficiente correttivo φ prima e dopo la correzione.

In Fig. ... si riportano gli andamenti in funzione dei giri del gas generator della portata massica del flusso in ingresso al motore, confrontando i valori ottenuti dal manuale con quelli sperimentali. E' evidente come la curva della portata massica ottenuta sperimentalmente in seguito alla calibrazione

del sensore di pressione differenziale descrive con sufficiente precisione l'andamento di quella ottenuta dal manuale.

Per quanto riguarda il confronto tra le temperature in uscita dal compressore, la termocoppia utilizzata è posta in prossimità della chiocciola del compressore, ed è investita direttamente dal flusso, per cui di fatto si è considerata la grandezza acquisita come una grandezza totale. Inoltre, la misura non avviene esattamente alla mandata del compressore, ovvero a valle dei gomiti che introducono nei condotti laterali .

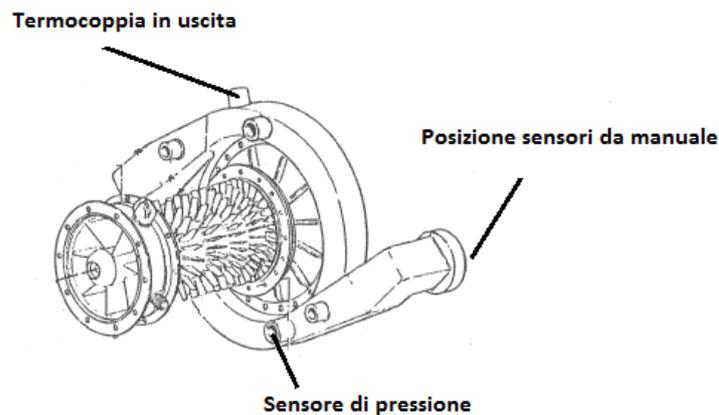


Fig.4.11 Disegno illustrativo del posizionamento di alcuni sensori in confronto a quello riportato dal manuale del motore.

Come si evince dalla figura.. è presente una lieve sovrastima (di circa 10 K) nella misura della temperatura totale ottenuta grazie alle acquisizioni sperimentali, rispetto ai valori della curva ottenuta a partire dai dati del manuale. Questo è dovuto al differente posizionamento delle termocoppie. Si può notare anche che i valori della temperatura statica sembrano avvicinarsi di più ai valori della temperatura totale del manuale.

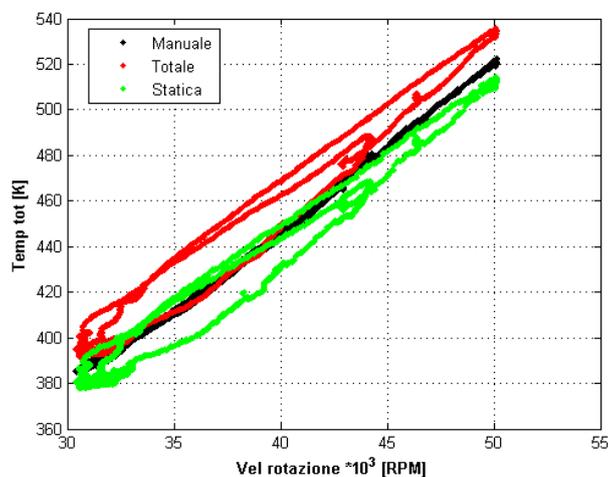


Fig. Temperature totali e statica in uscita dal compressore.

In futuro si prevede si spostare tale sensore e tentare il suo posizionamento immediatamente dopo la curvatura che dalla chiocciola immette nei condotti laterali, in modo da approssimarlo alla misura del manuale. A partire dall'acquisizione della temperatura alla mandata del compressore, è stato possibile ottenere la temperatura statica attraverso un ciclo iterativo, alla base del quale vi è il calcolo del Mach in uscita, calcolato una volta nota la sezione di passaggio e la portata in uscita (di qui l'importanza del calcolo esatto della portata massica in ingresso).

Il numero di Mach è funzione della velocità del suono, a sua volta funzione della temperatura statica, di qui la necessità del ciclo iterativo, in quanto l'equazione che lega le due grandezze in gioco è non lineare. Questo metodo serve per stimare il Mach in uscita di conseguenza la temperatura statica, e la convergenza avviene sulla temperatura totale. Si otterrà uno errore iniziale grande tra le due temperature, ma che sarà via via ridotto grazie appunto alle iterazioni svolte nel ciclo, permettendo la convergenza del metodo.

Occorre anche precisare che la sezione di passaggio equivalente alle due sezioni del diffusore centrifugo, è un valore di prima approssimazione, in quanto la misura è stata svolta sulla girante di un compressore similare ma non identico, dal punto di vista della chiocciola del compressore.

Di seguito si descrive il confronto tra le pressioni in uscita dal compressore. Il profilo della curva di pressione totale rispetto al caso del profilo di temperatura totale, segue in modo migliore quello previsto dal manuale al variare della velocità di rotazione del motore. Nel grafico sottostante infatti i punti ottenuti iterativamente a partire dall'acquisizione fatta di pressione statica in uscita al compressore, si posizionano in modo sufficientemente accurato sulla curva che rappresenta l'andamento della pressione totale ottenuta dal manuale, esprimendo la validità delle acquisizioni effettuate.

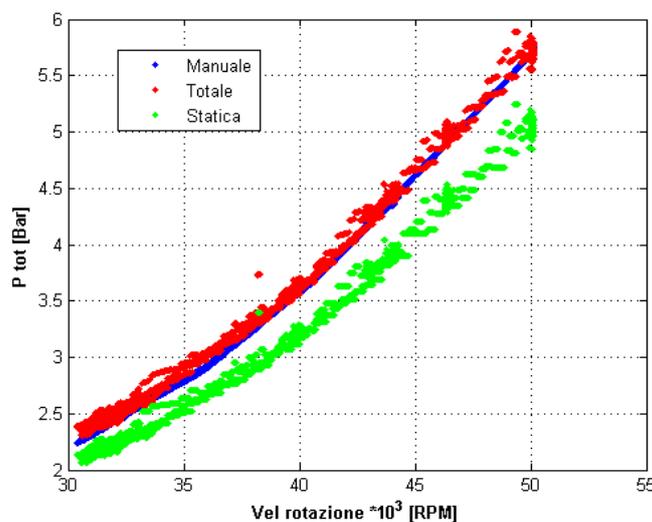


Fig.4.12 Pressioni totali e statica in uscita dal compressore.

Un ulteriore dettaglio che conferma a livello qualitativo la bontà del risultato ottenuto, è il fatto che la curva sperimentale statica e quella stimata totale si discostano maggiormente al crescere del numero dei giri, ciò detto è vero sia per le pressioni che per le temperature.

I confronti effettuati sono a scopo qualitativo proprio perché le misure vengono fatte presumibilmente in punti differenti, che tra l'altro non vengono attraversati dalla stessa portata. Per quanto riguarda la temperatura totale si può affermare che la grandezza misurata è molto prossima a quella prevista dal manuale eccetto che per un gap di circa 10 gradi ed è variabile in funzione dei giri, in maniera analoga a quanto si è visto per la temperatura di uscita dal compressore. Per quanto riguarda le pressioni, ai bassi regimi quando la valvola è aperta, si nota che la misura acquisita sperimentalmente che è una misura statica, si avvicina a quella totale che è posta all'interno del quinto stadio assiale. Quando la valvola si chiude, il gap che si misura agli alti regimi motore è dovuto al fatto che all'interno dell'anello di raccolta si instaura una condizione di quasi quiete del fluido, così che la pressione statica che noi acquisiamo va a coincidere con quella del quinto stadio. Quindi la componente statica della pressione rimane inalterata seppure il compressore possa aumentare il regime e il flusso accelerare ulteriormente.

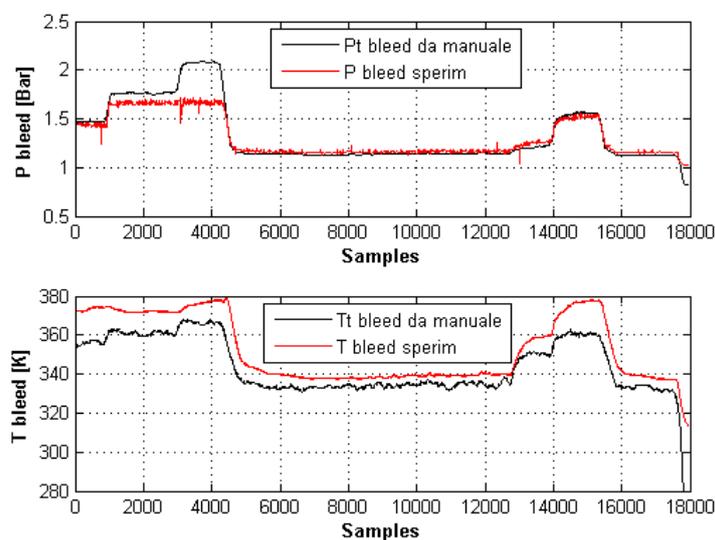


Fig.4.13 Acquisizioni di temperatura e pressione della valvola di Bleed.

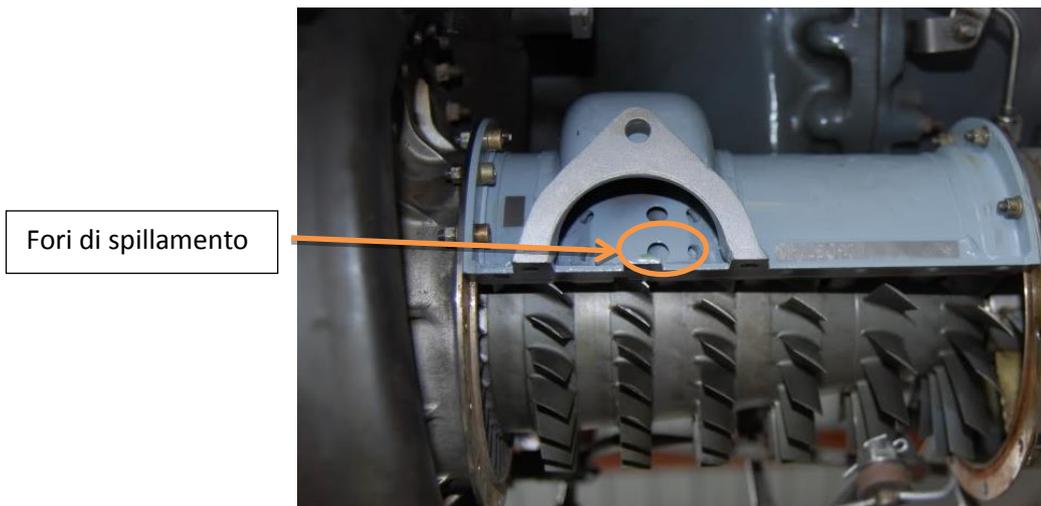


Fig.4.14 Fori di spillamento della carcassa statorica del compressore.

Anche in questo caso la misura si presume che il differente valore è imputabile al diverso posizionamento in cui viene effettuata la misura, ovvero nel manuale presumibilmente la misura è effettuata in corrispondenza dei fori di spillamento della carcassa statorica del compressore.

4.3 Mappe di prestazione del compressore

Per poter validare il modello del compressore in ambiente Matlab/Simulink, e in futuro dell'intero motore Allison 250 c18, occorre implementare opportune mappe dette di prestazione. Per quanto riguarda il blocco compressore, tipicamente sono riportati in una mappa generica del compressore (diagramma collinare) quattro parametri operativi ($W_{a,red}$, $N1_{red}$, β , η_{is}).

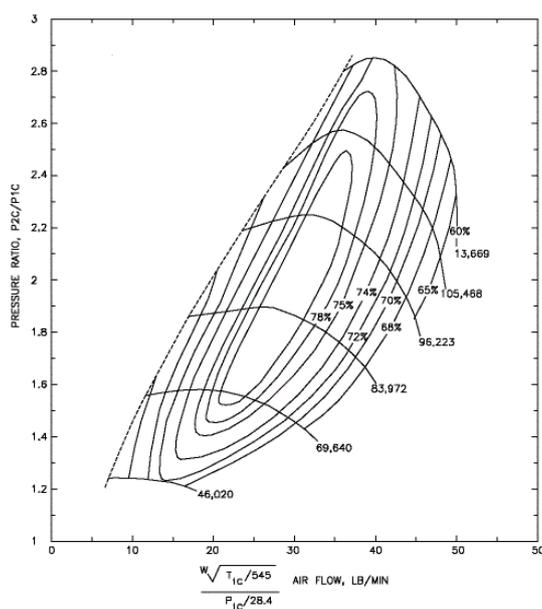


Fig.4.15 Generica mappa del compressore a 4 parametri operativi.

Per motivi di praticità tale diagramma può essere scomposto in due distinti, di cui una relativo al β in funzione di $W_{a_{red}}$ ed $N1_{red}$, ed una di η_{is} in funzione di β ed $N1_{red}$ oppure $W_{a_{red}}$ ed $N1_{red}$.

Dove la portata ‘corretta’ e i giri ‘corretti’ vengono definiti rispettivamente come:

$$W_{a_{red}} = \frac{(W_a \sqrt{\theta})}{\delta} \quad \text{portata corretta}$$

$$N1_{red} = \frac{N1}{\sqrt{\theta}} \quad \text{giri corretti}$$

Non avendo a disposizione le mappe del compressore assiale (con uno centrifugo) del propulsore, e non potendo al momento realizzarle per via sperimentale, si è percorso un metodo alternativo a partire dai dati disponibili in letteratura. Si è digitalizzata ed adimensionalizzata una mappa reperita in letteratura (ref. Benini) che dovrà essere ‘adattata’ ai valori prestazionali ottenuti dal manuale del motore.

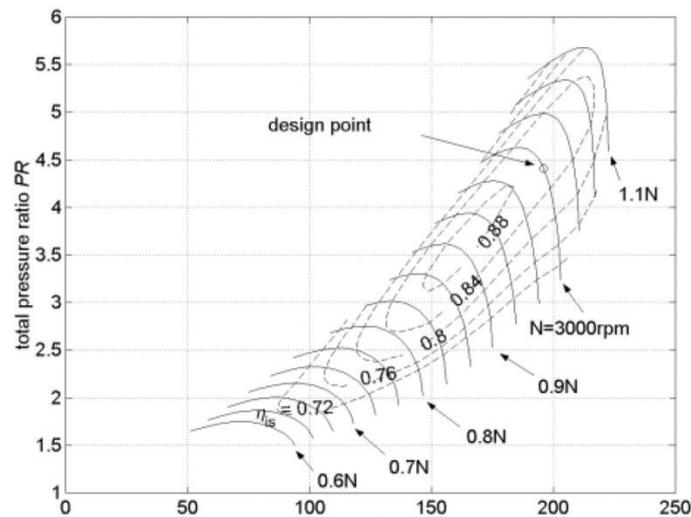


Fig.4.16 Mappa di compressore centrifugo (Benini E., Toffolo A. ASME paper GT-2002-30443).

Essendo la configurazione del compressore installato sul motore Allison di tipo ‘misto’, ed essendo il contributo principale all’incremento nella pressione generato dal centrifugo, è plausibile prevedere una forma della mappa di prestazione del compressore più simile a quella di un compressore centrifugo che non a quella di un assiale puro. Andando a ‘leggere’ le mappe descritte nel precedente paragrafo per diverse condizioni operative in termini di giri e temperatura ambiente è stata ricostruita una linea operativa completa del compressore, riportata nella figura che segue.

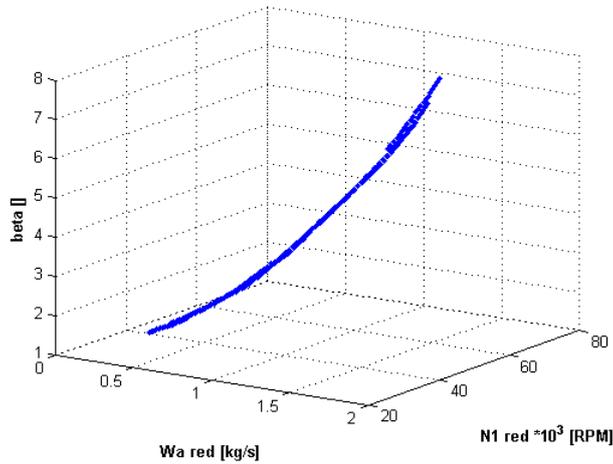


Fig.4.17 Linea operativa seguita dal compressore secondo dati reperiti dal manuale Allison.

La mappa in fig. 4.16 è stata adimensionalizzata, e scalata ai nostri valori di progetto, come ordine di grandezza, in relazione al range di portata , velocità e beta .

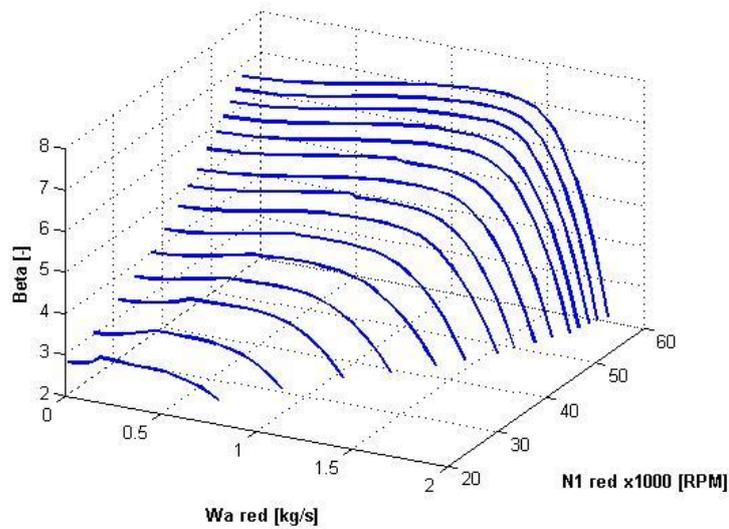


Fig.4.18 Curve isovelocità ottenute dal manuale del motore.

Al fine di scalare le curve iso-velocità ottenute in letteratura si è interpolato con la linea operativa ottenuta a partire dai dati del manuale, le curve stesse. Il problema di tale procedimento consiste nel fatto che, le curve isovelocità dovranno essere opportunamente modificate (solo lungo beta), in quanto come mostra la figura di seguito l'intersezione tra la linea operativa e le curve iso-velocità non è più verificata.

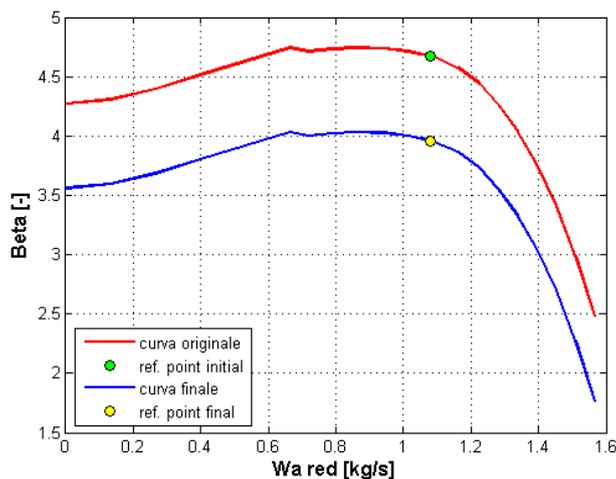


Fig.4.19 Scalatura delle curve isovelocità.

Per fare ciò è stato necessario identificare una legge che leghi $W_{a_{red}}$, $N1_{red}$, β con polinomi. In particolare sono stati fatti due fitting con polinomi del secondo ordine il primo tra $N1_{red}$, $W_{a_{red}}$, il secondo tra $N1_{red}$ β . In riferimento al grafico sotto riportato, per un dato valore di velocità, conoscendo il valore di portata massica corretta e beta ottenuti dai dati del manuale, per scalare le curve isovelocità ottenute in letteratura (curva rosse) a quelle che competono il motore Allison 250 c18 (curva blu), si eseguono le seguenti operazioni. Si mantiene costante il valore di portata massica riportata dal manuale, che compete per quel valore di giri, si calcola il beta attraverso interpolazione lineare dei valori in letteratura, con la portata appena ottenuta. In questo modo si ottiene il beta che compete il nostro motore, si può abbassare così la curva iniziale su quella finale. Ciò è fatto per ogni valore di velocità di rotazione descritto dalla mappa di partenza, in questo modo si è adattato le curve isovelocità alla nostra linea operativa. In questo modo pertanto la linea operativa ottenuta grazie ai dati del manuale del motore interpola le curve iso-velocità ottenute con il procedimento descritto, come peraltro si nota con chiarezza nella figura riportata di seguito.

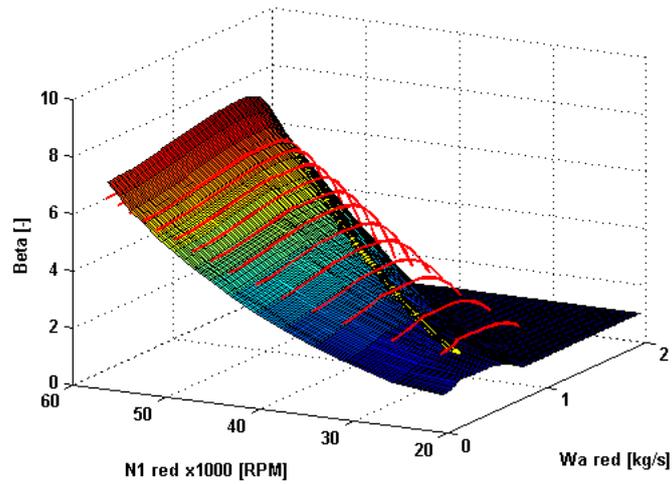


Fig.4.20 Grafico riassuntivo del procedimento appena descritto.

Il risultato finale è pertanto rappresentato dal seguente grafico

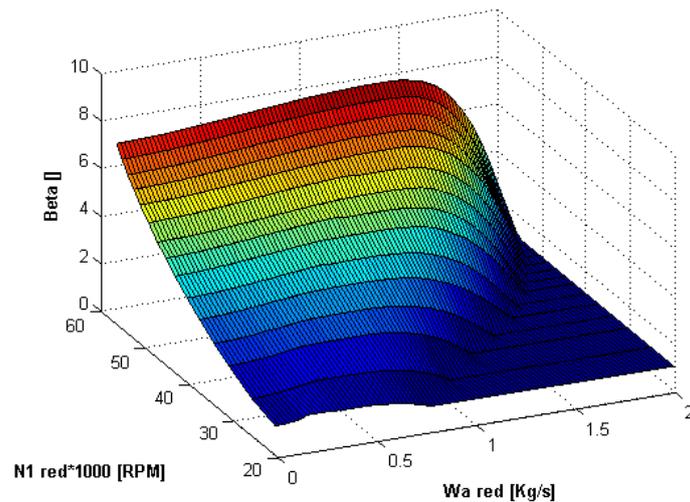


Fig.4.21 Mappa di prestazione del compressore implementata nel modello Simulink.

Nel modello simulink si andrà pertanto a muoversi lungo la linea operativa ricavata dal manuale principalmente proprio perché ‘copre’ un range di velocità maggiore di quello attualmente ricavato sperimentalmente, e come si è visto precedentemente nel confronto relativo ai dati sperimentali alle pressioni totale e alla portata approssimano bene i trend previsti dal manuale. Come è evidente dalla figura sottostante, infatti, i punti che descrivono le due linee operative vanno quasi a sovrapporsi.

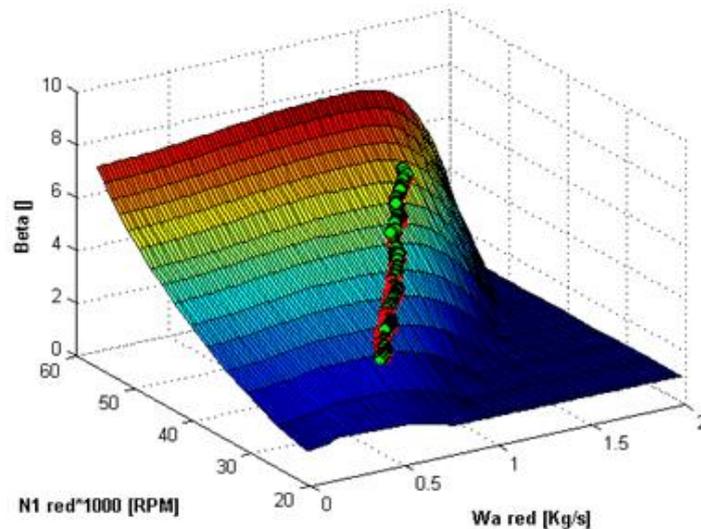


Fig.4.22 Linea operativa verde riferita a dati sperimentali. Linea operativa rossa calcolata con i dati del manuale del motore.

Attraverso conversione in forma numerica delle mappe, (descritte nel paragrafo 4.1), è stato inoltre possibile utilizzare i dati ottenuti, al fine di poter ricavare il rendimento isoentropico della macchina al variare portata massica corretta in ingresso al motore e dei giri e che è riportato nella figura sottostante. Si è osservato che le curve (ognuna delle quali riferite a velocità diversa), tendono a collapsare in un'unica curva generale che ha un andamento di tipo parabolico e quindi si è deciso di fittare tale curva in funzione della sola portata corretta. Si è deciso in prima approssimazione di implementare nel modello in Simulink del blocco compressore i coefficienti che descrivono tale polinomio del secondo ordine. Grazie alla determinazione del rendimento isoentropico sarà possibile nelle simulazioni conoscere la temperatura di uscita dal compressore e confrontarla con i dati del manuale e quelli sperimentali.

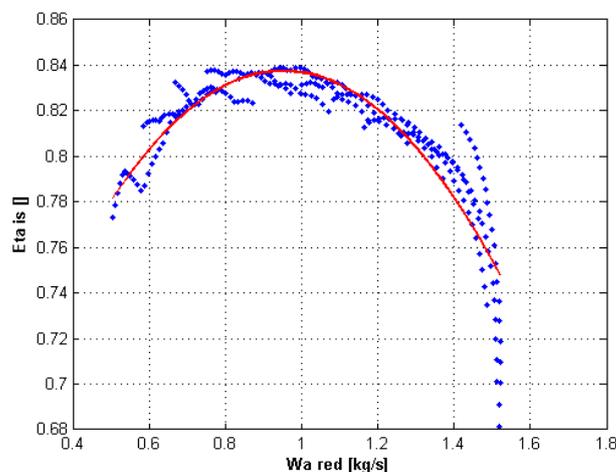


Fig.4.23 Andamento dei punti ottenuti dalla digitalizzazione delle mappe del manuale

Nella figura sottostante si riportano i dati sperimentali del rendimento isoentropico (η_{is}) del compressore ottenuto dai rapporti tra lavori isoentropico e reali specifici della macchina, in funzione della portata corretta, e del numero di giri del gas generator. Le nuvole di punti rappresentano i dati acquisiti nel corso di una delle prove sperimentali. Nel modello Simulink per ogni istante di simulazione il valore di portata massica calcolato nel blocco che fa riferimento al calcolo iterativo della portata massica tramite il modello Moore-Greitzer, viene normalizzato opportunamente. Questa mappa è stata implementata nel modello Simulink e permette di conoscere il rendimento isoentropico della macchina in funzione della portata massica calcolata. Analogamente a quanto fatto per la mappa del beta, si è verificato che, la curva di fitting ottenuta a partire dai dati relativi al manuale sia compresa nel range di quelli sperimentali.

Nella grafico del rendimento isoentropico di seguito riportato si può apprezzare come le varie ‘nuvole’ che rappresentano i punti sperimentali, variano in funzione della portata corretta e del numero di giri del gas generator.

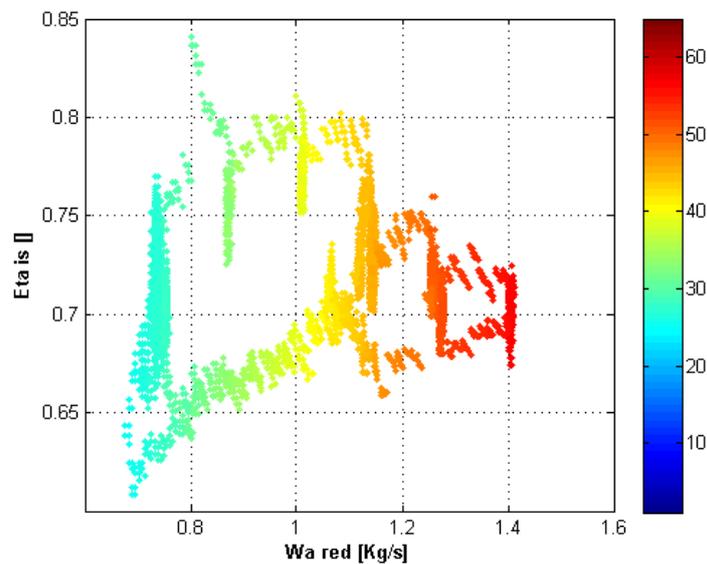


Fig.4.24 Valori del rendimento in funzione della portata ridotta e del numero di giri del gas generator.

4.3 Simulazione in Simulink

In questa sezione si riportano i risultati ottenuti mediante la simulazione del solo blocco compressore al fine di verificare le mappe precedentemente generate. Le prove sono state effettuate inserendo come variabili di ingresso le seguenti variabili sperimentali:

- Temperatura ambiente
- Pressione ambiente
- Velocità di rotazione della turbina di alta pressione
- Pressione statica in uscita

Le grandezze usate per il confronto:

- Temperatura totale e statica in uscita dal compressore
- Pressione totale in uscita dal compressore
- Portata massica d'aria aspirata
- Potenza meccanica assorbita

Per la simulazione in Simulink sono state scelte le seguenti impostazioni:

- Solutore discreto a passo fisso
- Passo temporale 10^{-3} secondi
- Numero di sub-iterazioni nel blocco sub iterator = 50
- Costante temporale del modello di Moore-Greitzer = 0.05

E' stato adottato un solutore a passo fisso in quanto lo scopo finale, all'interno della quale è inserito questo progetto di tesi è la realizzazione di una macchina virtuale che possa operare in ambiente 'real time' del motore Allison 250 c18 che lavori ad una frequenza di 1Khz (che corrisponde a passo di integrazione di un millisecondo). Durante le prove si è tentato di calibrare anche la costante temporale in quanto, riducendolo si nota un aumento della prontezza del sistema, ma allo stesso tempo si rischia di rendere il sistema instabile. Pertanto attraverso prove successive si è fissato al valore sopra riportato garantendo una risposta più che soddisfacente.

I confronti fanno riferimento a tre differenti accensioni due delle quali sono avvenute nel giorno 06/02/2014, mentre la terza risale al 12/12/2013, delle tre accensioni vengono riportati i confronti relativi, la portata massica in ingresso al motore alla temperatura e pressione totale in uscita dal compressore e la potenza meccanica assorbita dal compressore (quest'ultima di una sola accensione). Si riporta inoltre la linea operativa descritta durante la simulazione sulla mappa di prestazione del compressore in termini di $W_{a,red}$, $N1_{red}$, β .

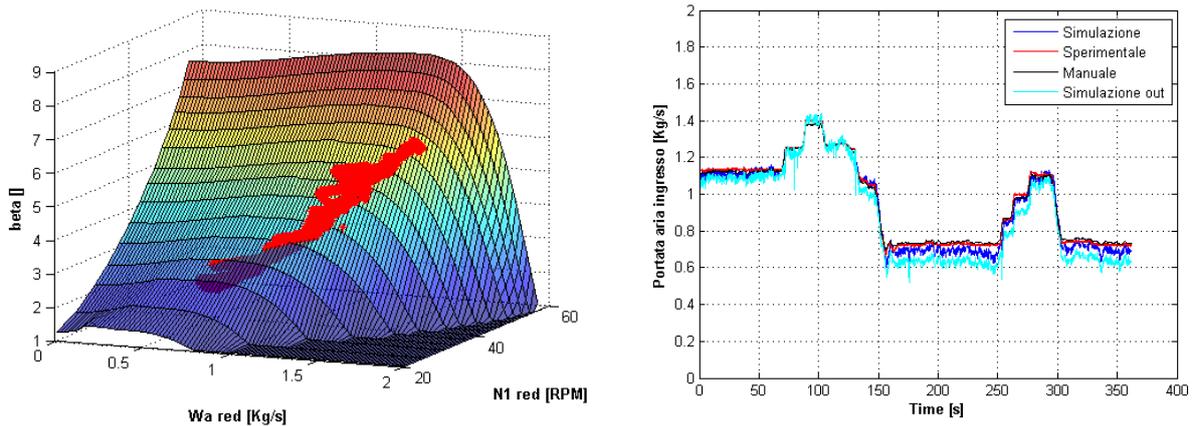


Fig.4.25 Nel grafico a sinistra si definisce la linea operativa ottenuta nelle simulazioni. **Acquisizioni di portata massica in ingresso al motore durante la prova avvenuta in data 06/02/2014 e confronto anche con i valori della simulazione.**

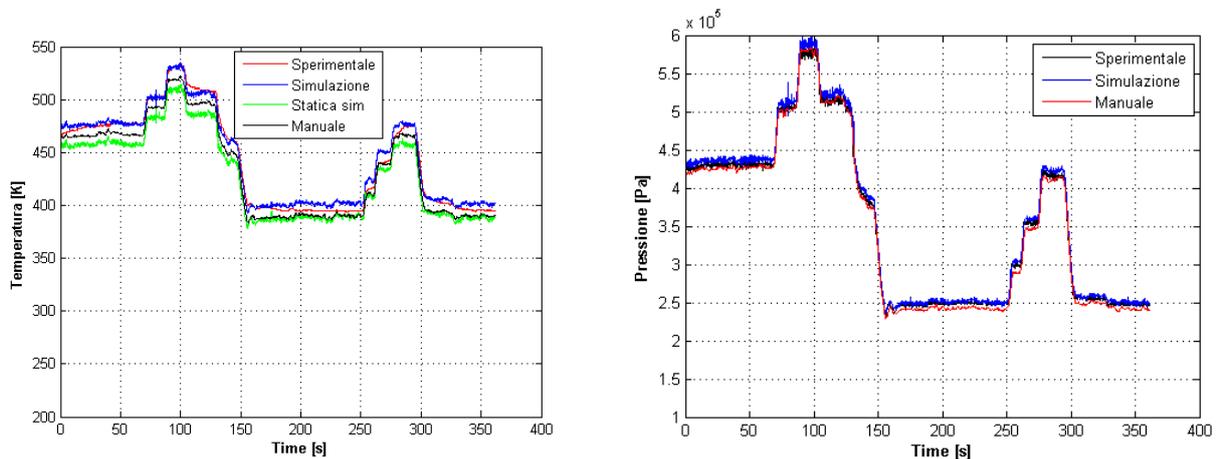


Fig.4.26 Acquisizioni di temperatura e pressione di uscita durante la prova avvenuta in data 06/02/2014 in confronto anche con i valori della simulazione.

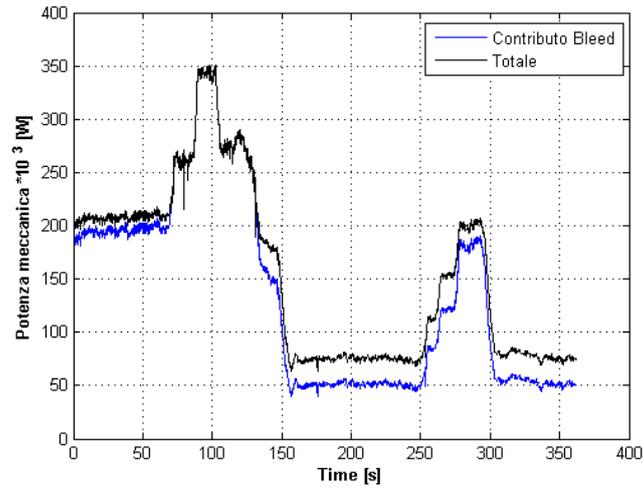


Fig.4.27 Potenza meccanica assorbita dal compressore. Prova avvenuta in data 06/02/2014.

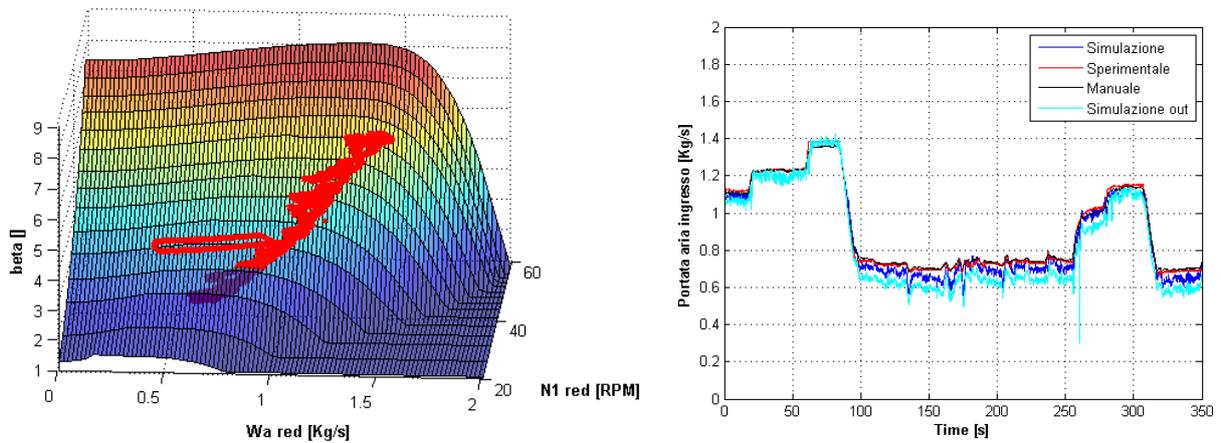


Fig.4.28 Nel grafico a sinistra si definisce la linea operativa ottenuta nelle simulazioni. Acquisizioni di portata massica in ingresso al motore durante la prova avvenuta in data 06/02/2014 e confronto anche con i valori della simulazione.

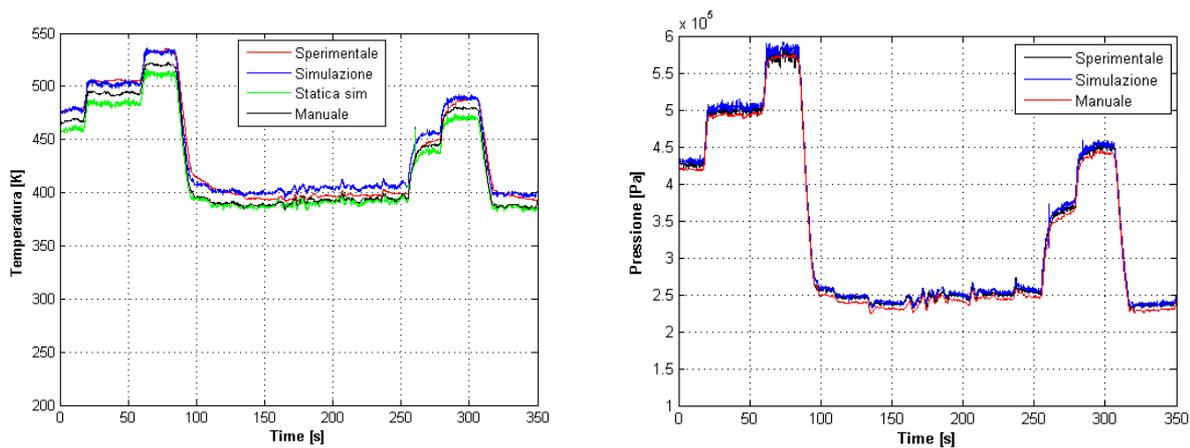


Fig.4.29 Acquisizioni di temperatura e pressione di uscita durante la prova avvenuta in data 06/02/2014 in confronto anche con i valori della simulazione.

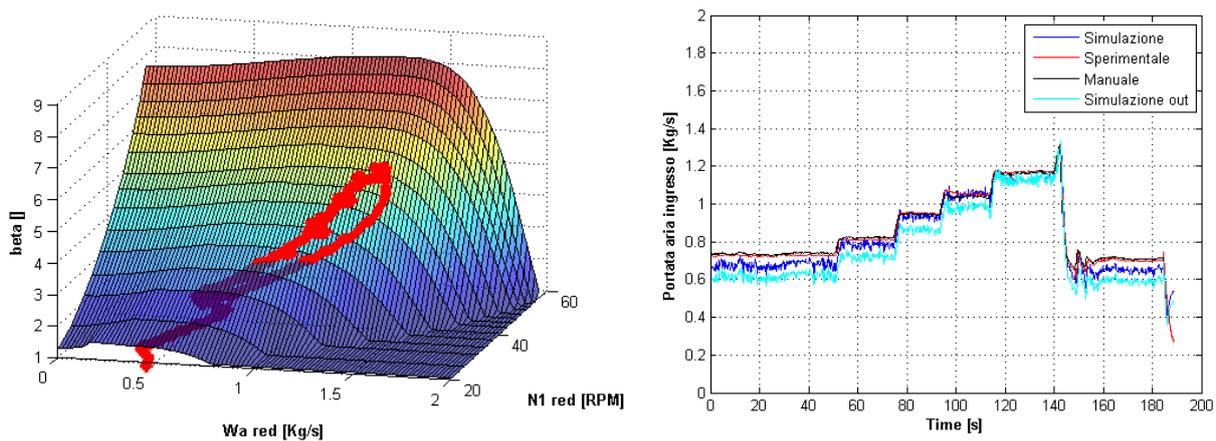


Fig.4.30 Nel grafico a sinistra si definisce la linea operativa ottenuta nelle simulazioni. Acquisizioni di portata massica in ingresso al motore durante la prova avvenuta in data 12/12/2013 e confronto anche con i valori della simulazione.

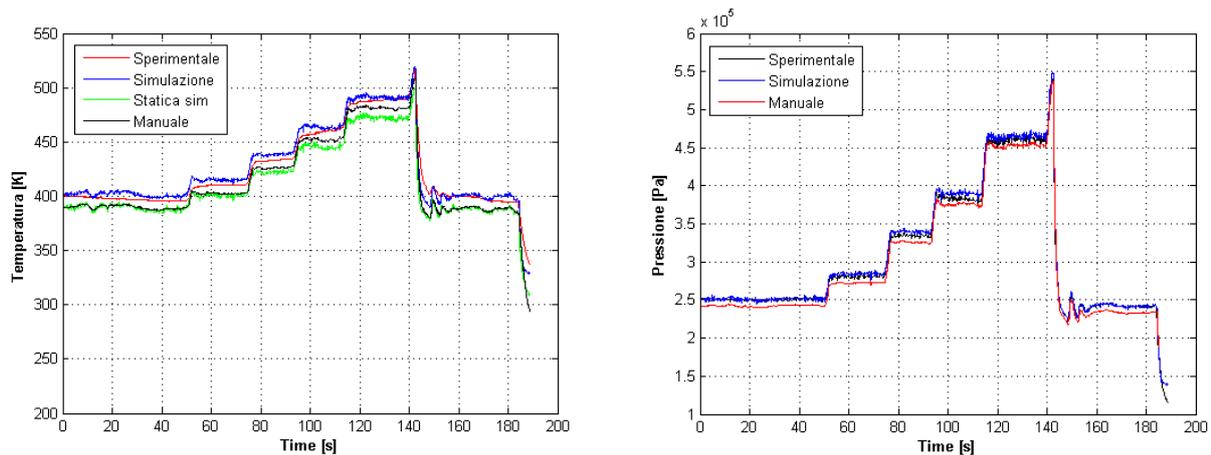


Fig.4.31 Acquisizioni di temperatura e pressione di uscita durante la prova avvenuta in data 12/12/2013 in confronto anche con i valori della simulazione.

In relazione ai valori di portata è apprezzabile una lieve sottostima negli andamenti come è evidente dai grafici relativi a essa ai bassi giri, inoltre si nota come al chiudere della valvola di Bleed i valori in ingresso e uscita di portata massica coincidano.

Analizzando i grafici relativi alla pressione, il valore ottenuto dalla simulazione segue con discreta accuratezza i valori ottenuti dal manuale del motore e quelli sperimentali, non sono presenti, pertanto scostamenti apprezzabili.

Per quanto riguarda i valori di temperatura si è riscontrato uno scostamento tra gli andamenti delle curve ottenute a partire dai dati del manuale e quelle relative ai dati sperimentali, dovuto al fatto che si sta commettendo un errore nella misura, come descritto precedentemente. Nell'andamento della temperatura totale ottenuto dalla simulazione si riscontra una lieve sovrastima rispetto ai valori sperimentali apprezzabile specie per i bassi valori dei giri del motore.

In riferimento ai grafici riportati della potenza meccanica assorbita dal compressore si specifica che nel manuale del motore non è riportato il valore specifico del solo blocco compressore. Nonostante ciò, i valori calcolati sono dello stesso ordine di grandezza di quelli riscontrabili per una turbomacchina di questa tipologia. Mediante il contributo determinato dalla valvola di Bleed il calcolo della potenza risulta più accurato, in contrapposizione della sovrastima apprezzabile nel caso contrario.

CONCLUSIONI

Nella presente tesi è stato allestito in ambiente Matlab/Simulink un modello dinamico completo del motore Allison 250 c18, da poter essere impiegato in futuro quale banco prova virtuale per lo studio del comportamento del propulsore in condizioni operative anomale (ad esempio in prossimità della zona di surge). Tale modello risulta una struttura modulare ovvero è stato suddiviso nei suoi elementi costituenti, quali il blocco compressore (compresi i condotti laterali), camera di combustione, gruppi turbina, le dinamiche riferite agli alberi di rotazione, e del sistema di regolazione. Grazie alle accensioni del motore, e l'impianto sensoristico installato, è stato possibile acquisire varie grandezze come pressione, temperatura e velocità in vari punti del motore, e in particolare l'attività si è poi concentrata sulla calibrazione del solo blocco compressore. Mediante l'ausilio delle mappe riportate nel manuale del motore si sono andate a validare lungo la linea operativa seguita dal compressore le varie grandezze con quelle acquisite sperimentalmente, ovvero temperatura e pressione in uscita dal compressore, portata massica in ingresso, verificandone l'attendibilità. Avvenuto ciò, si sono implementate nel modello del compressore le mappe di prestazione che vede come parametri coinvolti portata massica corretta, giri corretti e rapporto di compressione, in una seconda mappa il rendimento isoentropico in funzione della portata massica corretta. Inoltre per quanto riguarda la dinamica della valvola di bleed si sono implementate 3 Look up 1D relative a pressione e temperatura totale e portata massica in uscita in funzione della percentuale di giri del gas generator ed una mappa 2D della percentuale di apertura della valvola stessa. Pertanto si sottolinea che, le mappe implementate sul modello risultano valide solo lungo la linea operativa di lavoro del compressore. Attraverso parametri di 'tuning' come ad esempio la sezione di passaggio in uscita dal compressore, e la costante di tempo del modello di Moore-Greitzer adottato che rappresenta come si è detto la dinamica di risposta del sistema si è calibrato il modello Simulink del blocco compressore.

Il modello calcola la portata massica d'aria in ingresso, la temperatura totale e la pressione totale in uscita, si è potuto procedere al confronto con le quantità provenienti dal manuale e dai dati acquisiti sperimentalmente.

BIBLIOGRAFIA

- Philip G. Hill, Carl R. Peterson, "Mechanics and Thermodynamics of Propulsion" 2nd edition, Addison-Wesley Publishing Company, 1992
- Ernesto Benini, "Propulsione Aerea", C.L.E.U.P, Padova, 2006
- 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
- "Operation and maintenance manual Allison Gas Turbines 250 c18, A, B, C" Detroit Diesel Allison, Indianapolis, IN ,USA, 1971
- Manuale Agusta servizio addestramento turbomotore Allison 250 c20/c20b
- Manuale d'impiego e manutenzione del turbomotore Allison 250-C20, C20b, C20f,C20J
- M. Venturini, "Development and Experimental Validation of a Compressor Dynamic Model" ASME Journal of Turbomachinery, July 2005, Vol127, 599-608
- P.M.Azzoni, "Strumenti e misure per l'ingegneria meccanica", HOEPLI, Milano,2006

