

Scuola di ingegneria e architettura, sede di Forlí

Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale · Classe L-9

**Modellazione del comportamento di un
combustore e turbina aeronautica con fogging**

Elaborato finale in Propulsione Aerospaziale

Relatore:

Prof. Fabrizio Ponti

Candidato:

Mirko Romanelli

..a Roberto Cheli..

Non lasciare che la morte o i dolori ti rubino i ricordi gioiosi.

Tieniti stretta questa tua felicità che hai conosciuto, che hai condiviso.

Non andrà mai persa.

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare il Professore Fabrizio Ponti per avermi permesso di compiere questo lavoro di tesi e per tutte le spiegazioni e consigli che mi ha fornito.

Un immenso grazie va ai miei genitori Luca e Clementina che mi hanno permesso di compiere questo percorso di studi e mi hanno sempre sostenuto.

Vorrei ringraziare colui che considero oramai un fratello, Alessandro Allegretti, con cui ho condiviso questi 3 anni di lezioni diurne e molte ore notturne per la sua positività e per il suo aiuto soprattutto nei momenti più difficili.

Un doveroso ringraziamento va a Andrea Bravi, Luca Veglió e Giacomo Orielli con cui ho condiviso molti momenti in questi 3 anni che sicuramente non dimenticheró.

Vorrei ringraziare i miei amici e colleghi universitari Lorenzo Lazzarini, Lorenzo Paolucci, Pietro Stuppa, Matteo Pantalone e Davide Grignoli per i loro consigli e per il tempo passato assieme.

Un grazie particolare a Elia Bicchierini, Enrico Spadoni, Ilaria Giorgi, Federico Brisigotti, Elia Rosaspina e tutti i miei amici di Piandimeleto che mi sono sempre stati vicini in questi anni.

ABSTRACT

Tra i vari metodi di produzione di energia meccanica le turbomacchine rappresentano sicuramente uno dei metodi piú sviluppati e di maggiore interesse per via del loro utilizzo in ambito aeronautico, per la produzione di energia elettrica e la movimentazione di grosse macchine motrici. A causa della loro diffusione é diventato di fondamentale importanza trovare delle metodologie per aumentarne la potenza, l'ecosostenibilitá e i rendimenti. A tale scopo la tecnica del fogging rappresenta una valida opzione per cercare di raggiungere tali obiettivi.

In questo elaborato é stato prima effettuato uno studio in ambiente MatLab del comportamento di un turboalbero Allison 250 C18 variando la portata di acqua iniettata all'interno della motorizzazione cercando di determinare analiticamente, mediante le conoscenze teoriche acquisite, l'andamento di alcune grandezze fondamentali quali temperatura e pressione per poi confrontare i risultati ottenuti con i dati sperimentali raccolti precedentemente presso il "Laboratorio di macchine e propulsione" della scuola di Ingegneria, sede di Forlí. Successivamente si é passato alla creazione tramite Simulink, un tool di MatLab, di un modello dinamico che ci permettesse di estendere i risultati ottenuti dallo studio di alcuni punti di funzionamento a un range piú elevato in modo da avere un quadro completo del comportamento del turboalbero.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Tipologie di propulsori	3
1.2	Grandezze caratteristiche e di prestazione dei propulsori	7
1.2.1	Spinta	7
1.2.2	Potenza	8
1.2.3	By-pass ratio	9
1.2.4	Rendimenti	9
1.2.5	Autonomia di volo	11
1.2.6	Consumo specifico	11
2	Teoria dei propulsori	13
2.1	Richiami termodinamici e fluidodinamici	13
2.2	Ciclo di Brayton	17
2.3	Componenti dinamici	19
2.3.1	Compressore	19
2.3.2	Turbine	29
2.4	Componenti statici	35
2.4.1	Presa d'aria	35
2.4.2	Camera di combustione	38
2.4.3	Post-bruciatore	41
2.4.4	Ugello di spinta	42

3 Turboalbero Allison 250	47
3.1 Presa d'aria	48
3.2 Compressore	49
3.3 Camera di combustione	49
3.4 Turbina	51
3.5 Gearbox	52
4 Emissioni inquinanti	55
4.1 Emissioni di NO_x dai processi di combustione	56
4.2 Riduzione NO_x	58
5 Tipologie di iniezione di H_2O nei turbogas	61
5.1 Effetti delle condizioni ambientali sulle turbine a gas	61
5.2 Tipologie di iniezioni di acqua in turbine	66
5.3 Fogging	68
5.3.1 Iniezione nel condotto di aspirazione	70
5.3.2 Interstage wet compression	72
5.3.3 Iniezione in camera di combustione	73
6 Modellazione componenti in ambiente MATLAB[®]	77
6.1 Acquisizione dati sperimentali	77
6.1.1 Temperatura	79
6.1.2 Pressione	79
6.1.3 Velocità di rotazione freno	80
6.2 Analisi dei dati	81
6.3 Camera di combustione	86
6.4 Gruppo Turbina	91
6.5 Scambio termico nel condotto di scarico	95
7 Modello Simulink	99

7.1	Modellazione dei componenti	100
7.1.1	Definizione dei parametri iniziali	101
7.1.2	Camera di combustione	101
7.1.3	Gruppo turbina	104
7.1.4	Dinamiche di pressione	106
7.2	Risultati ottenuti e confronto con i dati sperimentali	109

8 Conclusioni

Elenco delle figure

1.1	Classificazione sistemi di propulsione aerospaziale	2
1.2	Schema di un gruppo turbogas generatore di gas	2
1.3	Schema funzionale di un turbojet semplice	3
1.4	Schema funzionale di un turbofan	4
1.5	Schema funzionale di un turboprop	5
1.6	Schema di un propfan	6
1.7	Schema di un ramjet	6
1.8	Schema di un scramjet	7
1.9	Efficienza propulsori in funzione della velocità di volo	8
1.10	andamento dei vari rendimenti per tipologia di motorizzazione	10
2.1	Ciclo di Brayton nel diagramma p-v e T-s	18
2.2	Ciclo di Brayton reale nel diagramma T-s	18
2.3	Schema di funzionamento di un compressore centrifugo	20
2.4	Tipi di palettamenti della girante	21
2.5	Schematizzazione di un compressore assiale	21
2.6	Triangoli di velocità in un generico compressore assiale	22
2.7	Rappresentazione delle trasformazioni nel compressore in un diagramma T-S	24
2.8	Mappa di prestazione di un generico compressore	25
2.9	Accoppiamento tra curva caratteristica del compressore e sistema accoppiato	26
2.10	Cambiamento di incidenza del flusso sulle palette	28
2.11	Effetto dello stallo di una paletta nella precedente e successiva	28

2.12	Triangoli di velocità turbina a reazione e ad azione	30
2.13	Rappresentazione delle trasformazioni in una turbina a reazione in un diagramma T-S	31
2.14	Mappa di prestazione di una turbina a reazione	33
2.15	Schema di raffreddamento tramite film e impingement	34
2.16	Schema di raffreddamento tramite convezione interna e traspirazione	34
2.17	Comportamento schematico di una presa d'aria subsonica	36
2.18	Diagrammi T-s di una presa d'aria subsonica	37
2.19	Vista in sezione di una camera di combustione	40
2.20	Camera di combustione tubolare e anulare	40
2.21	Camera di combustione tubo-anulare	41
2.22	Diagramma T-s con post-bruciatore	42
2.23	Schema di un ugello convergente	43
2.24	Trasformazioni attraverso un ugello convergente	44
2.25	Schema di un ugello De Laval	45
3.1	Allison 250 C18	47
3.2	Vista in semisezione con percorso fluido operatore	48
3.3	Presa d'aria del propulsore allison 250	49
3.4	Vista esplosa compressore Allison 250 C18	50
3.5	Vista esplosa camera di combustione Allison 250 C18	50
3.6	Vista esplosa insieme turbina Allison 250 C18	51
3.7	Prima e seconda serie di ingranaggi gearbox Allison 250 C18	52
3.8	Vista posteriore del gearbox con prima e seconda serie di ingranaggi gearbox Allison 250 C18	53
3.9	Vista dall'alto sezionata completa Allison 250	53
4.1	Andamento thermal NO_x in funzione della temperatura della camera di combu- stione	57

4.2	Meccanismo di formazione Prompt NO_x	58
4.3	Meccanismo di formazione Prompt NO_x	59
5.1	Andamento della potenza sviluppata da una turbina in funzione della temperatura in condizioni di pressione e umidità ISO	62
5.2	Andamento della potenza sviluppata da una turbina in funzione della pressione e umidità relativa con le altre caratteristiche ambientali ISO	62
5.3	Andamento dell'efficienza in funzione della temperatura in condizioni di pressione e umidità ISO	63
5.4	Andamento dell'efficienza di una turbina in funzione della pressione e umidità relativa con le altre caratteristiche ambientali ISO	63
5.5	Rendimento termodinamico in funzione della T_1 e del β	64
5.6	Spostamento punto di funzionamento nella mappa di prestazione di compressore e turbina	65
5.7	Diagramma T-s in cui paragoniamo un ciclo "ISO" con uno in cui la T_1 è maggiore	65
5.8	Sistema continuo con compressore di raffreddamento	67
5.9	Diagramma psicrometrico saturazione adiabatica	68
5.10	Velocità di vaporizzazione delle particelle in funzione della dimensione delle stesse	69
5.11	Ugelli ad alta pressione con moto di swirl a sinistra e cono (impaction pin) a destra	70
5.12	Schematizzazione del sistema di iniezione nel condotto di aspirazione del compressore	71
5.13	Schematizzazione del sistema di iniezione nell'imbocco del compressore e nell'interstadio	72
5.14	Sistema di iniezione direttamente con il combustibile	73
5.15	Portate di acqua necessarie per fissata riduzione di NO_x nei vari metodi di iniezione	74
5.16	Andamento percentuale di NO_x prodotti, potenza e η_{th} in funzione del rapporto tra acqua e combustibile	75
5.17	Impianto di iniezione in camera di combustione (sopra) e in compressione (sotto)	75

6.1	Turboalbero Allison sul banco prova del laboratorio di macchine e propulsione	78
6.2	Disposizione dei sensori nel turboalbero	80
6.3	Esempio di plot della totalit� dei punti motori di una generica prova sperimentale	81
6.4	Coefficiente di efflusso in funzione di $\frac{p}{p_0}$ e γ	85
6.5	Temperature di fine camera di combustione sperimentali	88
6.6	Temperature di fine camera di combustione teoriche	89
6.7	Differenza di temperatura tra il calcolo teorico e i dati sperimentali	89
6.8	Rappresentazione nel diagramma h-s della trasformazione di espansione	91
6.9	Temperature calcolate intermedie tra le due turbina	93
6.10	Salto di temperatura nella turbina di potenza	94
6.11	Differenza di temperatura tra la fine della espansione nella turbina di potenza e lo scarico	95
6.12	Temperatura condotto di scarico	98
6.13	NO_x prodotti in funzione del numero di giri per ogni tipologia di iniezione utilizzata	98
7.1	Modello Simulink creato	100
7.2	Mask di acquisizione parametri iniziali	102
7.3	Blocco per il calcolo delle propriet� del fluido	102
7.4	Blocco calcolo stechiometrico di combustione	103
7.5	Blocco della turbina del gruppo generatore di gas potenziali	104
7.6	Blocco della turbina di potenza	105
7.7	Dinamica di pressione tra le due turbine	107
7.8	Mappa di prestazione della turbina del gas generator	108
7.9	Mappa di prestazione della turbina di potenza	109
7.10	Dinamica di pressione tra la turbina di potenza e l'ambiente esterno	110
7.11	Confronto delle temperature in uscita dalla camera di combustione	111
7.12	Confronto delle temperature in uscita dalla turbina del gruppo generatore di gas potenziali	111

7.13 Confronto della P_{int} , pressione tra le due turbine 112

7.14 Confronto delle temperature in uscita dalla turbina di potenza 112

Capitolo 1

Introduzione

La disciplina della propulsione aerospaziale fa riferimento alle macchine termiche che forniscono la forza propulsiva, permettendo il moto di veicoli in atmosfera e nello spazio cosmico; ovvero rispettivamente ci si riferisce ai motori per aeromobili e ai propulsori aerospaziali che, seppure presentino differenze sostanziali, basano il loro funzionamento sugli stessi principi. Infatti in entrambi i casi il propulsore ha il compito di provocare un aumento sensibile della quantità di moto del fluido propulsivo, generando così la spinta (*thrust*) tramite lo sfruttamento di energia chimica sviluppata dalle reazioni chimiche di combustione che avvengono all'interno di queste motorizzazioni.

Esistono vari sistemi di propulsione impiegati in campo aerospaziale suddivisi in 2 famiglie principali: i propulsori a elica e quelli a getto. Nei primi l'incremento di quantità di moto dell'aria avviene al di fuori della motorizzazione, appunto grazie ad un' elica che può essere movimentata da sistemi turbogas (*turboelica*), ma anche da motori alternativi utilizzati esclusivamente per piccoli aeromobili o dispositivi elettrici. Per quanto riguarda la propulsione a getto il fluido viene elaborato internamente al propulsore stesso e la principale suddivisione in 2 categorie, ovvero esoreattori e endoreattori, riguarda la provenienze del fluido propulsivo; negli esoreattori si sfrutta in parte l'aria presente in atmosfera mentre negli endoreattori tutto il fluido propulsivo è stivato a bordo.

Con il termine turbomacchina si fa riferimento ad una macchina termica a fluido, dove lo scambio di energia meccanica avviene mediante la rotazione di un rotore all'interno di uno statore,

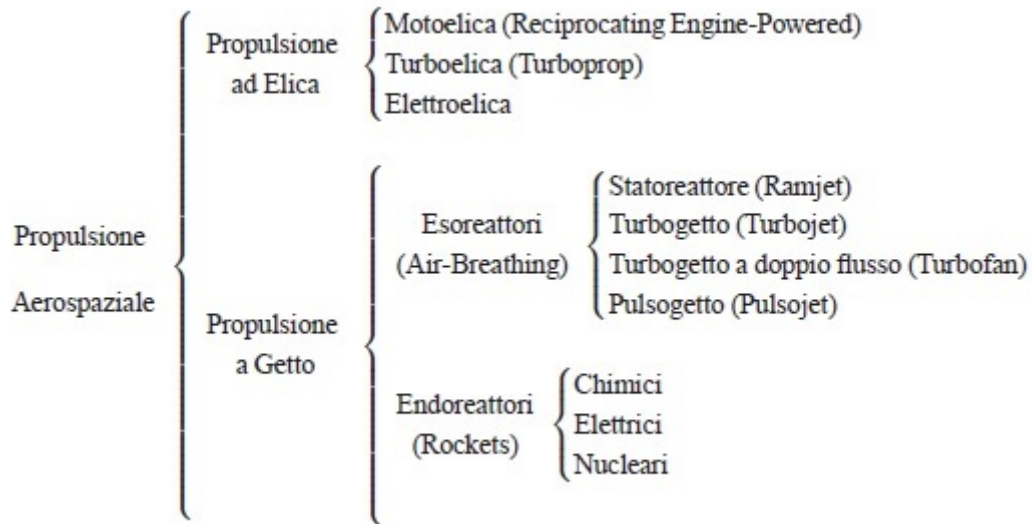


Figura 1.1: Classificazione sistemi di propulsione aerospaziale

realizzando un ciclo termodinamico tramite una serie di componenti meccanici ed elettrici. I componenti principali di questo tipo di macchina, che costituiscono il gruppo gas generator, sono un compressore dinamico che aspira aria dall'esterno e la comprime, una camera di combustione e una turbina di espansione che ha il compito di recuperare energia meccanica per mantenere in rotazione il compressore.

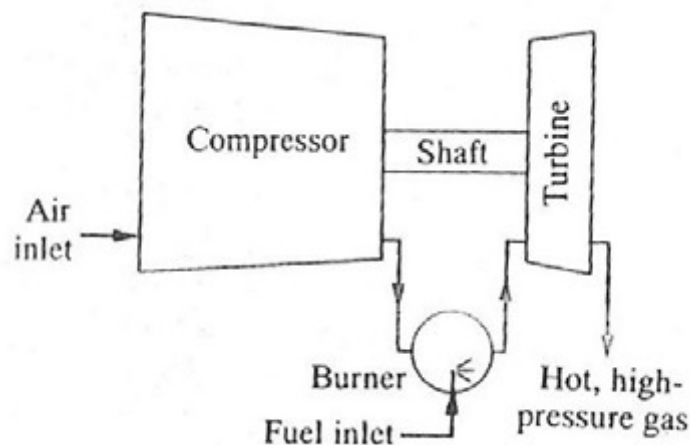


Figura 1.2: Schema di un gruppo turbogas generatore di gas

1.1 Tipologie di propulsori

Il gruppo gas generator é il generatore di gas potenziali ad alto contenuto entalpico che vengono messi poi a disposizione per creare la spinta. Le tipologie di propulsori comprendenti un un gruppo gas generator piú diffuse sono:

- Turbojet: i gas potenziali prodotti vengono poi fatti espandere completamente in un ugello di spinta (*turbojet semplice*) che a seconda del regime di volo dell'aeromobile puó essere convergente o convergente-divergente. É possibile, soprattutto in campo militare, che prima dell'ugello di scarico venga posizionato un postbruciatore che ci permette di avere una surplus di spinta tramite l'iniezione di combustibile nei gas di scarico che presentano comunque una quantità di ossigeno ancora adeguata per una ulteriore combustione.

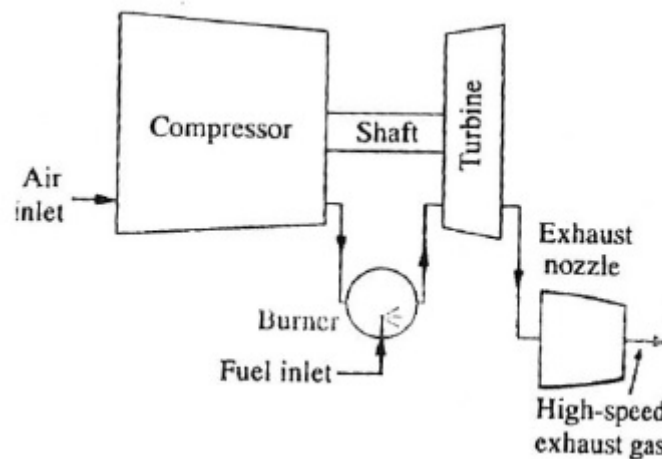


Figura 1.3: Schema funzionale di un turbojet semplice

- Turbofan: é detto anche turbojet a doppio flusso poiché qui i gas potenziali vengono fatti espandere in una seconda turbina, che é collegata tramite un secondo albero al fan posto prima del compressore che, posto in rotazione permette di immettere una quantità di aria maggiore all'interno della motorizzazione, anche se così si realizza una accelerazione del flusso minore. Si vengono a creare in questo caso 2 flussi d'aria, calda che attraversa tutti i componenti del turbofan e fredda che dopo aver attraversato il fan viene dirottata direttamente in espansione nell'ugello; questi 2 flussi d'aria possono riunirsi o meno prima dell'espansione in funzione della applicazione d'interesse che influenza anche il by-

pass ratio (*BPR*). Attualmente i turbofan con alto BPR (nell'ordine di almeno 5 unità), vengono utilizzati nei velivoli da trasporto civili e militari avendo un range di funzionamento prossimo al regime transonico, grazie soprattutto al fatto che le pale del fan risultano intubate e in numero maggiore allontanandone lo stallo, con consumi comunque contenuti rispetto a turbojet; mentre quelli a basso BPR vengono utilizzati negli aerei da combattimento più recenti.

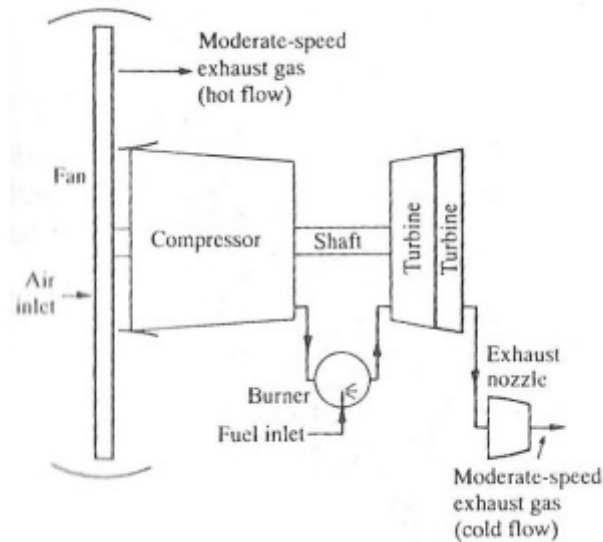


Figura 1.4: Schema funzionale di un turbofan

- Turboprop: i gas potenziali prodotti dal gruppo gas generator vengono fatti espandere in una seconda turbina a cui è collegato, sempre mediante un albero, un' elica propulsiva posta prima del compressore che permette di elaborare una quantità di aria 25÷30 volte maggiore rispetto a quella che poi attraversa il gruppo generatore di gas potenziali. In minor parte, la spinta propulsiva, è ottenuta anche dalla espansione dei gas nell'ugello di spinta. Grande difetto di questo tipo di motorizzazione risiede nell'elica propulsiva stessa che, a causa dei propri limiti aerodinamici, non permette di adottare questa motorizzazione in aeromobili che superano i 0.6 Mach anche se, rispetto a un motore alternativo permette di avere un valore di potenza all'albero maggiore a parità di peso e dimensione, e quindi l'utilizzo di eliche più grandi.
- Turboshaft: di concezione simile al turboprop, qui i gas potenziali espandono completa-

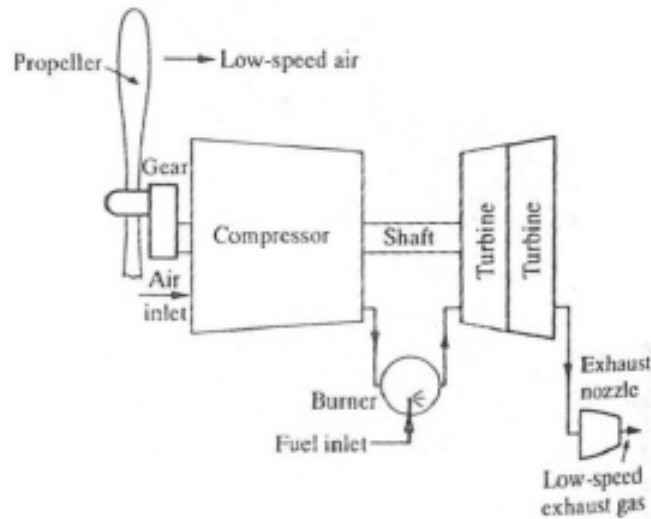


Figura 1.5: Schema funzionale di un turboprop

mente in una seconda turbina che permette di raccogliere energia meccanica che viene destinata alla movimentazione di una elica propulsiva o delle pale di un elicottero, interponendo tra i due un riduttore. Rappresenta l'unico sistema di propulsione praticamente utilizzato negli elicotteri, a causa del grande vantaggio in termini di potenza creata rispetto ai motori alternativi.

- Propfan: i gas potenziali prodotti dal gruppo generatore vengono fatti espandere completamente in 2 turbine che pongono in rotazione 2 eliche posteriori controrotanti. Queste eliche rispetto a quelle utilizzate nei turboprop presentano un numero maggiore di pale e diametri piú contenuti, che però creano problemi di ruminosità date le velocità periferiche delle pale e il fatto che non sono racchiuse ma completamente esposte. Obiettivo di questo tipo di motorizzazione, che comunque non ha avuto grande successo, é quello di unire la velocità e le prestazioni di un turbofan con l'economicità in termini di combustibile di un turboprop.

Altre motorizzazioni presenti in ambito aeronautico sono:

- Ramjet: é un sistema di propulsione che non presenta delle componenti rotanti, ma che ha il grosso svantaggio di poter essere utilizzato solo a partire da velocità di volo comprese tra i 2 e i 4 Mach a causa del fatto che come visibile dalla schematizzazione

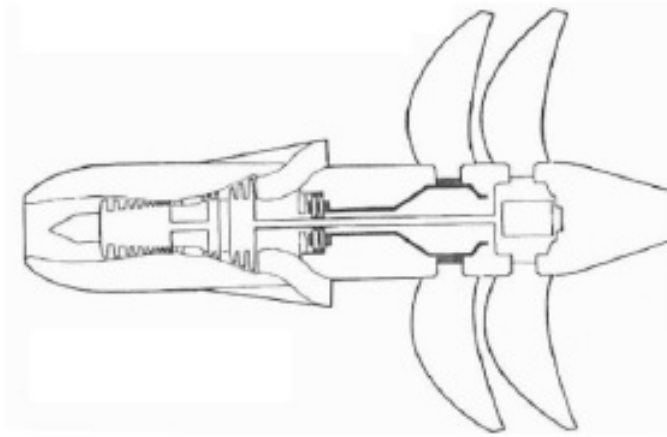


Figura 1.6: Schema di un propfan

non può generare spinta a punto fisso, cioè a velocità nulla, mentre il limite superiore è dovuto al non riuscire più a rallentare il flusso prima della combustione. Come facilmente intuibile, per poter utilizzare questo tipo di motorizzazione occorre creare motori turbojet in grado di commutarsi alla configurazione ramjet come nel caso del Lockheed SR71, oppure progettare un sistema che porti in quota il velivolo con una velocità adeguata.

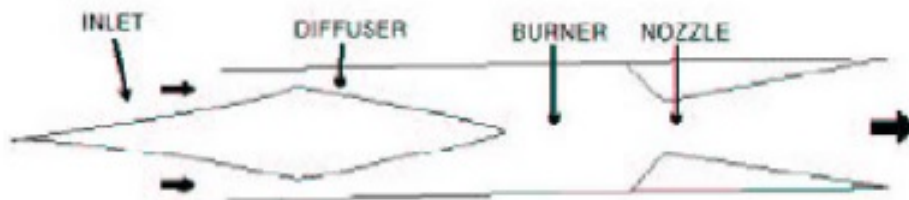


Figura 1.7: Schema di un ramjet

- Scramjet: è un sistema di propulsione simile allo scramjet dove però a causa della differente geometria, la combustione avviene in regime supersonico non riuscendo a rallentare efficacemente il flusso fino a valori subsonici e si prevede di utilizzarlo a partire da velocità superiore a 4 Mach.

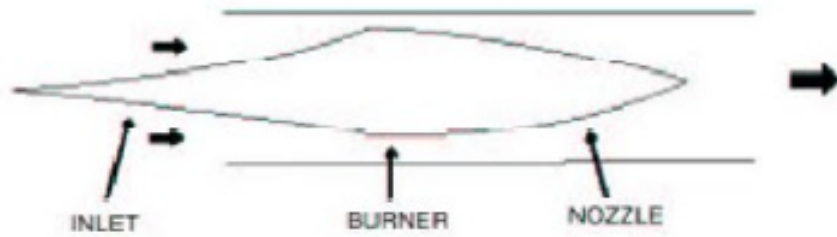


Figura 1.8: Schema di un scramjet

1.2 Grandezze caratteristiche e di prestazione dei propulsori

1.2.1 Spinta

Questa grandezza sta alla base dei propulsori, il cui significato letterale è quello di organo meccanico che imprime una spinta, cioè un movimento ad un veicolo. Essa si basa sulla variazione di quantità di moto subita dal fluido operatore nell'attraversamento del propulsore stesso, ed è definita come la reazione dinamica trasferita ad un mezzo propulso che si genera come conseguenza dell'accelerazione di una corrente fluida. Per il secondo principio della dinamica la spinta è uguale alla somma delle forze esterne applicate al propulsore, mentre per il terzo principio della dinamica sappiamo che l'effetto della spinta è quello di generare una reazione dinamica ad essa uguale ma con direzione contraria che mi permette di movimentare il veicolo. Senza addentrarci nell'applicazione del teorema della quantità di moto, possiamo dire che la spinta è definita come:

$$F = \dot{m}_a \cdot (u_e - u)$$

dove con \dot{m}_a indichiamo la portata massica elaborata nell'unità di tempo dal propulsore, u_e la velocità del fluido operatore all'uscita dal propulsore mentre con u la velocità di avanzamento dell'aeromobile. Dalla definizione di spinta possiamo subito fare importanti considerazioni riguardanti il range di utilizzo dei propulsori precedentemente descritti, descritte dalla figura 1.9. A basse velocità di volo, nell'ordine di massimo 0.6 Mach, la motorizzazione più conveniente è quella ad elica a causa della portata d'aria molto maggiore, circa 25 ÷ 30 volte, che riesce

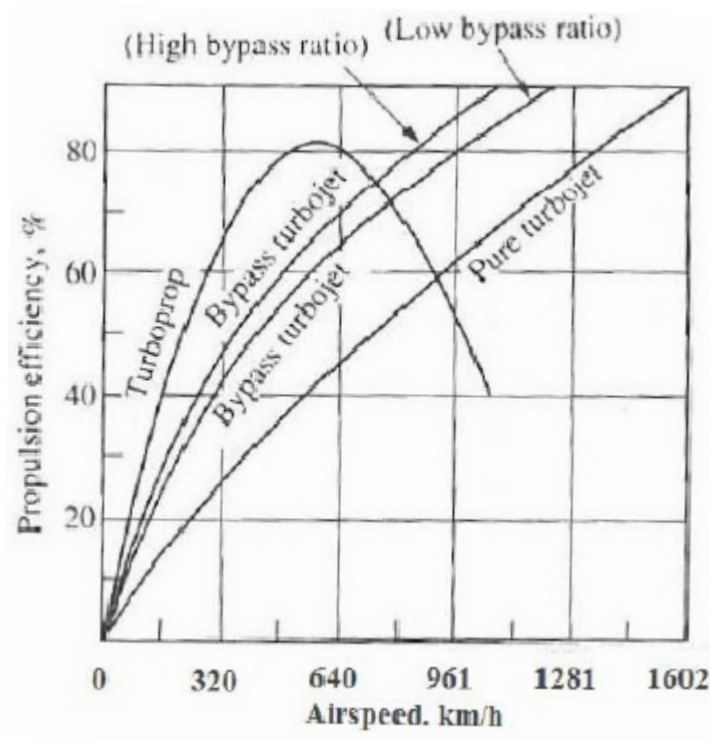


Figura 1.9: Efficienza propulsori in funzione della velocità di volo

ad elaborare rispetto ai propulsori a getto. Oltre tale velocità le motorizzazioni vincenti sono quelle a getto, in particolare i turbofan con alto by-pass ratio vengono utilizzati per Mach di circa 0.8, mentre a velocità superiori vengono utilizzati turbofan a basso rapporto di by-pass e turbojet puri che anche se elaborano portate d'aria minori riescono ad imprimere una elevata accelerazione al fluido operatore in uscita. Un'altra grandezza molto importante in aeronautica è la spinta specifica che è definita come la spinta prodotta a parità di fluido operatore, ovvero:

$$I_a = \frac{F}{\dot{m}_a}$$

1.2.2 Potenza

Di grande importanza nelle caratteristiche di un propulsore è la potenza propulsiva, che rappresenta l'effetto utile del motore definita come:

$$P_p = F \cdot u$$

ovvero il prodotto tra la spinta e la velocità dell'aeromobile. Oltre alla potenza propulsiva, viene anche definita la potenza che si ricava dalla combustione del combustibile definita come:

$$P_c = \dot{m}_f \cdot K_i$$

in cui K_i rappresenta il potere calorifico inferiore del particolare combustibile utilizzato e \dot{m}_f la portata massica di combustibile utilizzata nel processo di combustione.

1.2.3 By-pass ratio

Indicato con la sigla BPR, è un parametro che descrive le motorizzazioni definito come il rapporto tra la portata di aria definita "fredda", in inglese cold, \dot{m}_c e la portata d'aria definita "calda", in inglese hot, \dot{m}_h :

$$BPR = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h}$$

I valori tipici di questo parametro sono:

- Turbofan: 6 ÷ 8
- Turbojet: 0 ÷ 1
- Turboprop: 20 ÷ 30

dove nel turboprop si considera l'aria totale mossa dall'elica.

1.2.4 Rendimenti

Verranno ora definiti 3 differenti rendimenti:

- rendimento propulsivo: ci fornisce una misura delle prestazioni di un sistema di propulsione, essendo il rapporto tra la potenza propulsiva e la potenza conseguente all'incremento di energia, chiamata anche potenza del getto:

$$\eta_p = \frac{P_p}{P_e} = \frac{F \cdot u}{\dot{m}_a \left[\frac{u_e^2}{2} - \frac{u^2}{2} \right]}$$

- rendimento termodinamico: essendo il rapporto tra la potenza del getto e quella disponibile, indica come viene sfruttato il calore generato dalla combustione rispetto a quello realmente poi disponibile ovvero la P_e . È noto che le motorizzazioni turbogetto hanno l'efficienza minore, mentre gli odierni turbofan hanno rendimenti termodinamici anche superiori allo 0.5. Matematicamente vale:

$$\eta_{th} = \frac{P_e}{P_c} = \frac{\dot{m}_a \left[\frac{u_e^2}{2} - \frac{u^2}{2} \right]}{\dot{m}_f \cdot K_i}$$

- rendimento complessivo: È definito come il rapporto tra la potenza propulsiva P_p e la potenza disponibile P_d ovvero:

$$\eta_0 = \frac{P_p}{P_d} = \frac{F \cdot u}{\dot{m}_f \cdot K_i}$$

- rendimento dell'elica: È definito come il rapporto tra la potenza di spinta e la potenza all'albero P_{sh} :

$$\eta_{pr} = \frac{F_{pr} \cdot u}{P_{sh}}$$

Nella figura 1.10 possiamo avere una rappresentazione schematica dei rendimenti sopra citati per le attuali motorizzazioni, escluso quello dell'elica naturalmente.

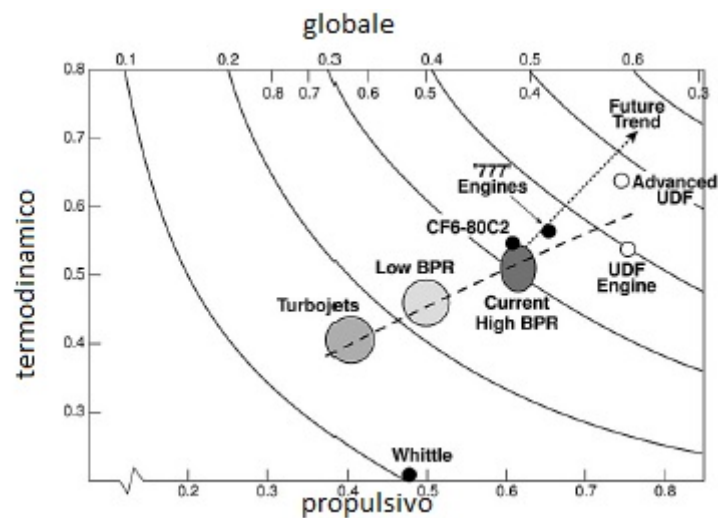


Figura 1.10: andamento dei vari rendimenti per tipologia di motorizzazione

1.2.5 Autonomia di volo

L'autonomia di volo di un aeromobile é un parametro molto importante che in fase di progettazione viene sempre tenuto in considerazione, e che é dipeso da molti aspetti. Una definizione di quest'ultimo si puó ricavare in maniera indiretta dalla definizione di rendimento globale η_0 , in cui eguagliamo la spinta f alla resistenza D :

$$\eta_0 = \frac{D u}{\dot{m}_f K_i}$$

Ora eguagliando il peso dell'aeromobile $m g$ alla portanza L , e moltiplicando sopra e sotto per la medesima quantità ottengo:

$$\eta_0 = \frac{D u m g}{\dot{m}_f K_i L}$$

posso ora esprimere il rapporto $\frac{L}{D} = E$ dove con E intendo l'efficienza aerodinamica, e posso esprimere la velocità come $u = \frac{ds}{dt}$. Ora rigirando l'equazione per ricavare ds ottengo:

$$ds = \frac{\eta_0 \dot{m}_f K_i E dt}{m g}$$

che integrata tra il tempo iniziale t_0 e un generico tempo t_1 mi permette di giungere all'equazione di Zukovskij:

$$S = \frac{\eta_0 \dot{m}_f K_i E}{g} \log\left(\frac{dm}{m}\right)$$

1.2.6 Consumo specifico

Per valutare le prestazioni dei propulsori, sono stati definiti dei parametri a seconda della varia tipologia del propulsore, in particolare:

- Thrust specific fuel consumption: consumo specifico di combustibile per unità di spinta; é una grandezza usata come indice sperimentale della qualità del motore nel caso però di un getto. É definito come:

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{F} \quad \left[\frac{kg/s}{N} \right]$$

cioé il rapporto tra la portata massica di carburante e la spinta.

- Brake specific fuel consumption: consumo specifico misurato al freno; é un indice utilizzato nei propulsori che producono solo potenza meccanico ad un albero e quindi non spinta.

É definito come:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{sh}} \quad \left[\frac{kg}{kW h} \right]$$

- Equivalent brake specific fuel consumption: definito come un consumo specifico equivalente é utilizzato per le motorizzazioni, come i turboprop, in cui occorre tenere conto di entrambi i contenuti di spinta dovuti sia ai gas caldi allo scarico che alla potenza meccanica messa a disposizione dell'elica. É definito come:

$$EBSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{sh} + F \cdot u} \quad \left[\frac{kg}{kW h} \right]$$

Capitolo 2

Teoria dei propulsori

In questo secondo capitolo si descriverá il comportamento e le caratteristiche dei principali componenti di un propulsore aeronautico basato sul sistema turbogas, dopo aver prima familiarizzato con le principali nozioni termodinamiche e fluidodinamiche che stanno alla base della propulsione aerospaziale.

2.1 Richiami termodinamici e fluidodinamici

I propulsori di nostro interesse elaborano, in ogni fase, fluidi comprimibili che vengono analizzati come se fossero una corrente monodimensionale, trascurando cioè le variazioni delle grandezze lungo le direzioni normali al moto. Una ulteriore approssimazione che può essere effettuata, consiste nel considerare i fluidi come gas perfetti o ideali anche dopo l'attraversamento della camera di combustione in cui non si parla piú di aria ma di gas combustibili.

Grazie alla ipotesi di gas perfetto, abbiamo a nostra disposizione un importante strumento che ci permette di usare una relazione di tipo lineare tra temperatura T , pressione p e densità ρ :

$$p = \rho R T \quad \text{o anche} \quad p v = R T$$

dove v indica il volume specifico e con R intendiamo la costante universale dei gas perfetti che vale:

$$R = 8314.3 \frac{J}{kmol \cdot K}$$

anche se a noi é risultato piú comodo usarne il valore in unitá di massa che nel caso dell'aria secca, che presenta una massa molare di circa $29 \frac{kg}{kmol}$ vale:

$$R = 287.15 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Un'altra grandezza fisica utilizzata é l'entalpia h , la cui unitá di misura é il Joule [J], che per definizione e data da:

$$h = C_p \cdot T \quad o \quad anche \quad h = U + pV$$

dove con U indichiamo l'energia interna, che per un gas ideale é funzione solo della temperatura T , e con V il volume. Definiamo ora i calori specifici a pressione costante C_p e a volume costante C_v :

$$C_v = \frac{dU}{dT} \quad C_p = \frac{dh}{dT}$$

L'ipotesi di considerare il fluido come un gas perfetto, ci permette anche di avere un legame diretto tra i calori specifici, dopo aver definito il coefficiente di dilatazione adiabatica γ che per i gas biatomici ha un volere di 1.4 circa:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad C_p - C_v = R \quad C_p = R \frac{\gamma}{\gamma - 1}$$

Di fondamentale importanza negli studi che contengono fluidi, é l'introduzione del concetto di grandezze totali, indicate con un pedice 0, in cui si valutano le caratteristiche del fluido come se avesse una velocitá nulla; per questo é consuetudine definirle anche di ristagno. Per quanto riguarda la temperatura totale occorre aggiungere la condizione di adiabaticitá:

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

Per l'entalpia totale oltre all'assenza di scambi di calore occorre ipotizzare l'assenza di scambio di lavoro e l'assenza di variazioni in termini di energia interna e potenziale:

$$h_0 = C_p \cdot T_0 \quad o \quad anche \quad h_0 = h + \frac{c^2}{2}$$

I termini in cui compare c^2 rappresentano l'energia cinetica posseduta dal fluido. Nel caso di pressione e densità, oltre alla condizione di adiabaticità, occorre aggiungere la condizione che il processo sia reversibile quindi isentropico:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^{\gamma-1}$$

Definiamo inoltre la velocità del suono, indicata con a , che è la velocità con cui una perturbazione si propaga in un fluido, e il numero di Mach M che si ricava dal rapporto tra la velocità del flusso localmente (c) e quella del suono:

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}}$$

Utilizzando la definizione del numero di Mach e partendo dalla definizione di temperatura totale si ottengono 3 relazioni di grande importanza che descrivono il rapporto tra grandezze totali e statiche in termini di temperatura, pressione e densità:

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

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

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

Combinando le definizioni di numero di Mach, velocità del suono, le equazioni di temperatura e pressione totale e la definizione di portata massica si può definire il *mass flow parameter* che risulta particolarmente utile nella determinazione di ciascuna grandezza fluidodinamica,

essendo a conoscenza delle altre 4 variabili che compaiono nella equazione:

$$MFP = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{P_0 A} = M \sqrt{\frac{k}{R}} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

L'unico problema che presenta il MFP consiste nella presenza di 2 soluzioni in termini di numero di Mach per un dato MFP.

Passiamo ora all'enunciare 3 principi cardini per lo studio di questa disciplina.

Il principio di conservazione della massa, detto anche di continuità, afferma che considerando un sistema aperto, cioè che può scambiare calore lavoro e massa con l'esterno, delimitato da un volume V , da una superficie S e che non abbia sorgenti di massa al cui interno; ipotizzando che sia attraversato da un flusso stazionario, allora il flusso di massa all'ingresso deve eguagliare quello in uscita. Matematicamente, facendo l'ipotesi di flusso monodimensionale, indicando con A l'area di passaggio e con c la velocità del fluido in una direzione ortogonale ad A tale principio si indica con:

$$d(\rho \cdot c \cdot A) = 0$$

che integrata fornisce la portata massica \dot{m} sezione per sezione del relativo tubo di flusso:

$$\rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2$$

dove con 1 e 2 indichiamo le generiche sezioni di ingresso e uscita del condotto.

Il principio di conservazione della quantità di moto, secondo le ipotesi di assenza di attriti e soprattutto di monodimensionalità e di considerare il flusso interno al propulsore stazionario, afferma:

$$\frac{dp}{dx} = -\rho \cdot V \cdot \frac{dv}{dx}$$

Infine abbiamo il principio di conservazione dell'energia che in termini differenziali può essere espresso:

$$c dc + dh + g dz + dL + dR = dQ$$

dove $g dz$ rappresenta il contributo potenziale gravitazionale che viene trascurato in questi casi, dL il lavoro scambiato con l'esterno, dQ il calore scambiato con l'esterno e dR le perdite che si riscontrano a causa degli attriti interni. Nel caso in cui consideriamo un processo isoentropico, ovvero con i termini dL , dQ e dR nulli l'equazione sopra descritta diviene:

$$dh + c dc = 0$$

che integrata ci fornisce:

$$h + \frac{c^2}{2} = \text{costante}$$

2.2 Ciclo di Brayton

Il ciclo termodinamico che viene svolto da un gruppo generatore di gas potenziali o da un turbogetto semplice, é definito *Ciclo di Brayton* e su questo ciclo termodinamico si basa il funzionamento delle principali motorizzazioni aeronautiche. Esso é composto principalmente da 4 fasi o trasformazioni principali che nel caso ideale sono:

- compressione adiabatica effettuata tra il punto 1 e 2 nel compressore
- riscaldamento isobaro tra il punto 2 e 3 in camera di combustione
- espansione adiabatica effettuata tra il punto 3 e 4 in turbina
- raffreddamento ideale a pressione costante tra il punto 4 e 1

Nella figura 2.1 sono mostrati il ciclo di Brayton sia nel piano p-v che nel piú classico piano T-s, dove sono indicate lungo la linea che collega i vari punti la grandezza che rimane costante durante la trasformazione. Con i termini $q+$ e $q-$, intendiamo invece il calore inserito nel ciclo mediante la combustione e quello rilasciato dal ciclo all'ambiente durante il raffreddamento. Nella realtà i gruppi turbogas sono soggetti a perdite e considerando i rendimenti dei singoli componenti ci si discosta del ciclo teorico; infatti sia nel compressore che nella turbina abbiamo perdite di carico con successivo aumento di entropia che fanno diventare le mie trasformazioni

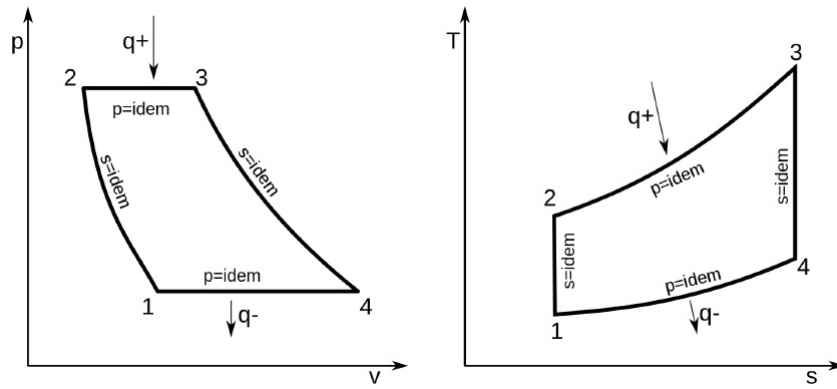


Figura 2.1: Ciclo di Brayton nel diagramma p-v e T-s

da isoentropiche, quindi reversibili, a politropiche a causa del fluido operatore che possiede un certo grado di viscosità, non essendo un fluido ideale. Si registrano perdite in termine di pressione anche in camera di combustione, infine la finale fase di cessione di calore non avviene in maniera teorica. Questi effetti mi provocano un ciclo di Brayton reale che si discosta da quello teorico come possiamo notare nella figura 2.2

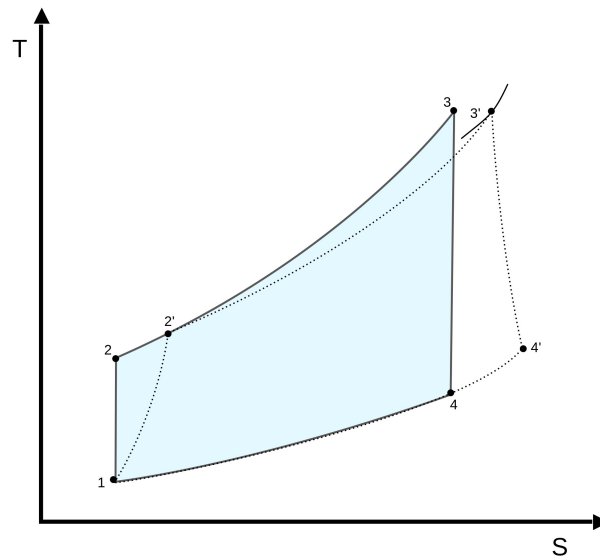


Figura 2.2: Ciclo di Brayton reale nel diagramma T-s

Quello che succede in pratica é una diminuzione del lavoro utile reale, ottenuto come differenza tra il lavoro della turbina L_t e quello del compressore L_c che valgono:

$$L_c = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) = \frac{1}{\eta_{c, is}} C_p T_1 (\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$L_t = h_3 - h_4 = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \eta_{t, is} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$$

dove con i termini $\eta_{c,is}$ e $\eta_{t,is}$ rappresentano i rendimenti isoentropici di compressore e turbina; con β il rapporto di compressione o espansione in base al tipo di lavoro considerato. Definiamo infine il lavoro utile L_u e il rendimento termodinamico del ciclo:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Lavoro utile}}{\text{calore introdotto}} = \frac{L_u}{Q_1} = \frac{L_t - L_c}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

2.3 Componenti dinamici

Con il termine turbomacchina intendiamo quelle macchine termiche che permettono lo scambio di energia grazie al movimento rotatorio di un rotore, munito all'estremità di pale, calettato su un albero e alloggiato in uno statore che può essere anch'esso munito di pale.

Per componenti dinamici facenti parte di un gruppo turbogas intendiamo i compressori e le turbine. I compressori sono macchine operatrici, cioè macchine che trasferiscono energia al fluido operatore spendendo energia meccanica fornitagli in ingresso da un albero che, in un gruppo generatore di gas potenziali, è posto in rotazione da una turbina. Le turbine sono invece macchine motrici, cioè macchine che forniscono energia meccanica all'albero a spese dell'energia del fluido operatore. La particolarità di questo tipo di macchine, la cui definizione è turbomacchine, e che le differenzia dall'altro tipo di macchine definite volumetriche, è che sono caratterizzate dal fatto che elaborano un flusso continuo di fluido operatore, mentre le macchine volumetriche lavorano su dei volumi di fluido ben definiti che vengono elaborati della macchina in successione. Il trasferimento di lavoro, sia per i compressori che per le turbine, avviene mediante l'utilizzo di palettature che modificano l'entalpia, e quindi pressione e temperatura, del fluido operatore.

2.3.1 Compressore

I compressori si dividono in due categorie: assiali e centrifughi; anche se esistono configurazioni in cui possono essere usati entrambe le tipologie, soprattutto nel campo elicotteristico come il nostro Allison 250 C18. Partendo dai compressori centrifughi, detti anche radiali, essi presentano giranti a flusso appunto radiale, la cui rotazione viene utilizzata per incrementare la

pressione del fluido sfruttando le forze centrifughe che si vengono a creare. Oltre alla girante, un generico compressore centrifugo é formato anche da una voluta e da un diffusore, chiamato impropriamente chiocciola. Per quanto riguarda il funzionamento, il flusso viene aspirato dalla

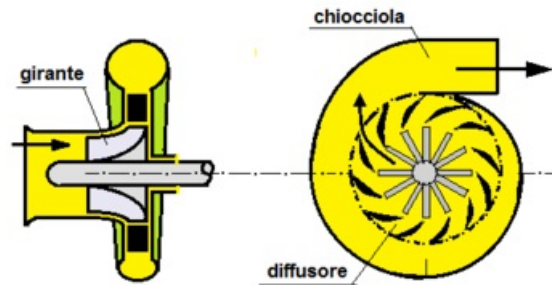


Figura 2.3: Schema di funzionamento di un compressore centrifugo

girante assialmente dove riceve lavoro da essa incrementando l'entalpia, e quindi la pressione, e la sua energia cinetica; in seguito il flusso finisce nel diffusore dove viene rallentato fino ad un valore prossimo alla velocità del flusso in ingresso, in modo che l'energia cinetica si trasformi in un ulteriore aumento di entalpia e quindi di pressione. Il diffusore, può anch'esso avere degli opportuni palettamenti in modo da recuperare energia più efficacemente anche se, in condizioni al di fuori di quelle di progetto, la palettatura può essere spesso dannosa, oppure esserne privo. Infine il flusso viene mandato alla bocca di mandata attraverso la voluta.

Tornando ai palettamenti della girante, essi possono essere disposti radialmente, all'avanti o all'indietro; la soluzione di più facile realizzazione é quella che presenta le palette disposte radialmente, anche se la più utilizzata é quella in cui sono rivolte all'indietro dato che ci permette di avere una velocità del flusso che entra nel diffusore minore e quindi già con una pressione più elevata. Mediamente, uno stadio di un compressore centrifugo come sopra descritto, é in grado di realizzare un rapporto di compressione che può arrivare a 6, valore anche cinque volte superiore a quello che realizza un singolo stadio di compressione assiale. Un altro vantaggio dei compressori centrifughi rispetto quelli assiali riguarda le minore problematiche fluidodinamiche interne, quali ad esempio separazioni e stalli nei profili delle palettature. Il problema principale, che ne ha limitato la diffusione in campo aeronautico se non per motori di modeste dimensioni e nella quasi totalità dei casi usati in campo elicotteristico, riguarda la dimensione delle giranti e quindi delle sezioni frontali dei motori, che aumenta notevolmente all'aumentare della portata

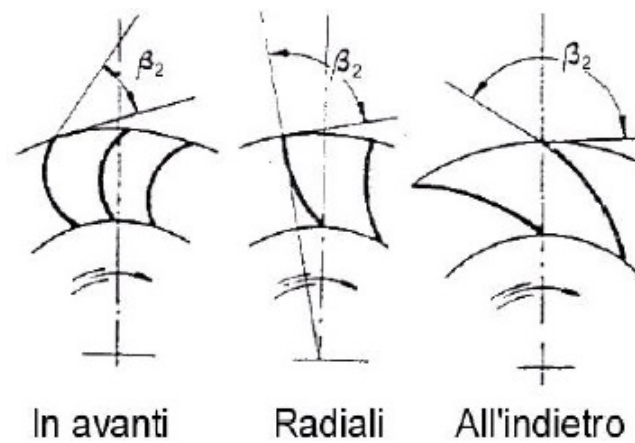


Figura 2.4: Tipi di palettamenti della girante

e quindi di potenza richiesta.

Passando ora ai compressori assiali, il flusso attraversa assialmente una serie di palettamenti rotorici e statorici. Un palettamento rotorico e uno statorico formano uno stadio di compressione, il cui limite di compressione vale circa 1.4, a causa di problemi fluidodinamici legati al distaccamento della vena fluido che può provocare lo stallo del compressore assiale; ma al contempo nonostante il salto di pressione per stadio sia basso, un compressore assiale riesce a elaborare aria con una efficienza elevata, per questo la sua naturale configurazione è quella multistadio in cui stadi vengono posti in serie fino a raggiungere il rapporto finale di compressione desiderato che può perfino essere superiore a 20:1 con una portata di anche $100 \frac{kg}{s}$. Schematicamente, un compressore assiale, è mostrato in figura 2.5 in cui è rappresentato un compressore a 7 stadi dove la numerazione indicata verrà usata in seguito per valutare i triangoli di velocità. La diminuzione dell'area di passaggio è dovuta al fatto di voler mantenere circa

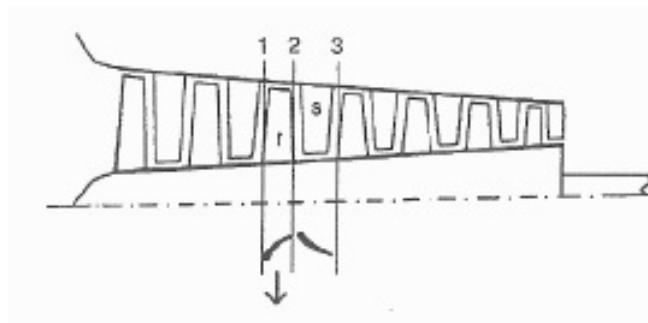


Figura 2.5: Schematizzazione di un compressore assiale

costante la componente assiale della velocità quindi, a causa della compressione subita dall'aria con conseguente aumento della massa volumica e dato che la portata \dot{m} non può variare, l'unica

cosa che possiamo fare é diminuire l'area di passaggio stadio dopo stadio.

Valutiamo ora i triangoli di velocità basandoci sulla figura 2.6, dato che le superfici di corrente risultano pressoché cilindriche permettendoci di studiarli in un foglio bidimensionale.

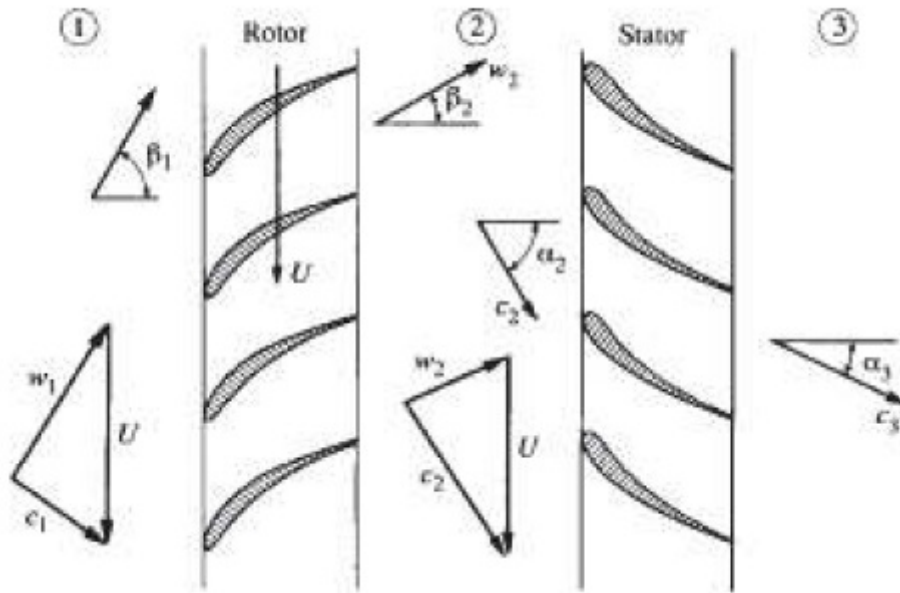


Figura 2.6: Triangoli di velocità in un generico compressore assiale

Gli angoli α e β indicano la direzione rispettivamente della velocità assoluta c e relativa w rispetto alla direzione assiale. Il fluido entra all'interno del generico stadio rotorico con una velocità assoluta c_1 che, combinata con la velocità periferica U con cui ruota il rotore, ci fornisce una velocità relativa w_1 ottenuta sottraendo a c_1 la componente U . All'uscita del rotore alla velocità relativa w_2 , che assume la direzione dei palettamenti rotorici, sommiamo la velocità periferica U per ricavare la nuova velocità assoluta c_2 . Praticamente, nel rotore abbiamo una diminuzione della velocità relativa e un aumento della velocità assoluta che viene ridiminuita nello statore consentendo il recupero di pressione. L'angolo α_1 é presente a causa della prerotazione data al flusso prima dell'ingresso all'interno del compressore, in modo da aumentare l'energia imprimibile al fluido in termini di pressione. Passando ora alla determinazione del lavoro specifico per stadio, esso può essere espresso come:

$$L = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

dove viene tralasciato $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$ poiché assume un valore molto basso essendo $U_1 = \omega R_1$ e $U_2 = \omega R_2$, quindi in uno stadio il raggio R rispetto all'albero che pone in rotazione il compressore é pressoché uguale. Valutando invece i triangoli di velocità il lavoro può essere calcolato come:

$$L = U (c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) = U \cdot \Delta V_u$$

essendo l'angolo α assunto rispetto alla direzione assiale; con ΔV_u indichiamo l'incremento di velocità in direzione tangenziale realizzato nel rotore. Dalla definizione di lavoro passiamo alla definizione di potenza fornita allo stadio che vale:

$$P = \dot{m} \cdot L = \dot{m} \cdot U \cdot \Delta V_u =$$

Tornando ora alla definizione di lavoro, con l'ipotesi che la compressione sia adiabatica anche a causa delle elevate temperature che si hanno in uscita dal compressore che rendono lo scambio di calore trascurabile rispetto al lavoro trasferito, possiamo dire che grazie al principio di conservazione dell'energia, l'energia cinetica si trasforma in entalpia totale ovvero:

$$L = h_{03} - h_{01} = Cp_3 T_{03} - Cp_1 T_{01}$$

e quindi la potenza meccanica richiesta dalla trasformazione vale:

$$P_c = \dot{m}_c \cdot (h_{03} - h_{01})$$

Questa trasformazione, nel diagramma T-S di figura 2.7, é rappresentata tramite il segmento di estremi 01 – 03_s che rappresenta una trasformazione isentropica.

Ciò che accade in pratica però é che la compressione di aria, che possiamo comunque considerare un gas perfetto, non avviene in maniera isoentropica perché oltre a non essere reversibile, non può neanche essere considerata adiabatica a causa delle perdite che si verificano nel compres-

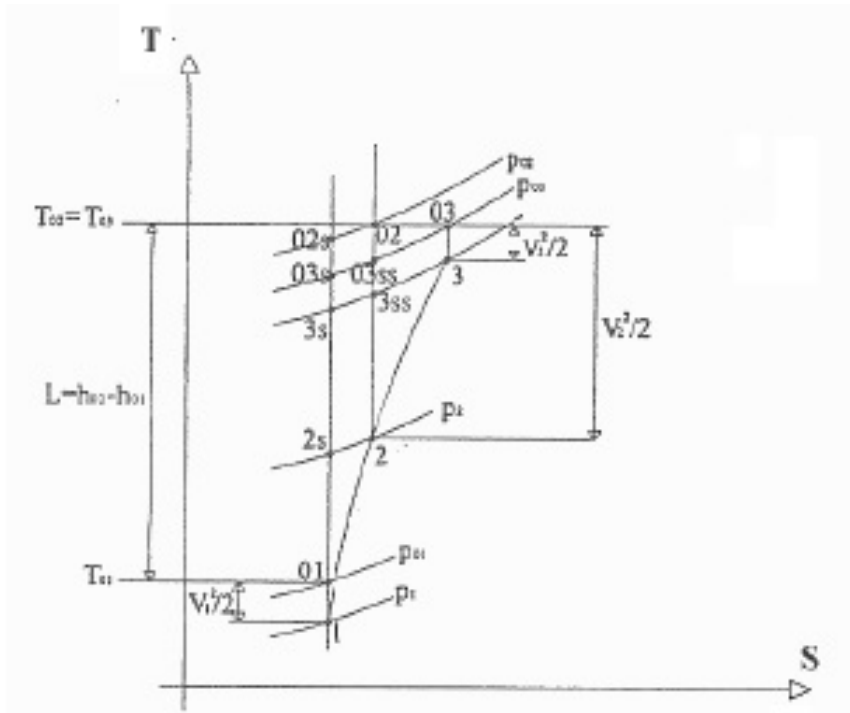


Figura 2.7: Rappresentazione delle trasformazioni nel compressore in un diagramma T-S

sore; quindi ne risulta un' aumento di entropia che é rappresentato dalla curva 01-03 tramite cioé una politropicha.

Il fenomeno del controrecupero termico é la causa dell'aumento del lavoro, che si nota dal triangolo 01 - 03_s - 03, che occorre fornire al compressore poiché al suo interno si genera calore causato dagli attriti interni di natura fluidodinamica che tendono a far espandere il gas ostacolandone naturalmente la compressione. Per questo é stato definito un rendimento interno dello stadio η_{st} che é il rapporto tra il lavoro minimo che basterebbe fornire se non ci fossero perdite e quello reale:

$$\eta_{st} = \frac{h_{03_s} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} = \frac{T_{03_s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} = \frac{\frac{T_{03_s}}{T_{01}} - 1}{\frac{T_{03}}{T_{01}} - 1}$$

Ora sapendo che $\frac{T_{03_s}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ possiamo determinare le condizioni termodinamiche di uscita del fluido dallo stadio:

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = 1 + \frac{1}{\eta_{st}} \cdot \left(\frac{T_{03_s}}{T_{01}} - 1\right) = 1 + \frac{1}{\eta_{st}} \cdot \left[\left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]$$

Possiamo ora scrivere il rendimento η_{tot} di un generico compressore formato da z stadi sfruttando le singole trasformazioni realizzate in ogni stadio:

$$\eta_{tot} = \frac{\text{salto entalpico isoentropico compressivo}}{\text{lavoro assorbito dal compressore}} = \frac{\Delta h_{0_{stot}}}{\sum_{i=1}^z [\eta_{st_i} \cdot (\Delta h_{0_{s_i}})]}$$

dove $\Delta h_{0_{stot}}$ é il salto entalpico isoentropico totale, η_{st_i} é il singolo rendimento di ogni stadio e $\Delta h_{0_{s_i}}$ é il salto entalpico a disposizione di ogni singolo stadio.

Il rendimento totale del compressore é un parametro molto importante assieme alla portata d'aria che esso elabora e al rapporto di compressione che riesce a garantire. É importante cercare il giusto compressore da accoppiare alla macchina e, per farlo, si utilizzano le mappe di prestazione del compressore. Queste ultime sono dei diagrammi, ricavati sperimentalmente e in varie condizioni operative, che descrivono le prestazioni della macchina visualizzando contemporaneamente il rapporto di compressione in ordinata, la portata in ascissa, la velocità di rotazione e il rendimento isentropico. La mappa di figura 2.8 mostra proprio uno di questi

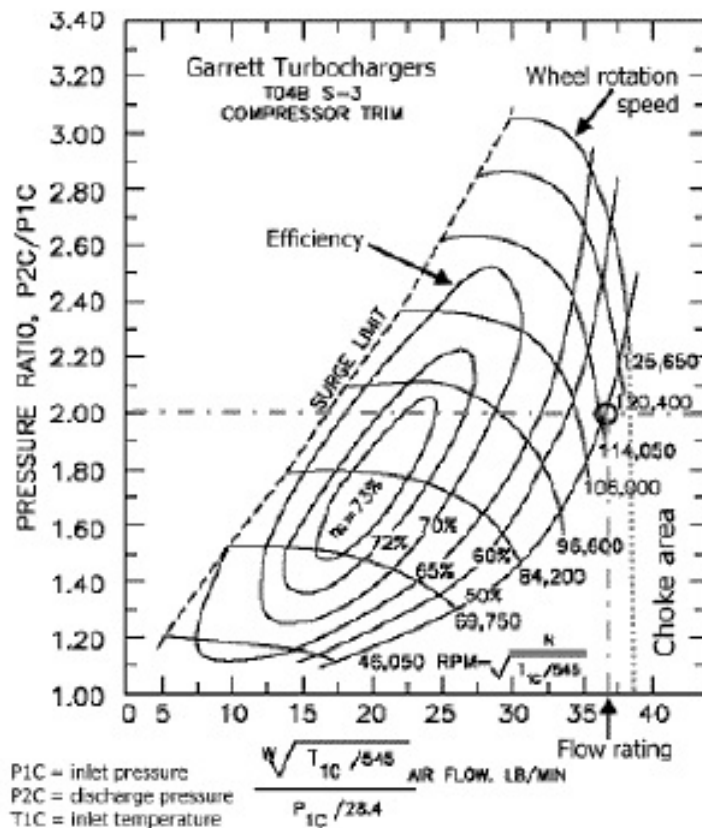


Figura 2.8: Mappa di prestazione di un generico compressore

diagrammi in cui le grandezze rappresentate sono state normalizzate e adimensionalizzate in seguito all'applicazione del teorema di Buckingham in cui con T_{std} e P_{std} indichiamo i valori di temperatura e pressione di riferimento al livello del mare e con T_{cin} e P_{cin} i valori all'ingresso del compressore. La portata in ascissa é definita come $\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{T_{cin}}{T_{std}}}}{\frac{P_{cin}}{P_{std}}}$; il rapporto di compressione in ordinata come $\beta = \frac{P_{cout}}{P_{cin}}$ ed infine le linee isovelocità che da orizzontali deviano verso il basso come $N_{cred} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_{cin}}{T_{std}}}}$. Le linee chiuse che si notano sono curve isorendimento, in ogni punto della medesima curva ho una serie di valori di portata, rapporto di compressione e velocità di rotazione tali per cui il compressore presenta il medesimo rendimento complessivo, e quindi possiamo determinare le condizioni che ci farebbero lavorare con il rendimento massimo.

Naturalmente ci sono delle limitazioni dei punti di funzionamento del compressore prima dell'insorgere di fenomeni di instabilità. Il primo fenomeno é delimitato dalla linea tratteggiata "surge limit" oltre la quale il compressore puó andare incontro al pompaggio; fenomeno di instabilità globale che pué essere presente sia nei compressori assiali che in quelli centrifughi a seguito anche di una piccola perturbazione, soprattutto se il punto di funzionamento del compressore é instabile. Infatti sappiamo che il compressore funziona in corrispondenza del punto in cui la sua caratteristica fornisce la portata richiesta dal sistema esterno ad esso accoppiato, come visibile nella figura 2.9. Il punto di funzionamento P indicato in figura é un punto di

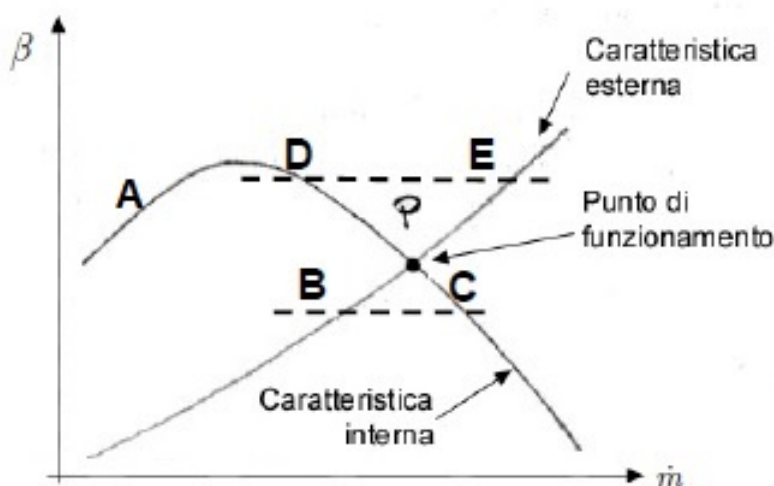


Figura 2.9: Accoppiamento tra curva caratteristica del compressore e sistema accoppiato

funzionamento stabile poiché il sistema, anche se perturbato, dopo un transitorio tornerebbe

a funzionare nelle caratteristiche del punto P ; infatti una possibile diminuzione di pressione sulla mandata del compressore porterebbe quest'ultima a funzionare nel punto C , mentre la caratteristica dell'impianto passerebbe al punto B ; il compressore elaborerebbe troppa portata rispetto a quella richiesta dall'impianto provocando un aumento della pressione nella mandata facendo tornare il punto di funzionamento del sistema al punto P iniziale. Nel caso invece di un aumento della pressione di mandata, il compressore fornirebbe una portata minore, indicata dal punto D , rispetto a quella richiesta dall'impianto, indicata dal punto E ; si avrà una diminuzione di pressione che riporterebbe il sistema a funzionare nel punto P . Il punto di funzionamento indicato dalla lettera A è invece un punto di funzionamento instabile in quanto il comportamento del sistema è tale da esaltare ogni causa di perturbazione. Possiamo quindi affermare che tutti i punti a sinistra del massimo della curva caratteristica del compressore, per data velocità di rotazione, sono instabili mentre a destra del massimo abbiamo stabilità; possiamo quindi tracciare la linea di pompaggio o "surge line". Con il pompaggio la corrente fluida che viene spinta dal compressore verso la mandata può invertire il suo movimento rifluendo verso il compressore e quindi l'aspirazione. Si genera un ciclo periodico che provoca oscillazioni con una frequenza di qualche Hertz ma che danno forte rumorosità.

Un altro fenomeno di instabilità è rappresentato dallo stallo che però si verifica quasi esclusivamente in quelli assiali. La causa dello stallo è da ricercare nella incidenza sulle palette che può diventare critica, soprattutto con il diminuire della portata, a parità di velocità di rotazione quindi di velocità tangenziale U . Con la diminuzione di portata abbiamo una riduzione della componente c che a pari U provoca una velocità relativa w caratterizzata da una maggiore incidenza come visibile in figura 2.10. Lo stallo non si verifica contemporaneamente in tutte le zone del compressore, ma si innesca in una pale per poi propagarsi con una opportuna direzione verso le altre. A causa dello stallo di una paletta, abbiamo una restrizione del condotto interpalare che provoca la ripartizione della portata in eccesso tra il canale precedente riducendo il pericolo di stallo, e quello successivo facilitando però lo stallo come facilmente intuibile dalla figura 2.11. La sezione in cui si ha lo stallo si sposta progressivamente con una direzione opposta a quella di rotazione del compressore, ma con una velocità inferiore, per cui il moto assoluto rimane

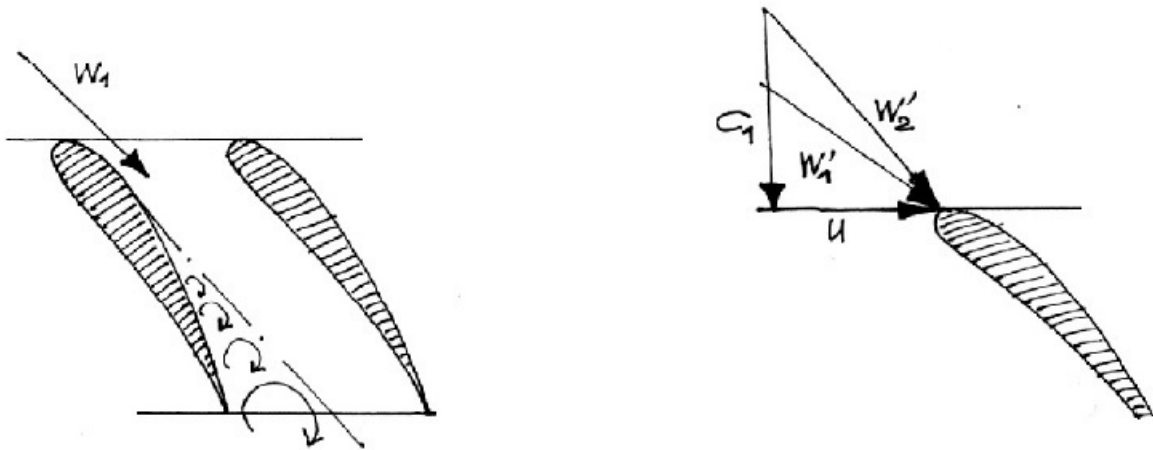


Figura 2.10: Cambiamento di incidenza del flusso sulle palette

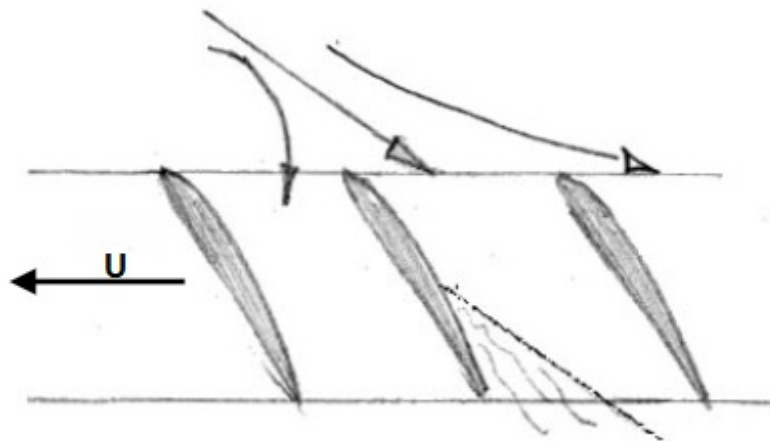


Figura 2.11: Effetto dello stallo di una paletta nella precedente e successiva

concorde con quello del rotore. Nel compressore centrifugo il moto stesso della macchina rende meno facile il distacco della vena fluida dalla pala. Le conseguenze dello stallo sono differenti da quelle del pompaggio poiché non ho inversioni di portata ma solo delle lievissime riduzioni, ma provoca delle elevate sollecitazioni alla struttura delle palette che può provocarne la rottura a fatica.

Infine abbiamo il fenomeno del *choking* o del blocco sonico. Questo fenomeno si verifica a bassi rapporti di compressione e aumentando la portata di aria elaborata dal compressore, poiché si riduce l'angolo di incidenza del flusso con le palette che può perfino diventare "negativo" provocando il distacco dello strato limite addirittura nel ventre del profilo, con successiva diminuzione dell'angolo di passaggio e naturale aumento della velocità di uscita fino a valori sonici. Il fenomeno del *choking* può avvenire anche in fase di avviamento quando l'aumento

di pressione e quindi densità é inferiore a quello di progetto, provocando il blocco sonico negli ultimi stadi di compressione, poiché il non apprezzabile aumento della ρ provoca un aumento troppo elevato della velocità, dato che la portata naturalmente deve rimanere la stessa e quindi impedisce l'avviamento. Tale problema viene by-passato utilizzando le valvole di bleed, poste negli stadi intermedi di compressione, che permettono di scaricare l'aria in eccesso verso l'esterno, richiudendosi poi gradualmente all'aumentare del numero di giri.

2.3.2 Turbine

Le turbine utilizzate nei gruppi turbogas e nei motori aeronautici sono turbomacchine motrici quasi esclusivamente assiali che, come già detto precedentemente, hanno il compito di raccogliere energia dal fluido operatore e trasferirla tramite un albero di collegamento al compressore nel caso di turbina facente parte del generatore di gas potenziali o all'utenza come nel caso della turbina di potenza di un turboshaft per esempio mentre turbine radiali vengono invece utilizzate per piccole portate come nei turbocompressori dei motori alternativi accoppiate a compressori centrifughi, nell'industria criogenica ed in alcune turbine a gas come le APU, Auxiliary Power Units. Così come nei compressori, le turbine radiali presentano dei salti di pressione maggiori per stadio, ma a parità di ingombro con le assiali elaborano portate minori. Il funzionamento delle turbine si basa sugli stessi principi dei compressori anche se lo scopo é l'opposto; infatti abbiamo anche qui palettamenti statorici che accelerano il flusso alternati a palettamenti rotorici in cui viene "assorbita" dal fluido operatore quantità di moto poi trasmessa all'albero. Un vantaggio in termini di funzionamento delle turbine rispetto ai compressori, riguarda il fatto che il fluido essendo in espansione può supportare deviazioni maggiori; al contrario però dei compressori le turbine hanno maggiori problemi legati alla temperatura poiché si cerca di operare alle massime temperature tollerabili per migliorarne le prestazioni e quindi occorre cercare di raffreddare i palettamenti, andando però incontro a maggiori problemi costruttivi.

Definiamo ora un importante concetto che permette di suddividere le turbine assiali in due macrocategorie, a reazione e ad azione, ovvero il grado di reazione: é un parametro che definisce

come si ripartisce il salto entalpico tra rotore e statore definito come:

$$R = \frac{\Delta h_{rotore}}{\Delta h_{stadio}} = \frac{\Delta h_{rotore}}{\Delta h_{statore} + \Delta h_{rotore}}$$

dove il valore 0 indica una macchina ad azione pura mentre il valore unitario una macchina a reazione pura; un valore intermedio indica una turbina a reazione anche se usualmente si arriva fino a $R=0.5$. Il grado di reazione influisce sui triangoli di velocità e sulla forma delle pale che saranno differenti tra una turbina ad azione e una a reazione, anche perché in una turbina ad azione l'intero salto entalpico viene convertito in energia cinetica del gas nella parte statorica, e quindi avrà palettamenti profondamente diversi tra statore e rotore, mentre in una a reazione la conversione del salto entalpico a disposizione è ripartita tra statore e rotore con palettamenti molto simili se non simmetrici. Nella figura 2.12 si possono visualizzare i triangoli di velocità di una turbina a reazione e di una ad azione con cui si può notare quanto affermato. In figura

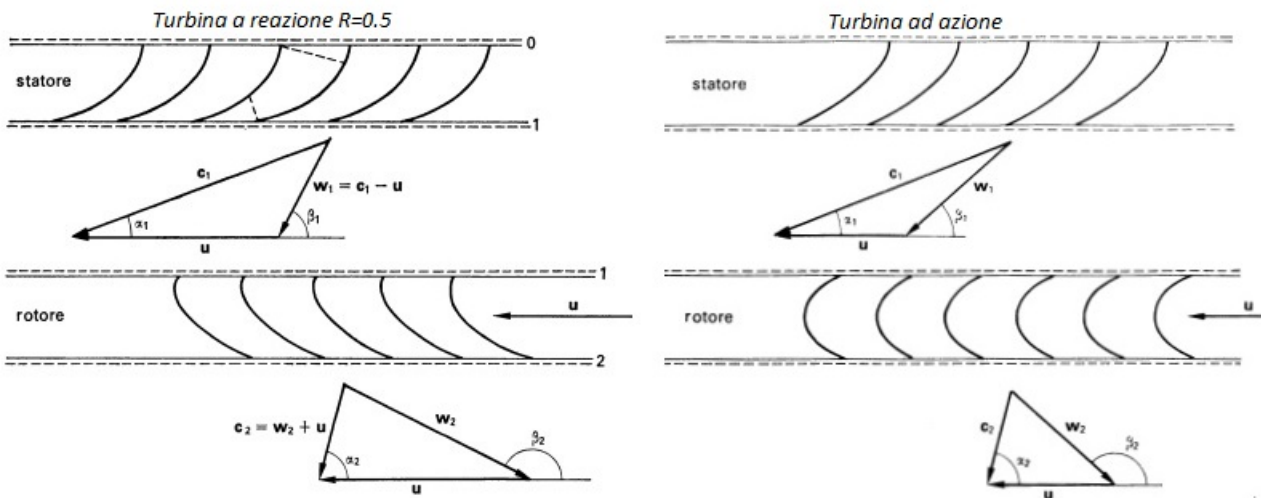


Figura 2.12: Triangoli di velocità turbina a reazione e ad azione

2.13 è possibile visualizzare nel piano T-S le trasformazioni in una generica turbina a reazione data la presenza di due espansioni, mentre nel caso di turbina ad azione ne è presente solo una e lo stato fisico indicato dal numero 3 giace sull'isobara in cui giace anche lo stato fisico 2, intermedio tra statore e rotore, ma in un punto ad entropia S maggiore. Con riferimento alla figura 2.12, in relazione a come sono stati assunti gli angoli α e β , possiamo affermare che il

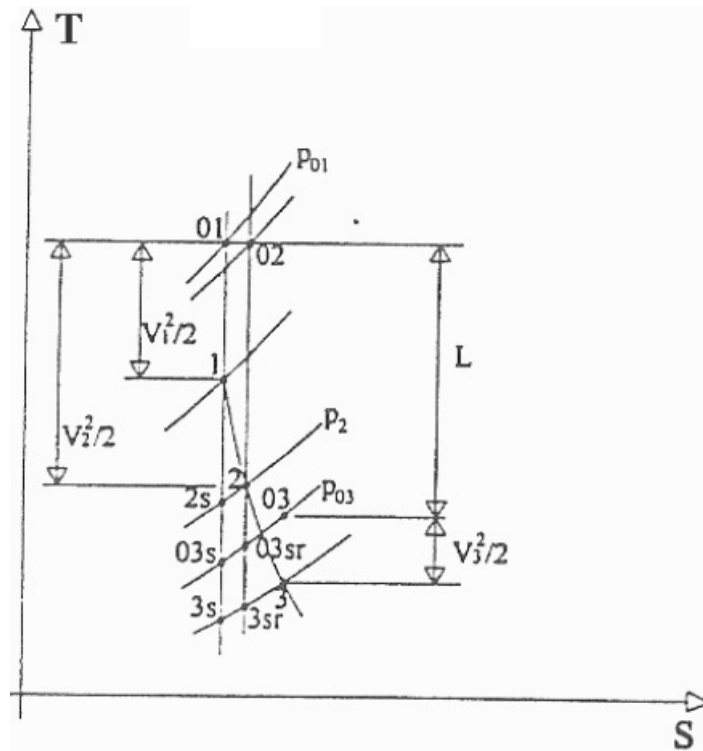


Figura 2.13: Rappresentazione delle trasformazioni in una turbina a reazione in un diagramma T-S

lavoro specifico vale:

$$L = U (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = U \cdot \Delta V_u$$

dove però occorre considerare l'ipotesi di gas perfetto con un C_p costante. Il lavoro specifico può anche essere espresso in funzione della variazione di entropia totale, così come nel compressore, secondo la relazione:

$$L = h_{01} - h_{03} = C_p \cdot (T_{01} - T_{03})$$

Naturalmente la trasformazione reale che avviene nella turbina non può essere rappresentata da una curva isoentropica, poiché essa è irreversibile seppur potrebbe essere considerata adiabatica quindi facendo riferimento alla figura 2.13 possiamo notare anche qui che nella trasformazione reale è presente un lavoro aggiuntivo, detto recupero termico, che rappresenta un parziale recupero delle perdite poiché queste ultime sono una sorgente interna di calore che aumenta l'energia potenziale del fluido.

Per quanto riguarda la definizione del rendimento di una turbina, esistono 2 casi a seconda del fatto che l'espansione si completi all'interno della turbina, cioè non sfruttando l'energia cinetica

all'uscita della turbina detto "total to static efficiency"; oppure come nel caso di propulsori in cui l'energia cinetica in uscita contribuisce alla generazione di spinta propulsiva o nel caso di macchine multistadio, detto "total to total efficiency":

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3s}} \quad \eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03s}}$$

I propulsori utilizzati nella realtà rientrano quasi tutti nel secondo caso, per cui come nei compressori abbiamo:

$$\eta_{turbina} = \eta_{st} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03s}} = \frac{1 - \frac{T_{03}}{T_{01}}}{1 - \frac{T_{03s}}{T_{01}}}$$

Possiamo ora esprimere il rapporto $\frac{T_{03s}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ e noto dunque il rapporto di espansione $\beta = \frac{p_{01}}{p_{03}}$ possiamo rigirare la formula del rendimento η_{st} e determinare il rapporto $\frac{T_{03}}{T_{01}}$ e quindi la temperatura totale a fine trasformazione:

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = 1 - \eta_{st} \cdot \left(1 - \frac{T_{03s}}{T_{01}}\right) = 1 - \eta_{st} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{01}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right]$$

Cosí come per il compressore, definiamo la potenza meccanica P_t che viene resa disponibile all'albero dallo stadio:

$$P_t = \dot{m}_t \cdot (h_{01} - h_{03})$$

Per passare ora a definire il rendimento interno η_{tot} di una turbina multistadio a z stadi scriveremo:

$$\eta_{tot} = \frac{\text{sommatore lavoro raccolto in ogni stadio}}{\text{salto entalpico isoentropico complessivo}} = \frac{\sum_{i=1}^z [\eta_{st_i} \cdot (\Delta h_{0s_i})]}{\Delta h_{0stot}}$$

dove Δh_{0stot} é il salto entalpico isoentropico totale, η_{st_i} é il singolo rendimento di ogni stadio e Δh_{0s_i} é il salto entalpico a disposizione di ogni singolo stadio. Riportiamo ora nella figura 2.14 le mappe di prestazione di una turbina a reazione in cui compaiono delle unità di misura adimensionalizzate opportunamente, sempre con il teorema di Buckingham, cosí come nella relativa mappa del compressore. Sulle ascisse abbiamo infatti la portata ridotta moltiplicata

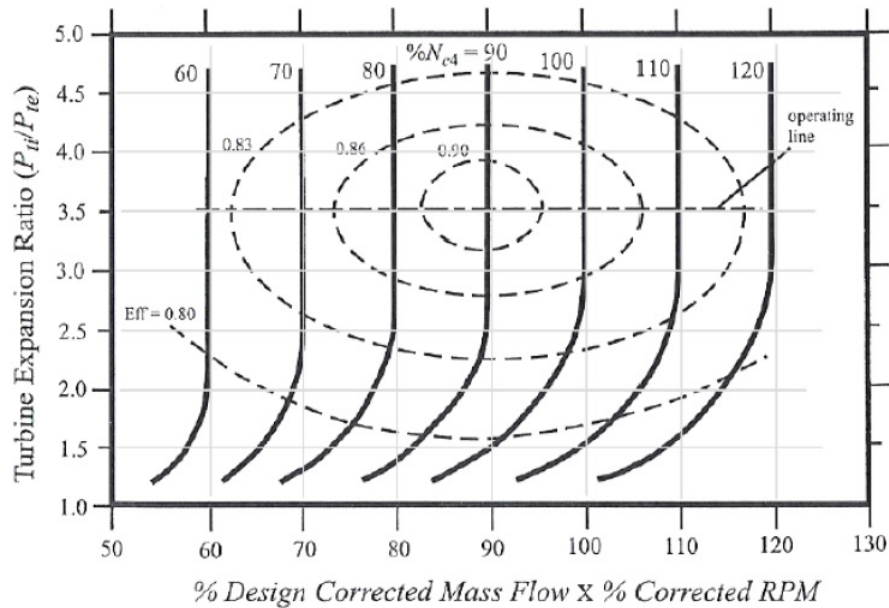


Figura 2.14: Mappa di prestazione di una turbina a reazione

per la velocità di rotazione ridotta mentre sulle ordinate il rapporto di espansione. Le varie curve in linea pesante rappresentano il comportamento della turbina a varie velocità di rotazione mentre le curve in tratto-punto rappresentano le curve isorendimento. Le curve poi, come si nota dalla figura, tendono a collapsare in un'unica curva che rappresenta la condizione di blocco sonico.

Passiamo ora ad una parte molto importante riguardante il raffreddamento dei palettamenti della turbina, poiché è di grande importanza poter aumentare la temperatura T_{01} del fluido in ingresso per la relazione $P_t = \dot{m}_t \cdot (h_{01} - h_{03})$, ma al contempo non bisogna superare il limite massimo imposto dal materiale dei palettamenti. Esistono vari metodi di raffreddamento dei palettamenti che possono essere applicati anche in contemporanea:

- film: consiste nel cercare di interporre tra il gas e la superficie esterna della pala un sottile velo di fluido, che ha lo scopo di ridurre la temperatura del gas a contatto con la parete.
- impingement: tramite dei piccoli fori posti su un lamierino interno alla pala, si cerca di accelerare il flusso di raffreddamento che poi andrà ad impattare sulla superficie interna della pala; tecnica non adatta ai palettamenti rotorici a causa delle sollecitazioni centrifughe che il lamierino difficilmente sopporterebbe.

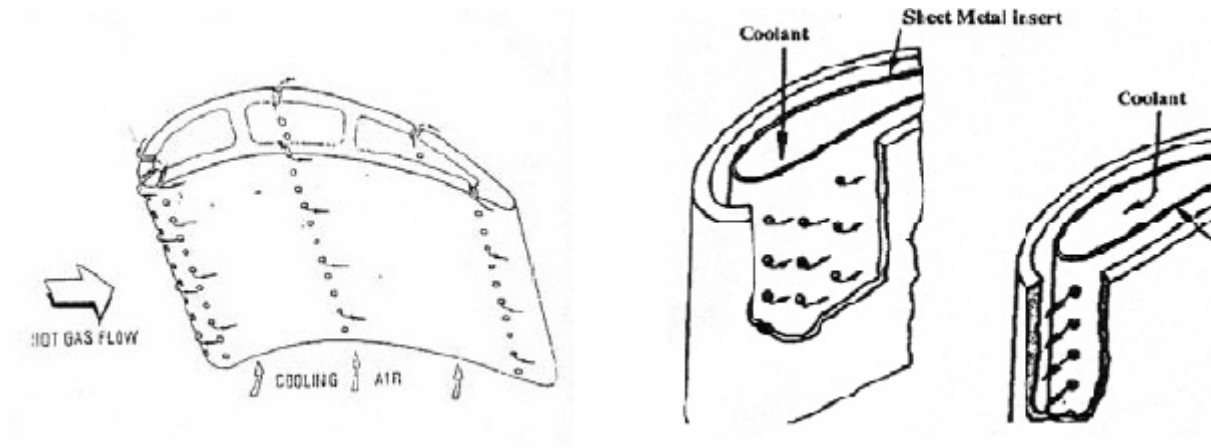


Figura 2.15: Schema di raffreddamento tramite film e impingement

- convenzione interna: si ricavano dei condotti all'interno delle pale, spesso dotate di superfici alettate o configurazioni multipassaggio per aumentare l'efficienza di scambio termico, che poi vengono attraversati da aria di raffreddamento.
- traspirazione: consiste nel realizzare una superficie palare permeabile che sia in grado di permettere contemporaneamente sia una espansione dei gas efficiente che una miscelazione uniforme di questi ultimi con il refrigerante. É una tecnica diffusa per lo piú in via ancora pressoché sperimentale, a causa dei problemi legati alle proprietà meccaniche del materiale che devono essere associate a requisiti di permeabilità.

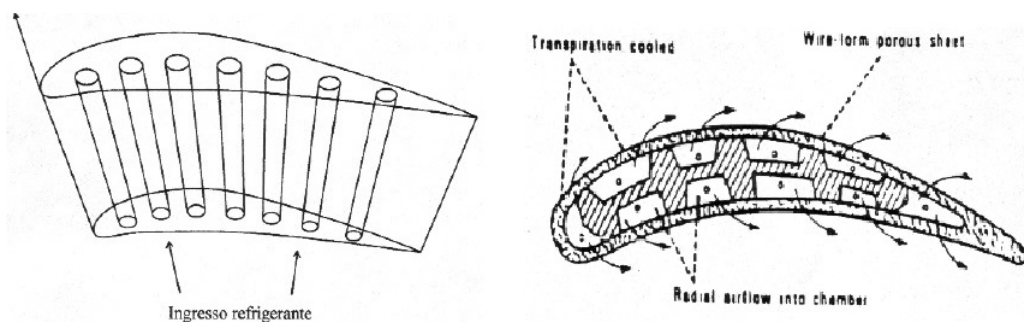


Figura 2.16: Schema di raffreddamento tramite convenzione interna e traspirazione

É naturalmente di fondamentale importanza che la pressione a cui viene prelevata l'aria sia maggiore di quella all'uscita dei condotti sulle pale, sia per realizzare un buon raffreddamento che per vincere le perdite di carico che si incontreranno durante il percorso; per questo l'aria viene prelevata da uno degli ultimi stadi di compressione, nonostante abbia una temperatura maggiore rispetto a quella che potrebbe essere prelevata da uno dei primi stadi, per il raffred-

damento dei primi stadi della turbina; mentre può essere prelevata da uno stadio precedente se destinata a raffreddare stadi successivi della turbina in modo da minimizzare il lavoro perso.

2.4 Componenti statici

Ora passiamo alla descrizione dei componenti statici, ovvero quei componenti in cui le trasformazioni termodinamiche avvengono senza scambio di lavoro con l'esterno, ovvero:

- presa d'aria o imbocco
- camera di combustione
- ugello di spinta
- post-bruciatore

2.4.1 Presa d'aria

Chiamato anche inlet, è il primo componente che il fluido operatore incontra durante il suo percorso. Il compito principale di questo componente è quello di portare il flusso in ingresso alla motorizzazione fino a velocità di circa $0.3 \div 0.5$ Mach, cercando di provocare la minima resistenza possibile. Inoltre l'imbocco ha l'importante compito di provocare un primo aumento di pressione trasformando l'energia cinetica del flusso in ingresso in energia di pressione, in modo da poter "risparmiare" lavoro al compressore. L'incremento di pressione, però, può provocare la separazione dello strato limite, quindi dissipazione di energia e stallo del compressore, dato che condizione necessaria per cui avvenga la separazione è la presenza di un gradiente positivo $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$. A seconda della velocità di volo in condizione di crociera dell'aeromobile, possiamo avere imbocchi subsonici o imbocchi supersonici, dato che oltrepassando il regime sonico ho un cambiamento rilevante delle leggi fluidodinamiche che si ripercuotono in un cambiamento di progettazione del componente.

Partendo dall'imbocco subsonico è conveniente fin da subito definire 3 sezioni rappresentative, ovvero una prima in cui il flusso è indisturbato a monte dell'imbocco indicata con la lettera a ,

la sezione di inizio dell'imbocco indicata con il pedice 1 e quella finale indicata con il pedice 2. Naturalmente, essendo in regime subsonico, per poter rallentare il flusso l'imbocco deve essere di forma divergente con angoli di semiapertura non superiori ai 10 per prevenire la separazione. A monte della sezione, come rappresentato dalla figura 2.17, può essere presente un restringimento o un allargamento del tubo di flusso in base al fatto se, rispettivamente, la velocità di volo è talmente elevata che abbiamo un eccesso di aria che investe il componente oppure, nel caso contrario, la velocità di volo è troppo bassa quindi l'imbocco ha bisogno di attrarre aria da una sezione maggiore. In condizioni di crociera, comunque, le dimensioni

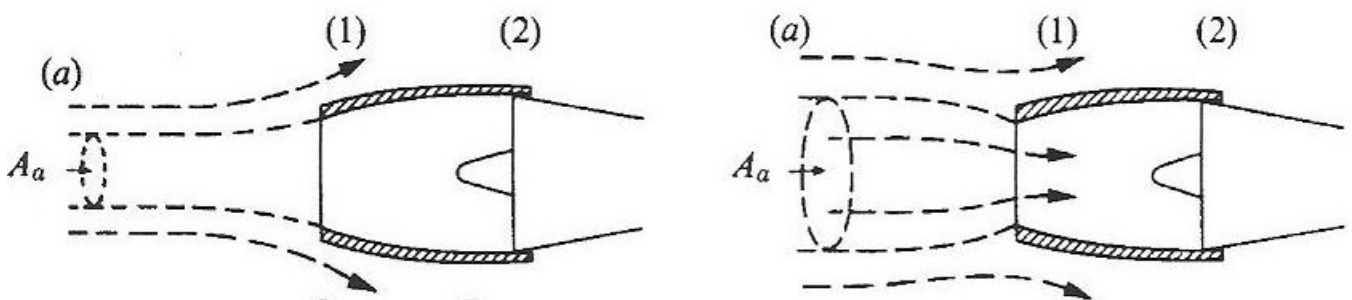


Figura 2.17: Comportamento schematico di una presa d'aria subsonica

dell'imbocco sono comunque leggermente maggiori del rispettivo tubo di flusso in modo da avere una efficienza leggermente maggiore anche se perdiamo qualcosa in termini di resistenza aerodinamica. Passiamo ora alle prese d'aria supersoniche, in cui comunque il flusso deve essere rallentato fino a velocità di circa 0.4 Mach come nel caso precedente. In una condizione di volo supersonica, il condotto ideale che mi permetterebbe di avere una diminuzione della velocità del flusso sarebbe quello in prima fase convergente, in modo da raggiungere la condizione di sonicità, e poi divergente per continuare a rallentare ulteriormente il flusso e recuperare qualcosa in termini di pressione. Un tale condotto però mi crea problemi nelle prime fasi del volo prima di superare la velocità di mach unitario e anche in seguito (fenomeno dell'over speeding), e comunque sia ho onde d'urto che mi provocano comunque delle perdite non essendo delle trasformazioni isoentropiche. Bisognerebbe inoltre avere un sistema di organi per la variazione della geometria, come nel caso del Concorde in cui però si sfruttavano anche le onde oblique; infatti nella pratica per rallentare il flusso si generano una serie di onde oblique seguite da una

normale, poiché aumentando il numero delle onde che avvengono ho cadute di pressione minori. Passiamo ora, con riferimento ad un imbocco subsonico, alla descrizione del diagramma T-s in cui è mostrata la trasformazione che avviene in questo componente. Le trasformazioni possono essere considerate adiabatiche ma non isoentropiche, a causa delle perdite che comunque si registrano facendo cadere l'irreversibilità. Si nota una differenza nel diagramma tra il caso di sinistra in cui siamo in condizioni di crociera e il caso di destra in cui siamo in una fase di decollo; questo perché nel primo caso tra lo stato a e quello 1 ho un rallentamento che avviene in atmosfera, con perdite trascurabili, che posso quindi considerare isoentropico per poi avere il successivo rallentamento all'interno dell'imbocco quindi con perdite dovute alle pareti; mentre nel secondo caso tra lo stato a e lo stato 1 ho una accelerazione in atmosfera mentre il rallentamento viene effettuato per la sua totalità all'interno dell'imbocco. Infine

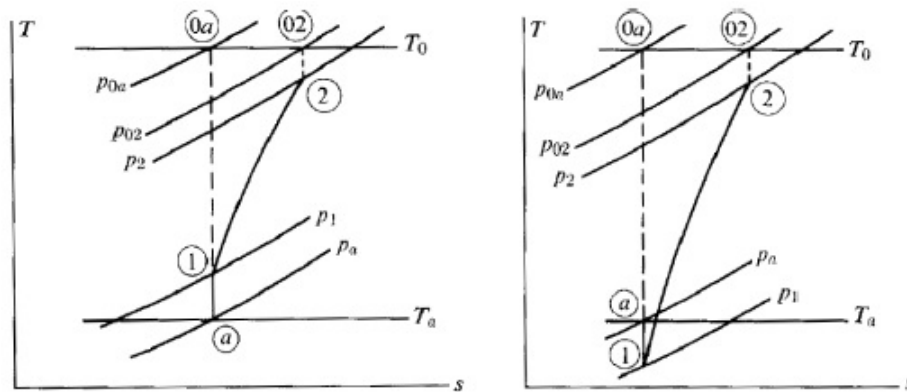


Figura 2.18: Diagrammi T-s di una presa d'aria subsonica

definiamo matematicamente l'espressione che ci permette di calcolare l'efficienza o rendimento dell'imbocco, in cui facciamo l'ipotesi di isoentropicità delle trasformazioni. Definiamo in primo luogo il rapporto di perdite di pressioni r_d :

$$r_d = \frac{p_{02}}{p_{0a}}$$

ora il rendimento è definito come il rapporto tra la quantità di energia realmente disponibile e quella che avrei avuto se tutto fosse stato perfetto senza perdite ovvero:

$$\eta_d = \frac{C_p(T_{02s} - T_a)}{C_p(T_{0a} - T_a)} = \frac{\frac{T_{02s}}{T_a} - 1}{\frac{T_{0a}}{T_a} - 1}$$

ora essendo:

$$\frac{T_{02s}}{T_a} = \left(\frac{p_{02}}{p_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad e \quad \frac{T_{0a}}{T_a} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2$$

e sottraendo sia al numeratore che al denominatore una unità ottengo:

$$\eta_d = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2}$$

ed esprimendo ora:

$$\frac{p_{02}}{p_a} = \frac{p_{02}}{p_{0a}} \cdot \frac{p_{0a}}{p_a} = r_d \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

arriviamo alla definizione finale che é:

$$\eta_d = \frac{r_d^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right) - 1}{\frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2}$$

in cui possiamo notare come all'aumentare del numero di Mach si abbia una diminuzione del rendimento, che sperimentalmente provoca anche una diminuzione del rapporto di perdita di pressione.

2.4.2 Camera di combustione

Obiettivo e compito della camera di combustione é quello di incrementare l'energia termica del fluido operatore grazie ad un processo di natura chimica, ovvero la combustione. Essa consiste in una reazione di ossidazione tra il comburente, ovvero l'aria, e il combustibile che viene iniettato attraverso vaporizzatori/bruciatori direttamente all'interno della camera di combustione in cui si miscela con l'aria e ossidandosi eleva la temperatura del fluido operatore, grazie alla reazione di combustione. Per quanto riguarda il funzionamento del componente esistono 2 problemi principali che determinano la geometria della camera di combustione, ovvero assicurare la stabilità della fiamma e l'accendibilità della miscela. Partendo da quest'ultima occorre definire un parametro di grande importanza, ovvero il rapporto combustibile/aria:

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

Naturalmente esiste un rapporto combustibile/aria ideale, detto rapporto stechiometrico che nel caso del cherosene vale $f_{stech} = 1/14.7$ circa; il problema che ne consegue utilizzando questo rapporto é l'elevatissima temperatura che si raggiungerebbe anche superiore ai 2500 K, non congruente con i limiti di resistenza termo-meccanica dei palettamenti delle turbine. Per ovviare a tale problema si dovrebbero utilizzare miscele molto magre, cioé avere combustioni in eccesso d'aria, con valori di f nell'ordine di $1/50 \div 1/100$ che però non sono valori che permetterebbero l'accendibilità della miscela. La soluzione a cui si é giunti consiste nel suddividere il flusso di aria proveniente dal compressore in due flussi denominati primario e secondario. Il flusso primario partecipa direttamente alla combustione che ora avviene con un eccesso d'aria accettabile, mentre il flusso di aria secondario lambisce esternamente il liner e ha il compito di raffreddare il flusso primario fino a temperature adeguate per la turbina, miscelandosi con il primario dopo la combustione. Durante il corso degli anni, le temperature massime di esercizio sono aumentate grazie ai progressi tecnologici, permettendo di arrivare fino a valori di temperatura prossimi ai 1600 K prima dell'ingresso in turbina.

Per quanto riguarda la stabilità della fiamma, occorre fare in modo che la velocità di propagazione della fiamma all'interno della zona primaria in cui avviene il processo di combustione sia la stessa che ha il flusso nella medesima zona. Infatti nel caso in cui la velocità del flusso sia maggiore di quella di fiamma si causa il fenomeno del soffiaggio di fiamma, ovvero il fatto che la combustione si sposta verso la turbina; nel caso contrario abbiamo invece il fenomeno del ritorno di fiamma in cui la combustione risale la camera fino a spegnersi. La velocità del flusso in uscita dal compressore può valere circa 100 m/s mentre la velocità del fronte di fiamma si aggira attorno ai 10 m/s, per questo la forma del combustore é divergente nella prima parte in modo da creare un punto di equilibrio in cui si sviluppa la fiamma. Per facilitare la miscelazione tra combustibile e comburente prima che gli accenditori facciano partire il processo di combustione, vengono presi dei particolari accorgimenti costruttivi, infatti all'ingresso della camera di combustione vengono poste delle alette che hanno il compito primario di imprimere al flusso un moto di swirl e provocano una riduzione della velocità assiale; inoltre si agisce sui vaporizzatori cercando di aumentare il grado di turbolenza con cui il combustibile viene iniettato.

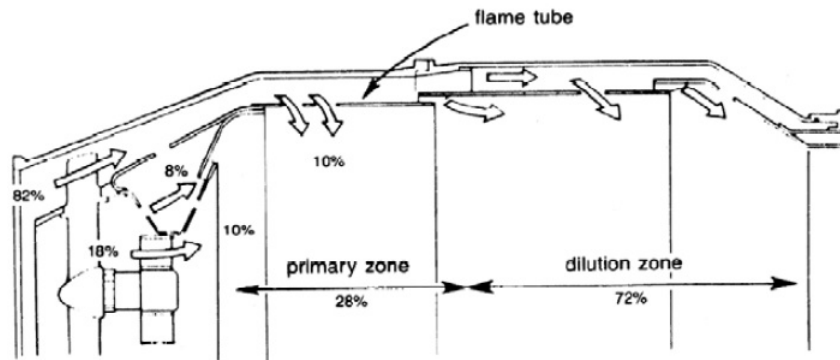


Figura 2.19: Vista in sezione di una camera di combustione

Esistono 3 principali configurazioni di camera di combustione:

- camera tubolare: consiste in una serie di singoli combustori indipendenti posti a grappolo attorno all'albero del gruppo generatore di gas potenziali come visibile nella figura 2.20. Questa configurazione ha come vantaggi la facilità di realizzazione e la garanzia di un buon miscelamento essendo i combustori indipendenti e operanti con portate minori; al contrario però rispetto alle altre configurazioni provoca un peso e un ingombro maggiori.
- camera anulare: anch'essa è posta attorno all'albero che collega compressore e turbina ma, a differenza della tubolare, ha un ingombro e un peso minori avendo un'unica zona primaria e un'unica zona secondaria. Ne risulta difficoltosa la manutenzione, basti pensare alla sostituzione del liner ad esempio, ma presenta delle perdite di carico minori rispetto alla tipologia tubolare.

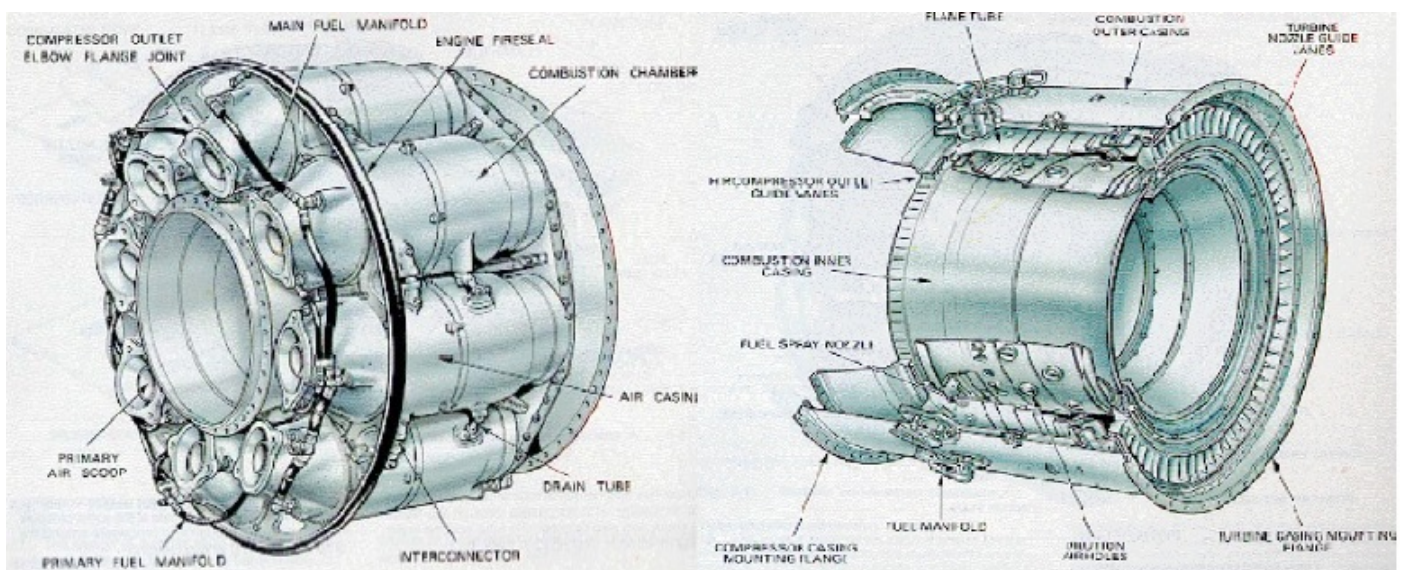


Figura 2.20: Camera di combustione tubolare e anulare

- camera tubo-anulare: é una configurazione intermedia tra le due sopra descritte in cui abbiamo piú zone primarie separate da un'unica zona secondaria unendo i vantaggi delle due precedenti configurazioni.

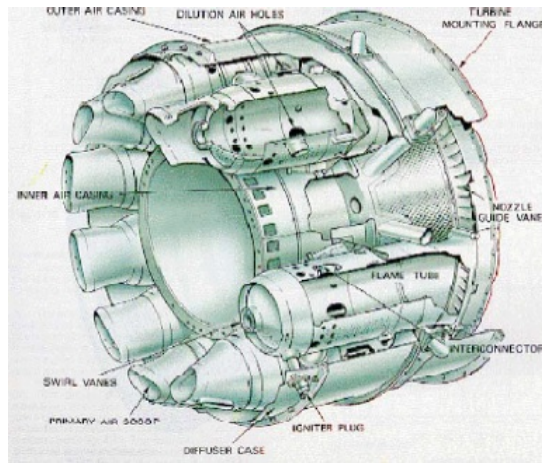


Figura 2.21: Camera di combustione tubo-anulare

Un'ulteriore suddivisione che si può fare tra i combustori riguarda la differenza tra combustori a flusso diretto e a flusso inverso come nel caso dell'Allison 250. I combustori a flusso inverso garantiscono ingombri assiali minori ma sono di piú complessa realizzazione rispetto ai diretti. Come si può capire da questa descrizione, la camera di combustione rappresenta uno degli organi di maggiore complessità costruttiva; ne conseguono inevitabilmente delle cadute di pressione totale che mi provocano un rendimento della camera di combustione η_{cc} che può essere considerato nell'ordine di $0.95 \div 0.97$. Riportiamo infine l'equazione cardine con cui effettuare il bilancio della camera di combustione:

$$\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot T_{0a} + \dot{m}_f \cdot K_i \cdot \eta_{cc} + \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot T_f = (\dot{M}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg} \cdot T_{0g}$$

in cui con K_i intendiamo il potere calorifico inferiore, mentre con i pedici a , f e g rispettivamente l'aria, il combustibile e i gas combusti.

2.4.3 Post-bruciatore

Questo componente viene utilizzato solo nelle motorizzazioni destinate ad aeromobili a cui può servire aumentare rapidamente la spinta disponibile; quindi soprattutto per aeromobili

militari dato che viene utilizzato solamente in motorizzazioni turbogetto e turbofan a basso BPR. L'aumento di spinta ha come costo quello di incrementare il consumo di carburante e provocare una diminuzione dell'efficienza termodinamica. Dato che la combustione principale avviene con un notevole eccesso d'aria, abbiamo ancora a disposizione dell'ossigeno che può essere utilizzato a valle della turbina per attuare la post-combustione e aumentare il salto entalpico, come visibile nella figura 2.22, a disposizione dell'ugello facendo aumentare la velocità di uscita dei gas. Da un punto di vista prestazionale, il post-bruciatore garantisce un notevole

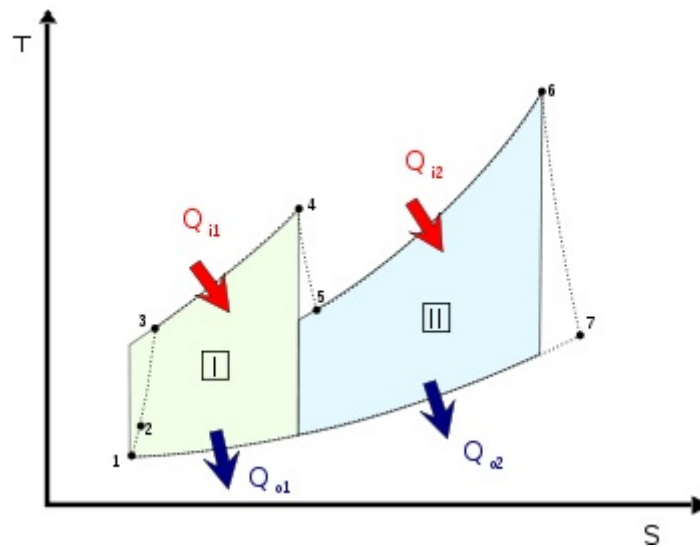


Figura 2.22: Diagramma T-s con post-bruciatore

aumento delle prestazioni a scapito di un consumo di combustibile che può addirittura triplicare, per questo viene usato solo se strettamente necessario, mentre per quanto riguarda il rendimento del componente anch'esso vale $0.95 \div 0.97$ come nel caso della camera di combustione principale rispetto alla quale però non ho problemi legati alla temperatura finale raggiunta naturalmente. La presenza del post-bruciatore obbliga, nella maggior parte dei casi, ad utilizzare ugelli di spinta a geometria variabile.

2.4.4 Ugello di spinta

Compito dell'ugello di spinta è quello di imprimere una forte accelerazione al fluido operatore in uscita dalla motorizzazione. Il suo funzionamento si basa sulle stesse leggi che governano il funzionamento dell'imbocco anche se qui non riscontriamo problemi riguardo alla separazio-

ne del flusso essendo il gradiente di pressione negativo $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ data l'espansione favorevole al moto. Così come gli imbocchi, anche qui esistono ugelli con una forma puramente convergente quindi subsonici ed altri, spesso a geometria variabile, con una sezione convergente-divergente, chiamato anche ugello de Laval, di tipo supersonico dato il diverso comportamento dei due tipi di flusso al variare della sezione del condotto in base alla relazione di Hugoniot:

$$\frac{da}{A} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c}$$

dove A é la sezione del condotto e c la velocità. In figura 2.23 possiamo notare la sezione di un ugello convergente L'ugello de Laval é progettato in modo che il fluido raggiunga la

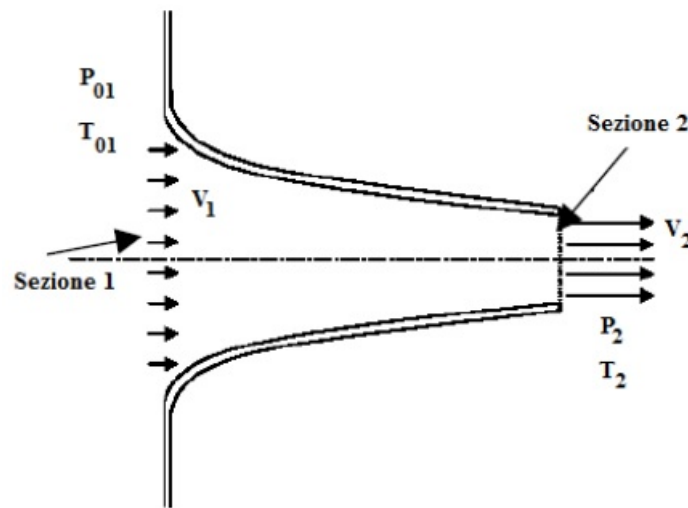


Figura 2.23: Schema di un ugello convergente

condizione di saturazione, ovvero $M=1$, in gola in modo da poter continuare ad accelerare in regime supersonico nel divergente. Queste trasformazioni, nonostante si possano considerare adiabatiche dato il modesto calore ceduto alle pareti per unità di massa di fluido, rispetto alla variazione totale di entalpia tra ingresso e uscita; generano comunque perdite per attrito con le pareti che abbassano il rendimento dell'ugello fino a portarlo a valori dell'ordine di $0.95 \div 0.98$:

$$\eta_n = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}} = \frac{T_{01} - t_2}{T_{01} - T_{2s}}$$

dove con 1 intendiamo la sezione di ingresso e con 2 la sezione di uscita. Dato che possiamo considerare circa costante l'entalpia totale del fluido attraverso un ugello convergente possiamo

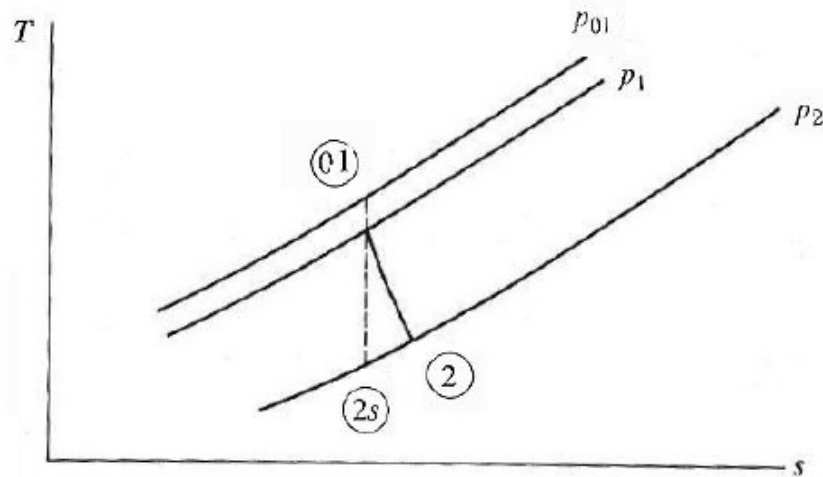


Figura 2.24: Trasformazioni attraverso un ugello convergente

scrivere:

$$h_{01} = h_{02} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

da cui possiamo ricavare la velocità di uscita c_2 o la velocità nella sezione di gola di un ugello supersonico:

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot (h_{01} - h_2)} = \sqrt{2 \cdot \eta_n \cdot (h_{01} - h_{2s})}$$

dove potremmo anche esplicitare i termini entalpici grazie all'ipotesi di gas perfetto. Ora é possibile determinare anche il rapporto:

$$\frac{T_2}{T_{01}} = 1 - \eta_n \cdot \left(1 - \frac{T_{7s}}{T_{06}}\right) = 1 - \eta_n \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]$$

e quindi il mach che si realizza nella sezione finale del convergente o in gola:

$$M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_2}}$$

Risultato importante é la determinazione del rapporto critico $\frac{p_{01}}{p_2}$ che lo si ottiene impostando il raggiungimento delle condizioni soniche nella sezione di gola, cioè $M_2 = 1$. Esso vale:

$$\frac{p_{01}}{p_2} \Big|_{cr} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_n} \cdot \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

e ci dice che se il rapporto $\frac{p_{01}}{p_a}$ é minore di quello critico l'espansione si completa all'interno dell'ugello, mentre se al contrario il rapporto reale é maggiore di quello critico l'espansione si completerà in atmosfera.

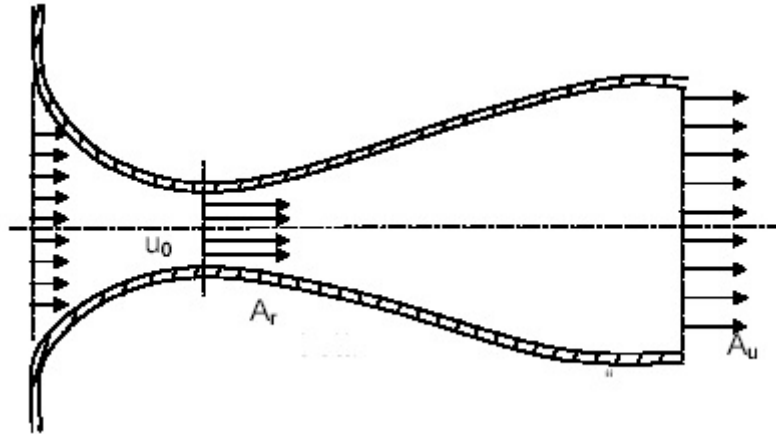


Figura 2.25: Schema di un ugello De Laval

Capitolo 3

Turboalbero Allison 250

Sviluppato e prodotto dalla azienda statunitense Allison Engine Company, a partire dai primi anni 60, ha subito nel corso del tempo un notevole sviluppo fino al 2007 in cui però aveva già assunto la denominazione Rolls-Royce M250 in seguito all'acquisizione da parte di Rolls-Royce plc della Allison nel 1995 dalla General Motors. Venne inizialmente sviluppato per essere utilizzato da elicotteri militari, dove assumeva la denominazione T63, di modeste dimensioni ma, a causa del suo successo, venne poi utilizzato anche in ambito civile e ne vennero prodotte circa 40 differenti versioni. È un tipo di propulsore costruito con una filosofia "modulare", nel senso che le sezioni principali del propulsore, ovvero compressore, camera di combustione, turbina e gearbox, possono essere smontate e sostituite indipendentemente dalle altre in modo da avere una riduzione di tempi di manutenzione. La particolarità di questo turboalbero è la sua

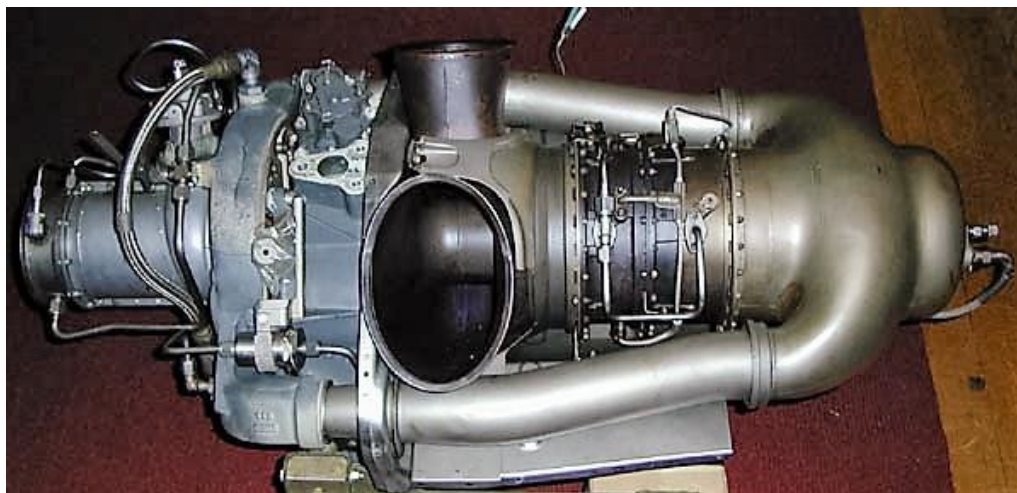


Figura 3.1: Allison 250 C18

configurazione denominata a flusso inverso poiché, dopo aver attraversato il compressore, l'aria viene inviata alla camera di combustione posta nella parte posteriore del turboalbero attraverso 2 condotti laterali, per poi raggiungere la turbina riavvicinandosi però al compressore. Per quanto riguarda i dati prestazionali, si è registrato un notevole aumento di potenza dalla prima versione che forniva circa 250shp (shaft horsepower o cavalli vapore) all'albero di trasmissione, fino a raggiungere circa 780shp nelle ultime versioni che ne permisero l'installazione anche su elicotteri di dimensioni e peso via via maggiori.

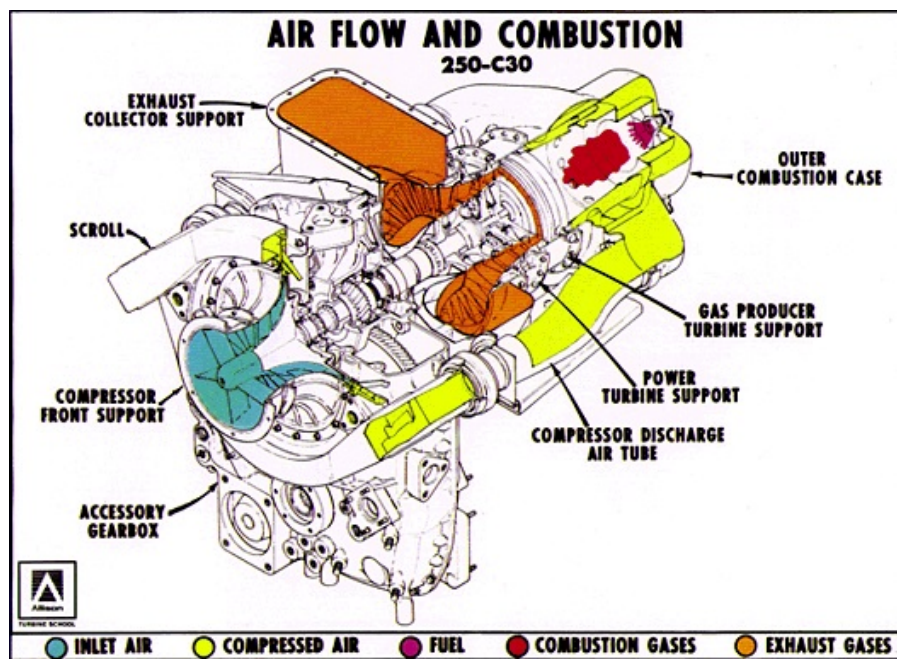


Figura 3.2: Vista in semisezione con percorso fluido operatore

3.1 Presa d'aria

Chiamata anche inlet, è il primo componente che viene a contatto con quello che diventerà il fluido operatore della motorizzazione ed ha il compito di convogliare l'aria fino all'imbocco del compressore. Come visibile nella figura 3.3 sono presenti 7 alette radiali statoriche che danno al flusso una direzione tale da facilitarne l'ingresso nel compressore in cui è anche alloggiato il sistema antighiaccio.

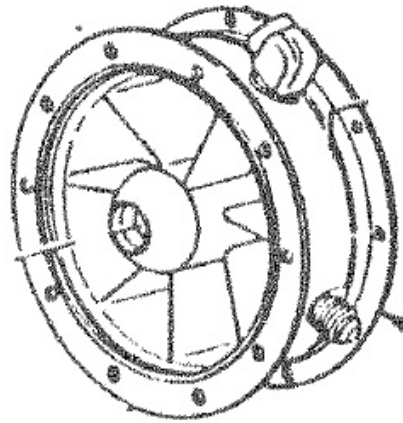


Figura 3.3: Presa d'aria del propulsore allison 250

3.2 Compressore

Dopo aver oltrepassato il condotto di aspirazione l'aria viene elaborata dal compressore composto da 6 stadi assiali, formati da una parte rotorica in cui il flusso accelera e una parte statorica in cui si hanno 7 alette radiali dove il flusso rallenta, ricavando energia di pressione. In seguito l'aria viene inviata all'ultimo stadio centrifugo che, oltre ad un notevole aumento di pressione, permette di direzionare il flusso radialmente cosí da essere inviato al combustore mediante i 2 condotti laterali.

In corrispondenza del 5° stadio del compressore assiale é posta la valvola di spillamento (*bleed valve*), ricavata sul carter del compressore e comandata pneumaticamente, che ha il compito di evitare il fenomeno del choking smaltendo la portata in eccesso verso l'esterno soprattutto in fase di avviamento e quando i giri sono bassi, per poi chiudersi gradualmente all'aumentare del numero di giri. Il rapporto di compressione massimo registrabile tra imbocco e uscita del compressore vale 6.2:1 con una portata massima di circa 1.4 Kg/s.

3.3 Camera di combustione

Formata da una singola *can* é composta da un involucro esterno e da un liner o camicia, é l'elemento piú caratteristico di questo motore a causa del suo posizionamento e forma che fanno dell'Allison 250 C18 un motore a flusso inverso.

Nell'involucro esterno sono presenti 2 fori dove sono alloggiati lo spruzzatore e lo scintillatore,

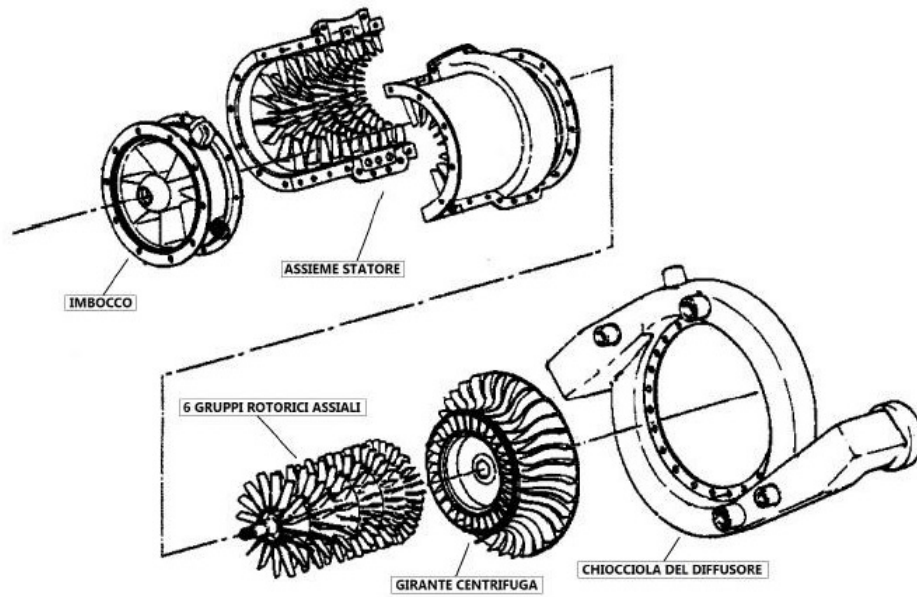


Figura 3.4: Vista esplosa compressore Allison 250 C18

detto anche ignitore, che come visibile in foto raggiungono il centro del tubo di fiamma dove avviene il miscelamento dell'aria primaria con il combustibile iniettato dallo spruzzatore.

Mediante solo un quinto dell'aria totale partecipa effettivamente alla combustione (*primaria*), mentre l'aria secondaria si ricongiunge con i gas combusti in seguito, per raffreddare quest'ultimi evitando il danneggiamento dei primi stadi della turbina di alta pressione a causa dell'elevata temperatura che si registrerebbe altrimenti.

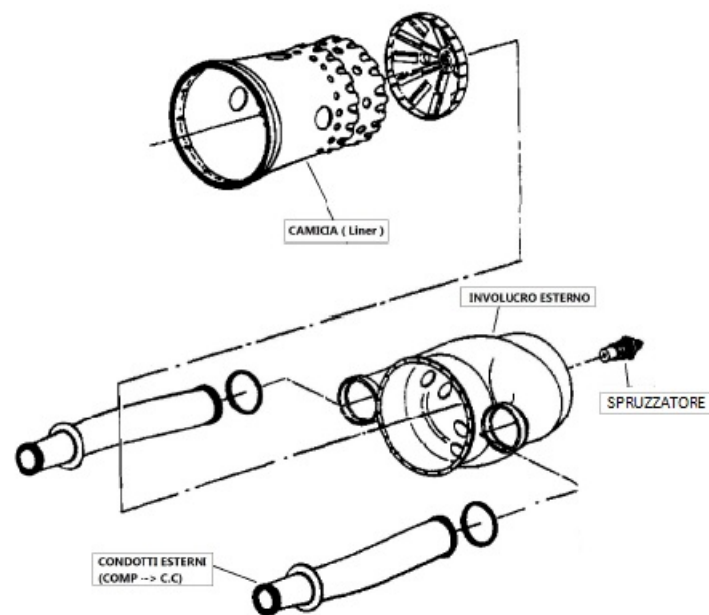


Figura 3.5: Vista esplosa camera di combustione Allison 250 C18

3.4 Turbina

Il gruppo turbina é costituito da una turbina di alta pressione, che insieme al compressore e alla camera di combustione costituisce il gruppo "gas generator", e da una turbina di bassa pressione o di potenza che é collegata attraverso un riduttore all'albero esterno che fornisce coppia e potenza all'utilizzatore.

Compito della turbina di alta pressione, composta da due stadi, é quello di trascinare il compressore calettato sullo stesso albero e, comunque, di fornire un fluido ancora entalpicamente valido alla turbina di potenza, di fatti si dice che le 2 turbine sono accoppiate fluidodinamicamente, mentre tra il compressore e la turbina di alta pressione esiste un collegamento sia meccanico che fluidodinamico. La turbina di bassa pressione ha il compito di generare la potenza che verrà poi utilizzata dall'utenza ed é anch'essa formata da due stadi.

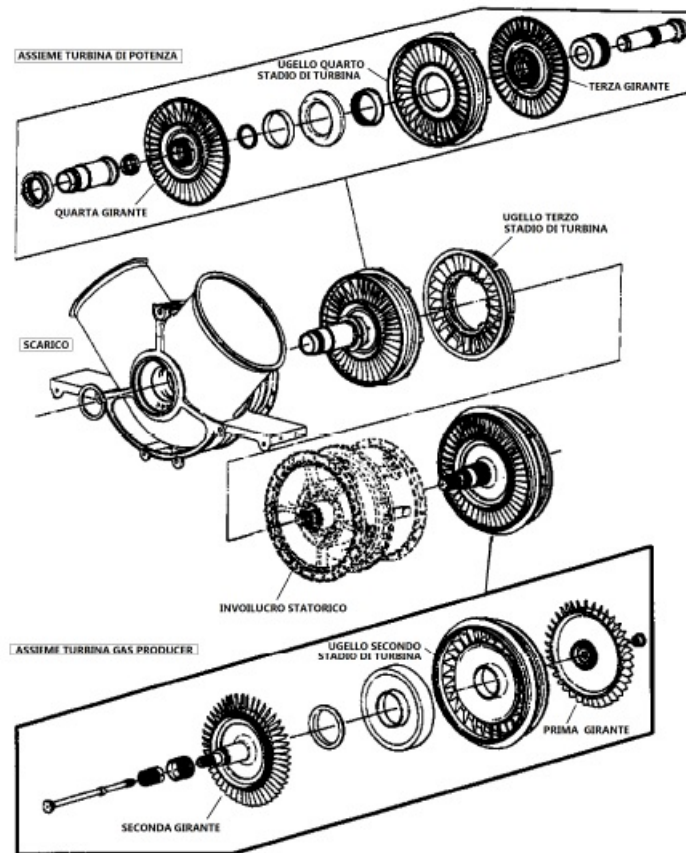


Figura 3.6: Vista esplosa insieme turbina Allison 250 C18

3.5 Gearbox

A monte della turbina di potenza é presente un riduttore o gearbox in cui possiamo riconoscere due serie di ingranaggi; la prima serie comprende l'albero di collegamento tra la turbina del gas generator e il compressore che fornisce energia alla pompa del combustibile (8) e dell'olio (4), motorino d'avviamento (5), generatore tachimetrico e al gas producer fuel control (RCGG) (3); la seconda serie di ingranaggi trasmette l'energia dalla turbina di potenza al regolatore giri della turbina di potenza (RGTP 15) oltre che alla nosta utenza. Il riduttore ha un rapporto

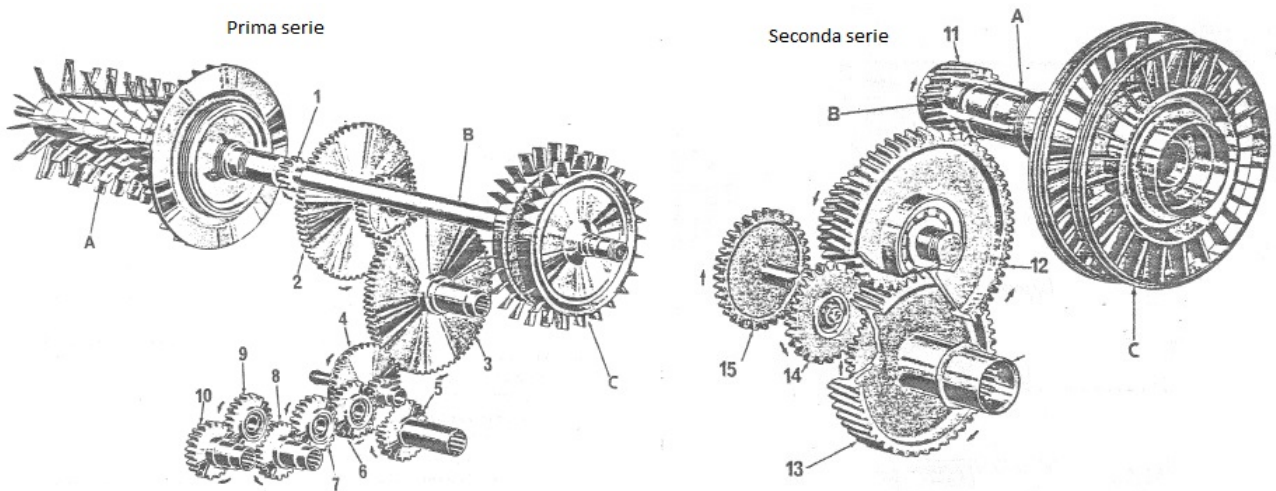


Figura 3.7: Prima e seconda serie di ingranaggi gearbox Allison 250 C18

di riduzione 5.8:1 di modo che a fronte dei 35000 rpm della turbina di potenza a regime, si ha una rotazione massima dell'albero collegato all'utenza pari a 6000 rpm. Compito del riduttore, mediante la seconda serie di ingranaggi, é anche quello di gestire la potenza adottandola alle varie velocità di rotazione, in modo da avere al massimo una velocità di 6000 giri, grazie alla presenza di un ingranaggio che ha la funzione di contagiri indicato con il numero 15 nella figura 3.7 che permette di conoscere in ogni istante il numero di giri. Sempre nella figura 3.7 possiamo notare con la lettera A l'albero calettato sulla turbina di potenza mentre con la lettera B l'albero del gas generator. Importante é l'ingranaggio indicato con il numero 13 che é il conduttore della utenza, di solito la ruota libera di un elicottero. Nella figura 3.8 é visualizzato il coperchio posteriore del gearbox con gli ingranaggi dei due gruppi sopra visualizzati separatamente.

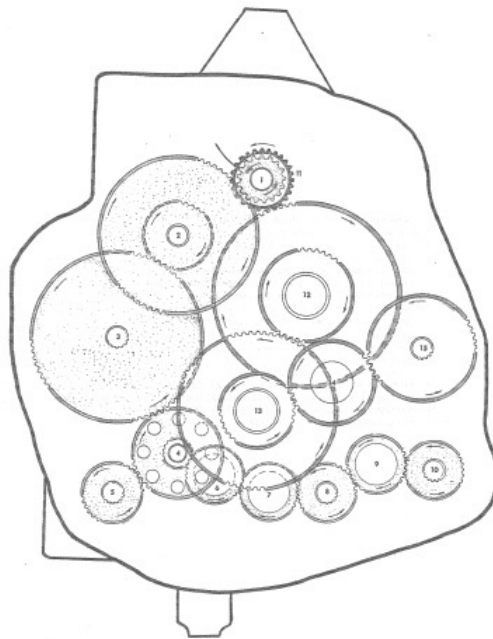


Figura 3.8: Vista posteriore del gearbox con prima e seconda serie di ingranaggi gearbox Allison 250 C18

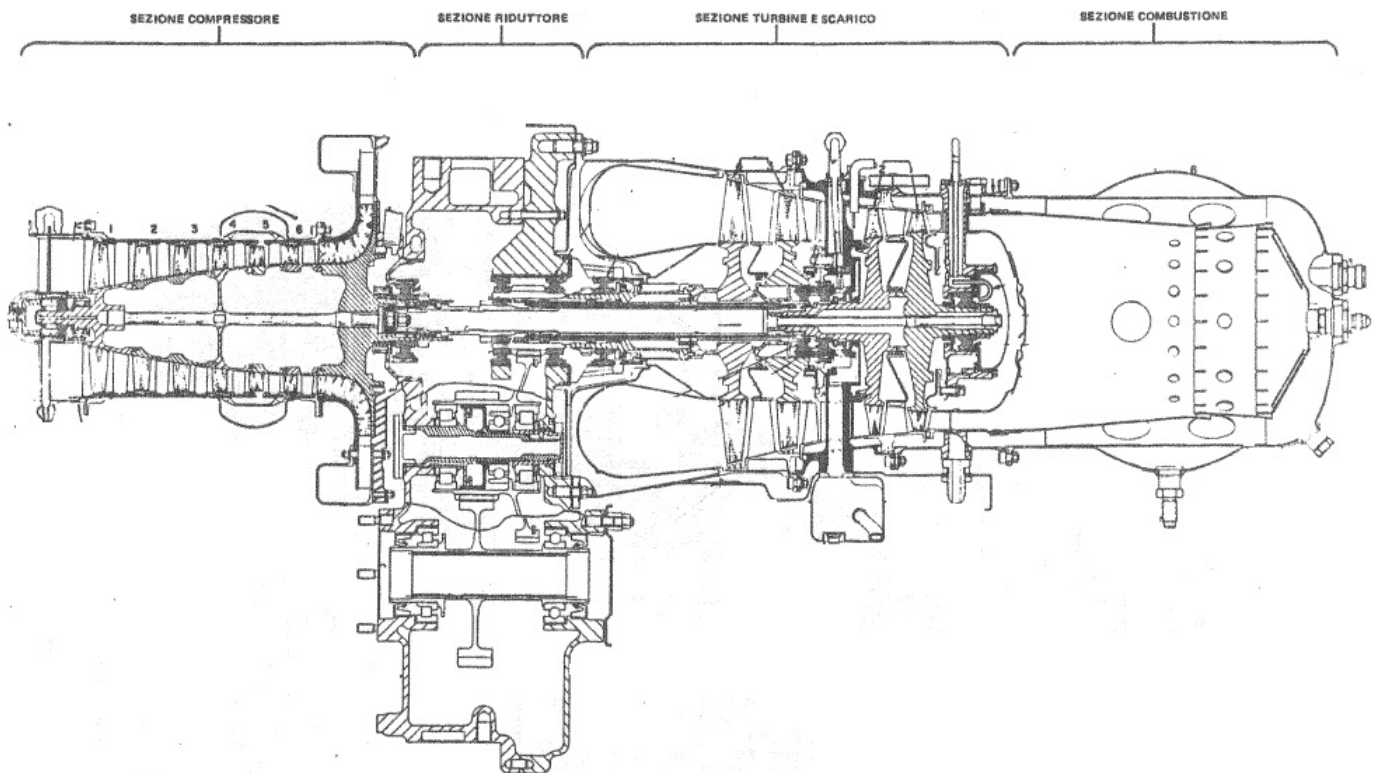


Figura 3.9: Vista dall'alto sezionata completa Allison 250

Capitolo 4

Emissioni inquinanti

A partire dalla fine della seconda guerra mondiale, le turbine a gas hanno avuto un grande sviluppo grazie soprattutto ai miglioramenti tecnologici che hanno permesso di utilizzare materiali con una maggiore resistenza al calore. Le caratteristiche prestazionali di queste macchine, sia quelle utilizzate a terra che in quota, sono migliorate ma al contempo non si sono registrati miglioramenti per quanto riguarda le emissioni inquinanti che questi organi provocano a causa dei processi di combustione; tuttavia a partire dai primi anni 90 sono state introdotte normative sempre piú rigorose e stringenti che hanno obbligato i costruttori di propulsori aeronautici, ma anche coloro che producono gruppi turbogas da utilizzare a terra, a porre attenzione anche all'impatto ambientale che l'uso di questi gruppi provoca. Le turbine a gas producono anidride carbonica CO_2 , ossidi di azoto NO_x , idrocarburi HC e monossido di carbonio CO . In questo contesto una tecnologia che permette una riduzione delle emissioni inquinanti in termini di NO_x e un secondario aumento di potenza é quella del fogging, utilizzata soprattutto nelle turbine destinate alla produzione di energia elettrica.

4.1 Emissioni di NO_x dai processi di combustione

Con la denominazione di ossidi di azoto NO_x si fa riferimento alle seguenti sostanze: monossido di azoto NO , biossido di azoto NO_2 e protossido di azoto N_2O . Gli effetti dannosi provocati da queste sostanze riguardano la salute dell'uomo, essendo particelle piccolissime che possono quindi entrare nel nostro organismo, ma anche l'ambiente in quanto danno origine a reazioni fotochimiche in atmosfera e alterano gli equilibri ecologici poiché provocano la formazione di piogge acide. Nella realtà i processi di combustione industriali e civili producono quasi esclusivamente NO che poi diventano NO_2 in atmosfera a causa dei processi di ossidazione mentre per quanto riguarda gli N_2O essi si formano dai prodotti intermedi di combustione e comunque la loro produzione cala drasticamente oltre i 1000°C . In base al meccanismo con cui vengono prodotti, gli NO_x si suddividono in 3 categorie:

- Thermal NO_x : la loro formazione, descritta dal meccanismo di Zeldovich nel 1946, deriva dalla reazione dell'azoto presente nell'aria con il radicale ossigeno che si forma solo ad alte temperature e in quantità sempre maggiori all'aumentare della temperatura. Le reazioni risultanti sono le seguenti:



in cui la seconda reazione è la più responsabile avendo bisogno di una energia di attivazione minore rispetto alla prima. Queste reazioni chimiche dipendono essenzialmente da tre parametri di combustione: la concentrazione di ossigeno quindi eccesso di aria di combustione, la temperatura e il lasso di tempo in cui il gas si trova alla temperatura massima. All'aumentare di questi 3 parametri si ha un aumento della concentrazione di NO_x nei fumi secondo la relazione:

$$NO_x = k1^{\left(\frac{-k_2}{T}\right)} [N_2] [O_2]^{\frac{1}{2}} \tau$$

dove le specie chimiche sono espresse in concentrazioni molari, T é la temperatura assoluta, τ il tempo di permanenza a tale temperatura mentre k_1 e k_2 sono delle costanti sperimentali. L'elevata dipendenza della temperatura, visibile anche nella figura 4.1, é

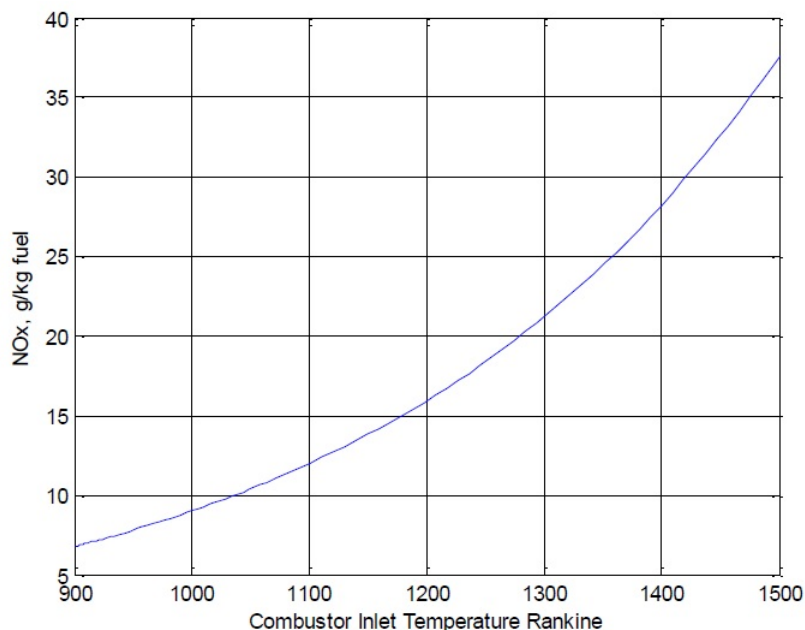


Figura 4.1: Andamento thermal NO_x in funzione della temperatura della camera di combustione

anche dovuta al fatto che la concentrazioni di radicali di ossigeno aumenta all'aumentare di quest'ultima. La formazione della quasi totalitá NO_2 avviene poi in seconda fase in atmosfera a causa del repentino raffreddamento del monossido di azoto a partire soprattutto da una temperatura minore di circa $130^\circ C$; infatti la quantitá di NO_2 prodotti all'interno della turbina é circa un cinquantesimo di quella di NO .

- Prompt NO_x : si formano sul fronte di fiamma da reazioni tra la molecola di azoto nell'aria comburente e i radicali idrocarburici liberi provenienti dal combustibile che provocano la formazione di acido cianidrico HCN e ammine che, in seguito, reagendo con O, H e gruppi OH formano NO_x come descritto nello schema di figura 4.2. Essi sono comunque trascurabili rispetto ai thermal, ammenocché non facciamo riferimento a sistemi ad *ultralow* NO_x .
- Fuel NO_x : si formano a partire dall'azoto presente nel combustibile, legato ad atomi di C e H , dato che quest'ultimo si ossida molto piú velocemente rispetto a quello atmosfere-

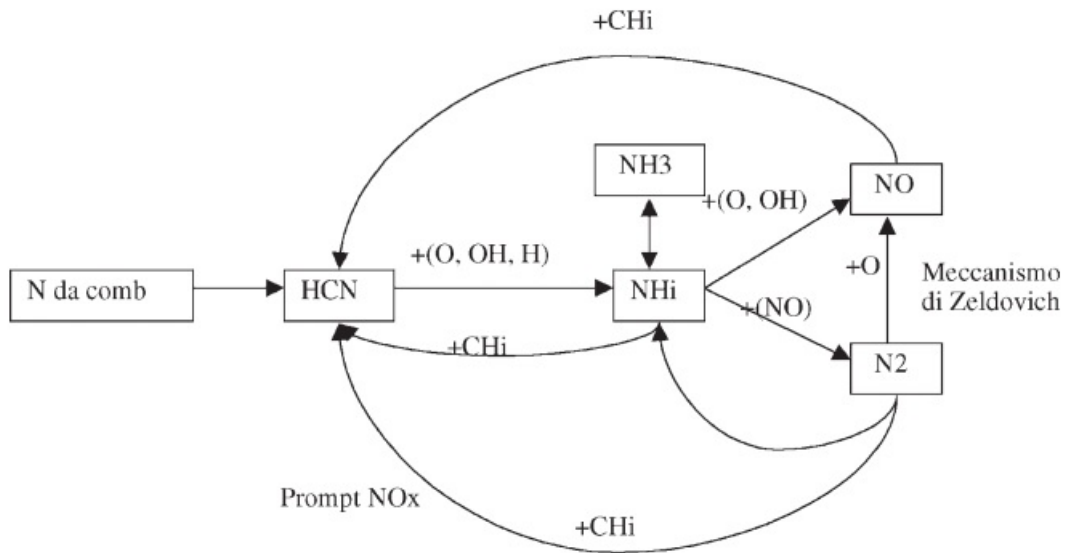


Figura 4.2: Meccanismo di formazione Prompt NO_x

rico; infatti l'azoto legato agli idrocarburi ha legami piú deboli rispetto a quelli che lo legano nella molecola d'azoto stessa. Nella formazione, l'azoto si lega formando HCN o ammoniaca NH_3 per poi seguire il medesimo meccanismo dei prompt.

4.2 Riduzione NO_x

Le metodologie per cercare di ridurre le emissioni di NO_x si basano sull'analisi dell'equazione di Zeldovich, quindi si fa particolare attenzione alla temperatura di fiamma, concentrazione di O_2 e al ridurre il tempo di permanenza della miscela nel combustore. Come spesso accade però, limitare contemporaneamente la produzione di NO_x , HC e CO risulta estremamente difficoltosa come si nota dalla figura 4.3, in cui possiamo notare come per avere una significativa riduzione dell'impatto ambientale occorre cercare di spostare la curva che rappresenta il legame tra CO ed NO_x verso l'origine degli assi. Ritornando ora a focalizzare la nostra attenzione sugli NO_x , possiamo definire 3 metodologie che cercano di modificare i 3 parametri prima definiti nell'equazione di Zeldovich:

- Concentrazione O_2 : tramite un forte eccesso d'aria in sede di combustione si cerca di diminuire tale entità.

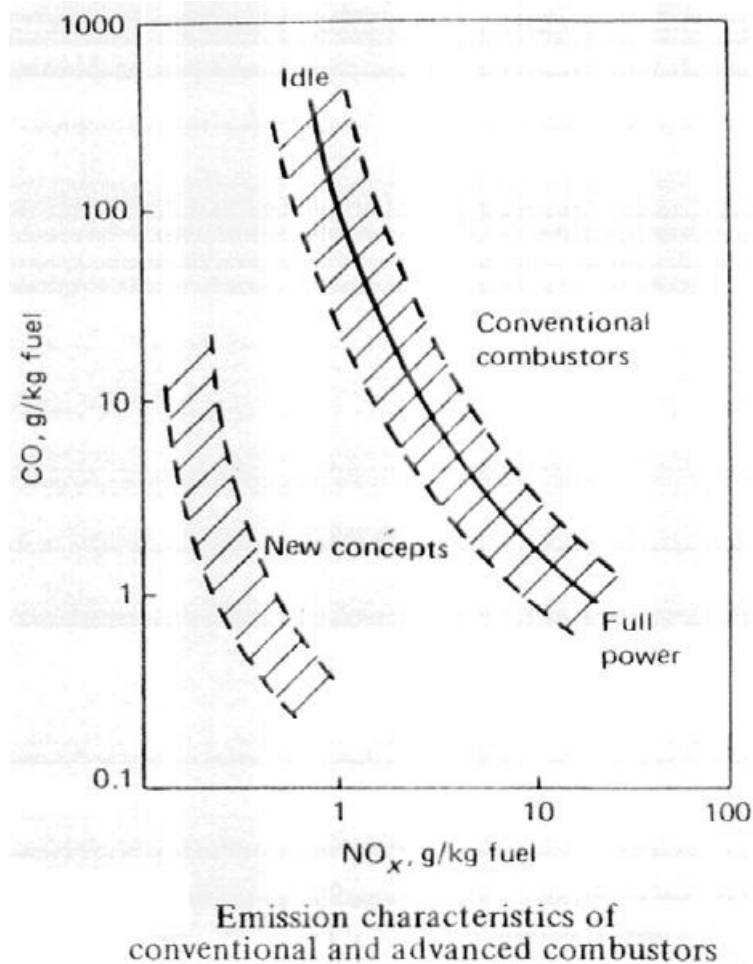


Figura 4.3: Meccanismo di formazione Prompt NO_x

- Permanenza della miscela nel combustore: naturalmente questo termine non può essere diminuito troppo poiché esistono tempi minimi che permettono alla miscela di ossidarsi.
- Temperatura della fiamma: questa rappresenta la tecnica più comune con cui si cerca di diminuire gli NO_x prodotti, anche perché è il termine con maggior peso nell'equazione di Zeldovich.

L'ultima metodologia è la più comune tra quelle proposte e la si attua soprattutto mediante l'iniezione di acqua o vapore che, sottraendo energia termica per evaporare o riscaldarsi abbassano la temperatura di fiamma, argomento che viene trattato ampiamente nel prossimo capitolo.

Capitolo 5

Tipologie di iniezione di H_2O nei turbogas

Nel corso degli anni, oltre a sempre piú stringenti requisiti in termini di impatto ambientale, alle turbine a gas é richiesta una sempre maggiore potenza ma soprattutto una elevata flessibilitá di utilizzo in ogni condizione ambientale. In questo capitolo verranno dapprima descritti gli effetti che le condizioni ambientali provocano sulle prestazioni delle turbine a gas, poi si passerá alla descrizione delle metodologie utilizzate per attuare gli scopi sopra citati e infine verrá descritto la tecnologia fogging da noi utilizzata.

5.1 Effetti delle condizioni ambientali sulle turbine a gas

Le caratteristiche ambientali che influenzano le prestazioni di una turbina a gas sono soprattutto la temperatura e in maniera minore la pressione e l'umiditá. In questa sezione vedremo graficamente l'effetto che una variazione di questi parametri provocano sulla potenza erogata e sull'efficienza riferendoci al valore che si avrebbe in condizioni definite ISO; cioé con una temperatura di 15°C, pressione di 101325 Pa e umiditá relativa del 60%. Nei grafici sotto riportati é visualizzato il comportamento di una turbina a gas destinata alla produzione di energia elettrica in blu, con sigla di riferimento GE 9351, e una turbina aeronautica in rosso, con sigla GE LM-6000 PD. Il parametro ambientale che influisce di piú sulle prestazioni é sicuramente la

temperatura dell'ambiente in cui la turbina opera. Nella figura 5.1 é visualizzato, in funzione della temperatura, l'andamento della potenza generata che viene adimensionalizzata rispetto alla potenza sviluppata a 15°C . Naturalmente, come si evince anche dal grafico, la condizione

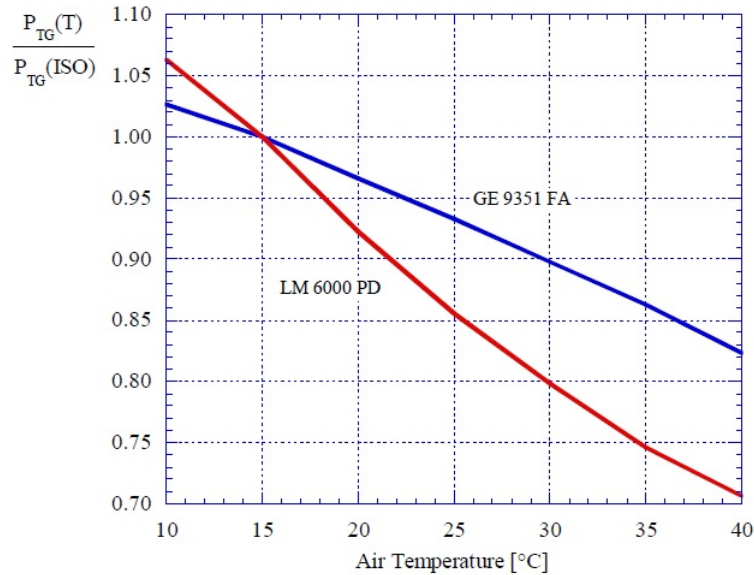


Figura 5.1: Andamento della potenza sviluppata da una turbina in funzione della temperatura in condizioni di pressione e umidità ISO

di temperatura é molto penalizzante soprattutto per le turbine destinate ad un uso industriale per la produzione ad esempio di energia elettrica. Per quanto riguarda la variazione di potenza generata nel caso di cambiamento delle condizioni di pressione e umidità, si può affermare che esse sono meno influenti rispetto alla temperatura come visibile in figura 5.2, in cui il grafico di sx é in funzione della pressione mentre quello di destra in funzione dell'umidità relativa. An-

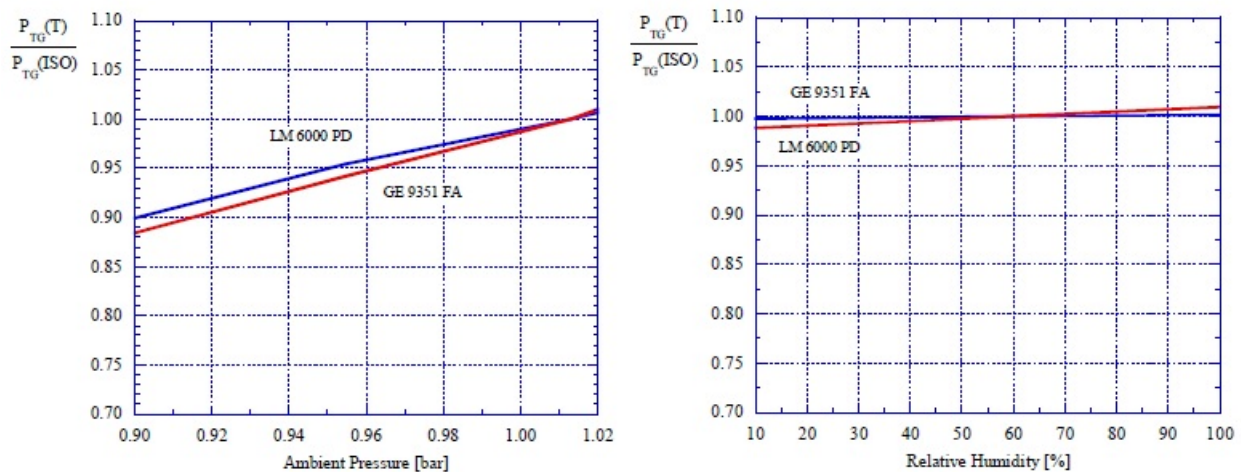


Figura 5.2: Andamento della potenza sviluppata da una turbina in funzione della pressione e umidità relativa con le altre caratteristiche ambientali ISO

che riferendoci all'efficienza il comportamento delle turbine risente soprattutto di variazioni di temperatura (figura 5.3), mentre nel caso di variazioni di pressione e umidità relativa possiamo

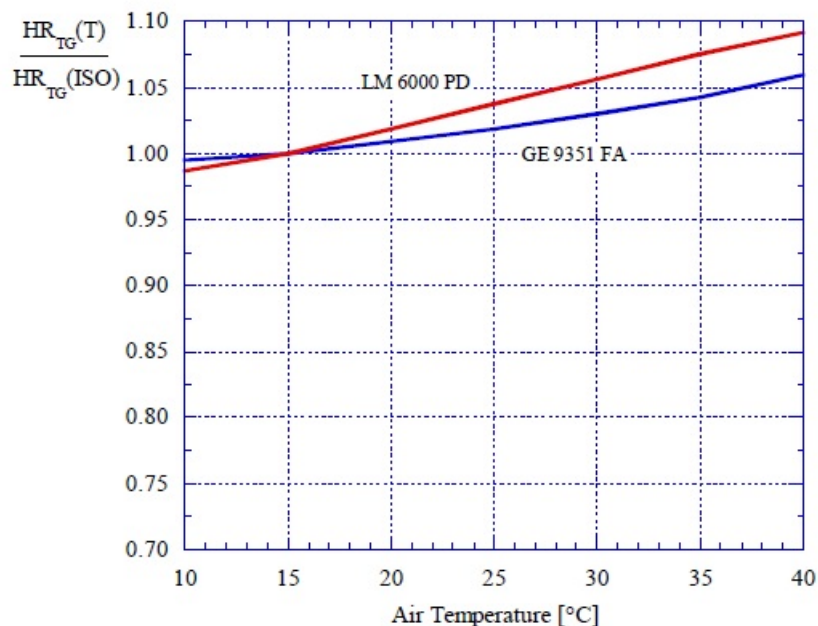


Figura 5.3: Andamento dell'efficienza in funzione della temperatura in condizioni di pressione e umidità ISO

ritenere l'efficienza pressoché costante (figura 5.4). La maggiore importanza della variazione di

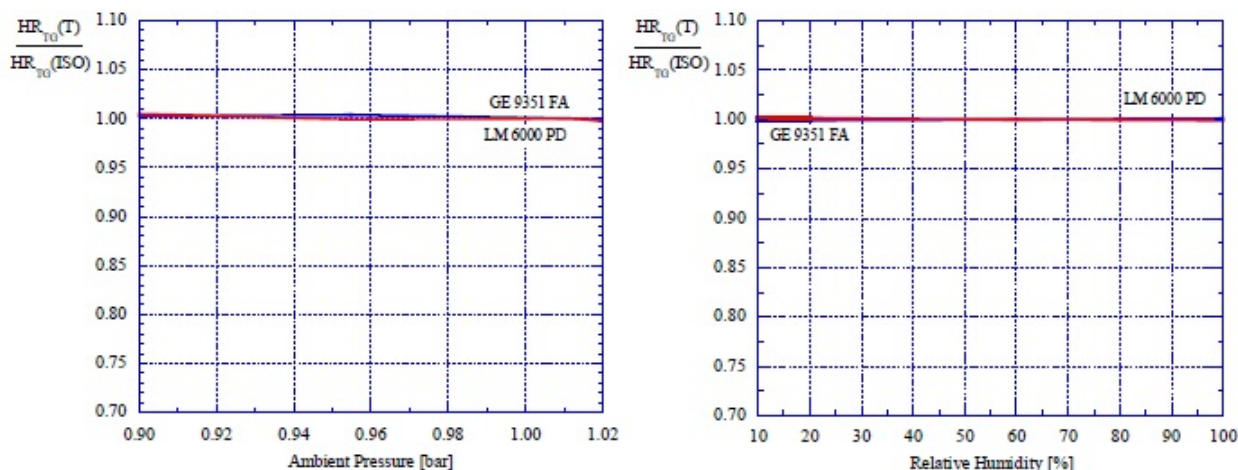


Figura 5.4: Andamento dell'efficienza di una turbina in funzione della pressione e umidità relativa con le altre caratteristiche ambientali ISO

temperatura la si evince anche a causa del fatto che pressione e umidità non subiscono variazioni stagionali, ma sono grandezze il cui andamento è più costante rispetto a quello della temperatura, per questo ci si concentra quasi esclusivamente su questo fattore ambientale. Per capire il perché un aumento di temperatura peggiori le prestazioni di una turbina a gas, basta riferirsi

al calcolo del lavoro specifico di compressione, che aumentando mi provoca una diminuzione del lavoro utile che avrei a disposizione da destinare ad esempio ad una utenza:

$$L_c = C_p(T_2 - T_1) = \frac{C_p \cdot T_1}{\eta_{c, is}} [\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1]$$

Dalla definizione di lavoro specifico di compressione si nota come con un aumento della T_1 , cioè della temperatura del fluido operatore in ingresso al compressore, ne consegue un naturale aumento del lavoro. L'aumento della T_1 provoca un naturale diminuzione del rendimento termodinamico η_{th} , che ricordiamo é definito anche come il rapporto tra il lavoro utile e il calore introdotto:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Lavoro utile}}{\text{calore introdotto}} = \frac{L_t - L_c}{C_p(T_3 - T_2)}$$

sempre a causa di un L_c maggiore. L'andamento di questa grandezza in funzione della temperatura ambiente T_1 , é rappresentato nella figura 5.5 in cui il η_{th} é calcolato assumendo dei valori come costanti e facendo variare il rapporto di compressione. Questo aumento di temperatura

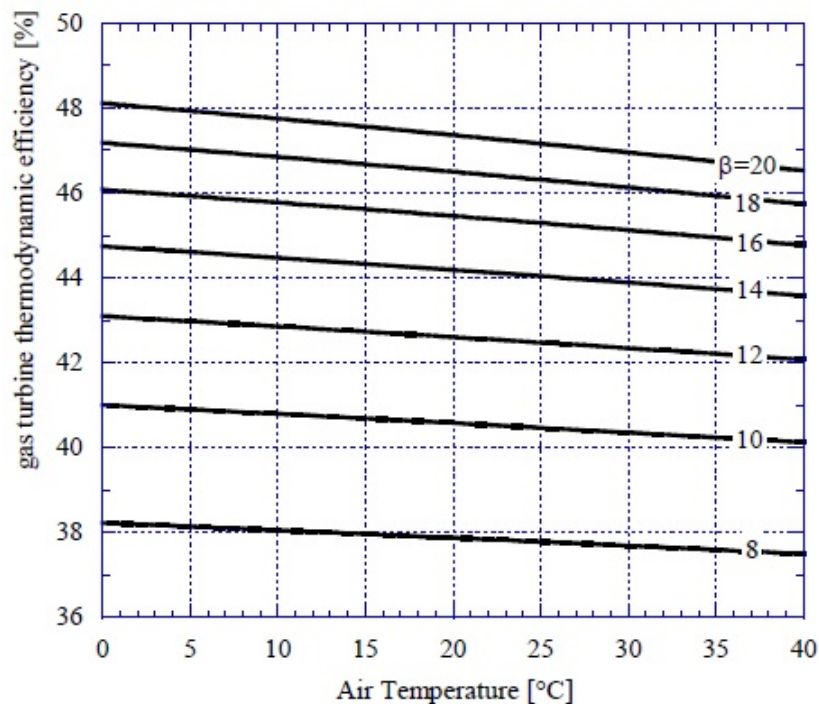


Figura 5.5: Rendimento termodinamico in funzione della T_1 e del β

che provoca una riduzione del rendimento termodinamico, accompagnato da un leggero cambiamento anche del rapporto di compressione provocano un naturale spostamento dei punti di

funzionamento di compressore e turbina, visualizzabili nelle rispettive mappe di prestazione in 5.6 e indicati con *hot day*. Queste conseguenze sono visualizzabili molto chiaramente anche nel

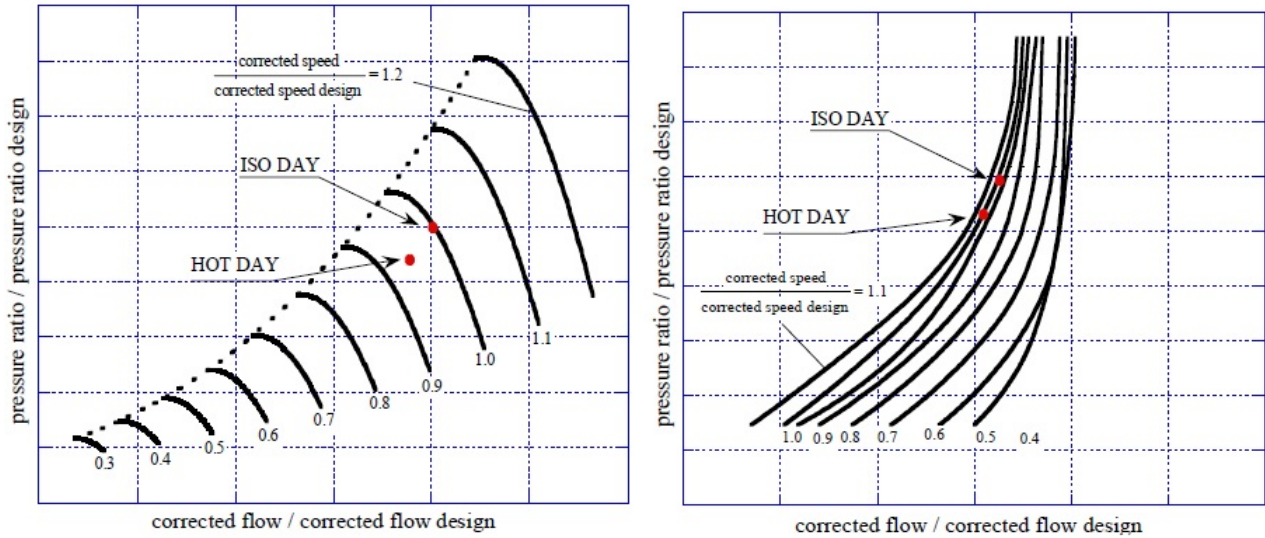


Figura 5.6: Spostamento punto di funzionamento nella mappa di prestazione di compressore e turbina

diagramma T-S di figura 5.7, in cui sono visualizzati un ciclo che opera a partire da una temperatura ISO e uno ad una temperatura ambiente maggiore. È subito intuibile la riduzione del rapporto di espansione e quindi riduzione del lavoro estratto dalla turbina. Nel diagramma sono

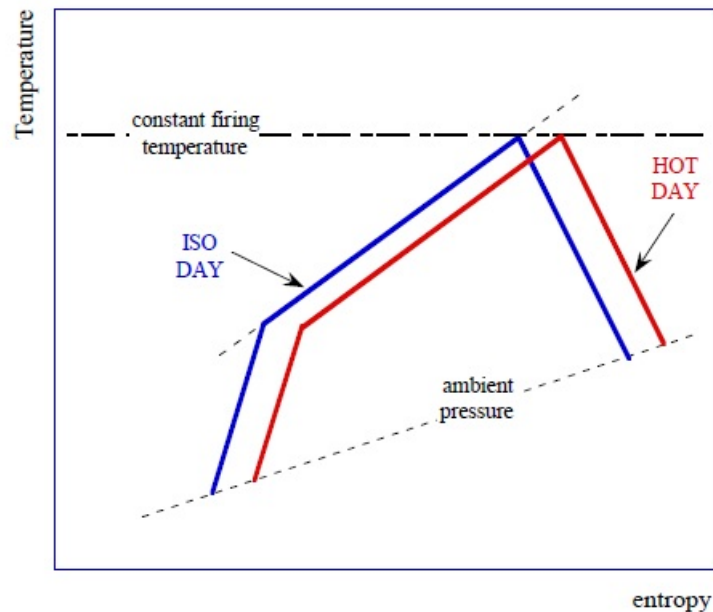


Figura 5.7: Diagramma T-s in cui compariamo un ciclo "ISO" con uno in cui la T_1 è maggiore tracciate le isobare che rappresentano la pressione ambiente di partenza e di fine compressione, e anche una retta orizzontale che rappresenta la temperatura massima di fine combustione, che

é fissa a causa dei limiti tecnologici riguardanti il materiale con cui sono fatte i palettamenti dei primi stadi di turbina.

L'ultimo aspetto che constata la diminuzione della potenza di una turbina, deriva dalla definizione stessa di potenza prodotta, ovvero $P_{TG} = \dot{m}_{air}(L_T - L_C)$ in cui la portata d'aria vale:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot \dot{V}_{air} = \frac{p_1}{RT_1} \cdot \dot{V}_{air}$$

e quindi diminuisce all'aumentare della T_1 .

5.2 Tipologie di iniezioni di acqua in turbine

Come visto nella sezione precedente occorre fronteggiare i problemi legati al possibile aumento della temperatura ambiente in cui la turbina opera; esistono varie tecniche con cui si ottiene una diminuzione delle temperature di lavoro globali del gruppo, suddivisibili in 2 macro categorie in cui ci riferiamo quasi esclusivamente a gruppi turbogas di terra:

- **continuous cooling systems:** l'abbassamento della temperatura del fluido é ottenuta ponendo uno scambiatore termico prima del compressore. Questi impianti possono essere poi a ciclo aperto o chiuso;
 - **aperto:** il fluido refrigerante utilizzato proviene da una fonte esterna, quindi si tratta soprattutto di acqua di fiumi e laghi. É di piú facile realizzazione anche se l'effetto di questo tipo di impianto é naturalmente funzione della temperatura del liquido utilizzato e occorre considerare anche la presenza di perdite in termini di pressione causate al fluido operatore dall'attraversamento dello scambiatore stesso.
 - **chiuso:** qui il fluido refrigerante é sempre il medesimo e gli impianti possono essere suddivisi in altre 2 categorie. I primi, chiamati refrigerant plant, possono essere utilizzati in maniera continuativa in cui il fluido utilizzato, soprattutto ammoniaca ma anche acqua, CO_2 e freon, subisce un ciclo che lo riporta nelle condizioni antecedenti l'attraversamento dello scambiatore. I secondi, invece, sono chiamati thermal

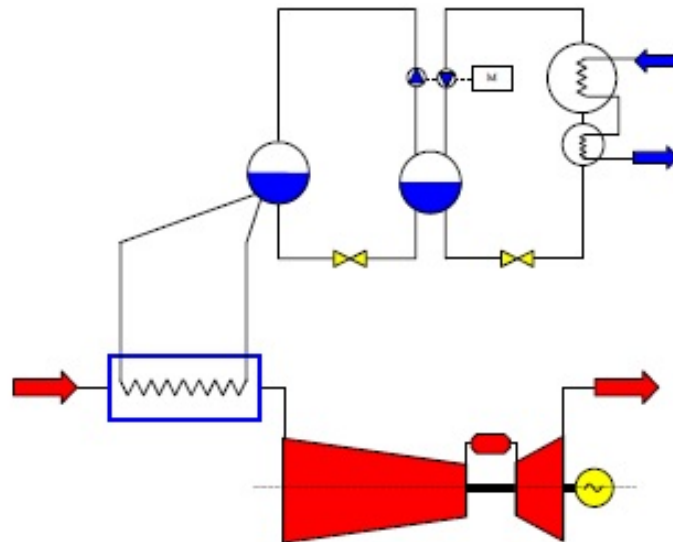


Figura 5.8: Sistema continuo con compressore di raffreddamento

storage poiché questa tecnica consiste nell'immagazzinare una riserva di acqua o ghiaccio, sempre mediante cicli di refrigerazione, durante le fasi in cui la temperatura ambiente è più bassa, per poi utilizzarla nei momenti più caldi; per questo sono utilizzati soprattutto negli impianti posti nei luoghi in cui lo sbalzo di temperatura è maggiore.

- evaporative cooling systems: questo sistema sfrutta una delle proprietà fisiche dell'aria che, è in grado di contenere una certa quantità di vapore acqueo in maniera proporzionale con temperatura dell'aria. Il sistema si basa sul fare in modo di aumentare il grado di umidità relativa dell'aria, infatti il calore contenuto nell'aria permette l'evaporazione di una certa quantità di acqua che poi si trasforma appunto in vapore acqueo; il calore "di evaporazione" prelevato provoca una diminuzione della temperatura dell'aria. Le tipologie di impianti principali che sfruttano questa proprietà sono diverse, anche se molti si basano sul convogliare l'aria esterna facendola passare attraverso un foglio metallico forato, di solito a nido d'ape, che viene continuamente bagnato. Questo processo può essere "potenziato" realizzando una deumidificazione adiabatica anche se ciò aumenta notevolmente il costo e la complessità dell'impianto. Un'altra metodologia è quella del *fogging* che verrà descritta nella sezione successiva essendo l'unica metodologia utilizzabile in aeronautica e che è stata usata in questa lavoro di tesi

5.3 Fogging

É una metodologia in cui dell'acqua viene iniettata all'interno del turbogas utilizzando energia fornita dagli impianti dell'aeromobile, idraulico o pneumatico, sottoforma di "fumo" grazie ad atomizzatori ad alta pressione. L'effetto dell'iniezione di acqua é quello di saturare l'aria, cosí come descritto precedentemente, portandola ad una temperatura prossima a quella del bulbo umido non avendo un'efficienza del 100%. La saturazione adiabatica reale é visibile

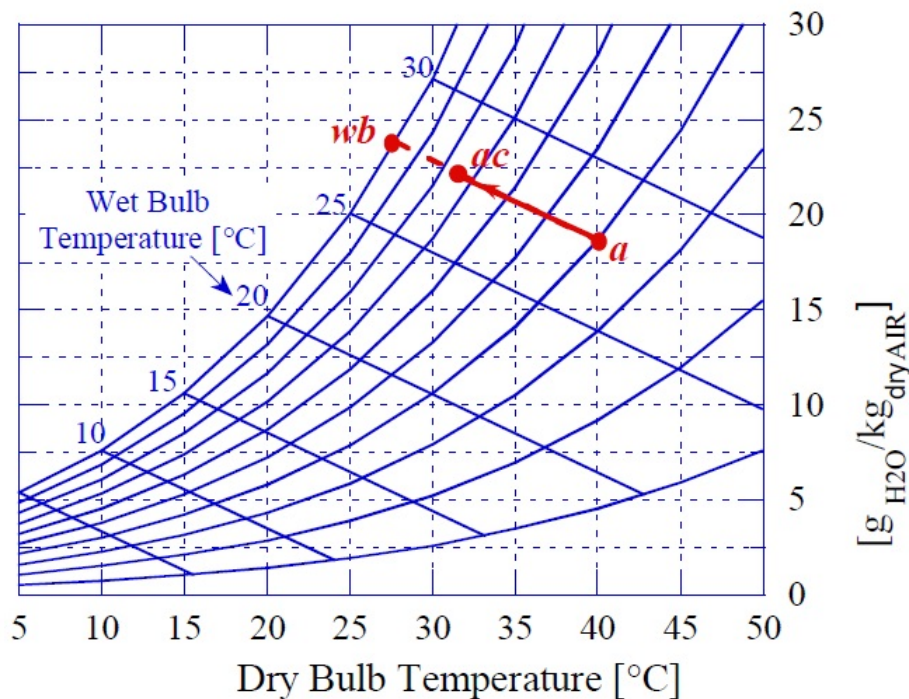


Figura 5.9: Diagramma psicrometrico saturazione adiabatica

nel diagramma psicrometrico di figura 5.9 con il tratto $a - ac$, mentre il punto wb sarebbe il punto che si raggiungerebbe nel caso di efficienza massima. Possiamo quindi definire un rendimento di raffreddamento come:

$$\eta_{raff} = \frac{T_a - T_{ac}}{T_a - T_{wb}}$$

Con il fogging si raggiunge però un valore di temperatura molto prossimo a quello del bulbo umido prima dell'ingresso del fluido nella motorizzazione. Un fattore a cui occorre però prestare attenzione é la qualità dell'acqua, infatti essa deve avere le seguenti caratteristiche:

- PH: compreso tra 6.5 e 7.5, ambiente quindi leggermente basico

- conducivita': compresa tra gli 0.5 e 1 $\mu\text{Ohm}/\text{cm}$
- metalli alcalini e corrosivi: in quantit  inferiore alle 0.5 ppm
- solidi: la quantit  totale sia di solidi dissolti che non deve essere inferiore alle 5 ppm

Un altro fattore a cui prestare molta attenzione sono le dimensioni delle particelle di acqua nebulizzata. Infatti esse devono avere una dimensione compresa tra i $5\mu\text{m} \div 20\mu\text{m}$ per duplice motivi, infatti una dimensione maggiore ne sfavorisce l'evaporizzazione e favorisce la coalescenza delle particelle che pu  provocare seri danni ai palattamenti del compressore a causa dell'elevata velocit , diverse decine di m/s, con cui le particelle non ancora vaporizzate li colpirebbero. Il lasso di tempo con cui avviene la vaporizzazione completa della particella   infatti funzione della dimensione della stessa secondo la figura 5.10. Gli effetti che la pratica del fogging causano

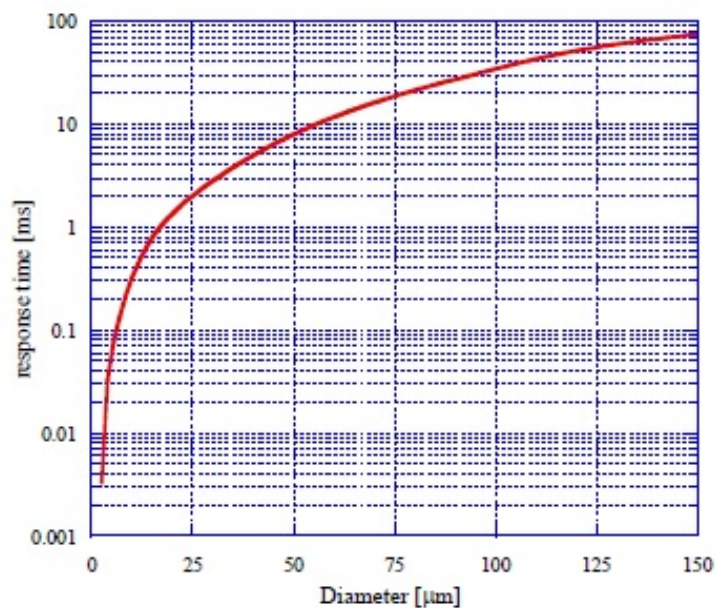


Figura 5.10: Velocit  di vaporizzazione delle particelle in funzione della dimensione delle stesse prestazionalmente e dal punto di vista ambientale, gi  discussi in precedenza, sono:

- Aumento della potenza del gruppo, a causa sia dell'aumento della densit  e quindi della portata che attraversa la motorizzazione, sia a causa dell'abbassamento della temperatura in ingresso al compressore T_1 nel caso di ignizione prima del compressore.
- riduzione della produzione di NO_x , grazie alla diminuzione delle temperature con cui avviene il ciclo. L'effetto   maggiore nel caso di iniezione in camera di combustione

naturalmente, che permette anche di avere benefici maggiori per lo stress termico subito dai palettamenti della turbina.

Passiamo ora ai metodi di iniezione utilizzati che sono 3.

5.3.1 Iniezione nel condotto di aspirazione

É la metodologia di iniezione che é stata utilizzata con l'Allison 250 C18 su cui si basa questo lavoro di tesi. Rappresenta la tecnica di piú facile attuazione sia per le turbine aeronautiche che per le turbine di terra, soprattutto per quest'ultime nel caso in cui questo sistema venga installato a posteriori. Presenta dei vantaggi anche in termini di costi e di manutenzione dato che l'impianto é piú facilmente raggiungibile. Esso consiste nel porre una schiera di

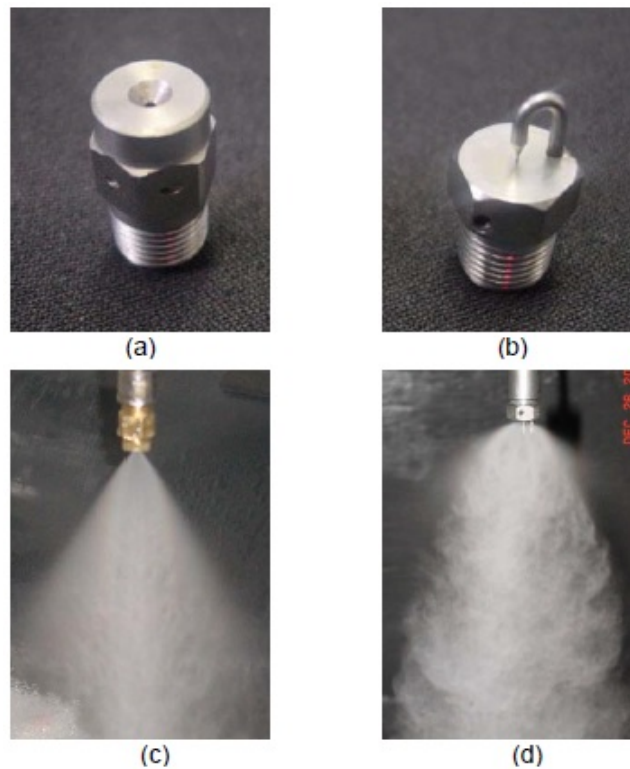


Figura 5.11: Ugelli ad alta pressione con moto di swirl a sinistra e cono (impaction pin) a destra

ugelli nel condotto di aspirazione della turbina o comunque a monte del compressore in modo da facilitare una completa evaporazione prima dell'ingresso nel compressore, facilitata anche dall'utilizzo di particolari ugelli ad alta pressione la cui azione, combinata ad altri accorgimenti permette di raggiungere l'obiettivo prefissato. Gli accorgimenti che vengono principalmente utilizzati, consistono nel fornire al fluido un moto di swirl che allontana il pericolo della coale-

scienza e favorisce una diffusione piú uniforme delle particelle, creazione di microgocce mediante l'utilizzo di un cono contro cui il fluido impatta (tecnica dell'impaction pin). Altre tecniche consistono nel riscaldare l'acqua ad elevata temperatura, anche prossime ai 200°C, prima che questa raggiunga gli ugelli, provocando un cambiamento di stato in vapore molto repentino una volta che le particelle sono in atmosfera; infine un'ultima tecnica consiste nel risparmiare potenza nelle pompe iniettandola ad una pressione molto bassa e sfruttare l'azione tangenziale dell'aria compressa all'interno dell'ugello per l'atomizzazione. Nelle attuali motorizzazioni

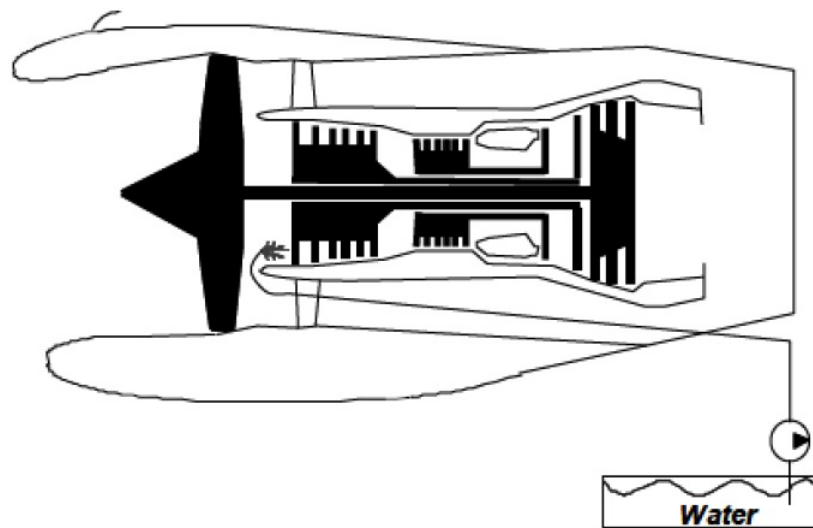


Figura 5.12: Schematizzazione del sistema di iniezione nel condotto di aspirazione del compressore

che equipaggiano gli aerei commerciali, quindi quasi totalmente turbofan ad alto rapporto di by-pass, un sistema di iniezione di acqua nell'inlet sarebbe da escludere a causa della grande quantità di acqua necessaria per la presenza del fan, che naturalmente farebbe in modo che la maggior parte non entri nella motorizzazione attraverso il compressore. Per questo, per gli aeromobili attuali, sarebbe piú opportuno utilizzare uno dei sistemi descritti in seguito come capitato con i 747 della serie 100 e 200 che erano equipaggiati con Pratt & Whitney JT9D, in cui veniva iniettata acqua in camera di combustione nella fase critica di decollo per un totale di circa 2000 litri. A scoraggiare l'adozione di sistemi di iniezione a monte del compressore per i propulsori aeronautici, é stato soprattutto il rischio di erosione delle palette del compressore per il pericolo della coalescenza

5.3.2 Interstage wet compression

Con questo sistema di iniezione si evita di incorrere nel fenomeno dell'erosione delle palette del compressore poiché gli ugelli vengono posizionati in punti in cui la temperatura risulta essere molto maggiore. In alcuni casi, gli ugelli posizionati in prossimità di stadi intermedi di compressione o tra il compressore di bassa e di alta pressione, ricevono aria calda da stadi più a valle per facilitare l'atomizzazione dell'acqua e rendere la vaporizzazione ancora più rapida. Questo sistema ha però come svantaggio quello di essere più complesso rispetto all'iniezione nel condotto di aspirazione soprattutto nel caso di manutenzione e risulta difficilmente installabile successivamente, ammenoché non si sfrutti parte degli spazi lasciati liberi per permettere lo sfiato di aria attraverso la valvola di bleed. Altro svantaggio da considerare risiede nel fatto che la schiera di ugelli potrebbero diminuire l'efficienza aerodinamica del compressore, essendo installati nella carcassa dello stesso. Per quanto riguarda il punto di funzionamento del com-

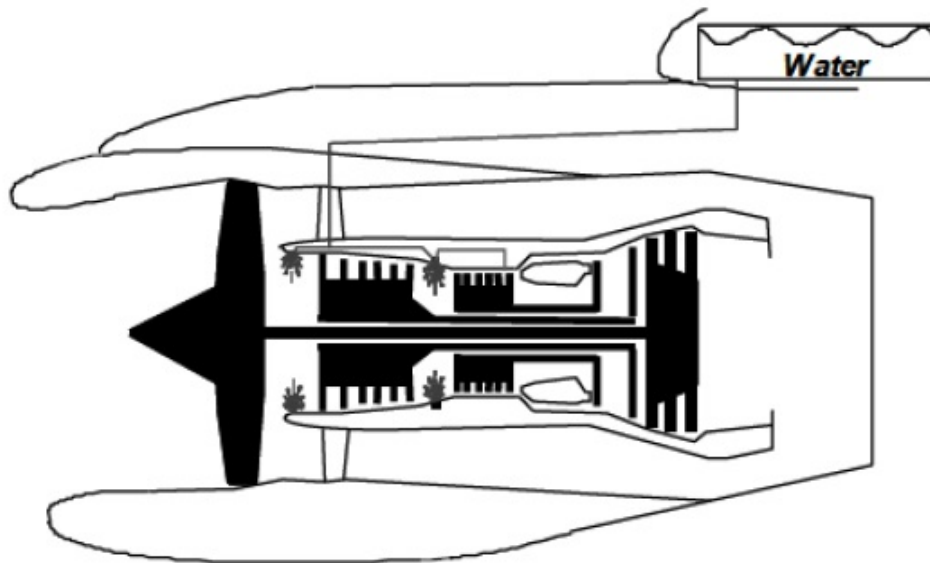


Figura 5.13: Schematizzazione del sistema di iniezione nell'imbocco del compressore e nell'interstadio

pressore in seguito all'iniezione di acqua risulta, nel caso di motorizzazione con compressione frazionata, che per il compressore di alta pressione il punto di funzionamento si avvicina alla linea di pompaggio in tutti i casi ma soprattutto nel caso in cui avviene una doppia iniezione nell'inlet e nell'interstadio; per il compressore di bassa pressione invece l'iniezione di acqua

nell'inlet risulta particolarmente favorevole per allontanare il pericolo del pompaggio.

5.3.3 Iniezione in camera di combustione

Per quanto riguarda questo tipo di iniezione, occorre subito dire che esistono varie metodologie di iniezione poiché nel corso degli anni si sono riscontrati difetti in termini di distribuzione di acqua all'interno del combustore che non era omogenea, provocando in alcuni casi uno stress termico anche maggiore e non facendo ottenere l'effetto principale desiderato, ovvero che l'evaporazione avvenga il più possibile vicino alla zona di fiamma. Nella figura 5.14 è rappresentato

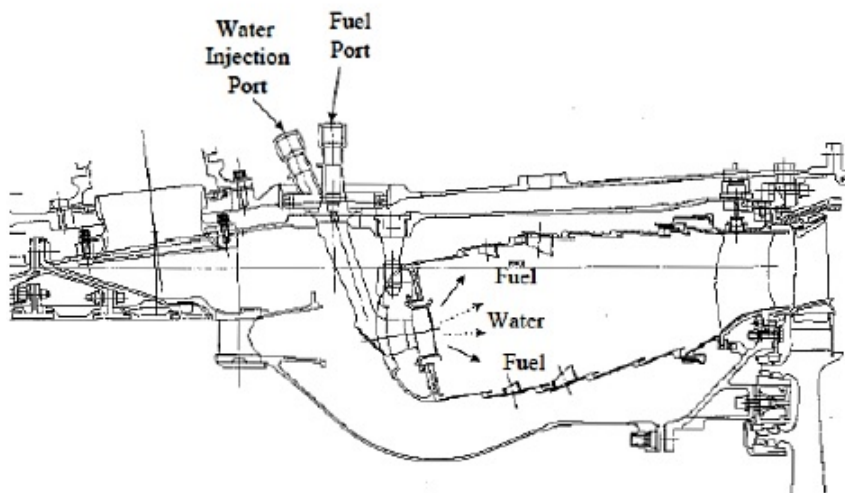


Figura 5.14: Sistema di iniezione direttamente con il combustibile

un tipo di iniezione in cui l'acqua viene iniettata direttamente con il combustibile ad una pressione di circa 80 bar mediamente, mentre altri sistemi prevedevano invece l'iniezione di acqua poco prima del combustore. L'iniezione diretta nel combustore ha il grande vantaggio di ridurre in maniera più efficace le emissioni di NO_x , mentre nelle turbine a terra questo sistema viene utilizzato per aumentare rapidamente la potenza in uscita iniettando grandi quantitativi di acqua, a scapito però degli NO_x dato che l'abbassamento di temperatura non avviene esclusivamente nella zona di fiamma ma è una diminuzione media. L'iniezione nel combustore ha il grande vantaggio che per una riduzione di NO_x prefissata, essa ha bisogno di una quantità di acqua minore da iniettare rispetto all'iniezione in fase di compressione come visibile in figura 5.15; qui abbiamo in ordinata la riduzione percentuale di NO_x mentre in ascisse il rapporto

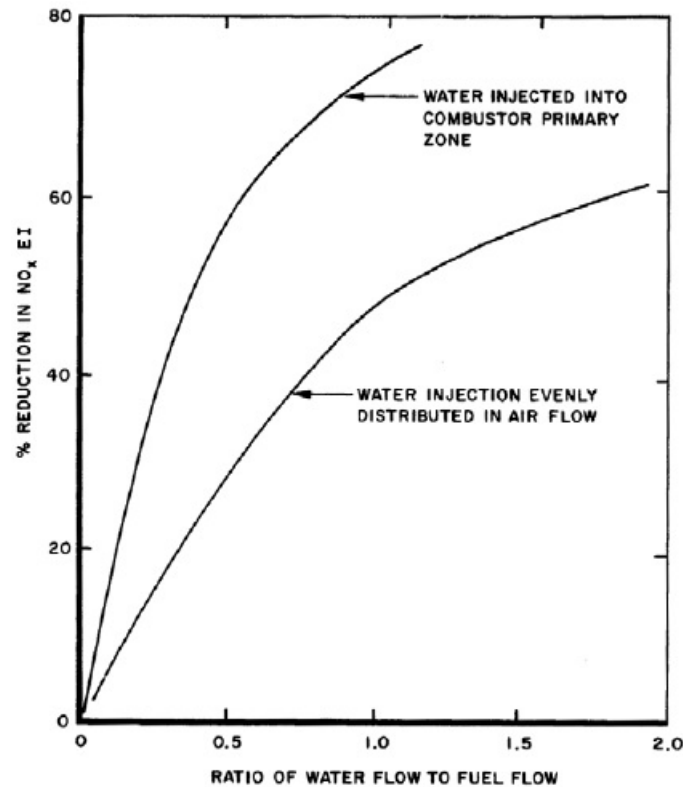


Figura 5.15: Portate di acqua necessarie per fissata riduzione di NO_x nei vari metodi di iniezione tra la portata d'acqua e di combustibile. Nella figura 5.16, é invece visibile come con questo sistema di iniezione, a causa di maggiori perdite in termine di pressione, si può presentare una diminuzione del rendimento termodinamico e inoltre non si registra una diminuzione del lavoro di compressione, come invece avviene con gli altri metodi già descritti. La potenza invece aumenta, come già detto, a causa dell'aumento della portata. Occorre però porre sempre attenzione a iniettare l'acqua solo dopo aver superato un certo livello di carico, per non compromettere la stabilità della fiamma stessa. Riportiamo infine il layout di due impianti per iniezione in 5.17 per un generico bimotore per trasporto civile/commerciale. É chiaramente visibile come l'iniezione nel combustore non necessita della presenza di pompe, ad alta pressione per l'aggiunta, e permette di avere un unico serbatoio anche se in una posizione più centrale e usualmente più scomoda nonostante consideriamo la minore quantità d'acqua necessaria. Invece, con il sistema di iniezione nelle fasi di compressione, é possibile sfruttare come serbatoi d'acqua le parti dell'ala situate in prossimità dei propulsori che altrimenti non verrebbero utilizzate, dato che per ragioni di sicurezza non possono contenere combustibile.

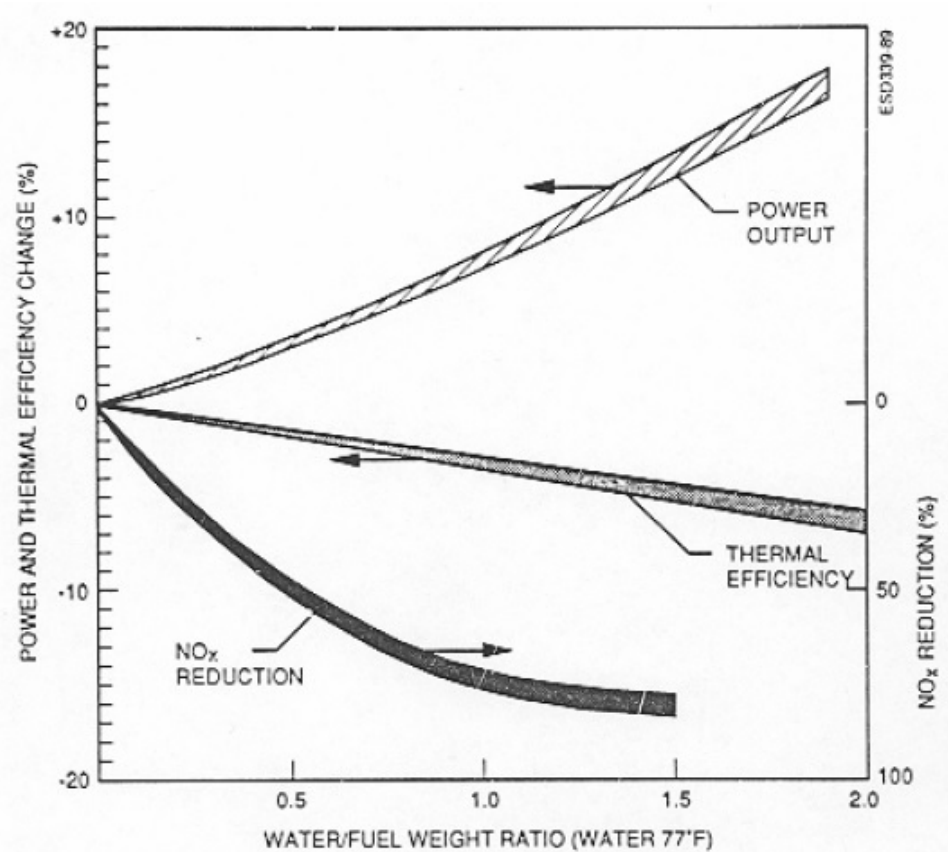


Figura 5.16: Andamento percentuale di NO_x prodotti, potenza e η_{th} in funzione del rapporto tra acqua e combustibile

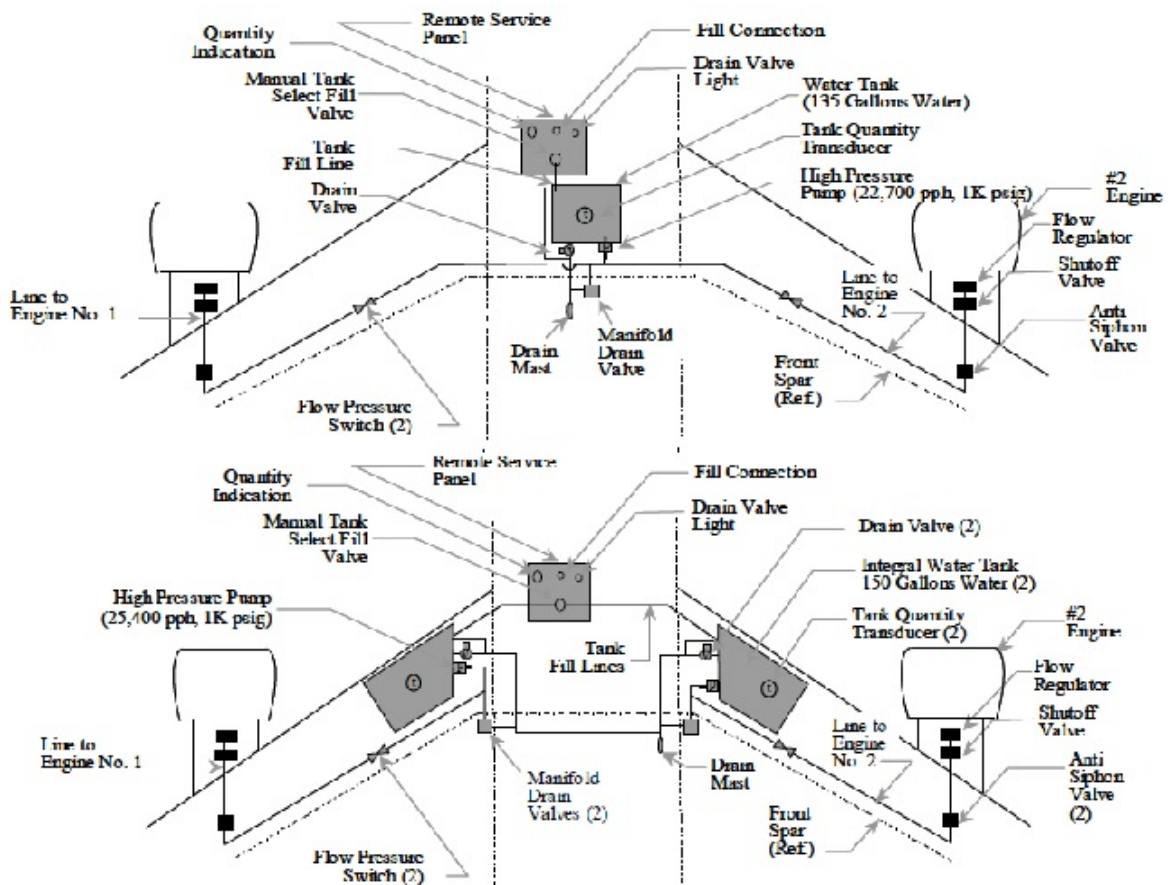


Figura 5.17: Impianto di iniezione in camera di combustione (sopra) e in compressione (sotto)

Capitolo 6

Modellazione componenti in ambiente

MATLAB[®]

In questa sezione verranno descritti i passi compiuti in ambiente MATLAB[®] riguardanti l'analisi della camera di combustione e del gruppo turbina in condizioni di fogging, creando un modello che ci permetta di ricavare le grandezze incognite, anche in tutte le condizioni di lavoro che non sono state curate.

6.1 Acquisizione dati sperimentali

Come prima cosa é necessario indicare quali sono i dati sperimentali che abbiamo a disposizione, descrivendo anche brevemente i sensori utilizzati.

Nella figura 6.1 possiamo vedere il turboalbero Allison 250 C18 all'interno del laboratorio di macchine e propulsione, montato sul banco prova e dotato di una serie di sensori utilizzati per ricavare misure di temperatura, pressione e velocità di rotazione.

A partire da queste grandezze é stato poi possibile ricavare numerose grandezze da esse dipendenti, che sono state poi utilizzate nella elaborazione dei dati in MATLAB[®]. Per quanto riguarda le condizioni ambientali esterne al turboalbero si é fatto affidamento ad una stazione barometrica, che fornisce misure di temperatura, pressione e umidità, posta all'interno della sala prove. Infine per la misura della portata di combustibile si é utilizzata una bilancia con

una capacità di 2 kg che, calcolando la variazione di peso nel tempo durante il suo svuotamento, ci fornisce la misura della portata.

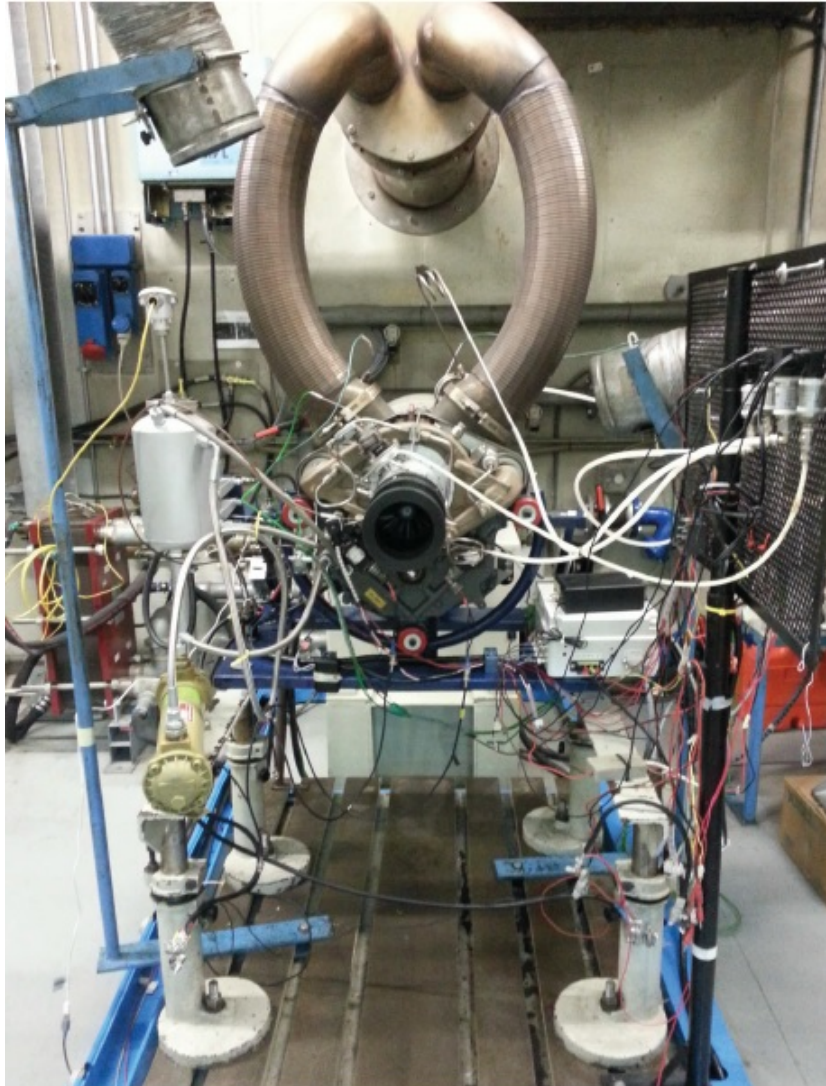


Figura 6.1: Turboalbero Allison sul banco prova del laboratorio di macchine e propulsione

6.1.1 Temperatura

Le misure di temperatura sono state ricavate utilizzando delle termocoppie di tipo K, formate cioè da leghe di nichel con cromo e alluminio, rispettivamente per il positive leg e il negative leg, poiché il loro range di funzionamento va dai -270°C ai 1370°C e perché resistenti ad ambienti ossidanti; con una sensibilità di circa $41\mu\text{V}/\text{K}$.

Una termocoppia é un trasduttore attivo che utilizza l'effetto Seebeck, un particolare effetto termoelettrico, per ottenere una misura di temperatura a partire dall'instaurazione di una differenza di potenziale che si ottiene aprendo il circuito formato da due metalli diversi, le cui giunzioni si trovano a differenti temperature.

La differenza di potenziale che si ottiene é, dunque, proporzionale alla differenza di temperatura tra le due giunzioni mediante un opportuno coefficiente di cui si conosce e ne si linearizza la caratteristica.

6.1.2 Pressione

Le misure di pressione sono state ricavate utilizzando dei sensori piezoelettrici il cui funzionamento si basa sulla proprietà che solo alcuni materiali hanno di generare uno spostamento di cariche se soggetti da un'azione esterna che, tramite l'utilizzo di un apposito circuito, può essere tramutata in una differenza di potenziale.

Conoscendo l'entità della forza agente sull'elemento e naturalmente la sua area si risalisce alla pressione.

Riassumendo, quindi, sono a disposizione le seguenti misure:

- temperatura e pressione (*assoluta*) sala;
- temperatura e pressione (*relativa*) inlet;
- temperatura e pressione (*relativa*) bleed;
- temperatura e pressione (*relativa*) mandata compressore;
- temperatura e pressione (*relativa*) testa camera di combustione;

- temperatura e pressione (*relativa*) uscita camera di combustione;
- temperatura e pressione (*relativa*) all'uscita della turbina del gas generator;
- temperatura e pressione (*assoluta*) scarico;
- temperatura e pressione (*relativa*) olio;

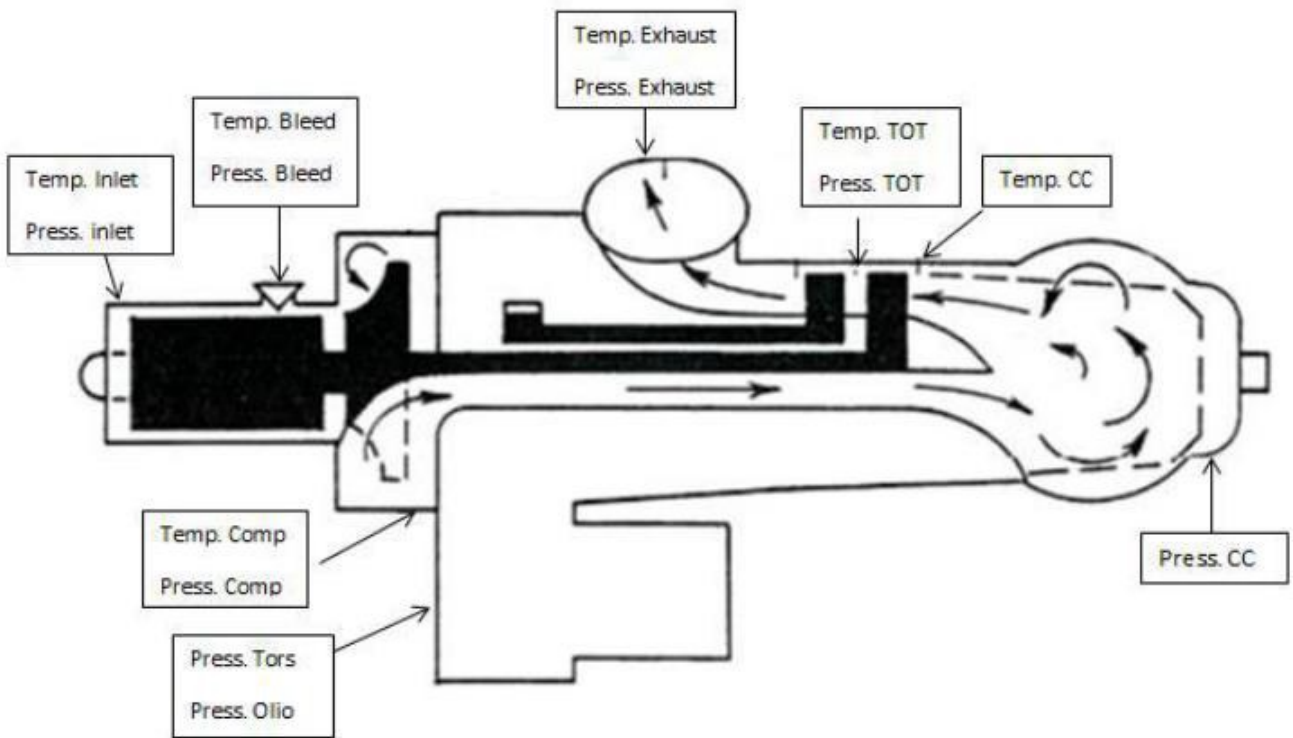


Figura 6.2: Disposizione dei sensori nel turboalbero

6.1.3 Velocità di rotazione freno

Il freno del banco prova ha come compito quello di simulare la presenza di una utenza che usufruirebbe dell'energia meccanica trasferita dall'albero collegato alla turbina di potenza, ricordiamo comunque la presenza del gearbox. Per ottenere le misure delle velocità di rotazione dei due alberi del motore sono state utilizzate ruote foniche e sensori VRS (*variable reluctance sensor*). La prima era direttamente collegata all'albero, mentre i sensori a riluttanza variabile sono stati utilizzati per misurare la velocità angolare dei due alberi, ovvero l'albero del gruppo generatore di gas potenziali e quello che collegava turbina di potenza-gearbox-freno, affacciando il sensore a delle ruote foniche solidali con gli alberi in rotazione. Il principio di funzionamento

di questi sensori si basa sull'aumento di riluttanza magnetica che si riscontra al passaggio del dente davanti al sensore; calcolando l'intervallo di tempo tra due passaggi e noto il numero di denti, quindi l'angolo sotteso da due denti successivi, si riesce a ricavare la velocità angolare dell'albero.

6.2 Analisi dei dati

Prima di incominciare a descrivere ciò che é stato fatto praticamente in MATLAB[®], un ambiente per il calcolo numerico e l'analisi statistica scritto in C, occorre dare alcune informazioni riguardo le varie tipologie di iniezioni effettuate che sono raccolte nella tabella seguente:

Tipo ugello	Sigla	Portata[kg/s]	Pressione[bar]
White	W	0.0026	5
Brown	B	0.0065	4
White-Brown	WB	0.0112	4
Brown-Brown	BB	0.0098	4

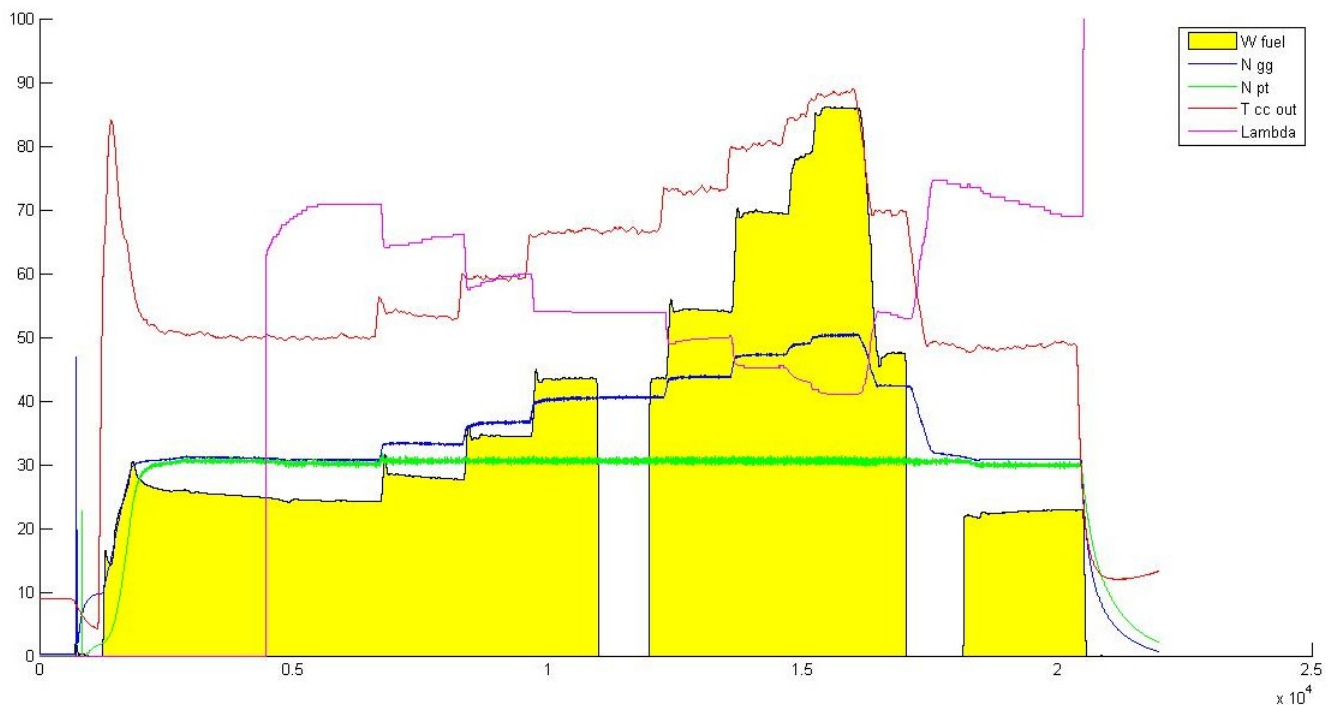


Figura 6.3: Esempio di plot della totalità dei punti motori di una generica prova sperimentale

Naturalmente, per ognuna delle 5 tipologie di dati raccolti, abbiamo scelto dei punti tramite l'utilizzo della funzione *ginput* del software in modo da scartare eventuali punti che presentavano errori o che erano inutilizzabili perché incompleti; escludendo ad esempio i punti raccolti durante le fasi di ricarica della bilancia del carburante, visibili nella figura 6.3 nelle zone in cui non è presente la colorazione gialla. Tramite l'utilizzo di un apposito script abbiamo plottato la totalità di punti motore per ogni prova, figura 6.3, per poi selezionare circa $7 \div 10$ intervalli avendo cura che le principali grandezze in gioco, ovvero $N_{gg}, N_{tp}, W_{fuel}, T_{ccout}$ e $Lambda$, rimanessero il più costanti possibili, dato che la media di tali valori costituisce il dato stesso poi utilizzato nei calcoli. Un'altro script di grande importanza che è stato utilizzato con grande frequenza nella fase di calcolo è *Air prop*, esso infatti ci permetteva di determinare il valore di alcune grandezze termodinamiche, quali pressione e volume relativi e i calori specifici soprattutto, interpolando delle tabelle in cui tali valori erano funzione della temperatura; che quindi è il secondo input della funzione *Air prop* visibile in seguito. Dopo aver quindi determinato i punti da utilizzare, si è passato all'analisi dei dati partendo dalla camera di combustione per poi affrontare il gruppo turbina.

```
1 function Prop_Air=airProp(T, prop)
   if ~isequal(nargin,2)
3   error('airProp requires 2 input arguments!')
   return
5   elseif find(T<250) | find(T>1200) | ~isnumeric(T)
   error('Valid temperature range: 250<=T[K]<=1200')
7   return
   end
9   load propTabAir
   if iscell(prop)
11  for idx=1:length(prop)
   col=find(strcmp(propInfo,prop(idx)));
13  if isempty(col)
   disp(['Property "' char(prop(idx)) '" not recognized!'])
15  else
   Prop_Air{idx}=interp1(airTab(:,1),airTab(:,col),T);
17  end
   end
19  else
   col=find(strcmp(propInfo,prop));
21  if isempty(col)
   disp(['Property "' prop '" not recognized!'])
23  else
   Prop_Air=interp1(airTab(:,1),airTab(:,col),T);
25  end
   end
```

Fin da subito é stato riscontrato il problema del determinare la giusta portata di aria che attraversa la motorizzazione. In prima iterazione la si é calcolata sfruttando il *lambda* fornitoci dai dati sperimentali e il valore della portata di combustibile; tale procedimento é risultato però non preciso soprattutto poiché la portata di combustibile non era un valore istantaneo, ma era calcolata misurando il tempo di svuotamento della bilancia di 2 Kg (W_{fuel}):

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{W_{fuel}}{\Delta t}$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{fuel} \cdot \lambda \cdot \lambda_{st}$$

dove il λ_{st} vale 14.7. Per determinare la reale portata d'aria abbiamo utilizzato la formula di *Saint – Venant Wantzel* facendo riferimento ad un imbocco del tipo convergente-divergente che, essendo in campo subsonico, funziona da effusore nel primo tratto e poi da diffusore. Con l'ipotesi di flusso monodimensionale, isoentropico e quasi stazionario abbiamo ricavato la portata d'aria, dato che era noto il rapporto tra la pressione all'interno dell'inlet e la pressione presente in sala, permettendoci di considerare quindi anche le componenti dinamiche delle grandezze. I passi matematici effettuati per il sopradetto calcolo sono i seguenti:

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

$$\rho = \rho_0 \frac{\rho}{\rho_0} = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = \frac{p_0}{R T_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = \frac{\gamma p_0}{a_0^2} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$V = a_0 \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

$$\dot{m} = \frac{p_0 A}{a_0} \sqrt{\frac{2 \gamma^2}{\gamma - 1} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

Naturalmente é utile inserire un coefficiente ψ , chiamato di efflusso, che racchiuda tutti i termini che sono sotto radice nella definizione di portata; tale termine risulta funzione del rapporto tra la pressioni $\frac{p}{p_0}$, ovvero pressione nella sezione A considerata e pressione in sala, e risulta naturalmente funzione del coefficiente di dilatazione adiabatica come descritto nella figura 6.4. Per

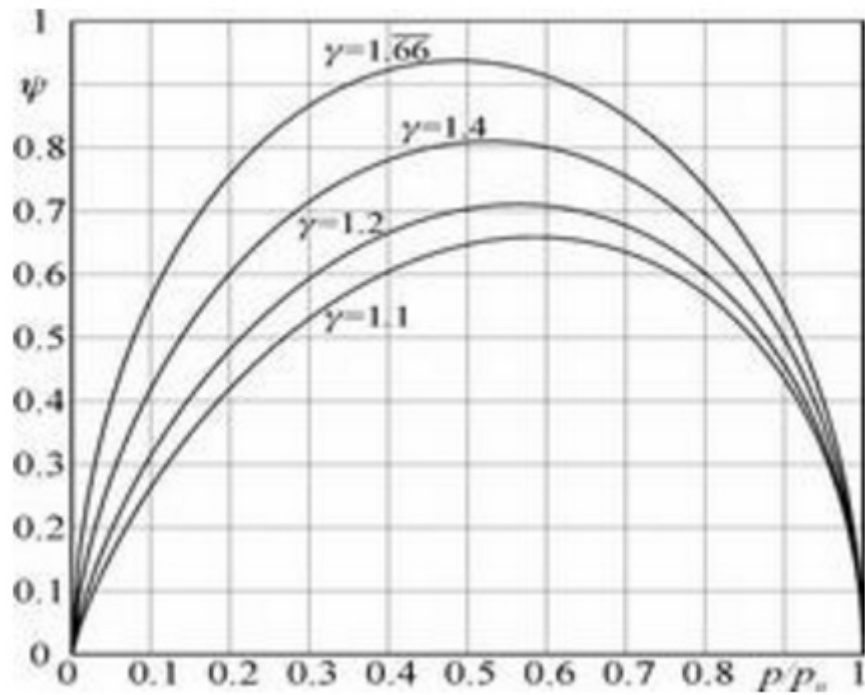


Figura 6.4: Coefficiente di efflusso in funzione di $\frac{p}{p_0}$ e γ

quanto riguarda la quantità di acqua iniettata, i valori visibili nella tabella sono stati calcolati da un altro studente in un precedente lavoro di tesi, che si è concentrato nella modellazione del comportamento del compressore della turbina Allison 250 C18, i cui risultati riguardanti le condizioni del fluido operatore al termine della fase di compressione sono stati naturalmente utilizzati come punto di partenza per la fase di combustione.

6.3 Camera di combustione

Nell'analisi della camera combustione ci siamo concentrati nel calcolare teoricamente la temperatura di fine combustione, per poi confrontarla con quella sperimentale che avevamo a disposizione. Per fare ciò ci siamo basati sulla formula di bilancio della camera di combustione:

$$\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot T_{0a} + \dot{m}_f \cdot K_i \cdot \eta_{cc} + \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot T_f = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg} \cdot T_{0g}$$

in cui con il pedice a , f , g intendiamo rispettivamente le condizioni di aria, combustibile e gas combusti, e in particolare con T_{0a} la temperatura in ingresso nella camera di combustione. Naturalmente avendo utilizzato la portata d'aria calcolata con il metodo di *Saint-Venant Wantzel*, dovevamo scegliere se utilizzare la portata di combustibile fornitaci dalla bilancia, o se utilizzare il λ ; tra le due strade a nostra disposizione abbiamo preferito usare la misurazione del λ dato che ci permetteva di avere un dato piú realistico e non mediato nel tempo.

I maggiori problemi riscontrati in questa sezione sono stati ricavare i valori dei calori specifici a pressione costante dell'aria ma soprattutto dei gas combusti. Infatti se per l'aria abbiamo utilizzato la funzione *Air prop* precedentemente descritta, per i gas combusti non abbiamo potuto utilizzare un programma che semplicemente interpolasse dei dati presenti in tabelle, ma abbiamo utilizzato un software fornito direttamente dalla NASA online, chiamato "Chemical Equilibrium with Applications (CEA)". Esso per calcolare il C_{pg} ha bisogno dei seguenti dati:

- pressione in ingresso alla camera di combustione: dato di nostra conoscenza grazie alla presenza del sensore di pressione in ingresso.
- combustibile utilizzato: cherosene JP-4 con un potere calorifico inferiore pari a $43.1 \frac{MJ}{kg}$.
- rapporto aria combustibile: in tal caso il software utilizzato necessita naturalmente del valore "totale" ovvero quello ottenuto moltiplicando il λ per 14.7, che rappresenta il rapporto aria-combustibile stechiometrico.
- temperatura in ingresso del fluido operatore: tale dato é di fondamentale importanza perché determina fortemente il valore del calore specifico dei gas combusti, essendo tale

grandezza funzione della temperatura.

- natura dell'ossidante.

Per quanto riguarda il calcolo della temperatura di fine combustione, esso é stato suddiviso in due parti dato che non si conoscevano con certezza le quantità di flusso primario e secondario. Nella prima parte é stata calcolata la temperatura che si avrebbe all'interno del combustore se la combustione fosse stechiometrica ($T_{cc\text{ stech}}$), ottenendo naturalmente temperature elevatissime che non rappresentano la realtà:

$$T_{cc\text{ stech}} = \frac{Cp_a \cdot \dot{m}_{a\text{ stec}} \cdot T_{0a} + \dot{m}_f \cdot k_i \cdot \eta_{cc} + \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot T_f}{Cp_g \cdot (\dot{m}_{a\text{ stec}} + \dot{m}_f)}$$

dove la portata d'aria stechiometrica viene calcolata grazie alla conoscenza del λ . Successivamente si é calcolata la vera temperatura di fine combustione, $T_{cc\text{ out}}$ con un classico bilancio termico:

$$T_{cc\text{ out}} = T_{cc\text{ stech}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{a\text{ stec}}}{\dot{m}_a}\right) + T_{0a} \cdot \left(\frac{\dot{m}_a - \dot{m}_{a\text{ stec}}}{\dot{m}_a}\right)$$

in cui ricordiamo che T_{0a} é la temperatura in ingresso in camera di combustione.

Queste formule sono riferite al caso dry in cui non abbiamo l'iniezione di acqua, nel caso di iniezione occorre ricalcolare i calori specifici e la portata in ingresso. Per il calore specifico in ingresso si é calcolata la frazione di acqua "stechiometrica" che poi é stata utilizzata per determinare il Cp_{in} finale della miscela che entra all'interno del combustore:

$$m_{H_2O\text{-stec}} = m_{H_2O} \cdot \frac{\dot{m}_{a\text{ stec}}}{\dot{m}_a}$$

$$Cp_{in} = Cp_a \cdot \left(\frac{\dot{m}_{a\text{ stec}}}{\dot{m}_{a\text{ stec}} + m_{H_2O\text{-stec}}}\right) + Cp_{H_2O} \cdot \left(\frac{m_{H_2O\text{-stec}}}{\dot{m}_{a\text{ stec}} + m_{H_2O\text{-stec}}}\right)$$

ora nella formula della $T_{cc\ stec}$ basta sostituire alla $\dot{m}_{a\ stec}$ essa stessa a cui viene aggiunta la $\dot{m}_{H_2O-stec}$, che chiameremo per semplicità \dot{m}_{mix} ; mentre il bilancio finale diventa:

$$T_{cc\ out} = T_{cc\ stech} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{mix}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{H_2O}} \right) + T_{0a} \cdot \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_{H_2O}) - \dot{m}_{mix}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{H_2O}}$$

in figura 6.5 possiamo vedere plottate in funzione del numero di giri del gruppo generatore di gas potenziali le temperature sperimentali che si registrano, grazie ai sensori di temperatura che ricordiamo essere di tipo k, al termine della camera di combustione. Come possiamo ben notare, le temperature maggiori si hanno nel caso *DRY*, ovvero quello senza iniezione di acqua, mentre man mano che aumentiamo l'acqua iniettata registriamo una diminuzione delle temperature. Venendo ora alle temperature calcolate da noi tramite il sopradetto procedimento,

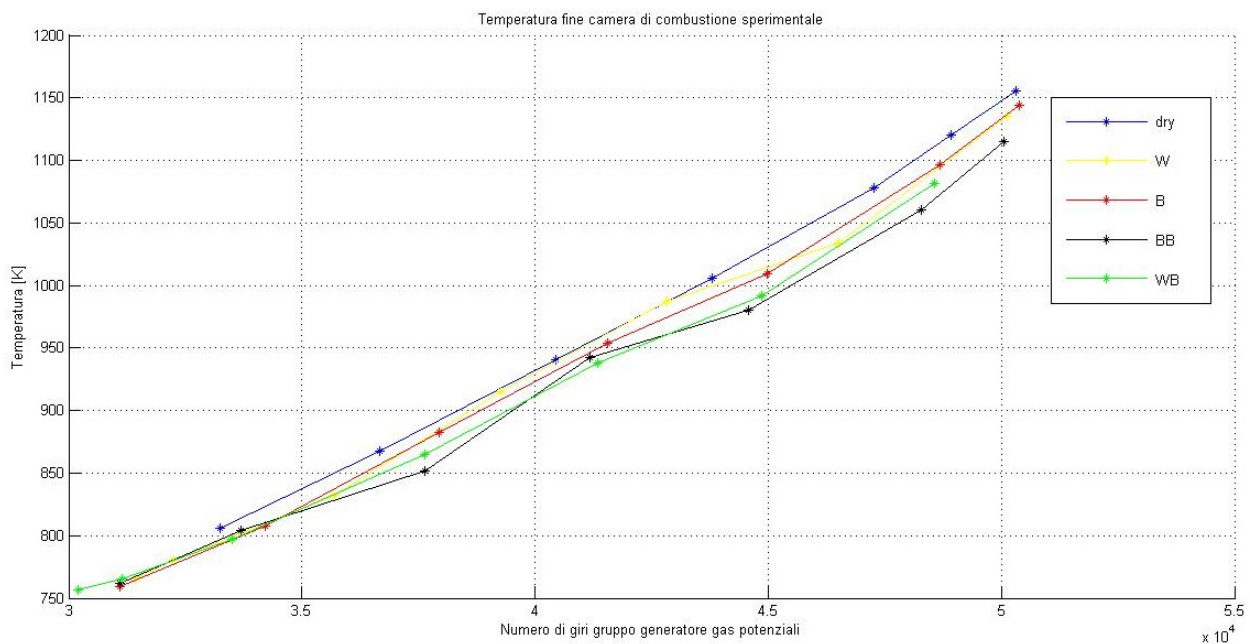


Figura 6.5: Temperature di fine camera di combustione sperimentali

registriamo un andamento molto simile con quelle sperimentali e anche in questo caso l'effetto dell'iniezione di acqua ci porta ad avere delle temperature di fine combustione man mano sempre minori; come visibile in figura 6.6. Tra i due grafici esistono delle leggere differenze riguardanti il valore delle temperature raggiunte; mentre l'andamento delle stesse e lo "ordinamento", cioè il fatto che il caso *DRY* presenti delle temperature maggiori rispetto ai casi con fogging che si succedono dall'alto verso il basso con il giusto ordinamento per iniezioni via via

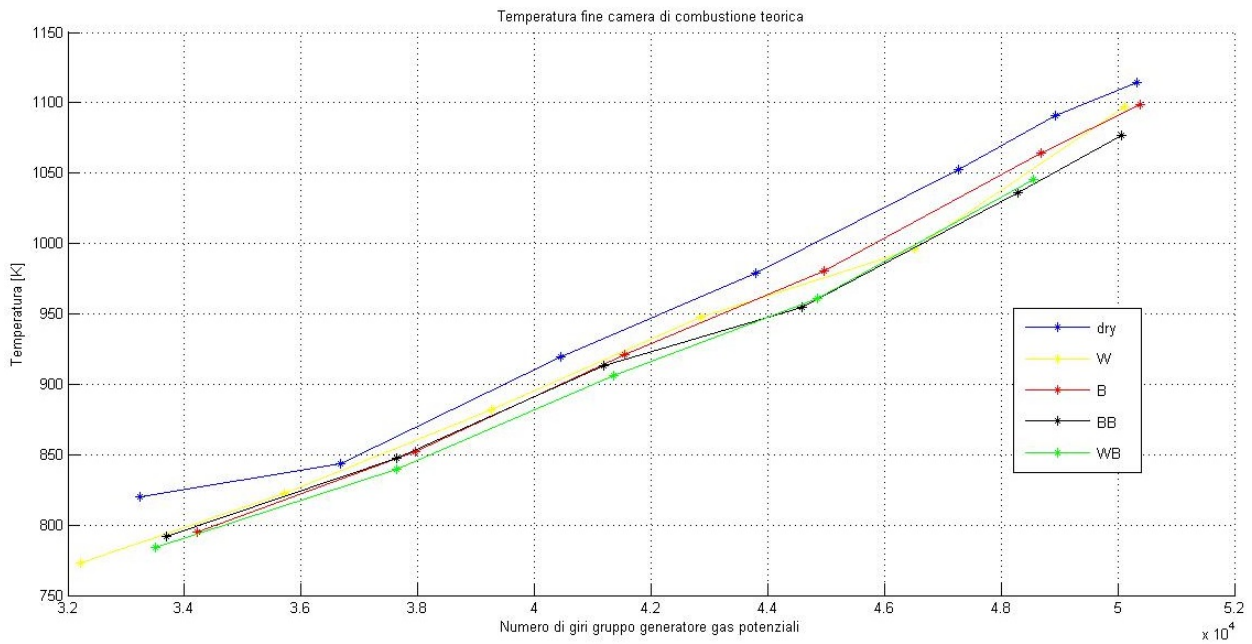


Figura 6.6: Temperature di fine camera di combustione teoriche

maggiori, é pressoché uguale nel caso "teorico" a quello sperimentale. Le leggere differenze in termini di temperatura sono visibili nella figura 6.7. Questa differenza, che ha all'incirca un

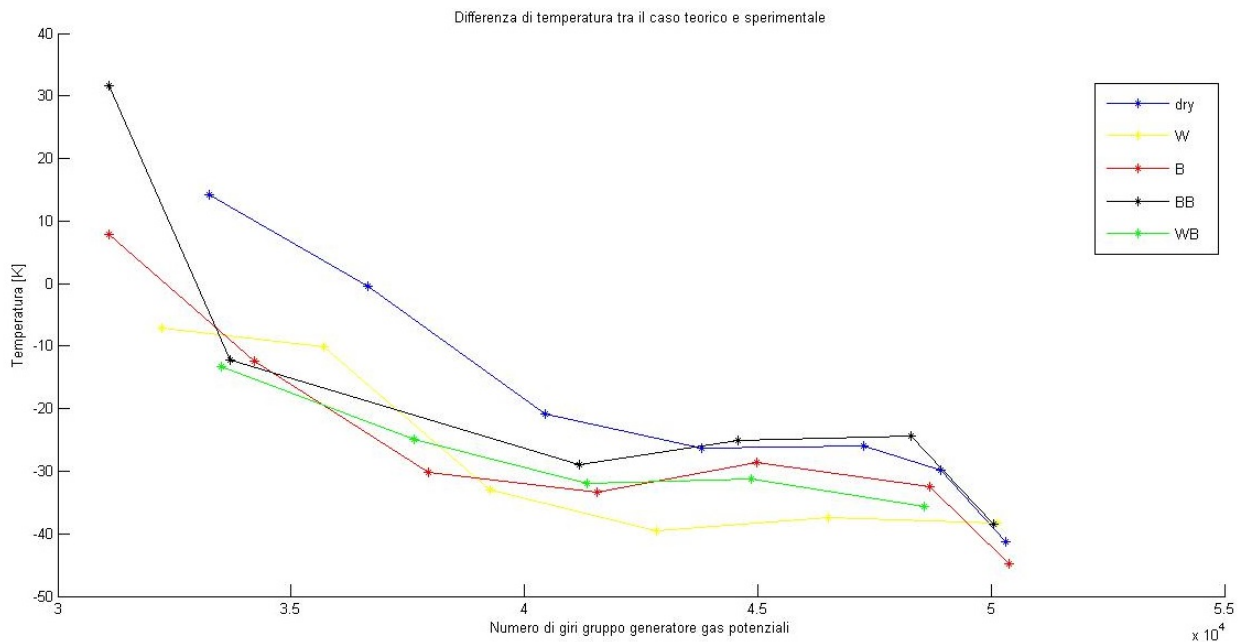


Figura 6.7: Differenza di temperatura tra il calcolo teorico e i dati sperimentali

andamento simile in tutti i casi, ci ha fatto pensare ad una possibile relazione con il numero di giri; infatti dopo un'analisi della camera di combustione, e considerando anche le "dimensioni" del fronte di fiamma in relazione alla zona in cui si sviluppa la combustione, siamo giunti alla conclusione che il valore fornito dal sensore di temperatura al termine del combustore sia

afflitto da errori che aumentano il valore da esso misurato. Questo perché esso risente anche del calore stesso della fiamma che, soprattutto all'aumentare del numero di giri, scambia calore per convezione con il sensore stesso.

6.4 Gruppo Turbina

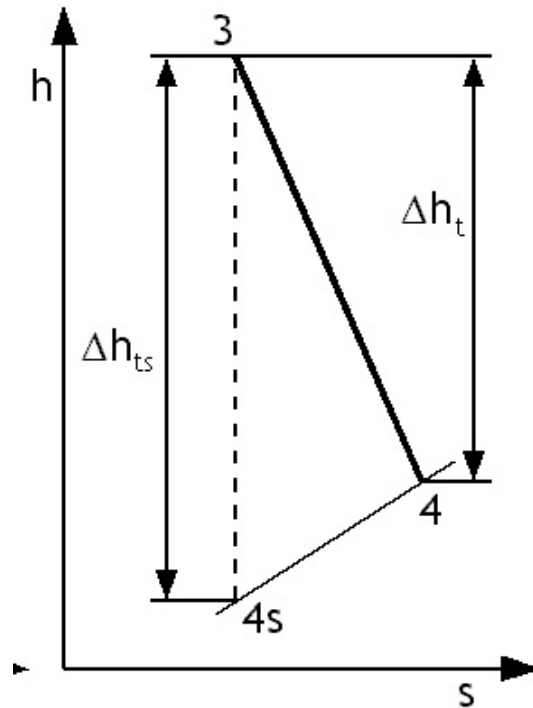


Figura 6.8: Rappresentazione nel diagramma h-s della trasformazione di espansione

Nell'analisi del gruppo turbina siamo naturalmente partiti dai risultati ottenuti in camera di combustione, valutando dapprima l'espansione nella turbina del gruppo generatore di gas potenziali e poi nella turbina di potenza. Utilizzando i dati sperimentali in nostro possesso abbiamo determinato i rendimenti isoentropici e politropici. Per fare ciò occorre innanzitutto definire il lavoro reale, isoentropico e politropico; definiti riferendosi alla figura 6.8:

$$L_{reale} = C_p (T_3 - T_4) = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{n-1}{n}}}\right)$$

$$L_{iso} = C_p (T_3 - T_{4s}) = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$$

$$L_{poli} = L_{iso} + recuperato = \frac{n R}{n - 1} T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{n-1}{n}}}\right)$$

Nel nostro caso tutte le grandezze che compaiono nelle 3 espressioni qui sopra erano note o comunque ricavabili dai dati in nostro possesso, in particolare il β della turbina del gas generator

era ricavabile come:

$$\beta = \frac{P_{cc\ out}}{P_{tot}}$$

cioé rapporto tra la pressione di fine camera di combustione e la pressione misurata tra le due turbine della motorizzazione. Per ricavare invece l'indice della politropica n siamo partiti dalla seguente eguaglianza:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{p_4^{\frac{n-1}{n}}}{p_3}$$

in cui le temperature e le pressioni erano tutte note, quindi rigirando l'uguaglianza e sfruttando anche le proprietà dei logaritmi ci siamo ricavati l'indice della politropica che é stato poi utilizzato per il calcolo del lavoro. I rendimenti sono poi definiti come:

$$\eta_{iso} = \frac{L_{reale}}{L_{iso}}$$

$$\eta_{poli} = \frac{L_{reale}}{L_{poli}}$$

dote naturalmente deve risultare che il $\eta_{iso} > \eta_{poli}$.

Come primo approccio al calcolo avevamo pensato di compiere gli stessi passi sopra descritti sia per la turbina del gruppo generatore che per la turbina di potenza ma, nonostante i calcoli per la prima davano risultati soddisfacenti, con la turbina di potenza riscontravamo dei rendimenti troppo elevati e con un andamento fortemente irregolare da un punto di funzionamento all'altro. La causa di questo andamento é dovuta ad un errore di misurazione della temperatura di fine espansione, infatti il sensore incaricato é stato posizionato troppo a valle della turbina di potenza misurando quindi una temperatura inferiore a quella reale di fine espansione; combinata ad un errore nella misurazione della temperatura tra le due turbine, infatti qui i 3 sensori presenti registrano temperature con differenze anche di 80 gradi in alcuni punti che quindi non ci permettono di effettuare un calcolo adeguato. Per superare questi problemi e fare una analisi delle turbine il piú corretta possibile, quindi, sono stati utilizzati i dati ricavabili dal freno del banco prova per la turbina di potenza, mentre per la turbina del gas generator é stato fissato un rendimento politropico di circa 0.7 regolandosi con i diagrammi presenti nel manuale della

motorizzazione in studio. Grazie alla conoscenza dell' η_{poli} della turbina di alta pressione si é ricavata la reale temperatura T_4 con i seguenti passaggi, in cui la y rappresenta una grandezza intermedia da cui si é poi calcolato l'indice n :

$$y = \eta_{pol} \cdot \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)$$

$$n = \frac{-1}{y - 1}$$

la temperatura del fluido operatore tra le 2 turbine risulterà quindi:

$$T_{4pol} = \frac{T_3}{\beta^{\left(\frac{n-1}{n}\right)}}$$

In figura 6.9 sono visibili le temperature che si registrano così al termine della turbina del gruppo generatore di gas potenziali. Per quanto riguarda invece la turbina di potenza, i dati raccolti

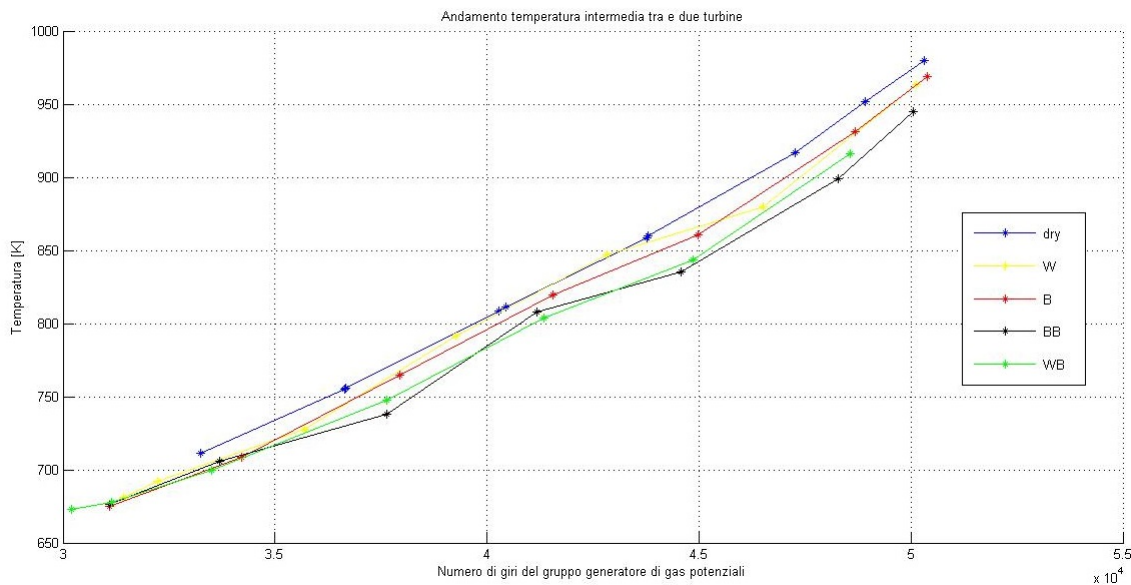


Figura 6.9: Temperature calcolate intermedie tra le due turbine

dal banco prova ci fornivano il valore punto per punto della coppia (MP_{torque}), naturalmente misurata in $N \cdot m$, quindi grazie alla conoscenza del numero di giri del freno (N_{brake}) ci siamo calcolati la velocità angolare e in successione la potenza "ricavata" dalla turbina di bassa pressione:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_{brake}}{60}$$

$$Pot_{freno} = \omega \cdot MP_{torque}$$

a questo punto il salto di temperatura eseguito nella turbina di potenza é:

$$\Delta T_{TP} = \frac{Pot_{freno}}{\dot{m} \cdot C_p}$$

in cui con \dot{m} indichiamo la portata del fluido operatore, mentre per il C_p é stato utilizzato un valore medio data la conoscenza del range di temperatura. Il salto di temperatura effettuato

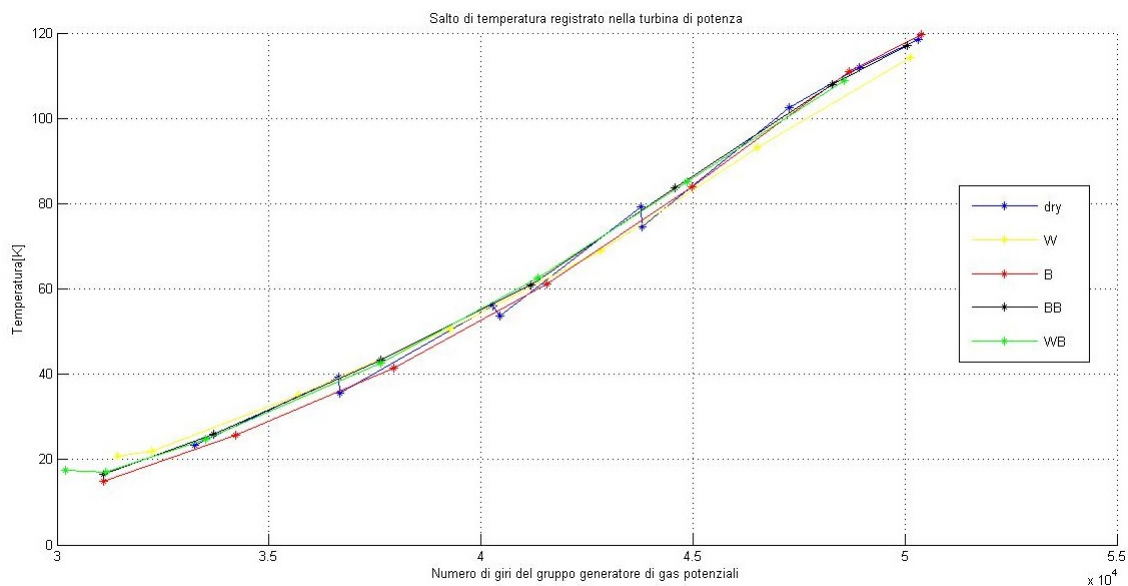


Figura 6.10: Salto di temperatura nella turbina di potenza

nella turbina di potenza, é visibile nella figura 6.10 e come possiamo notare abbiamo un andamento pressoché costante, a paritá di numero di giri, per tutti i tipi di iniezione.

Il passo successivo é stato quello di calcolare la temperatura di fine espansione; essa risulta essere maggiore della temperatura a nostra disposizione, come preannunciato, e questo risultato ottenuto conferma il fatto che il posizionamento dell'ultimo sensore di temperatura sia troppo a valle essendo quasi in prossimitá della sezione finale di scarico. Questa situazione, però, ci permette di valutare l'entitá dello scambio termico, piú che altro convettivo, che avviene nel condotto di scarico.

6.5 Scambio termico nel condotto di scarico

In questa ultima parte di lavoro per quanto riguarda lo studio dei componenti in ambiente MATLAB[®], siamo partiti dall'analisi del grafico mostrato in figura 6.11 in cui il salto di temperatura nello scarico é ben visibile.

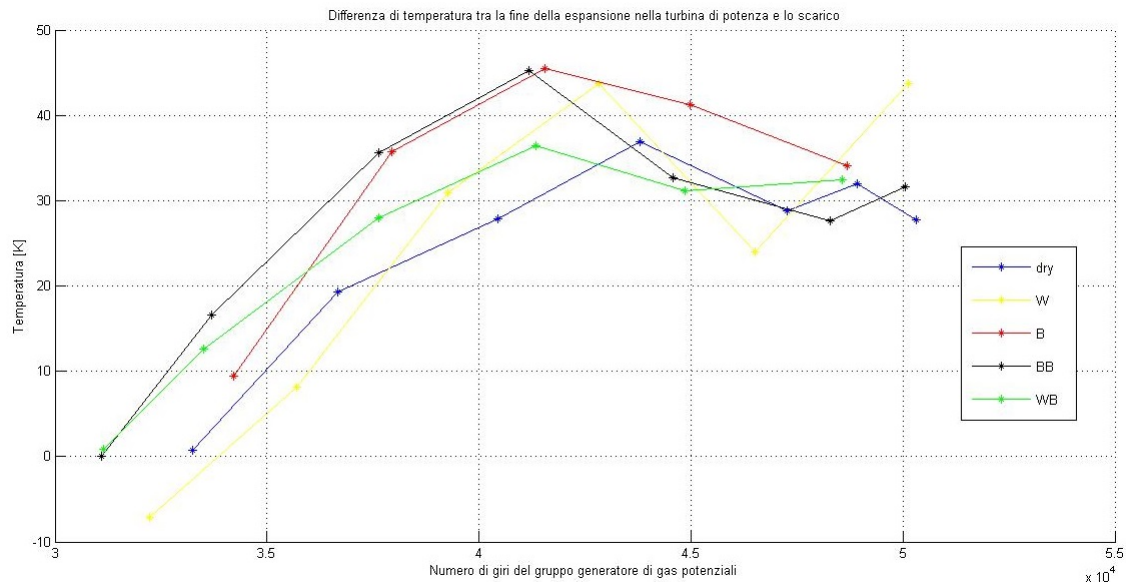


Figura 6.11: Differenza di temperatura tra la fine della espansione nella turbina di potenza e lo scarico

Ora, tra le tre modalità di scambio di calore ovvero conduzione, convezione e irraggiamento, quello a cui siamo di fronte noi é di tipo convettivo. Questa modalità rappresenta anche il meccanismo di scambio termico predominante nei fluidi.

La convezione, é la modalità di scambio termico che é presente sulla superficie di un solido lambito da un fluido, necessariamente in moto. Essa può essere suddivisa in:

- convezione naturale: se il moto del fluido é causato dalle differenze di densità indotte da differenze di temperatura.
- convezione forzata: se il moto relativo tra il fluido e la superficie é indotto dall'esterno tramite appositi organi come ad esempio delle pompe.

Inoltre essa può essere suddivisa anche in:

- convezione interna: se il fluido scorre internamento ad un condotto.

- convenzione esterna: se il fluido lambisce dall'esterno un oggetto non risentendone dall'influenza oltre una certa distanza.

Nel calcolo del flusso termico trasmesso per convezione, occorrerebbe risolvere sia le equazioni differenziali del moto, ovvero piú comunemente chiamate di Navier-Stokes, sia le equazioni del trasporto di energia nel fluido. Come noto, siamo in grado di risolvere solo pochi semplici casi; per questo le leggi a nostra disposizione provengono da risultati sperimentali. Definiamo il flusso scambiato tra parete e fluido come:

$$Q = h_c A (T_s - T_r)$$

dove con h_c indichiamo il coefficiente di scambio termico per convezione, con A l'aria di scambio mentre T_s rappresenta la temperatura della superficie e T_r é la temperatura del fluido sufficientemente distante dalla parete da non risentirne in caso di convezione esterna mentre rappresenta la cosiddetta temperatura di miscela, ovvero una media della temperatura nella sezione trasversale del condotto, nel caso di convezione interna.

Il problema principale di questa trattazione é stato quello di determinare il coefficiente h_c , espresso in $\frac{W}{m^2 K}$, che é funzione di numerosi parametri. Nel caso di convezione forzata con un moto a velocità piuttosto elevata, quindi in regime turbolento, il coefficiente di scambio termico convettivo puó essere determinato sfruttando le seguenti relazioni che ci permettono di determinare il numero di Nusselt:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = \frac{h_c D}{k}$$

dove k é la conducibilità termica del fluido e D il diametro idraulico del condotto. Il coefficiente h_c viene quindi determinato invertendo la seconda equazione sopra citata. Ora il problema é

stato determinare soprattutto il numero di Reynolds definito come:

$$Re = \frac{\rho w D}{\mu}$$

in cui ricordiamo che w indica la velocità del fluido e μ la viscosità dinamica. Il numero di Prandtl, invece, è definito come:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

ed è quindi funzione di grandezze il cui andamento è funzione della temperatura del fluido, che era un dato a nostra conoscenza, è stato perciò determinato dopo aver creato 3 tabelle, ciascuna di 2 colonne, in cui erano presenti i valori delle 3 grandezze per il range di temperatura di nostro interesse che sono poi state interpolate con il specifico valore di temperatura che avevamo. Naturalmente, anche il numero di Prandtl stesso poteva essere determinato a partire da tabelle presenti in letteratura, ma si è preferito seguire questa strada per confrontare il risultato da noi ottenuto con quello tabellato per avere una conferma sul valore della viscosità dinamica che è stato utilizzato per il numero di Reynolds.

Nel calcolo della velocità media del fluido, a partire dalla nota formula $\dot{m} = \rho w A$, è stato utilizzato un valore di portata dimezzato, dato che la motorizzazione in oggetto di studio presenta un doppio condotto di scarico.

Ora la Q , ovvero la "potenza termica" trasmessa nel singolo condotto, è stata calcolata come:

$$Q = \frac{\dot{m}}{2} C_p \Delta T$$

Ora in figura 6.12 possiamo vedere l'andamento della temperatura del condotto di scarico, con l'approssimazione che sia pressoché la stessa tra parete interna ed esterna, con cui possiamo affermare che essa si assesta sui 500°K una volta a regime. Infine, in figura 6.13, abbiamo la produzione di NO_x espressa in parti per milione, ovvero ppm, registrata in funzione del numero di giri del gruppo generatore di gas potenziali per ogni tipo di iniezione utilizzata. Come possiamo facilmente notare, la produzione diminuisce notevolmente con l'aumento della

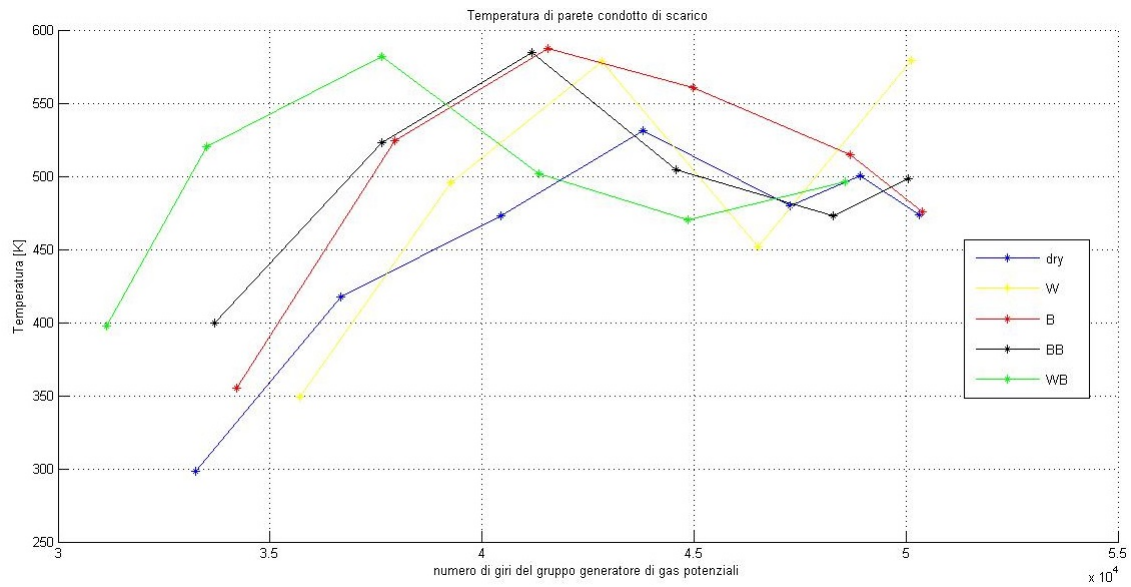


Figura 6.12: Temperatura condotto di scarico

portata di acqua iniettata proporzionalmente a quest'ultima; conseguenza che conferma le nostre aspettative.

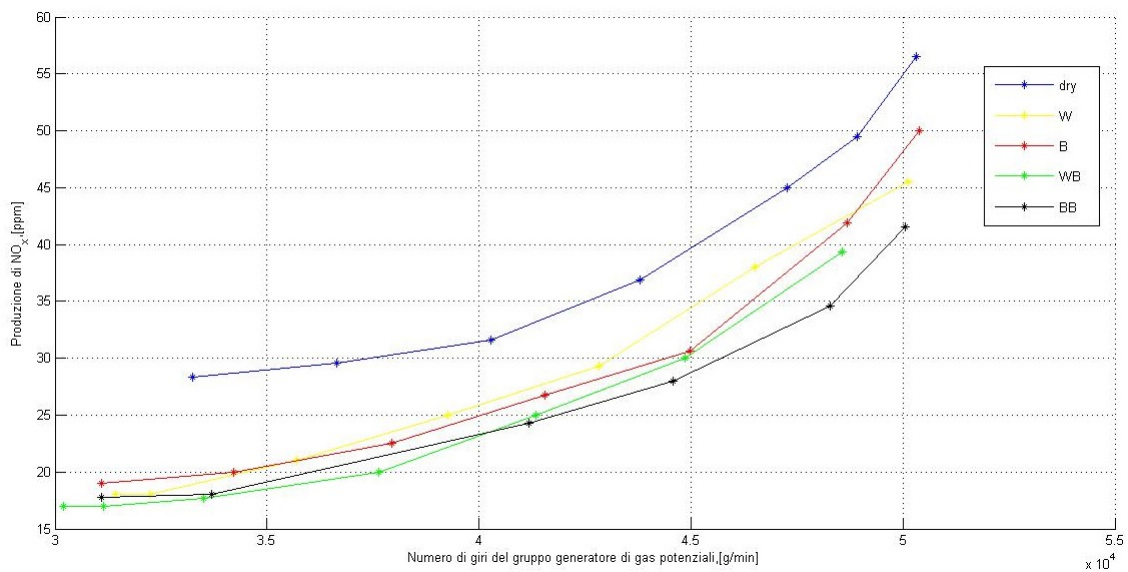


Figura 6.13: NO_x prodotti in funzione del numero di giri per ogni tipologia di iniezione utilizzata

Capitolo 7

Modello Simulink

Obiettivo finale di questo lavoro di tesi, é stato quello di realizzare un modello dinamico in ambiente Simulink riguardante i componenti analizzati.

Questa ultima parte ci ha permesso di inserire la variabile temporale nei nostri calcoli riguardanti il combustore e il gruppo turbina; infatti quello che é stato fatto in matlab consiste in un lavoro di analisi dei dati che ci ha permesso di determinare, per ogni componente, le leggi che ne regolano il funzionamento senza considerare però la variabile tempo, e quindi anche i transitori. Infatti tramite questo tool, abbiamo riprodotto la dinamica interna di ogni componente analizzato che, in seguito, abbiamo connesso direttamente o in retroazione agli altri presenti nel modello sviluppato.

I principali vantaggi che hanno determinato il successo di questo software sono i seguenti:

- utilizzo di una interfaccia grafica.
- esistenza di blocchi predefiniti.
- elevata flessibilità nella variazione del progetto.
- condivisione con MATLAB[®] delle variabili definibili nel workspace.
- possibilità di osservare anche i regimi transitori presenti.

Ogni componente analizzato, é quindi stato creato mediante l'unione di blocchetti preesistenti all'interno di Simulink che comprendono funzioni logiche, equazioni, interpolazioni, grafici

ecc...Tramite la conoscenza dei dati in input ad ogni componente, Simulink simula il comportamento del specifico blocco generando un output che, nella maggior parte dei casi, é destinato al componente successivo, soddisfacendo la condizione di accoppiamento fluidodinamico, ma anche come segnale in retroazione al componente stesso per simulare il comportamento allo step successivo. Per realizzare tale connessioni, si é preferito utilizzare, nella maggior parte dei casi, i blocchi "From" e "Goto" presenti nella libreria "Signal Routing".

7.1 Modellazione dei componenti

Come prima fase che ci ha portato alla realizzazione del modello della camera di combustione e della turbina, sono stati definiti i parametri di inizializzazione del modello. In seguito sono stati creati dei sottosistemi rappresentanti rispettivamente la camera di combustione, la turbina del gruppo generatore di gas potenziali e la turbina di potenza. Inoltre sono stati realizzati le dinamiche di pressione poste nei volumi di controllo compresi tra due componenti dinamici successivi; ci sarà quindi una dinamica sul volume di controllo tra le due turbine e una tra la seconda turbina e l'ambiente esterno. Descriviamo ora come sono stati realizzati i sopracitati blocchi.

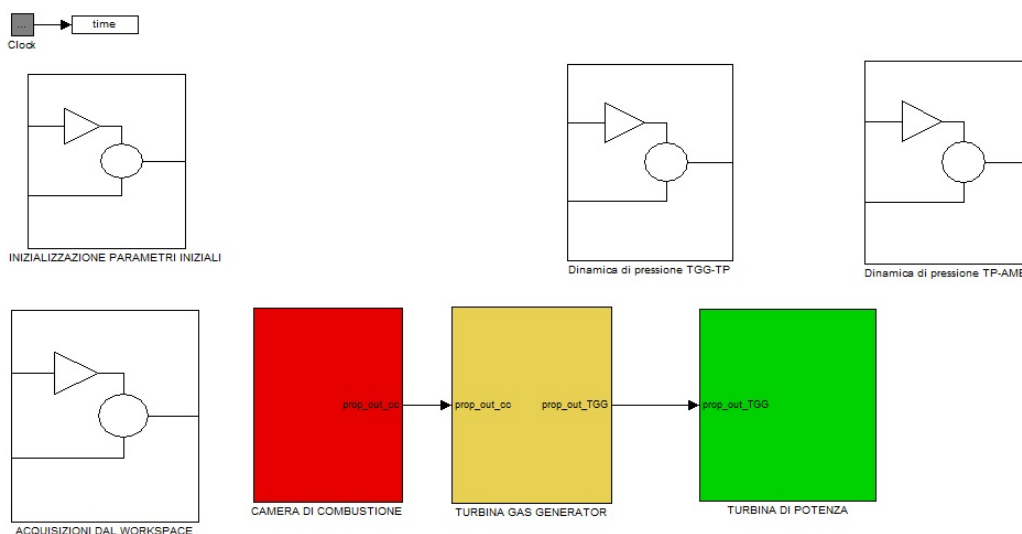


Figura 7.1: Modello Simulink creato

7.1.1 Definizione dei parametri iniziali

Il modello creato ha bisogno di avere in input alcune informazioni per avviarsi che vengono acquisite da simulink direttamente dal workspace di MATLAB®. Per fare ciò é stato creato uno script MATLAB® in cui é possibile richiamare i dati sperimentali da utilizzare e che, tramite la conoscenza di questi ultimi, ricava le grandezze non presenti nei dati provenienti dal banco. In particolare con tale script sono state create le mappe di prestazione delle due turbine che sono state poi utilizzate nei blocchi successivi tramite delle lookup table e, naturalmente, é stata aggiunta la variabile tempo ai segnali in ingresso; che sono ora definiti ciascuno con una structure formata da due matrici colonna di pari dimensioni in cui nella prima sono presenti i valori che la grandezza assume, mentre nella seconda matrice gli istanti temporali a cui quei valori fanno riferimento. Le istruzioni utilizzate per creare tali matrici, ad esempio per la temperatura in ingresso alla camera di combustione, sono:

$$TEMP_IN.time = (Temp_in(:,1)./50) - 0.02$$

$$TEMP_IN.signals.values = Temp_in(:,2)$$

I dati acquisiti in laboratorio che sono stati poi utilizzati, presentano un passo temporale di 50 Hz che quindi consiste nell'avere un nuova serie di dati ogni 20 millesimi di secondo.

Le grandezze acquisite dal workspace sono: portata d'aria, portata di combustibile, temperatura e pressione del fluido operatore in ingresso alla camera di combustione. É stata infine creata una mask in cui l'utente inserisce manualmente altri dati necessari alla simulazione, ovvero la portata d'acqua iniettata, la pressione presente in sala e l'area della sezione subito dopo la turbina di potenza.

7.1.2 Camera di combustione

Il blocco della camera di combustione é formato da tre blocchi principali in cui, nel primo e nel terzo calcoliamo le proprietà del fluido operatore in ingresso e uscita, mentre nel secondo simuliamo la camera di combustione. Partendo dai primi, con proprietà del fluido intendiamo,

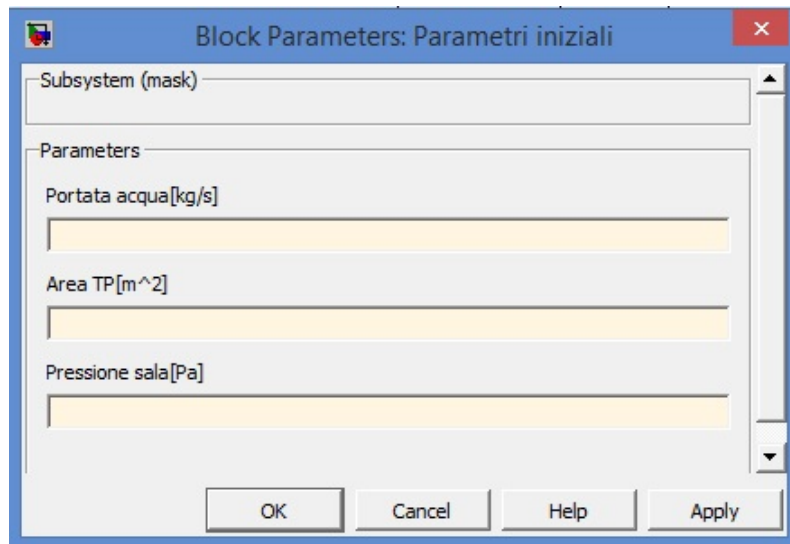


Figura 7.2: Mask di acquisizione parametri iniziali

oltre a pressione e temperatura, anche il calore specifico a pressione costante, il coefficiente di dilatazione adiabatica, la costante del gas e la velocità del suono. Questi vengono calcolati con il blocco in figura 7.3 in cui vengono interpolate mappe per il calcolo del C_p e del γ . Il blocco

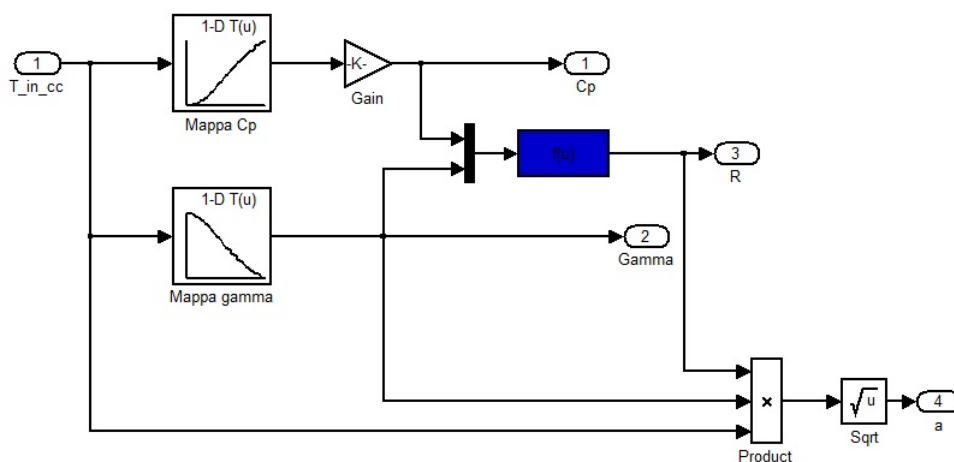


Figura 7.3: Blocco per il calcolo delle proprietà del fluido

intermedio, che naturalmente è la parte centrale del componente, è stato a sua volta suddiviso in altri tre sottoblocchi; questo per rendere il layout più semplice. Nella realizzazione di questo modello è stata naturalmente seguita la stessa strada intrapresa in MATLAB[®], ovvero un primo calcolo di combustione stechiometrico e una successiva miscelazione dei gas. Per questo nel primo sottoblocco è stata calcolata, tramite la conoscenza della portata di combustibile, la portata di aria stechiometrica ed anche l'eventuale portata di acqua "stechiometrica". Nel

secondo sottoblocco é stata messa sotto forma di blocchi l'equazione:

$$\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot T_{0a} + \dot{m}_f \cdot K_i \cdot \eta_{cc} + \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot T_f = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg} \cdot T_{0g}$$

che ci permetta di calcolare la temperatura "stechiometrica" in uscita. Come si può notare dalla figura 7.4 é presente un lookup table, creata a partire dai dati ricavati mediante l'utilizzo del software online CEA, in cui grazie alla conoscenza di temperatura e pressione in ingresso, otteniamo il calore specifico dei gas combusti. Infine nell'ultimo sottoblocco abbiamo calcolato il

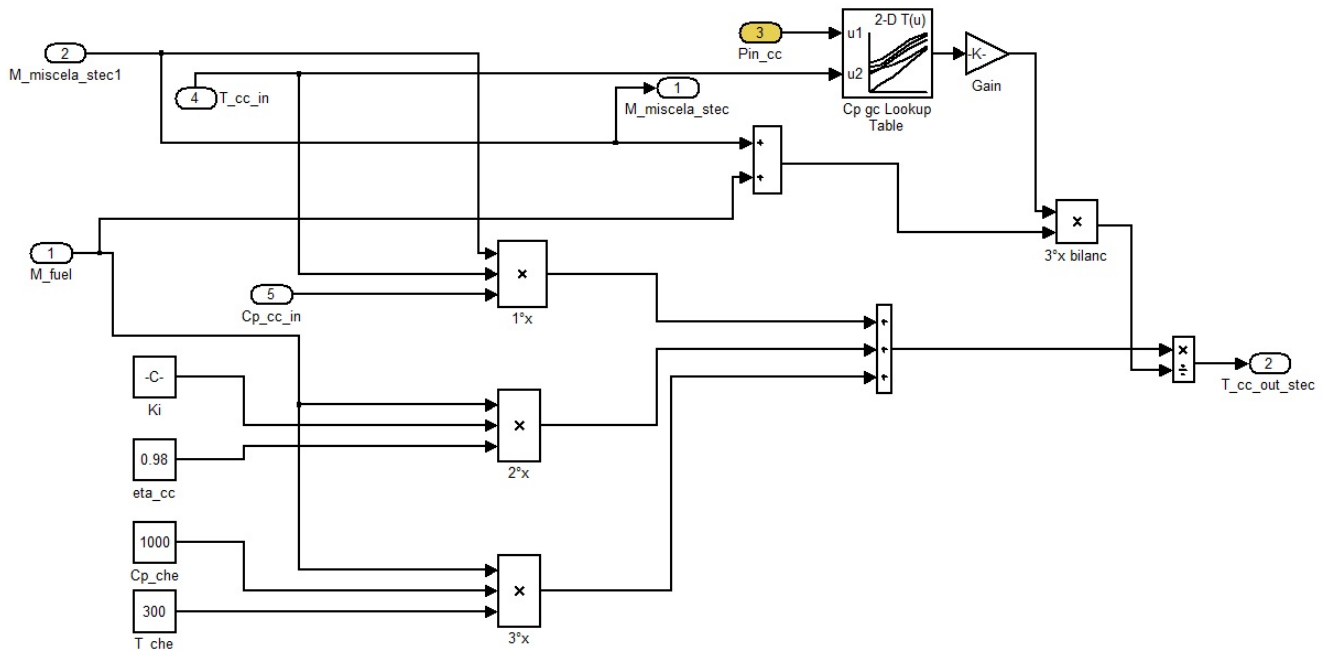


Figura 7.4: Blocco calcolo stechiometrico di combustione

vero valore si temperatura che assume il fluido operatore al termine della camera di combustione in seguito al rimescolamento. Mediante uno scope abbiamo poi plottato l'andamento di tale grandezza nella simulazione, grafico visibile nell'ultima sezione di questo capitolo.

7.1.3 Gruppo turbina

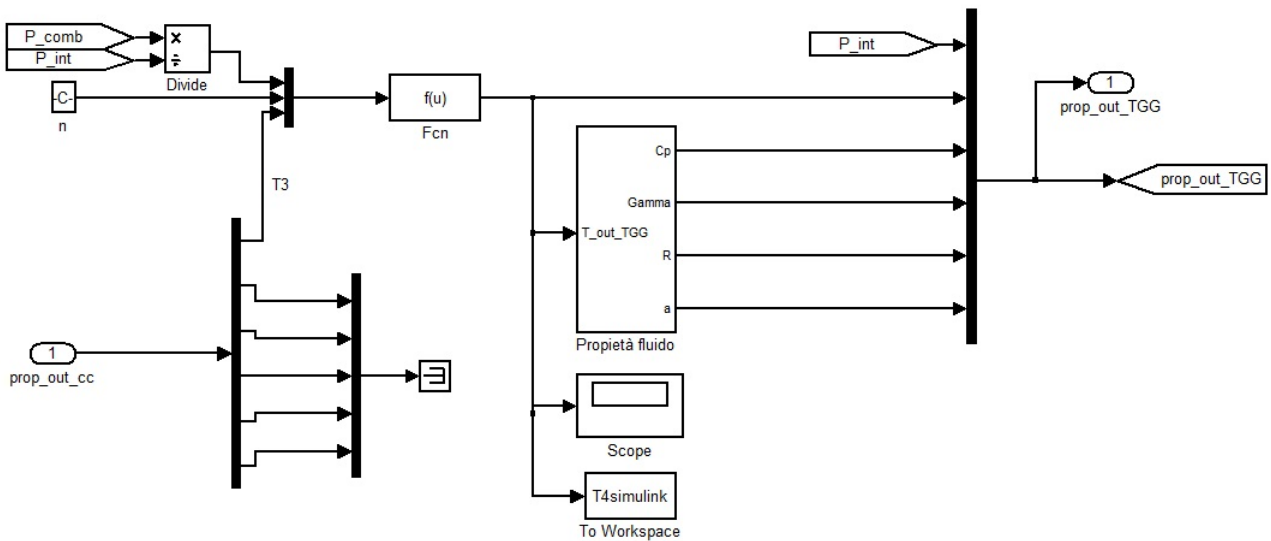


Figura 7.5: Blocco della turbina del gruppo generatore di gas potenziali

Come ormai noto, l'Allison 250 C18 presenta una turbina di alta pressione e una di bassa. Nella realizzazione del modello in Simulink, esse sono state realizzate in maniera analoga come visibile dalle figure 7.5 e 7.6 in cui le differenze che si notano tra i due blocchi, riguardano i segnali in ingresso naturalmente. In particolare abbiamo indicato con:

- P_{comb} = pressione di uscita dalla camera di combustione e in ingresso alla turbina del gruppo generatore di gas potenziali.
- P_{int} = pressione in uscita dalla turbina del gruppo generatore e in ingresso alla turbina di potenza, calcolata nella prima dinamica di pressione.
- P_{end} = pressione in uscita dalla turbina di potenza, calcolata nella seconda dinamica di pressione.
- $prop_out_cc$ = proprietà del fluido operatore in uscita dalla camera di combustione e quindi in ingresso alla turbina del gruppo generatore.
- $prop_out_TGG$ = proprietà del fluido operatore in uscita dalla turbina del gruppo generatore e quindi in ingresso alla turbina di potenza.
- $prop_out_TP$ = proprietà del fluido operatore in uscita dalla turbina di potenza.

Nella realizzazione dei due blocchi si é prestata attenzione al calcolo della temperatura di fine espansione, utilizzando il blocchetto "Fcn" posto nella libreria "User-Defined Functions". Esso riceve in ingresso un segnale proveniente da un blocco "Mux", che ha il compito di unire i tre dati in input necessari per il calcolo di tale temperatura; ovvero rapporto di espansione, indice della politropica e temperatura di inizio espansione secondo la relazione:

$$T_{finale} = \frac{T_{ingresso}}{\beta^{\frac{n-1}{n}}}$$

Il valore di temperatura calcolato puó essere poi visualizzato grazie all'utilizzo di uno "Scope" che plotta il segnale che ha in ingresso in funzione del tempo di simulazione. Con il valore di temperatura vengono poi ricalcolate le proprietá dell'aria. Come si puó notare dalle

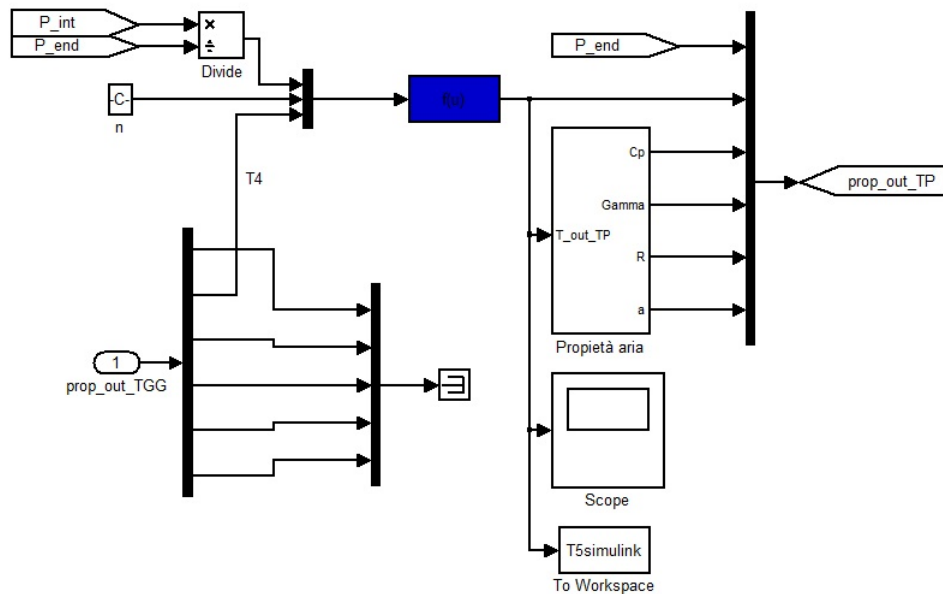


Figura 7.6: Blocco della turbina di potenza

figure 7.5 e 7.6, in entrambe é stato aggiunto un blocco "To Workspace" presente nella libreria "Sinks" che ci permette di salvare i valore della temperatura calcolati nel workspace di MATLAB[®] assegnandoli una variabile. Questo blocchetto é particolarmente utile perché ci permette di plottare in un unico grafico i valori calcolati confrontandoli con quelli sperimentale per i medesimi punti di lavoro come sará visibile nella sezione finale di questo capitolo.

7.1.4 Dinamiche di pressione

Parte centrale del lavoro effettuato su Simulink, é stata la realizzazione delle due dinamiche di pressione. Il funzionamento di quest'ultime deriva dalla definizione di 2 volumi di controllo, il primo costituito dal volume compreso tra le due turbine e il secondo costituito dal volume tra la seconda turbina e l'ambiente esterno. Partendo direttamente dalla definizione di massa $M = \rho V$ dove V é il volume del volume di controllo e ρ la densitá dell'aria e derivando otteniamo:

$$\frac{dM}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt}$$

e dato che naturalmente il volume é costante e noto che $P = \rho R T$ otteniamo:

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

dove i termini a primo membro rappresentano la differenza tra la portata massica in entrata e portata massica in uscita dal volume di controllo V . Ora possiamo quindi determinare la pressione esistente nel volume di controllo come:

$$P = \int \frac{RT}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})$$

In figura 7.7 é mostrata la dinamica di pressione riferita al volume di controllo tra le due turbine. Nella figura sono visibili le due lookup table in cui abbiamo caricato le mappe delle due turbine precedentemente determinate grazie allo script MATLAB[®] di avvio. Esse ricevono in ingresso i rapporti di espansione e forniscono in uscita il corrispettivo valore di portata. In particolare, per la turbina del gas generator il valore del β cambia istante per istante in base al valore della P_{comb} e della P_{int} che viene calcolata in questa dinamica di pressione. Per la turbina di potenza invece, il β viene determinato con la conoscenza della P_{int} e della P_{end} che proviene della seconda dinamica di pressione che in seguito verrá descritta. Nelle figure 7.8 e 7.9 seguenti sono visibili le due mappe di prestazione ricavate e poi utilizzate nelle lookup table per l'interpolazione. Ora, per quanto riguarda la seconda dinamica di pressione, in

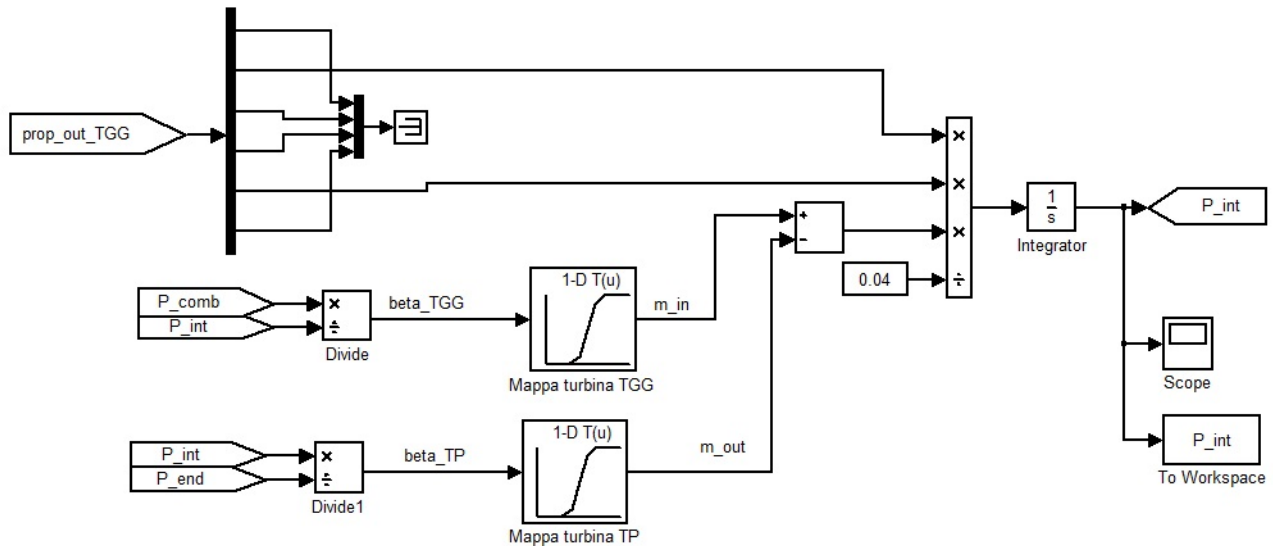


Figura 7.7: Dinamica di pressione tra le due turbine

cui il volume di controllo di riferimento é posto tra la seconda turbina e l'ambiente esterno, per il calcolo della portata in ingresso al volume possiamo ancora utilizzare la lookup table che fa riferimento alla mappa di prestazione della turbina di potenza; per la portata in uscita invece dal volume di controllo abbiamo utilizzato l'equazione di Saint-Venant Wantzel in cui gli input richiesti erano: il coefficiente di dilatazione adiabatica, la velocità del suono, la P_{end} , la sezione di riferimento e la pressione presente in sala; questi ultimi due valori ricordo che vengono inseriti nella mask iniziale per avviare la simulazione. Per il calcolo é stato utilizzato il blocco "MATLAB Function" situato nella libreria "User-Defined Functions" in cui la funzione utilizzata é:

```

function m_out_TP = fcn(gamma,a,P_end,A,P_sala)
2  %#codegen
   if P_end>=P_sala;
4     m_out_TP=(P_sala.*A.*sqrt(-((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((P_end./P_sala).^2)
   else
6     m_out_TP=(P_end.*A.*sqrt(-((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((P_sala./P_end).^2)
   end

```

in cui é presente un else che permette di effettuare il calcolo anche nel caso in cui la P_{sala} risulta maggiore della P_{end} e non bloccare il proseguimento della simulazione. La P_{end} che

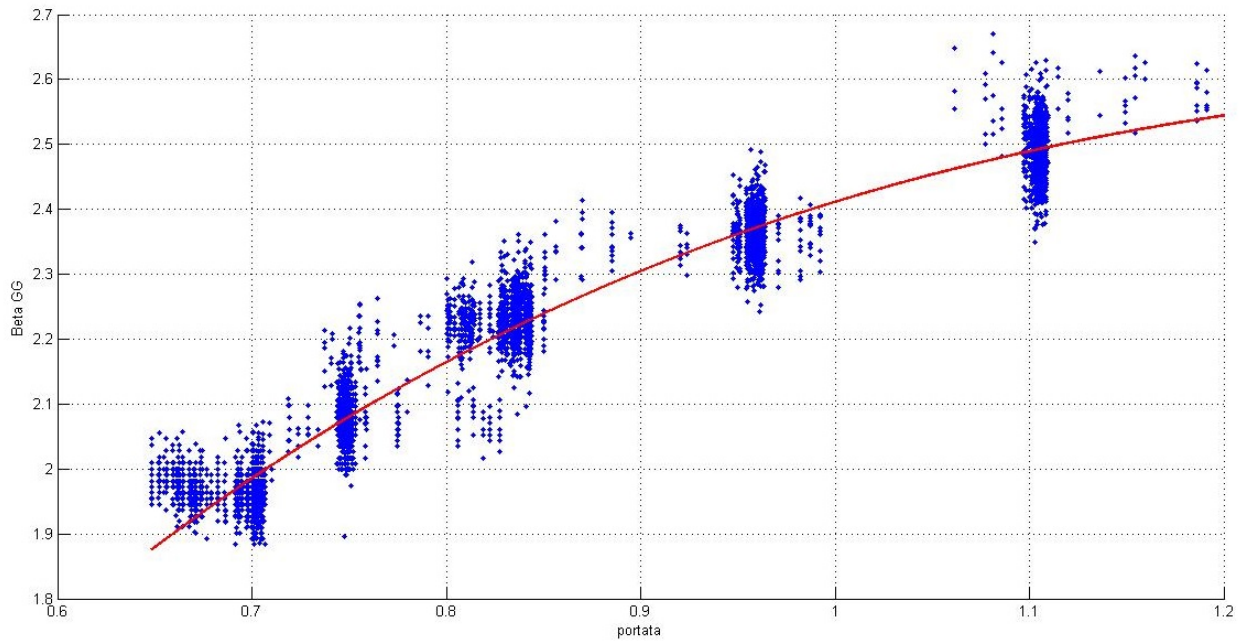


Figura 7.8: Mappa di prestazione della turbina del gas generator

veniva calcolata quindi con questa dinamica andava ad influenzare sia la portata in ingresso che in uscita a questo volume di controllo.

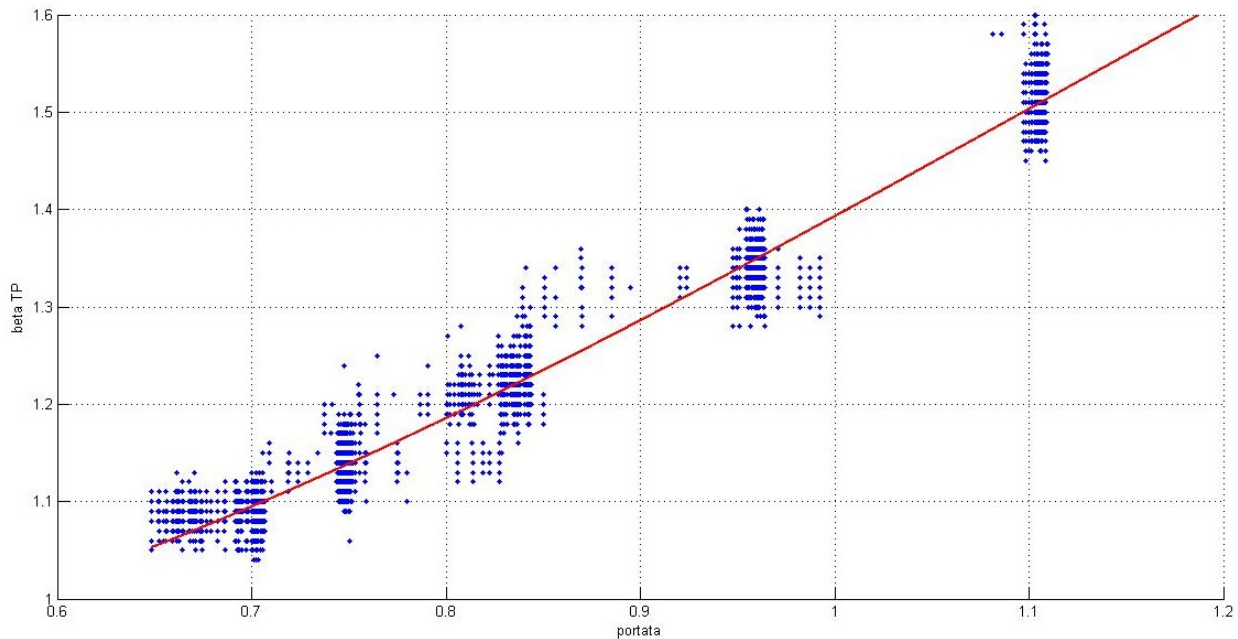


Figura 7.9: Mappa di prestazione della turbina di potenza

7.2 Risultati ottenuti e confronto con i dati sperimentali

In questa ultima sezione verrà fatto un confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione in Simulink e i dati misurati al banco prova. Naturalmente si è fatto riferimento ad una specifica prova di laboratorio con una iniezione di acqua pari a $0.0098 \frac{kg}{s}$. Per quanto riguarda i parametri della simulazione abbiamo utilizzato un solutore *ode8(Dormand – Prince)* con un passo temporale di 50 Hz e un tempo di simulazione di 140 secondi. I volumi di controllo sono stati fissati a $0.04 m^3$ per la prima dinamica ed a $0.05 m^3$ per la seconda dinamica, valori coerenti con la realtà che permettono di non avere instabilità computazionali. Infine, abbiamo fissato dei valori di pressione iniziali nei blocchi integratori pari rispettivamente a 120 kPa e 100 kPa. Nelle figure qui in successione sono visualizzati l'andamento della temperatura in uscita dalla camera di combustione, dalla turbina del gas generator, la P_{int} e la temperatura in uscita dalla turbina di potenza; realizzate crando un altro script che acquisisce i dati che simulink salva nel workspace MATLAB® tramite l'apposito blocco. In ogni figura sono visualizzati, come da legenda, i valori ottenuti dalla simulazione su simulink in blu, mentre in rosso abbiamo i valori sperimentali. Partendo dalla figura 7.11, in cui sono visualizzate le temperature misurate al termine della camera di combustione, possiamo confermare quanto già detto precedentemente nella sezione 6.3; infatti anche qui, e soprattutto all'aumentare del numero di giri, notiamo

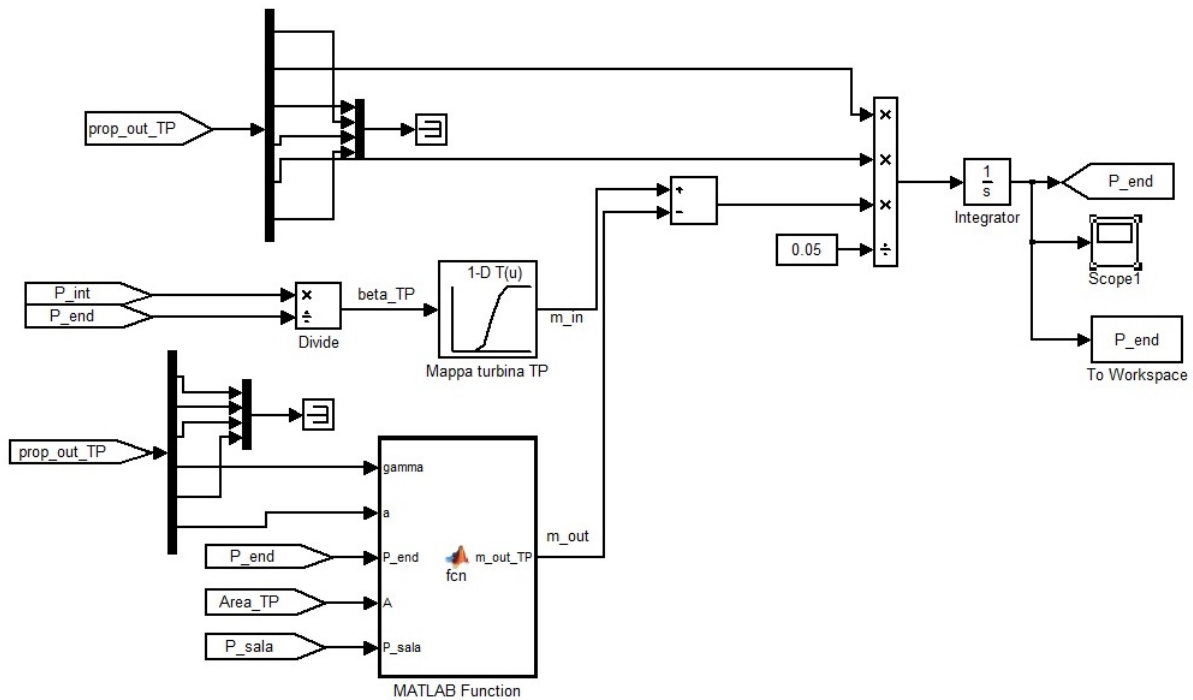


Figura 7.10: Dinamica di pressione tra la turbina di potenza e l'ambiente esterno

come la misura di temperatura sperimentale sia maggiore di quella ottenuta con la simulazione a causa della vicinanza tra il sensore e il fronte di fiamma, che causa un aumento del valore di temperatura misurato sperimentalmente. Dalla figura 7.12, riferita alle temperature in uscita dalla prima turbina, possiamo affermare che con la simulazione in Simulink abbiamo ottenuto risultati confortanti riguardo l'accuratezza del modello creato, infatti la differenza di temperatura risulta comunque contenuta in al massimo una decina di gradi, mentre l'andamento della stessa segue quello sperimentale. Per quanto riguarda la pressione nel medesimo punto della motorizzazione, ovvero tra le due turbine, possiamo affermare che anche qui abbiamo riscontri positivi, l'andamento a gradini é dovuto alla sensibilità dei sensori utilizzati che é pari a 10 kPa.

Infine, per quanto riguarda la temperatura presente in uscita dalla seconda turbina, la differenza di temperatura piú elevata a favore però dei dati provenienti dalla simulazione in Simulink, é una ulteriore conferma del fatto che il sensore di temperatura che ha il compito di misurare la temperatura in uscita dalla turbina di potenza é posizionato troppo a valle, come già concluso al termine dell'analisi dei dati in ambiente. MATLAB®.

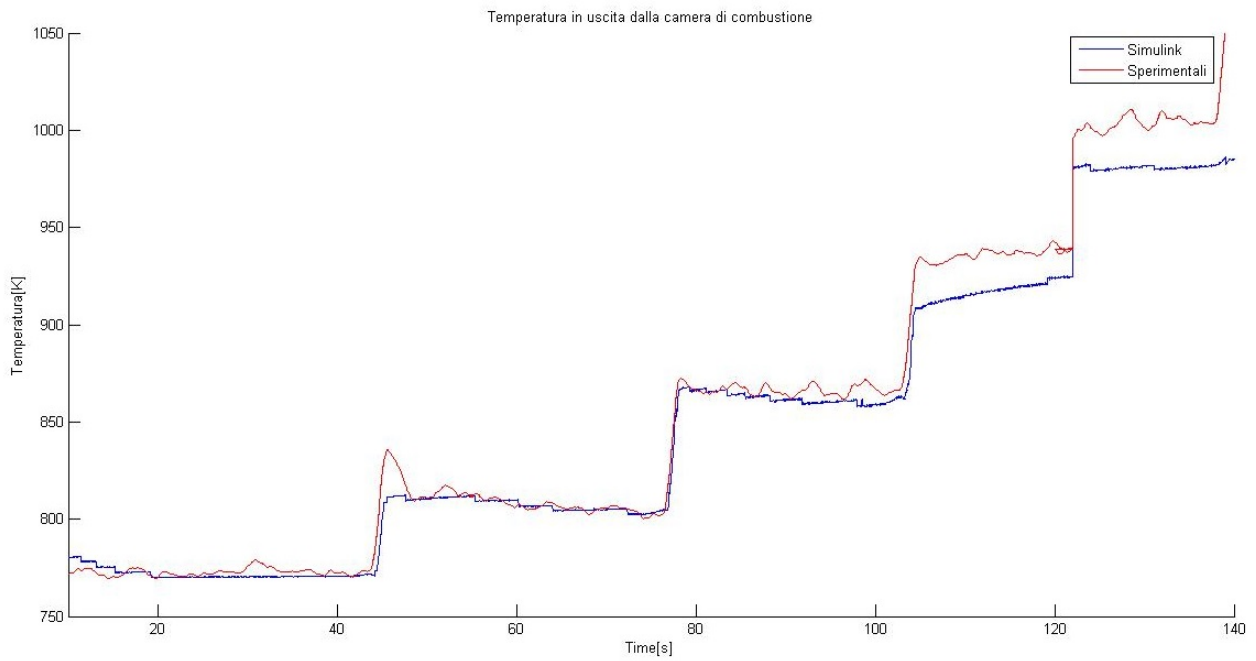


Figura 7.11: Confronto delle temperature in uscita dalla camera di combustione

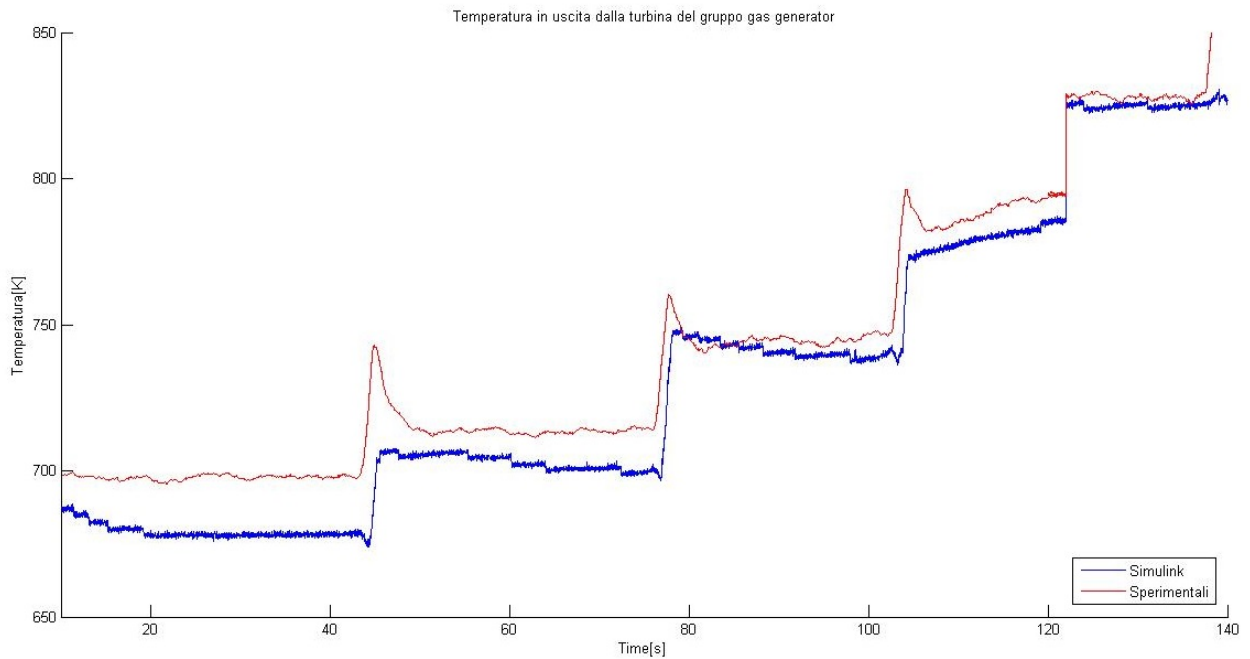


Figura 7.12: Confronto delle temperature in uscita dalla turbina del gruppo generatore di gas potenziali

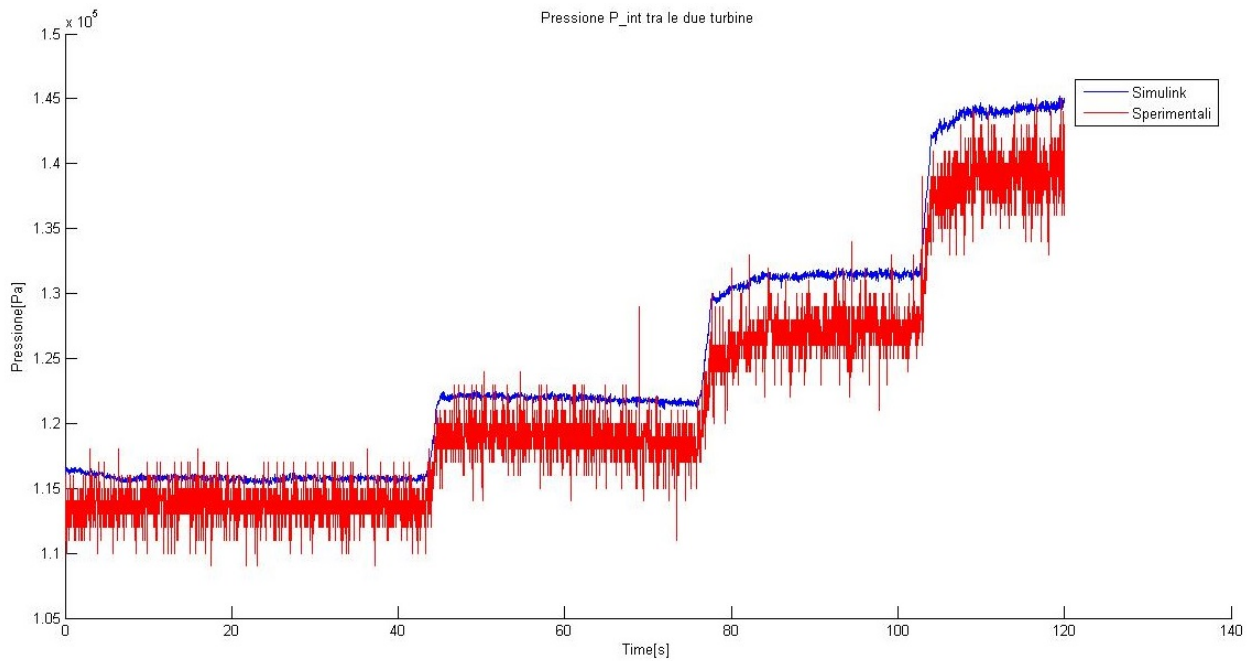


Figura 7.13: Confronto della P_{int} , pressione tra le due turbine

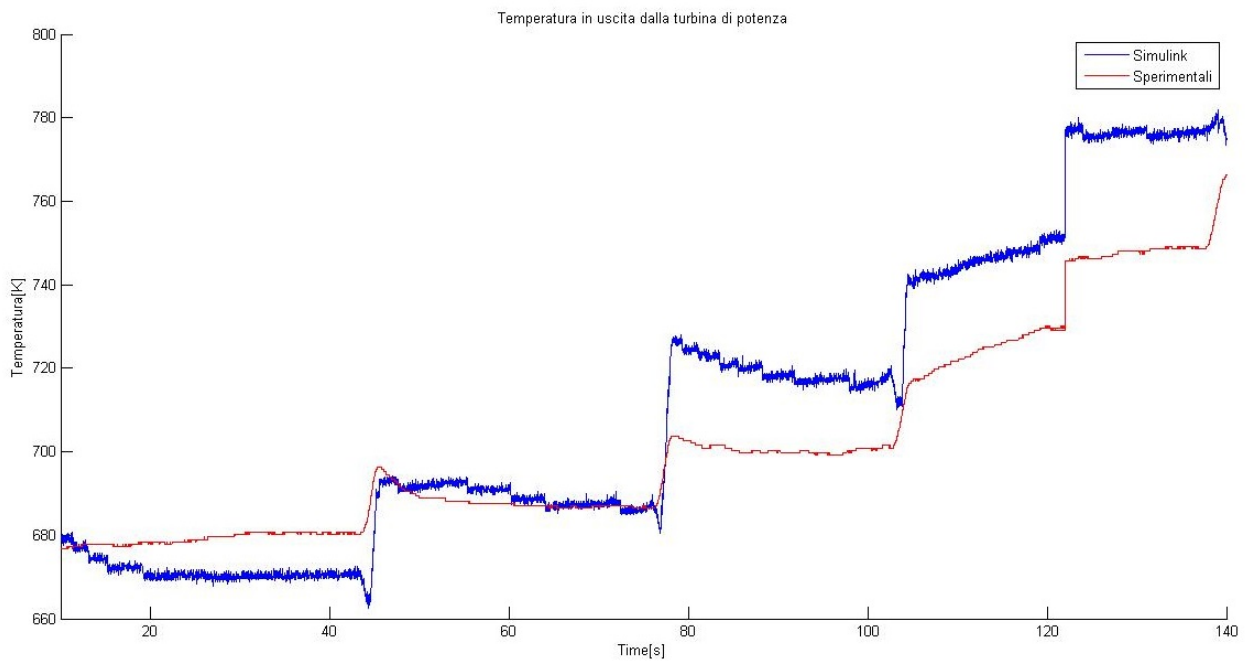


Figura 7.14: Confronto delle temperature in uscita dalla turbina di potenza

Capitolo 8

Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi, grazie alla conoscenza di una serie di dati sperimentali raccolti precedentemente da un altro tesista presso il laboratorio di Propulsione e Macchine della scuola di Ingegneria e Architettura di Forlì, è stato effettuato uno studio finalizzato alla creazione di un modello Simulink di camera di combustione e gruppo turbina del turboalbero Allison 250 C18 in condizioni di fogging.

Il lavoro è stato suddiviso in tre fasi principali. Nella prima ci si è concentrati nel recuperare informazioni riguardo la tecnica del fogging, prestando attenzione nel capire i benefici, problematiche, cambiamento delle prestazioni che l'adozione di tale tecnica comporta. Sono stati riscontrati benefici riguardanti l'aumento delle prestazioni soprattutto in ambienti soggetti ad elevate temperature atmosferiche, un aumento del lavoro utile del propulsore e la diminuzione delle emissioni in termini soprattutto di NO_x . In seguito l'attenzione si è spostata verso lo studio delle tecniche di installazione degli impianti attui a implementare tale tecnica, anche in gruppi già esistenti, concludendo che a parità di acqua iniettata, una iniezione diretta in camera di combustione determina una produzione di NO_x ancora minore, mentre una iniezione in compressore o nel condotto di aspirazione provoca un aumento maggiore delle prestazioni. Nella seconda fase, si è passati alla elaborazione dei dati sperimentali in ambiente MATLAB[®] riguardo camera di combustione e turbina. Sono stati analizzati dati provenienti da varie prove con diversa portata di acqua iniettata, in cui abbiamo determinato le relazioni matematiche tra le varie grandezze in gioco cercando di minimizzare le differenze tra le temperature sperimentali e

quelle calcolate analiticamente. Riguardo la camera di combustione, si é concluso che il sensore di temperatura é affetto da un errore di misurazione dovuta alla vicinanza tra quest'ultimo e il fronte di fiamma che ne causa una misurazione leggermente alterata. Per il gruppo turbina sono state seguite due strade differenti per valutare le temperature raggiunte al termine di ogni espansione. Infatti per la turbina del gruppo generatore di gas potenziali é stato svolto un calcolo "classico" determinando l'indice della politropica, il rapporto di espansione e quindi la temperatura di fine espansione. Per la turbina di potenza invece, sono stati sfruttati i dati provenienti dal freno in termini di coppia e velocità angolare calcolando il salto di temperatura effettuato e quindi la temperatura finale del fluido operatore al termine dell'attraversamento del gruppo. Sono state infine determinate le mappe di prestazione delle 2 turbine e come ultimo passo si é valutato lo scambio termico che avviene nel condotto di scarico calcolando la temperatura raggiunta dalle pareti di quest'ultimo a regime.

Nella terza e ultima fase é stato creato un modello simulink in cui, mediante una struttura modulare a blocchi, abbiamo modellato i componenti precedentemente studiati in ambiente MATLAB®. Ogni componente, ora sottoforma di blocco, riceve in input le caratteristiche fisiche del flusso provenienti dal blocco precedente e, dopo averle elaborate al suo interno tramite le relazioni tipiche di ciascun componente, le invia al componente successivo e/o ai precedenti in retroazione. Sono state realizzate due dinamiche di pressione, in cui tramite la risoluzione di una equazione basata sulla differenza di portata in ingresso e uscita da un volume di controllo, permette il calcolo della valore di pressione nel volume di controllo stesso e quindi l'andamento delle grandezze di nostro interesse in vari punti del propulsore.

I futuri sviluppi da attuare riguardano la realizzazione di un modello completo, utilizzando anche il lavoro di un precedente tesista che si é focalizzato nella modellazione dell'inlet e del compressore. Si potrebbe inoltre cercare di utilizzare le altre 2 metodologie di iniezione proposte in modo da visualizzare direttamente le conseguenze che ciascuna metodologia provoca.

Bibliografia

- [1] Roberto Bettocchi, Propulsione aerea con turbogas, 2°ed, Pitagora editrice, Bologna, 2002.
- [2] Ernesto Benini, "Propulsione Aerea", C.L.E.U.P, Padova, 2006.
- [3] Elia Faggi, "Validazione di un modello real-time di un Turboalbero Aeronautico", Tesi di laurea Specialistica in Sistemi di Propulsione Avanzati, Università di Bologna, A.A 2014/2015.
- [4] Francesco Melino, "A parametric evaluation of fogging technology for gas turbine performance enhancement", Dottorato di Ricerca in Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi Energetici, Università di Bologna, A.A 2002/2003.
- [5] 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.
- [6] F. Hugony, "Emissioni di NOx dai processi di combustione", Stazione Sperimentale per i Combustibili, S.Donato Milanese, Volume 63, fascicolo n.3, 2009.
- [7] David L. Dagget, "Water Misting and Injection of Commercial Aircraft Engines to Reduce Airport NO_x ", NASA Glenn Research Center, 2004.
- [8] Alessandro Allegretti, "Modellazione del comportamento di un compressore aeronautico in condizioni di funzionamento con fogging", Elaborato finale di laurea in Propulsione Aerospaziale, Università di Bologna, A.A 2015/2016.

- [9] H.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers, H. Cohen, P.V. Straznicky, "Gas turbine theory", 6^{ed.}, Pearson Education Limited, Edinburgh, 2009.
- [10] Lorenzo Paolucci, "Definizione e analisi delle mappe di prestazione di un turboalbero aeronautico", Elaborato finale di laurea in Propulsione Aerospaziale, Università di Bologna, A.A. 2013/2014.