

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Sede di Forlì

Corso di Laurea in:
INGEGNERIA AEROSPAZIALE
Classe L-9

Tesi di laurea in:
PROPULSIONE AEROSPAZIALE

Modellazione del comportamento di un
compressore aeronautico in condizioni
di funzionamento con *fogging*

Candidato:
Alessandro Allegretti

Relatore:
Chiar.mo Prof. Fabrizio Ponti

Anno Accademico 2016/2017

Sessione II

*...Ai miei genitori, ai miei nonni e a Fusco,
che avrei voluto presente in questo
giorno così importante*

Ringraziamenti

Il primo grazie, anche se non basterebbe, va ai miei genitori Giacomo e Cristina, che oltre ad avermi permesso di intraprendere questo percorso di studi, ad avermi trasmesso i giusti principi e ad aver creduto nelle mie capacità, sono stati per me un punto di forza inesauribile su cui poter contare in ogni momento.

Grazie ai miei nonni Nino e Rosalba, specialmente a mio nonno. Colui che con le sue passioni, mi ha trasmesso l'interesse verso la tecnica e l'ingegneria, che mi ha saputo dare consigli in ogni momento e che mi ha insegnato a mettere in pratica ciò che ho imparato. Ringrazio il Prof. Fabrizio Ponti per avermi trasmesso parte delle sue conoscenze, ma soprattutto per avermi dato un metodo di analisi dei problemi che penso mi ritornerà utile per tutta la vita. Grazie per avermi sopportato, con le mie mille domande e per avermi spinto a dare del mio meglio.

Grazie alla mia ragazza Giulia che mi ha sopportato e supportato durante questo percorso e che ha condiviso con me ogni singolo momento, dal più bello e ricco di emozioni (oggi) a quello in cui ero totalmente demoralizzato.

Grazie ai miei due stupendi coinquilini, "Lorenzi", che mi hanno fatto sorridere ogni volta che mettevo piede in casa, che sono stati i miei ciceroni in ogni mia scelta scolastica e che mi hanno fatto vivere nel massimo della serenità ogni singolo giorno di questi 3 anni. Grazie a Mirko, con cui ho condiviso ogni lezione, ogni esame e addirittura la tesi. Non potevo trovare un compagno di studi e di vita migliore, con cui condividere questi tre anni universitari, dalle serate passate sopra i libri ai giorni di festa. Spero che questa condivisione non finisca qui.

Grazie al mio amico del cuore Pietro, che con la sua tranquillità e il suo essere spensierato mi ha saputo trasmettere il buon umore anche nelle situazioni di maggiore difficoltà.

Grazie ai miei compagni di bici Alex e Alan con cui ho condiviso quasi ogni Sabato pomeriggio e che mi hanno aiutato a "staccare la spina" dall'università.

Anche se non smetterei mai di ringraziare, ringrazio infine tutti i miei amici, dal primo all'ultimo, per essere qui oggi e per farmi sentire a casa ogni volta che torno a Carpegna. Grazie a tutti!

Abstract

L'obiettivo di questo lavoro di tesi, é realizzare un modello prima statico poi dinamico, dei componenti: imbocco e gruppo compressore, del turboalbero Allison 250 C18 sottoposto alla tecnologia del *fogging*. I dati sperimentali utilizzati provengono da prove sperimentali svolte da un altro tesista nel laboratorio di Propulsione e Macchine della Scuola di Ingegneria e Architettura di Forlí. Grazie al modello statico, realizzato con il software MATLAB[®] sono state create le principali mappe prestazionali dei singoli componenti. Queste ultime sono state poi implementate all'interno del modello dinamico realizzato con il software Simulink. Attraverso il modello dinamico, siamo stati in grado di osservare, attraverso una struttura modulare a blocchi, l'andamento delle grandezze anche in regime transitorio e di cambiare i parametri di inizializzazione in maniera molto rapida.

Infine i dati ottenuti sono stati confrontati con i dati sperimentali e sono state effettuate valutazioni sull'utilitá o meno del *fogging*. Entrambe le conclusioni hanno dato buoni risultati.

Indice

Abstract	vii
1 Generalità sui propulsori	1
1.1 Gruppo turbogas	3
1.2 Turboreattore o Turbojet	4
1.3 Turbofan	5
1.4 Turboelica (<i>turboprop</i>)	6
1.5 Turboalbero (<i>turboshaft</i>)	7
1.6 Ramjet	8
1.7 Elettroelica	9
1.8 SABRE	10
2 Teoria alla base dei propulsori	13
2.1 Richiami di termodinamica generale	13
2.2 Richiami di gasdinamica monodimensionale	16
2.3 Termodinamica dei propulsori aspirati	18
2.4 Grandezze per l'analisi delle prestazioni	20
2.4.1 La spinta	20
2.4.2 Rapporto di by-pass	21
2.4.3 Potenza	22
2.4.4 Rendimento complessivo	23
2.4.5 Rendimento propulsivo	23
2.4.6 Rendimento termodinamico	23
2.4.7 Autonomia di volo	24
2.4.8 Consumo specifico	25
2.5 Turbomacchine	27
2.5.1 Compressori centrifughi	27
2.5.2 Compressori assiali	29
2.5.3 Turbine assiali	33
2.6 Prestazioni delle turbomacchine	37
2.7 Componenti statici	40
2.7.1 Imbocco (<i>inlet</i>)	40

2.7.2	Ugello di scarico (<i>nozzle</i>)	42
2.7.3	Camera di combustione	44
3	Emissioni inquinanti	49
3.1	Formazione di NO_x	50
3.2	Sistemi di riduzione di NO	51
4	Iniezione di H₂O nelle turbine a gas	53
4.1	Condizioni ambientali e prestazioni	53
4.2	Tecniche d'iniezione di H ₂ O nelle turbine a gas	59
4.3	Panoramica sul fogging	61
4.3.1	Iniezione in camera di combustione	63
4.3.2	<i>Interstage wet compression</i>	63
4.3.3	Iniezione di H_2O nel condotto di aspirazione	65
5	Descrizione del turboalbero <i>Allison 250 C18</i>	69
5.1	<i>Inlet</i>	70
5.2	Gruppo compressore	70
5.3	Camera di combustione	72
5.4	Turbina di alta pressione	73
5.5	Turbina di bassa pressione	74
5.6	<i>Gearbox</i>	75
6	Modellazione matematica	77
6.1	Acquisizione dati sperimentali	77
6.1.1	Misure di pressioni	77
6.1.2	Misure di temperatura	78
6.1.3	Misure velocità di rotazione	79
6.2	Modellazione matematica	80
6.2.1	Conseguenze di un'elevata temperatura ambiente sulle prestazioni di una turbina a gas	82
6.2.2	<i>Inlet</i>	84
6.2.3	Gruppo compressore	88
7	Modello Simulink	97
7.1	Teoria alla base dei sistemi dinamici	97
7.2	Realizzazione del modello	98
7.3	<i>Inlet</i>	100
7.4	Dinamica di pressione	101
7.5	Gruppo compressore	104
7.6	Risultati Simulink	105

8	Conclusioni	111
A	Codici di Matlab [®]	113

Elenco delle figure

1.1	Classificazione motori aeronautici	1
1.2	Schema funzionamento di un gruppo turbogas	3
1.3	Layout generico di un motore turbojet	4
1.4	Layout di un generico turbojet con post-combustore	4
1.5	Sezione del turbofan <i>Rolls-Royce Trent 900</i>	5
1.6	Confronto tra due configurazioni di turbofan, la prima con	5
1.7	Schema di funzionamento di un generico turboprop.	6
1.8	Airbus A400M con 4 motori turboprop.	6
1.9	Schema di funzionamento di un generico turboshaft.	7
1.10	<i>Turboshaft Lycoming T55</i> generalmente installato su elicotteri americani o aerei ad ala fissa.	7
1.11	Schema di funzionamento di un generico ramjet.	8
1.12	Layout semplificativo della motorizzazione SABRE.	11
1.13	Design esterno dello spaziplano <i>Skylon</i>	11
2.1	A destra é rappresentato il <i>Ciclo di Brayton</i> nel diagramma $P - V$ mentre a sinistra nel diagramma $T - S$	18
2.2	Confronto nel diagramma $T - S$ tra ciclo reale e <i>Ciclo di Brayton</i> ideale.	19
2.3	Modello di riferimento per il calcolo della spinta in un propulsore aspirato.	21
2.4	Sezione di un turbofan dove si evidenzia il flusso primario in rosso e il secondario in blu.	22
2.5	Grafico che mette in evidenza per ogni tipologia di motorizzazione aeronautica, l'andamento dei vari rendimenti sopra citati.	24
2.6	Grafico che mette in evidenza per quale range di velocità ciascuna motorizzazione offre l'efficienza migliore.	24
2.7	Mettendo insieme i primi due grafici ottengo l'ultimo che mette in relazione il Mach di volo con l'efficienza aerodinamica e propulsiva.	26
2.8	A destra vengono illustrati lo statore e il rotore, mentre a sinistra la vista laterale e frontale di un compressore centrifugo.	27
2.9	Flusso all'uscita di un compressore centrifugo nel caso di palette in avanti, radiali e all'indietro.	28
2.10	Sezione di un generico compressore assiale.	29

2.11	Triangoli di velocità nei primi 3 stadi di un compressore assiale.	30
2.12	Trasformazioni termodinamiche attraverso uno stadio di un compressore assiale.	31
2.13	Schema a sezione di una turbina assiale ad otto stadi.	33
2.14	Triangoli di velocità nei primi due stadi di una turbina assiale a reazione.	34
2.15	Trasformazioni termodinamiche attraverso uno stadio di turbina assiale. .	35
2.16	Mappa prestazionale adimensionale di un compressore assiale.	38
2.17	Mappa prestazionale adimensionale di una turbina a reazione con diagram- ma collinare del rendimento.	39
2.18	Trasformazioni termodinamiche all'imbocco del propulsore in condizioni di crociera.	41
2.19	Trasformazioni termodinamiche all'imbocco del propulsore in fase di acce- lerazione.	41
2.20	Prestazioni di un imbocco subsonico al variare del numero di <i>Mach</i>	42
2.21	Ugelli di scarico di un caccia <i>F15 eagle</i>	43
2.22	Schema di una camera di combustione a doppio flusso con relativo anda- mento delle temperature.	46
2.23	Camera di combustione anulare.	46
2.24	Camera di combustione tubolare.	47
2.25	Camera di combustione tubo-anulare.	47
3.1	Quantità di <i>thermal NO_x</i> all'aumentare della temperatura in camera di combustione.	51
4.1	Effetto della temperatura ambiente sulla potenza erogata da una turbina a gas in condizioni di pressione e umidità relativa di (1.013 <i>bar</i> e 60%) .	54
4.2	Effetto della pressione ambiente sulla potenza erogata da una turbina a gas in condizioni di temperatura e umidità relativa di 288.15° <i>K</i> e 60% . .	54
4.3	Effetto della temperatura ambiente sulla potenza erogata da una turbina a gas in condizioni di pressione e temperatura di 1.013 <i>bar</i> e 288.15° <i>K</i> . .	55
4.4	Spostamento del punto di funzionamento in condizioni ISO ad un punto di funzionamento in un giorno caldo nel diagramma di prestazioni di un compressore.	56
4.5	Spostamento del punto di funzionamento in condizioni ISO ad un punto di funzionamento in un giorno caldo nel diagramma di prestazione di una turbina.	56
4.6	Confronto nel diagramma <i>T – s</i> di un intero ciclo operativo in una turbina a gas.	57
4.7	Densità in funzione della temperatura con una pressione atmosferica di 101325 <i>Pa</i> ed un umidità relativa del 60%	58

4.8	Schiera di ugelli posizionati sull'imbocco di una turbina per la produzione di energia elettrica.	60
4.9	Strategie di raffreddamento all'imbocco del compressore.	60
4.10	Diagramma psicrometrico che illustra il processo di raffreddamento descritto in precedenza.	61
4.11	Diagramma psicrometrico che illustra un generico processo di raffreddamento.	62
4.12	Schema semplificativo dell'iniezione di H_2O direttamente in camera di combustione.	63
4.13	Particolare del sistema di iniezione direttamente in camera di combustione.	64
4.14	Schema dell'iniezione di acqua all'imbocco e nell'interstadio del compressore.	64
4.15	Ugello per l'iniezione di H_2O ad elevata pressione con moto rotatorio.	66
4.16	Sistema di iniezione di H_2O collocato nel condotto di aspirazione del compressore.	66
5.1	Veduta lato superiore della turbina <i>Allison 250 C18</i>	69
5.2	Esploso del gruppo compressore della turbina <i>Allison 250 C18</i>	71
5.3	Particolare, cerchiato in rosso, della <i>bleed valve</i> della turbina <i>Allison 250 C18</i>	71
5.4	Particolare, cerchiato in rosso, dei due fori per l'iniettore e lo spruzzatore della turbina <i>Allison 250 C18</i>	72
5.5	Percorso effettuato dal flusso nella camera di combustione della turbina <i>Allison 250 C18</i>	72
5.6	Esploso della turbina di alta pressione.	73
5.7	Esploso della turbina di potenza o di bassa pressione.	74
5.8	Assieme ingranaggi del <i>gearbox</i> del turboalbero <i>Allison 250 C18</i>	75
6.1	Sezione della turbina <i>Allison 250 C18</i> con riferimento alle posizioni in cui sono stati installati i sensori.	79
6.2	Turbina <i>Allison 250 C18</i> durante un test sul banco prova del Laboratorio di macchine di Forlì.	80
6.3	Schema semplificativo del gruppo turbogas in esame con sistema di iniezione di H_2O	81
6.4	Effetti dell'aumento di temperatura sui diagrammi $P-v$ e $T-s$ in una turbina a gas.	82
6.5	Effetto dell'iniezione di H_2O nel diagramma $P-v$ durante la fase di compressione.	83
6.6	Valori di velocità del flusso attraverso il tubo di Venturi posizionato all'ingresso della motorizzazione.	84
6.7	Andamento ΔT tra T_{sala} e T_{inlet} all'aumentare del numero di giri.	85

6.8	Grafica dello <i>script</i> Definizione punti motore di una generica prova sperimentale.	85
6.9	Andamento dei vari <i>offset</i> medi calcolati per ogni caso di iniezione di H_2O in base agli ugelli utilizzati.	86
6.10	Sezione di un condotto convergente divergente.	89
6.11	Andamento di Ψ in funzione del rapporto di pressioni e γ	91
6.12	Grafico di prestazione con portata d'aria calcolata tramite la formula di <i>Saint-Venant Wantzel</i>	92
6.13	Grafico che evidenzia come varia il calore latente di vaporizzazione k_i al variare della pressione.	92
6.14	Il grafico di sinistra ci mostra il ΔT causato dalla vaporizzazione di acqua per ogni singolo caso di iniezione. Il grafico di destra, ci mostra l'andamento delle varie curve nel caso in cui gli venga sottratto il calore assorbito dalla vaporizzazione dell'acqua.	94
6.15	Il grafico in alto ci mostra l'andamento della portata d'acqua, mentre quello inferiore l'andamento delle pressioni.	95
6.16	Il grafico di sinistra rappresenta le curve ricavate sperimentalmente, mentre quello di destra é stato ricavato teoricamente con le predette considerazioni.	95
6.17	Mesh ΔT - Portata d'acqua - Portata d'aria.	96
7.1	Schematizzazione grafica di funzione di trasferimento piú input ed output.	98
7.2	Esempio di schema a blocchi e di interfaccia grafica del software Simulink.	98
7.3	Menú che compare all'utente per l'inserimento delle grandezze in input.	99
7.4	Layout del modello Simulink di imbocco e gruppo compressore.	99
7.5	Layout del sottoinsieme per ricavare le proprietá dell'aria.	100
7.6	Come appaiono le Lookup table in Simulink.	100
7.7	Layout modulo inlet.	101
7.8	Schema semplificato del modulo della dinamica di pressione.	101
7.9	Layout del modulo della dinamica di pressioni.	102
7.10	Mappa prestazionale 2-D del compressore.	103
7.11	Modulo per il calcolo della portata in ingresso al volume di controllo.	103
7.12	Layout del modulo Simulink del gruppo compressore.	104
7.13	Modulo Simulink per distinguere se all'interno flusso vi é la presenza di H_2O o meno.	105
7.14	Modulo Simulink per il calcolo del ΔT tra uscita ed ingresso del compressore.	105
7.15	Confronto della P_{inlet} modello/sperimentale.	107
7.16	Confronto del ΔT modello/sperimentale.	107
7.17	Confronto della \dot{m}_{air} modello/sperimentale.	108
7.18	Errore percentuale tra il ΔT ottenuto per via sperimentale e il ΔT ottenuto tramite il modello.	108

7.19	Errore percentuale tra la P_{inlet} ottenuto per via sperimentale e la P_{inlet} ottenuto tramite il modello.	109
7.20	Errore percentuale la \dot{m}_{air} ottenuto per via sperimentale e la \dot{m}_{air} ottenuto tramite il modello.	109

Elenco delle tabelle

2.1	Principali proprietà dei più comuni combustibili aeronautici.	45
4.1	Effetto dell'iniezione di acqua o vapore, a portata pari a quella di combustibile, su rendimento e potenza di un ciclo semplice.	67
6.1	Scostamento percentuale della portata d'aria teorica rispetto a quella sperimentale.	91
6.2	Portate d'acqua e pressioni rilevate durante le prove sperimentali	94

Nomenclatura

η_0	Rendimento complessivo
η_p	Rendimento propulsivo
η_{th}	Rendimento termodinamico
$BSFC$	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>
P_c	Potenza disponibile
P_p	Potenza propulsiva
β_c	Rapporto di compressione
β_t	Rapporto di espansione in turbina
γ	Coefficiente di dilatazione adiabatica.
Ψ	C
ρ	Densità [kg/m^3]
φ	Rapporto di equivalenza
a	V
BPR	Rapporto di <i>by-pass</i>
c	Velocità del suono [m/s]
c_p	Calore specifico a pressione costante [$J/kg \cdot K$]
c_v	Calore specifico a volume costante [$J/kg \cdot K$]
$EBSFC$	<i>Equivalent Brake Specific Fuel Consumption</i> [$kg/W \cdot S$]
h	Entalpia
I_a	Impulso specifico
k_i	Calore latente di vaporizzazione [kJ/kg]

M	Numero di <i>Mach</i>
R	Costante universale dei gas [$J/kg \cdot K$]
$TSFC$	<i>Thrust Specific Fuel Consumption</i> [$kg/s \cdot N$]

Capitolo 1

Generalità sui propulsori

Come già si può ben intuire dal nome della disciplina propulsione (letteralmente spinta in avanti), quello di cui abbiamo bisogno per far muovere un corpo è una forza che riesca a realizzare un certo atto di moto su di esso. Generalmente i sistemi propulsivi, cioè l'insieme dei componenti atti a generare la forza propulsiva, sono a reazione e la forza viene generata all'applicazione di una forza uguale e contraria sull'ambiente esterno e/o su sostanze trasportate a bordo ed espulse dal sistema stesso. Tale forza è detta spinta (*thrust*). Quest'ultima si ottiene come risultato dell'incremento della quantità di moto di un fluido, detto propulsivo, il quale può avvenire o solo all'esterno, quindi tramite eliche, o all'interno ma con fluido esterno (esoreattori), oppure all'interno con solo fluido originariamente stivato a bordo (endoreattori). Possiamo dividere i sistemi di propulsione impiegati in campo aerospaziale nel seguente modo:

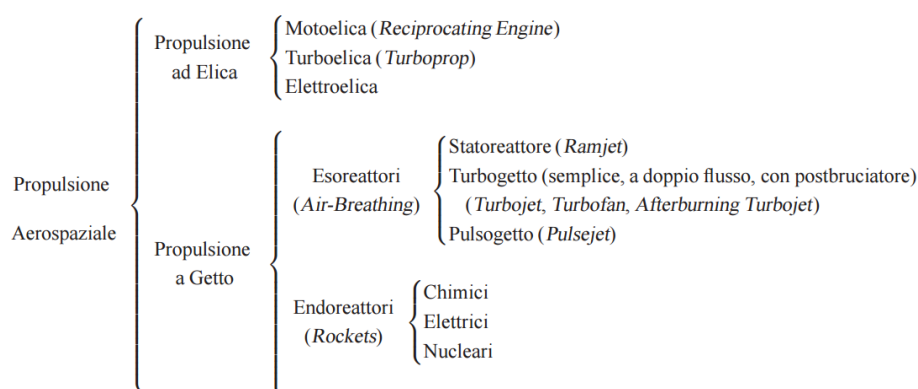


Figura 1.1: Classificazione motori aeronautici

La motorizzazione presa in esame in questo lavoro di tesi, appartiene alla categoria degli esoreattori *air-breathing*, cioè che per poter funzionare hanno bisogno di aria proveniente dall'esterno. Queste tipologie di motorizzazioni sono principalmente usate in ambito aeronautico, ma anche per la produzione di energia elettrica. I principali componenti sono: l'imbocco per l'aspirazione dell'aria, il compressore, la camera di combustione, la turbina e in alcuni casi un ugello di scarico per espandere ulteriormente i gas di scarico.

Questa tecnologia fu sviluppata contemporaneamente da due ingegneri, l'inglese, allora cadetto della *Royal Air Force*, Frank Whittle e il tedesco Hans Von Ohain, alla fine degli anni '30. Come si può vedere nella Figura 1.1 i propulsori aspirati sono essenzialmente il turboreattore, il turbofan e il turboelica. In questo genere di motorizzazioni, possiamo includere anche il ramjet e il pulsoreattore che però a differenza degli altri al loro interno non hanno un gruppo turbogas.

Di seguito verrà effettuata una breve descrizione per ogni tipologia di motorizzazione.

1.1 Gruppo turbogas

Un gruppo turbogas a circuito aperto a combustione interna, viene utilizzato sia in campo aeronautico sia per la produzione di energia elettrica. Grazie alla depressione creata dal compressore (C) l'aria viene prelevata dall'ambiente esterno e portata fino alla pressione di esercizio. Successivamente l'intera portata d'aria attraversa il combustore (CC) dove incrementa la sua temperatura lasciando pressoché invariata la pressione. A questo punto i gas caldi, cedono energia, sotto forma di entalpia, alla turbina di espansione (T) che sviluppa energia meccanica a sufficienza per mantenere in rotazione il compressore, e scarica i gas in atmosfera.

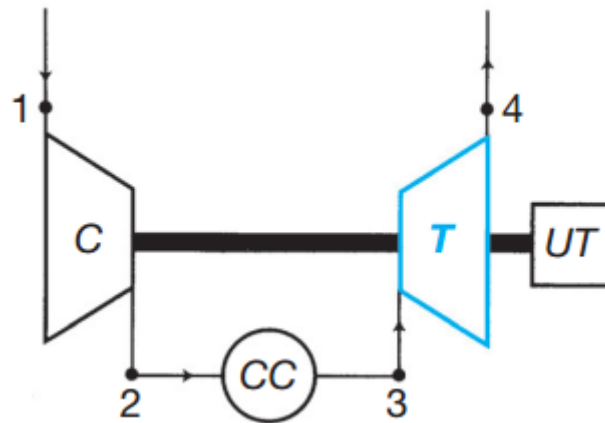


Figura 1.2: Schema funzionamento di un gruppo turbogas

1.2 Turboreattore o Turbojet

É il propulsore a reazione per eccellenza anche se é il piú semplice e datato ed usato soprattutto negli aerei militari. I primi studi riguardo questo motore iniziarono negli anni '30, ma i primi aeroplani operativi con motori a turbogetto risalgono alla 2° Guerra Mondiale con i caccia tedeschi Messerschmitt Me 262. Nei motori turbojet, l'aria viene convogliata nel motore dall'imbocco o presa dinamica che, con la massima efficienza aerodinamica la porta al *gas generator*. Infine l'ugello di scarico, divergente o convergente a seconda della velocità operativa del velivolo, ha la funzione di trasformare l'energia dei gas di scarico (sottoforma di entalpia) in energia cinetica per consentire la spinta propulsiva necessaria. Nel caso di aerei che richiedono alte prestazioni, a valle dell'ugello può essere installato un post-bruciatore (*after-burner*), che sebbene abbassi l'efficienza complessiva della motorizzazione, consente, grazie alla combustione di un ulteriore quantità di carburante, un notevole incremento di spinta per brevi intervalli di tempo.

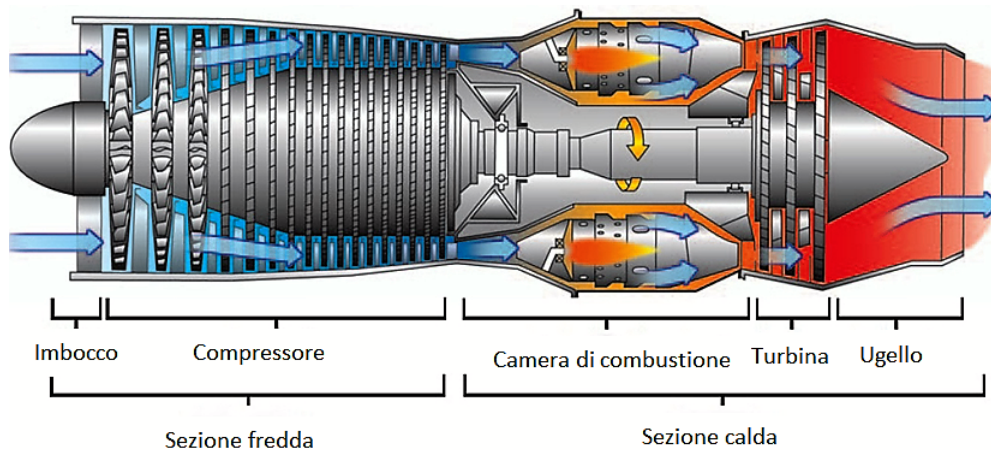


Figura 1.3: Layout generico di un motore turbojet

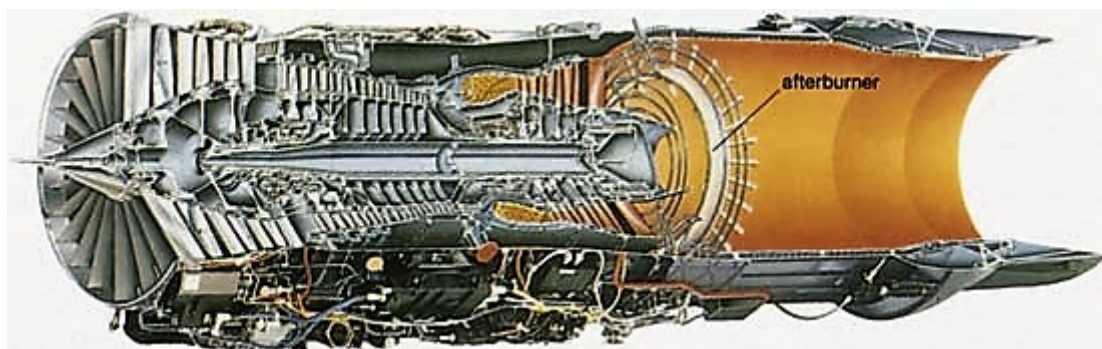


Figura 1.4: Layout di un generico turbojet con post-combustore

1.3 Turbofan

Segue lo stesso principio di funzionamento del turbojet ed é anche formato dagli stessi componenti principali con l'aggiunta di un *fan* (ventola intubata) a monte del compressore per dare già una direzione adeguata al flusso e consentire una maggiore elaborazione di aria. Un'altra differenza rispetto al motore turbojet é che il flusso dopo il fan viene diviso in due flussi differenti, uno chiamato di aria calda a l'altro di aria fredda. Il rapporto tra le portate massiche di questi due flussi viene chiamato rapporto di *by-pass*. Il flusso principale, quello di aria calda, passa attraverso compressore, camera di combustione e turbina; il secondario invece, dopo aver subito una prima compressione dal fan lambisce l'involucro esterno della motorizzazione fino allo scarico, dove i flussi caldi e freddi possono uscire separati (come nelle motorizzazioni destinate al trasporto civile) o miscelati in un unico ugello di scarico. Questa tipologia di motorizzazione nasce per esigenze di natura economica, dato che sebbene il peso sia superiore a quello di un turbojet, il rendimento é maggiore e i consumi sono notevolmente ridotti. Un turbofan di ultima generazione il Rolls-Royce Trent 900, montato su tutti gli Airbus A380 é in grado di sviluppare una potenza di 311kN attraverso una configurazione tri-albero e un rapporto di by-pass pari a 7.

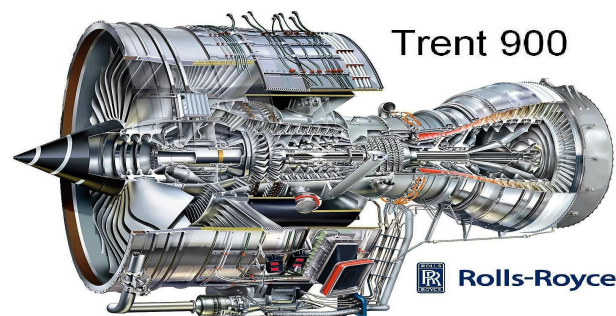


Figura 1.5: Sezione del turbofan *Rolls-Royce Trent 900*

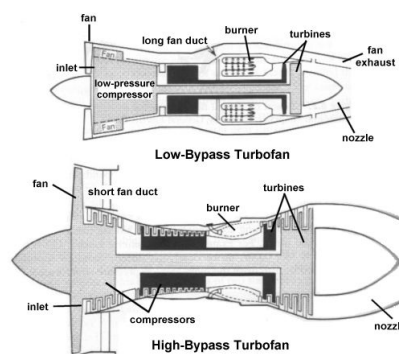


Figura 1.6: Confronto tra due configurazioni di turbofan, la prima con basso rapporto di by-pass, la seconda con alto rapporto di by-pass.

1.4 Turboelica (*turboprop*)

Il turboprop o appunto turboelica, è una motorizzazione spesso utilizzata nei velivoli da trasporto militari e civili con il grosso limite dato dalla diminuzione di efficienza con laumento della velocità. La spinta, in questo caso, contrariamente agli altri propulsori precedentemente osservati, viene fornita quasi esclusivamente da un'elica il cui moto rotatorio è generato da una turbina a gas.

I gas combusti che espandono nell'ugello di scarico forniscono una spinta irrisoria rispetto alla spinta generata dall'elica. Quindi in altre parole, il fluido elaborato non è il diretto fautore della spinta, ma genera il lavoro necessario a far muovere l'elica.

Esempi di velivolo che utilizzano questa tecnologia propulsiva sono il Tupolev Tu-95, IATR-72, Antonov An-12 ecc...

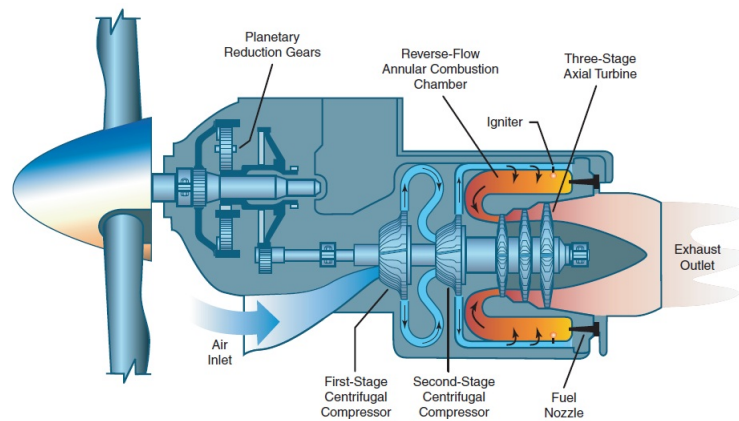


Figura 1.7: Schema di funzionamento di un generico turboprop.



Figura 1.8: Airbus A400M con 4 motori turboprop.

1.5 Turboalbero (*turboshaft*)

In questo genere di motorizzazioni, tutto il salto entalpico messo a disposizione dal *gas generator*, viene sfruttato per porre in rotazione un'elica mediante trasferimento di energia meccanica ad un albero ad essa calettato.

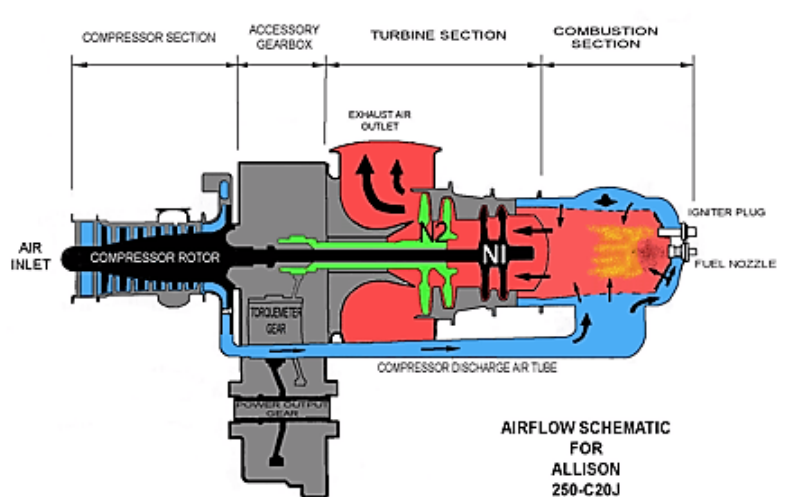


Figura 1.9: Schema di funzionamento di un generico turboshaft.

Solitamente questi motori sono installati su elicotteri o su convertiplani (*tilt-rotor aircraft*) come l'Osprey V-22 in grado di decollare ed atterrare verticalmente e avere una velocità di crociera di un turboprop (circa 300 *knots*). La quota massima operativa di questo motore é inferiore rispetto a quella dei turboprop, circa 4000 ÷ 5000 *m* e la velocità di volo per un turboshaft si aggira attorno ai 160 *knots* (296.32 *km/h*).

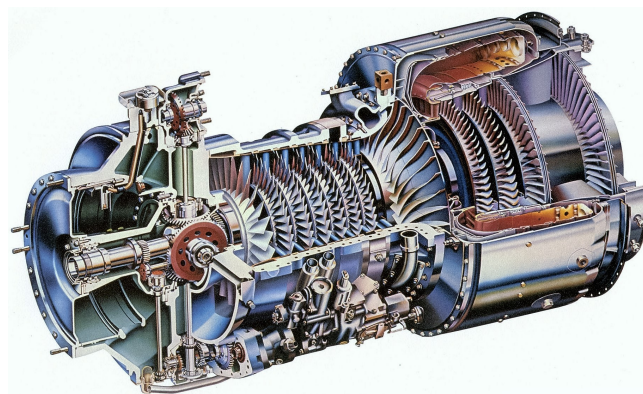


Figura 1.10: *Turboshaft Lycoming T55* generalmente installato su elicotteri americani o aerei ad ala fissa.

1.6 Ramjet

É una particolare motorizzazione che può essere utilizzata solo in aerei ipersonici. Infatti il ramjet non prevede la presenza di un gruppo di gas generator, ma il rallentamento del flusso d'aria supersonico viene effettuato mediante un condotto convergente che rende la corrente subsonica e quindi pronta ad entrare in camera di combustione. Quindi sostanzialmente la motorizzazione ramjet é costituita da un condotto di aspirazione, un combustore ed un ugello.

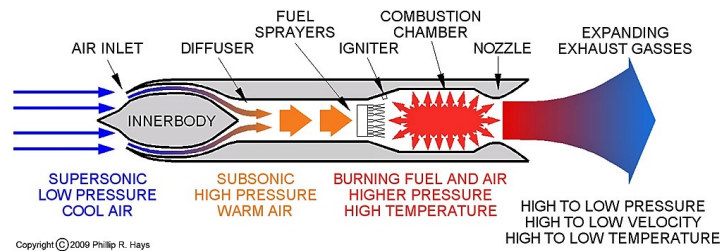


Figura 1.11: Schema di funzionamento di un generico ramjet.

Di recente si sono sperimentati motori aventi combustione supersonica, chiamati *scramjet* (supersonic combustion ramjet) che hanno portato ad una serie di notevoli vantaggi. Naturalmente per consentire il funzionamento di uno scramjet, occorrono velocità molto elevate, fino Mach 7, perciò il velivolo dovrà essere portato fino a tale velocità mediante una propulsione a razzo. Un'importante motorizzazione di questo genere é il Pratt Whitney J58, che é un ibrido tra un turbojet e uno scramjet . Infatti fino a Mach prossimi a 2 opera come un turbojet, mentre per velocità superiori, grazie all'intervento di speciali condotti, l'aria in ingresso by-passa l'intero gas generator e raggiunge direttamente il post-combustore. Tale motore é stato installato in uno dei velivoli piú veloci mai costruiti, il *Lockheed SR71* comunemente noto come *Blackbird* che era in grado di raggiungere velocità superiori a Mach 3, voló fino al 1989. Gli esperimenti piú recenti riguardo questa motorizzazioni risalgono al 2004 da parte della NASA che con il velivolo ipersonico *unmanned X-43* raggiunse velocità prossime a Mach 9 (11000 km/h).



Figura1.13: Velivolo *Lockheed SR71* propulso da due motorizzazioni scramjet.

1.7 Elettroelica

L'idea di produrre spinta mediante un'elica alimentata da un motore elettrico risale a fine '800, quando alcuni dirigibili erano spinti grazie ad eliche alimentate a batteria. Ad esempio il dirigibile *La France* nel 1884 aveva un motore di 6.3 kW alimentato da una batteria. Oggi dati gli innumerevoli problemi dovuti all'inquinamento si sta cercando di reintrodurre tale tecnologia.

Un primo approccio é stato svolto dalla NASA nei primi anni 2000 con il progetto *Helios* dove 14 eliche dal diametro di 1.8 m, mosse da altrettanti motori elettrici di potenza 1.5 kW, sviluppano ognuna una spinta di 48.9 N. La caratteristica peculiare di tale progetto é quella di alimentare i propulsori tramite celle fotovoltaiche di ultima generazione per generare corrente elettrica da utilizzare o da immagazzinare in opportune batterie. Un difetto di questo progetto é l'autonomia all'imbrunire o durante la notte; a questo proposito si stanno effettuando ricerche su celle alimentate a combustibile per consentire il volo continuato sia di giorno che di notte.

Oggi aziende come Airbus stanno investendo tantissimo sulla ricerca di una motorizzazione elettrica, denominata *E-fan*, in grado di garantire un'autonomia adeguata e prestazioni elevate. Attualmente la tecnologia é in grado di fornire spinta solo ad aeromobili di piccole dimensioni attraverso due motori totalmente elettrici. Anche il Elon Musk di Tesla (azienda automobilistica Statunitense) sta effettuando ricerche su un velivolo totalmente elettrico in grado di decollare e atterrare verticalmente e di raggiungere, durante il volo di crociera, velocità supersoniche.



Figura1.14: Airbus *E-fan* in volo.

1.8 SABRE

La motorizzazione denominata con la sigla SABRE, che sta per *Synergistic Air-Breathing Rocket Engine*, è un progetto estremamente innovativo che sta sviluppando l'azienda anglosassone *Reaction Engines Limited*. Il motore è un ibrido tra un esoreattore a getto preraffreddato e un endoreattore ed ha le capacità di raggiungere velocità fino a Mach 5. Il funzionamento è abbastanza insolito rispetto agli esoretteri fino ad ora trattati, poiché sebbene nella prima parte di esso si trovino gli stessi componenti che sono presenti in un motore turbojet: quindi imbocco, compressore e camera di combustione, vi è anche la presenza di uno scambiatore ¹, che, date le velocità così elevate (circa 6000 km/h) la pressione di ristagno che si viene a creare all'imbocco della motorizzazione causa un notevole innalzamento della temperatura del flusso. Quindi per provvedere al raffreddamento del flusso viene posto uno scambiatore ad idrogeno liquido che assicurando temperature di lavoro relativamente basse consente l'utilizzo di leghe leggere nella costruzione del motore. Questo ciclo combinato viene utilizzato solamente nella prima fase di volo, poi quando si raggiungono quote oltre i 28 km di altitudine, il motore opera come un motore a razzo a ciclo chiuso ad elevate prestazioni, bruciando ossigeno ed idrogeno liquido stivati a bordo. Infatti il SABRE brucia l'ossigeno atmosferico alle basse velocità e altitudini e passa all'ossigeno liquido stivato a bordo, quando ci si trova a quote più elevate. Nello specifico l'ugello rallenta l'aria a velocità subsoniche tramite onde d'urto oblique, mentre parte dell'aria passa attraverso lo scambiatore dove viene raffreddata e poi immessa in camera di combustione, mentre la restante serve ad alimentare i vari motori ramjet posti anularmente attorno al nucleo del motore. Il centro del motore è costituito da un compressore movimentato da una turbina che alimenta la camera di combustione in caso di volo atmosferico. Fuori dall'atmosfera l'idrogeno e l'ossigeno stivati a bordo vengono immessi nelle quattro camere di combustione mediante una turbopompa. La motorizzazione è completata attraverso degli ugelli convergenti-divergenti posti nella parte finale di ogni camera di combustione.

Questa tecnologia estremamente all'avanguardia ci permette l'introduzione di velivoli che possono raggiungere l'orbita dopo aver compiuto una fase di salita graduale, tecnicamente chiamati spaziplani come l'innovativo *Skylon*. Quest'ultimo spaziplano sarà in grado di raggiungere l'orbita terrestre decollando ed atterrando come un aeromobile convenzionale.

¹Sistema attraverso il quale si realizza lo scambio di energia termica tra due fluidi aventi due temperature differenti.

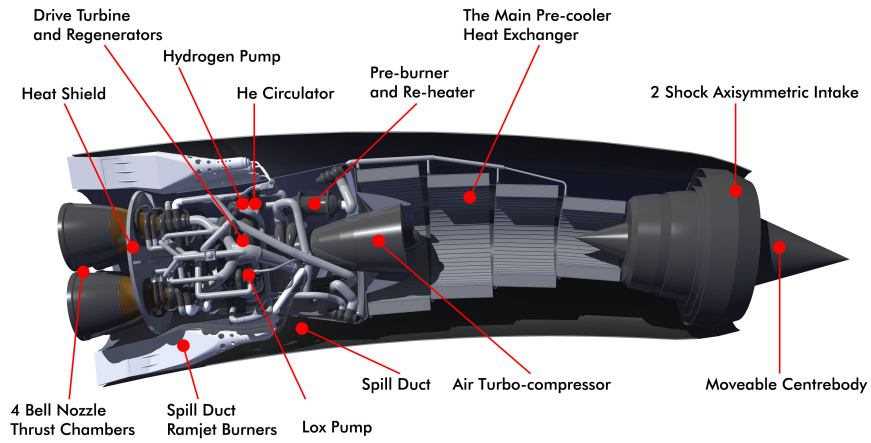


Figura 1.12: Layout semplificato della motorizzazione SABRE.

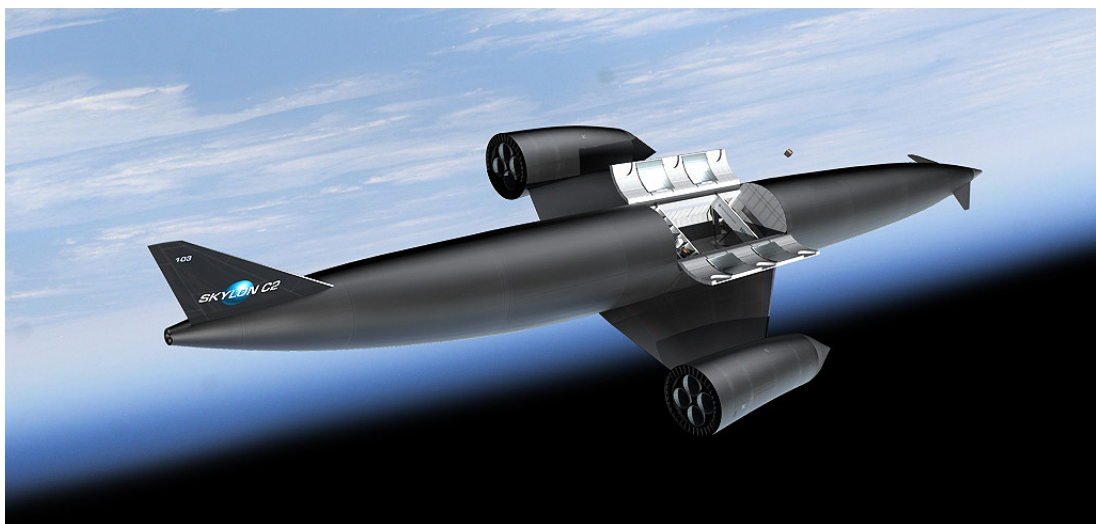


Figura 1.13: Design esterno dello spaziplano *Skylon*.

Capitolo 2

Teoria alla base dei propulsori

2.1 Richiami di termodinamica generale

Nello studio di un fluido all'interno di un sistema propulsivo, si ipotizza il flusso monodimensionale, considerando cioè le variazioni delle grandezze solo nella direzione principale del flusso e trascurando le variazioni in direzione normale a quest'ultimo. Inoltre anche se i propulsori aerospaziali elaborano fluidi che non possono essere considerati come incomprimibili, poiché a volte la velocità del flusso supera Mach 3, con buona approssimazione, possiamo comunque considerare questi gas perfetti o ideali sia che si tratti di gas combustibili che di aria. Con queste ipotesi posso quindi introdurre la forma più semplice dell'equazione termica di stato, che lega tra di loro pressione (P), temperatura (T) e densità (ρ) attraverso la costante universale dei gas (R).

$$P = \rho RT \quad (2.1)$$

Dove R vale:

$$R = 8314.3 \frac{J}{\text{kmol} \cdot K} \quad (2.2)$$

Nel caso dell'aria secca, considerando la sua massa molare, $M = 29 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$, ottengo che R è pari a:

$$R = 287 \frac{J}{\text{kg} \cdot K} \quad (2.3)$$

Con la fondamentale ipotesi di gas ideale, l'energia interna risulta funzione della sola temperatura, quindi:

$$u = u(T) \quad (2.4)$$

Ma, poiché l'entalpia per definizione é definita come:

$$h = u + \frac{p}{\rho} \quad (2.5)$$

Da questa ultima equazione, é facilmente deducibile quindi che anche l'entalpia, nel caso di gas ideale, é funzione della sola temperatura:

$$h = h(T) \quad (2.6)$$

Differenziando rispetto alla temperatura é possibile legare tra loro il calore specifico a pressione costante, c_p , con quello a volume costante, c_v :

$$R = c_v - c_p \quad (2.7)$$

$$\gamma = \frac{c_v}{c_p} \quad (2.8)$$

Da cui facilmente si ricava:

$$c_v = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (2.9)$$

$$\gamma = \frac{R}{c_p - R} \quad (2.10)$$

Dove γ é il coefficiente di dilatazione adiabatica che per quanto riguarda i gas perfetti vale:

- $\gamma = 1.33$ (gas poliatomici)
- $\gamma = 1.4$ (gas biatomici)
- $\gamma = 1.67$ (gas monoatomici)

Per una gas ideale, ma anche per un gas reale, purché non si abbiano variazioni di temperatura eccessive, possiamo considerare i calori specifici indipendenti dalla temperatura. A questo punto con l'introduzione del 1° Principio della Termodinamica in forma differenziale:

$$ds = c_v \frac{dt}{t} - \frac{dp}{p} \quad (2.11)$$

Ipotizzo che il processo sia isoentropico, ($ds = 0$), quindi l'intero processo avviene ad entropia costante e integrando partendo da un generico stato iniziale ottengo:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.12)$$

Nel caso di propulsori a più stadi di compressione, in cui è possibile raggiungere temperature molto elevate, occorre considerare i calori specifici come grandezze in grado di variare con la temperatura. In questi casi possiamo sfruttare le tabelle JANAF *Thermochemical Tables* che in base alla miscela del gas sono riportati i rispettivi calori specifici. Le trasformazioni che avvengono in una motorizzazione, sono politropiche. Le possiamo intendere come delle trasformazioni durante le quali viene scambiata una quantità di calore proporzionale al salto di temperatura che il gas subisce nel passaggio dallo stato fisico iniziale a quello finale e seguendo la legge:

$$P \cdot v^n = cost \quad (2.13)$$

La trasformazione politropica generalizza quattro trasformazioni quasi-statiche fondamentali: isoentropica, isobara, isocora e isoterma in base all'esponente che si ottiene:

- $n = 0$; $c = c_p$; (trasformazione isobara)
- $n = 1$; $c = \pm\infty$; (trasformazione isoterma)
- $n = \pm\infty$; $c = c_v$; (trasformazione isocora)
- $n = \gamma$; $c = 0$; (trasformazione adiabatica)

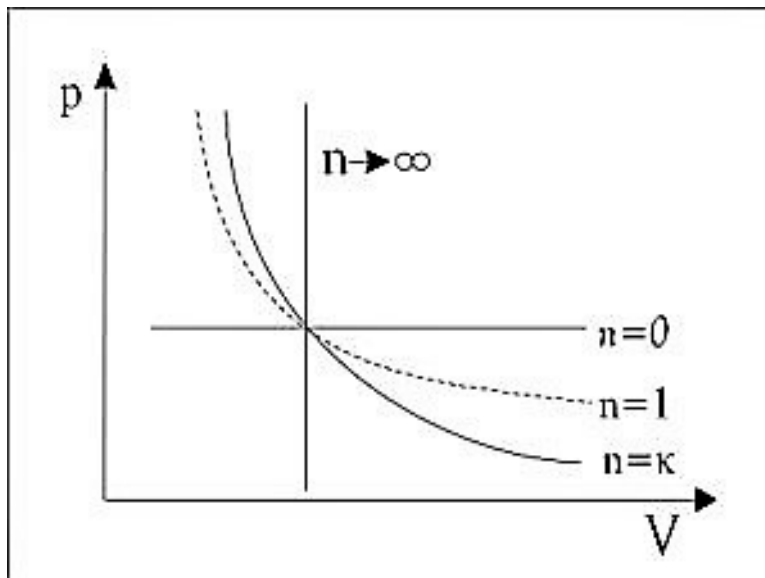


Figura 2.1.1: Andamento delle 4 curve politropiche.

Dove c rappresenta un coefficiente di proporzionalità che può essere inteso come un particolare valore del calore specifico del gas, costante per tutta la durata della trasformazione.

2.2 Richiami di gasdinamica monodimensionale

Risulta di particolare importanza fare una breve introduzione del moto dei fluidi all'interno di un condotto, considerando, come già detto in precedenza, il gas operatore ideale o come una miscela di gas ideali aventi calori specifici caratteristici costanti. A questo proposito come prima cosa ritengo opportuno introdurre il concetto di grandezze termodinamiche di ristagno o totali. Con grandezza totale ci si riferisce al valore che tale grandezza assumerebbe se il flusso fosse arrestato in maniera isoentropica. Si fa questa distinzione nel trattare le varie grandezze al fine di considerare l'energia posseduta dal fluido sia in forma termica che in forma cinetica. Solitamente le grandezze di ristagno vengono contraddistinte con il pedice 0. Detto ciò possiamo ricavare l'entalpia di ristagno ricordando il primo principio della termodinamica:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (2.14)$$

In cui h rappresenta il contributo statico, mentre $\frac{V^2}{2}$ quello dinamico. Allo stesso modo vi è anche una relazione tra temperatura statica e dinamica:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (2.15)$$

Dove M rappresenta il numero di Mach definito come il rapporto tra la velocità che sto considerando e la velocità del suono in quelle condizioni. Quindi il valore del numero di *Mach* sarà maggiore di 1 per flussi supersonici e minore di 1 per flussi subsonici.

$$M = \frac{V}{c} \quad (2.16)$$

Dove c , velocità del suono, è definita come:

$$c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (2.17)$$

Da cui si può facilmente intuire come sia strettamente legata alle caratteristiche termodinamiche del fluido. Dalla relazione (15) tra la temperatura statica e totale, ipotizzando la trasformazione subita dal fluido isentropica e tenendo conto dell'equazione di stato dei gas perfetti, si possono ricavare le seguenti relazioni fondamentali che legano densità e pressioni, statiche e dinamiche:

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.18)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (2.19)$$

Allo stesso modo è possibile anche introdurre una velocità del suono di ristagno:

$$\frac{a_0}{a} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

2.3 Termodinamica dei propulsori aspirati

Le motorizzazioni aeronautiche, come già accenato sopra, sono motori a combustione interna che trasformano l'energia chimica resa disponibile dalla combustione in energia meccanica sotto forma di potenza per conferire movimento ad un albero, aria compressa e fornire quindi spinta ad un velivolo. Il ciclo ideale che sta alla base del ciclo turbogas è il *Ciclo di Brayton (o Joule)* che è composto dalle seguenti trasformazioni principali:

- Compressione adiabatica nel compressore (Dal punto 1 al punto 2)
- Riscaldamento isobaro in camera di combustione (Dal punto 2 al punto 3)
- Espansione adiabatica in turbina (Dal punto 3 al punto 4)
- Cessione di calore a pressione costante in ambiente (Dal punto 4 al punto 1)

Il ciclo può essere analogamente rappresentato sia nel diagramma $T - S$ sia nel diagramma $P - V$:

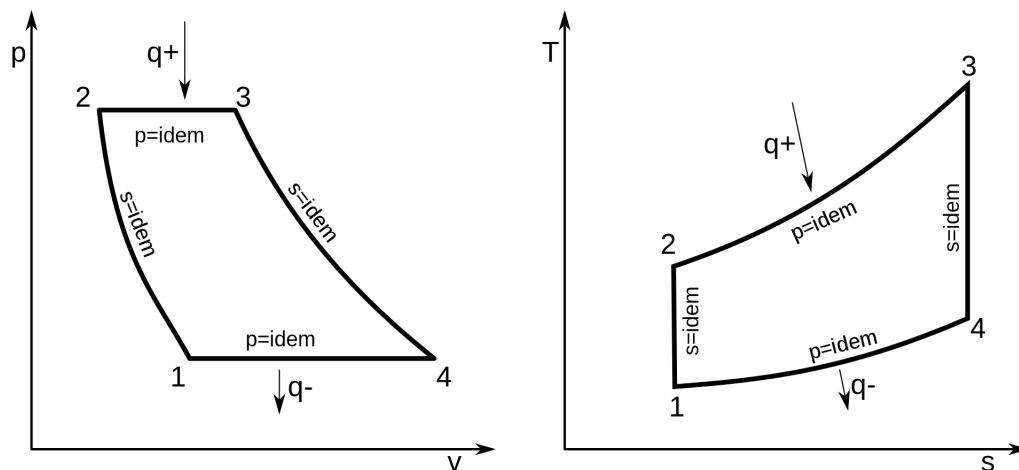


Figura 2.1: A destra è rappresentato il *Ciclo di Brayton* nel diagramma $P - V$ mentre a sinistra nel diagramma $T - S$

Nella figura 2.1 $q+$ indica il calore in ingresso nel ciclo, mentre $q-$ l'espulsione di calore dal ciclo all'ambiente. Nel funzionamento reale occorre tenere conto che le trasformazioni in turbina e nel compressore non avvengono in maniera ideale, quindi in maniera isoentropica, ma in maniera politropica e quindi ci troviamo di fronte a perdite di pressione in tutte le quattro trasformazioni che il fluido subisce durante un ciclo. Ciò naturalmente, a parità di temperature esterne si traduce in un lavoro reale di compressione maggiore a quello ideale e viceversa un lavoro reale di espansione inferiore a quello ideale. Quindi in altre parole si avrà un lavoro utile inferiore rispetto al caso reale. Prendendo in considerazione una massa di fluido unitaria, il lavoro reale di compressione L_c e il lavoro reale di espansione L_t sono definiti rispettivamente come:

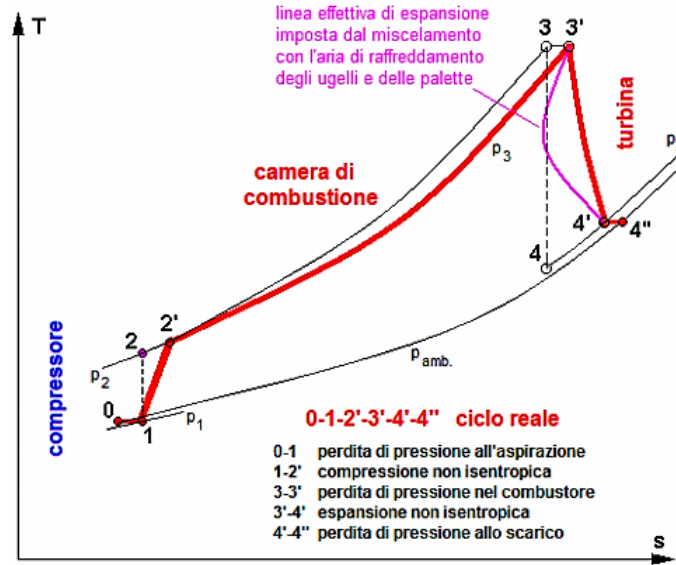


Figura 2.2: Confronto nel diagramma $T - S$ tra ciclo reale e *Ciclo di Brayton* ideale.

$$L_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = \frac{C_p T_1}{\eta_{c, is}} \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.21)$$

$$L_t = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) = C_p T_3 \eta_{t, is} \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.22)$$

Dove β rappresenta rispettivamente il rapporto di compressione o espansione del compressore o turbina. Mentre $\eta_{c, is}$ e $\eta_{t, is}$ rappresentano rispettivamente il rendimento isoentropico di compressore e turbina. Infine il rendimento reale del ciclo turbogas é definito come:

$$\eta_r = \frac{L_{t,r} - L_{c,r}}{Q_{1,r}} \quad (2.23)$$

Dove $L_{t,r}$ ed $L_{c,r}$ rappresentano rispettivamente il lavoro reale di compressione ed espansione e $Q_{1,r}$ il calore introdotto nel ciclo

2.4 Grandezze per l'analisi delle prestazioni di un propulsore aeronautico

2.4.1 La spinta

Ciò che sta alla base di un propulsore è la spinta, come ci suggerisce la parola stessa propulsione il cui significato è spinta in avanti. Le origini della propulsione risalgono a circa 2000 anni fa quando Hero di Alessandria dimostrò l'idea della spinta per reazione con una turbina a vapore. Successivamente i Cinesi attraverso i razzi, dimostrarono il principio di reazione, ma fu solo con l'avvento della meccanica classica di Newton che fu possibile dare una spiegazione a tale fenomeno. Infatti la causa primaria risiede nella variazione del flusso della quantità di moto subita dal fluido attraverso il propulsore che è uguale alla somma delle forze esterne ad esso applicate. Questo fenomeno, in altre parole si traduce nella seguente definizione di spinta: la spinta non è altro che la reazione dinamica, comunicata ad un mezzo propulso, che si genera come conseguenza dell'accelerazione di una corrente fluida elaborata dal propulsore stesso. Tale reazione si manifesta in direzione contraria a quella di espulsione della corrente fluida, in base al 3° principio della dinamica di azione e reazione. Possiamo eseguire una prima stima della spinta a cui è soggetto un propulsore aspirato, facendo un bilancio della quantità di moto. Considero come volume di controllo di riferimento il propulsore stesso e facendo il bilancio tra la somma delle forze esterne applicate lungo x (direzione di volo) e la differenza tra il flusso della quantità di moto in uscita e quello in entrata dalla superficie di controllo lungo la direzione x ed eseguendo opportune semplificazioni, otteniamo la nota equazione della spinta:

$$F = \dot{m}_a \cdot (u_e - u) \quad (2.24)$$

Dalla precedente equazione si può notare come la portata massica di aria \dot{m}_a elaborata dal propulsore nell'intervallo di tempo di riferimento, sia legata alla spinta propulsiva. La u_e invece, rappresenta la velocità di uscita dei gas di scarico, mentre la u la velocità di volo. Da questa fondamentale equazione, possiamo trarre conclusioni riguardo che tipo di motorizzazione utilizzare per le diverse velocità di crociera. Come si può ben intuire, per le basse velocità (Mach minori di $0.5 \div 0.6$) la tradizionale propulsione ad elica è la più conveniente, dato che consente una maggiore portata d'aria rispetto ai propulsori a getto, circa 25 - 30 volte superiore: mentre al crescere del numero di Mach la propulsione ad elica viene sostituita da quella a getto, la quale compensa le basse portate in ingresso con velocità dei gas di scarico superiori. A questo punto occorre eseguire un'altra distinzione, infatti fino a circa Mach 0.8 la motorizzazione più efficiente è quella turbofan, mentre per velocità di crociera superiori, quella turbojet.

In aeronautica più che la spinta, riveste una particolare importanza la spinta specifica.

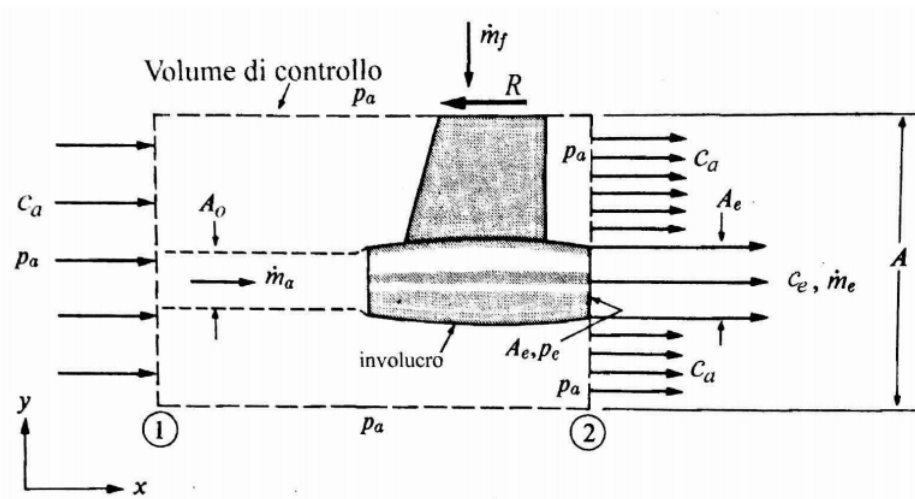


Figura 2.3: Modello di riferimento per il calcolo della spinta in un propulsore aspirato.

Cioè la spinta prodotta a parità di fluido operatore. Infatti esprimendo il concetto di spinta in maniera estremamente elementare: un motore fornisce spinta poiché riceve in ingresso una certa quantità di fluido ad una determinata velocità V_1 e la espelle ad una velocità maggiore che chiameremo V_2 . Questo processo per il 3° principio della dinamica conferisce il moto al velivolo. Ad esempio in fase di decollo i motori, General Electric CF6-80s/44, di un Boeing 747 forniscono una spinta pari 22.250 kg ciascuno elaborando una portata d'aria di una tonnellata al secondo. La spinta specifica o impulso specifico relativo all'aria, definita come:

$$I_a = \frac{F}{\dot{m}_a} \quad (2.25)$$

2.4.2 Rapporto di by-pass

Il rapporto di by-pass, in inglese *by-pass ratio* (BPR), è un parametro utilizzato nella caratterizzazione delle motorizzazioni turbofan. Esso indica il rapporto tra il flusso in massa primaria, cioè che attraversa l'intera motorizzazione e quello freddo che viene elaborato solamente dal fan ¹.

$$BPR = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_c} \quad (2.26)$$

Generalmente le varie motorizzazioni hanno i seguenti valori di BPR:

¹Il fan o ventola serve per conferire un moto si *swirl* al flusso in arrivo affinché sia già direzionato come il primo palettamento statorico del compressore.

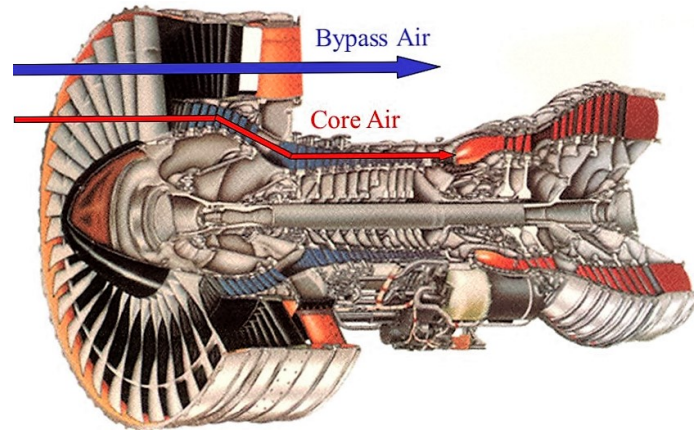


Figura 2.4: Sezione di un turbofan dove si evidenzia il flusso primario in rosso e il secondario in blu.

- Turbojet = $0 \div 1$
- Turbofan = $6 \div 8$
- Turboprop = $20 \div 30$ (Si considera anche l'aria mossa dall'elica)

2.4.3 Potenza

Ora che siamo a conoscenza del significato di spinta propulsiva, possiamo introdurre una grandezza strettamente dipendente da quest'ultima, la potenza propulsiva. Essa é ottenuta come il prodotto tra la velocità di avanzamento del mezzo propulso (c_a) e la spinta rappresenta l'effetto utile prodotto dal motore.

$$P_p = F \cdot c_a \quad (2.27)$$

Naturalmente tale potenza é resa disponibile dalla combustione del combustibile trasportato a bordo del velivolo, solitamente kerosene JP-4, JP-5 o JP-8. Infatti la potenza ottenuta dalla combustione si ricava dal prodotto del potere calorifico inferiore k_i e la portata massica di carburante che partecipa al processo di combustione.

$$P_c = \dot{m}_f \cdot K_i \quad (2.28)$$

2.4.4 Rendimento complessivo

Il rendimento complessivo della motorizzazione é definito come il rapporto tra la potenza propulsiva (2.27) e la potenza disponibile (2.28)

$$\eta_0 = \frac{P_p}{P_d} \quad (2.29)$$

2.4.5 Rendimento propulsivo

Il rendimento propulsivo ci indica come viene utilizzata la potenza spesa nell'accelerazione del propellente, chiamata potenza del getto P_e . Esso é quindi definito come il rapporto tra la potenza propulsiva (2.27) e la potenza del getto.

$$\eta_p = \frac{P_p}{P_e} = \frac{F \cdot c_a}{\dot{m}_a \left[\frac{u_e^2}{2} - \frac{u_i^2}{2} \right]} \quad (2.30)$$

Dalla relazione 2.30 si nota che il rendimento propulsivo si massimizza quando le portate massiche in entrata ed in uscita dal propulsore sono le stesse. Questa naturalmente é una condizione ideale non realizzabile nella realtà, perciò occorrerà accettare un rendimento propulsivo che al massimo sia vicino all'unità.

2.4.6 Rendimento termodinamico

Il rendimento termico ci indica come viene sfruttata l'energia termica messa a disposizione dai processi di combustione o piú in generale come viene sfruttato il calore rispetto a quello potenzialmente disponibile. Esso é ottenuto dal rapporto tra la potenza del getto e la potenza disponibile (2.28).

$$\eta_{th} = \frac{P_e}{P_c} = \frac{\dot{m}_a \left[\frac{u_e^2}{2} - \frac{u_i^2}{2} \right]}{\dot{m}_f \cdot K_i} \quad (2.31)$$

Osservando attentamente la 2.31 si nota che le motorizzazioni turbojet hanno l'efficienza minore, mentre gli odierni turbofan possono raggiungere rendimenti complessivi anche superiori allo 0.5. Da ciò ne deriva un'altra caratterizzazione molto importante dei motori aeronautici, cioè osservare a quale velocità di crociera ogni motore offre il rendimento migliore.

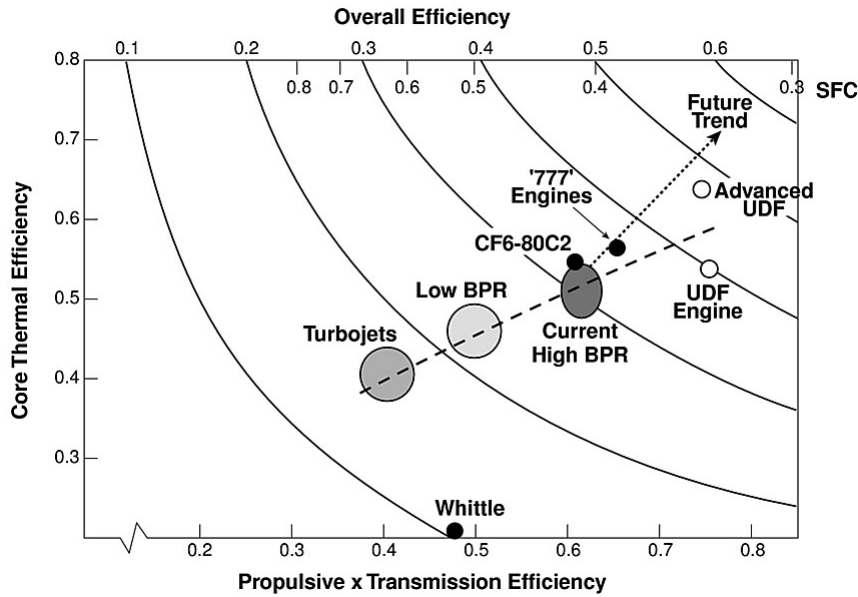


Figura 2.5: Grafico che mette in evidenza per ogni tipologia di motorizzazione aeronautica, l'andamento dei vari rendimenti sopra citati.

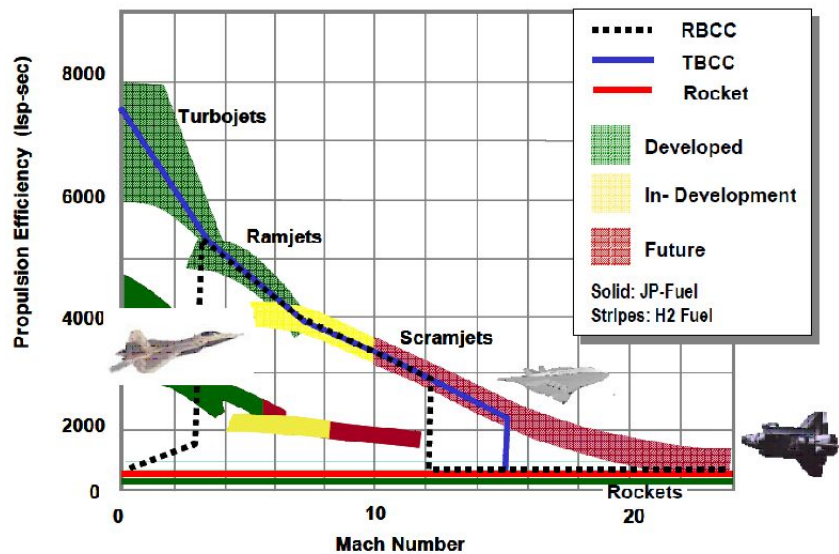


Figura 2.6: Grafico che mette in evidenza per quale range di velocità ciascuna motorizzazione offre l'efficienza migliore.

2.4.7 Autonomia di volo

É di notevole importanza comprendere in quali condizioni di volo e crociera un velivolo é in grado di percorrere la massima distanza possibile. Tale distanza é detta autonomia di volo e la sua quantificazione non coinvolge solamente l'analisi delle prestazioni del propulsore, ma l'intero sistema velivolo propulsore. Per trovare quale motorizzazione mi fornisce la maggior autonomia di crociera, considero l'espressione del rendimento complessivo (2.29) uguagliando la spinta F alla resistenza che chiamiamo D e il peso dell'aeromobile alla portanza L ottengo:

$$\eta_0 = \frac{mgu}{\dot{m}_f K_i \frac{L}{D}} \quad (2.32)$$

Dove esprimendo $\frac{L}{D}$ come l'efficienza aerodinamica E e la velocità come $u = \frac{ds}{dt}$ e ricavando ds ottengo:

$$ds = \frac{\eta_0 \dot{m}_f K_i E dt}{mg} \quad (2.33)$$

Svolgendo l'integrale tra un tempo iniziale t_0 e un generico tempo t_1 ricavo la spinta in funzione di n_0 e delle portate massiche in ingresso ed in uscita dalla motorizzazione:

$$S = - \int_{t_0}^{t_1} \frac{\eta_0 \dot{m}_f K_i E}{g} \frac{dm}{m} \quad (2.34)$$

Ottengo:

$$S = \frac{\eta_0 \dot{m}_f K_i E}{g} \log \left(\frac{dm}{m} \right) \quad (2.35)$$

L'equazione ottenuta è chiamata Equazione di *Žukovskij*. Graficando l'efficienza del motore (η_0) e l'efficienza aerodinamica rispetto al Mach di volo ottengo i seguenti grafici: Notiamo dal grafico che si ha un massimo di efficienza attorno a Mach 0.8, quindi il motore che ci garantisce una maggior autonomia oraria è il turbofan che ci permette una velocità di crociera a circa *Mach* 0.85.

2.4.8 Consumo specifico

Il consumo specifico è uno dei parametri più importanti per la valutazione delle prestazioni di un propulsore aeronautico: esso ci dà un'indicazione sulla quantità di combustibile che occorre consumare per ottenere una determinata prestazione di riferimento. Il consumo specifico inoltre, come si può notare dalla relazione 2.35, costituisce uno dei parametri più influenti nell'autonomia di volo di un aeromobile. La prestazione di riferimento però è diversa da propulsore a propulsore, nei propulsori ad elica come riferimento si prende la potenza sviluppata dal motore riferendosi alla potenza misurata al freno, *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC).

$$BSFC = \frac{\dot{m}_a}{P_d} \quad \left[\frac{kg/s}{W} \right] \quad (2.36)$$

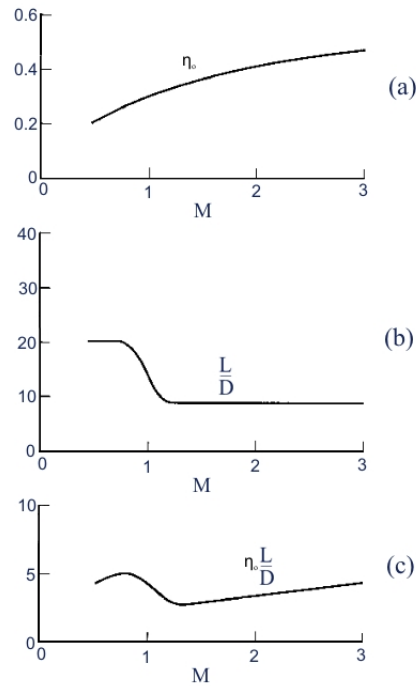


Figura 2.7: Mettendo insieme i primi due grafici ottengo l'ultimo che mette in relazione il Mach di volo con l'efficienza aerodinamica e propulsiva.

Dove \dot{m}_a rappresenta il consumo orario e P_e la potenza disponibile. Nel caso di un motore a getto, il consumo specifico viene indicato con la sigla TSFC, *Thrust Specific Fuel Consumption* che può essere espresso come il rapporto tra la portata massica del carburante speso \dot{m}_f e la spinta F .

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{F} \quad \left[\frac{kg/s}{N} \right] \quad (2.37)$$

Il valore di questo parametro si aggira attorno ai $0.03 \div 0.05 \left[\frac{kg/s}{N} \right]$ per un turbofan al decollo, mentre può arrivare fino a $0.075 \div 0.11 \left[\frac{kg/s}{N} \right]$ per un turbojet al decollo. Nel caso di motorizzazioni turboelica, quindi dove è presente sia una motorizzazione ad elica sia una a getto, viene introdotto l'*Equivalent Brake Specific Fuel Consumption*:

$$EBSFC = \frac{\dot{m}_f}{F + P_d} \quad \left[\frac{kg/s}{W} \right] \quad (2.38)$$

Dove \dot{m}_f è la portata massica di combustibile necessaria per ottenere quella determinata potenza e spinta. Il valore di questo parametro per una generica motorizzazione turboelica vale circa $0.25 \div 0.30 \left[\frac{kg/s}{W} \right]$.

2.5 Turbomacchine

Con il termine turbomacchina, si intendono tutte quelle macchine che grazie al movimento rotatorio di un rotore calettato ad un albero, trasmettono energia al fluido operatore. Naturalmente l'efficienza di questi componenti riveste un particolare estremamente importante per l'ottimizzazione dei motori, specialmente in quelli aeronautici.

2.5.1 Compressori centrifughi

Il compressore centrifugo non é molto comune in aeronautica per la sua ingombrante sezione frontale, che andrebbe a discapito dell'aerodinamica dell'aeromobile. I componenti principali di queste turbomacchine sono: una girante palettata o *impeller* e un diffusore fisso². I vantaggi principali dei compressori centrifughi, sono il basso costo di realizzazione e l'elevato rapporto di compressione per stadio (da 4 ÷ 6). Inoltre presentano anche un elevato rendimento (da 80 ÷ 85%); queste peculiarità che li contraddistinguono, li rendono particolarmente consoni alle installazioni nelle autovetture per la sovralimentazione. Se

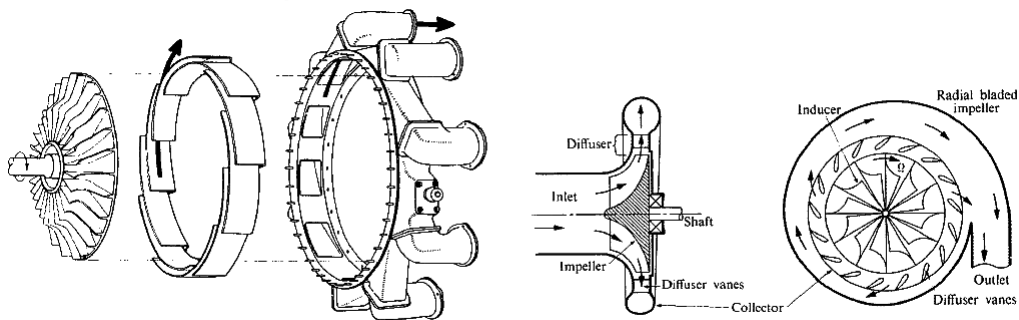


Figura 2.8: A destra vengono illustrati lo statore e il rotore, mentre a sinistra la vista laterale e frontale di un compressore centrifugo.

la velocità relativa alle pale nella sezione di uscita é puramente radiale, si ha che:

$$\Delta h_0 = \Delta(Uu_t) = U_2 u_{t2} \quad (2.39)$$

Dove $u_{t2} = U_2$, quindi l'espressione 2.39 diventa:

$$\Delta h_0 = U_2^2 = \omega^2 r_2^2 \quad (2.40)$$

Dove Δh_0 é il salto entalpico ottenuto mediante la compressione, ω é la velocità angolare e r é il raggio della girante.

A sua volta la girante può essere caratterizzata da palette curvate in avanti, radiali o

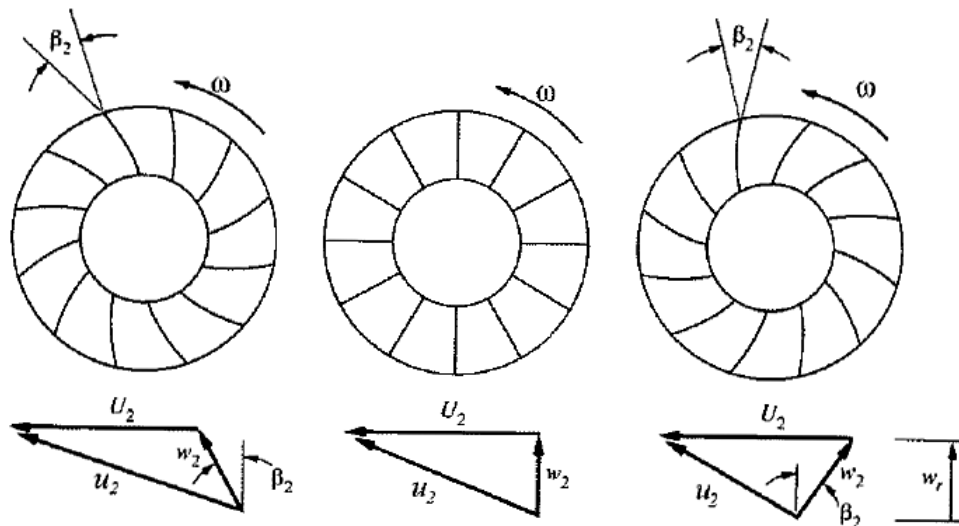


Figura 2.9: Flusso all'uscita di un compressore centrifugo nel caso di palette in avanti, radiali e all'indietro.

curvate all'indietro rispetto al verso di rotazione, come rappresentato in figura ?? La prima soluzione, cioè quella con le pale in avanti ($\beta_2 < 90^\circ$) non è utilizzata di frequente poiché può portare ad eccessive perdite nel diffusore. La seconda soluzione, cioè quella con palette radiali ($\beta_2 = 90^\circ$) è la più frequente per ragioni di facilità di costruzione. Infine le palette all'indietro con $\beta_2 > 90^\circ$ vengono impiegate quando si devono ricoprire ampi *range* di funzionamento.

²Condotto a sezione divergente per il convoglio del fluido operatore.

2.5.2 Compressori assiali

Il compressore assiale, appartiene alla famiglia dei compressori dinamici, cioè in grado di elaborare un flusso in maniera continuativa.³ Questa tipologia di macchina, come tutti i compressori ha il compito di incrementare la pressione del flusso che andrà poi in camera di combustione, tramite una successione di palettamenti statorici e rotorici. Essi per questioni di efficienza e di ingombro frontale sono i più utilizzati in campo aeronautico. In generale i principali parametri prestazionali che caratterizzano un compressore sono:

- Rendimento: in alcuni compressori odierni può arrivare fino al 90%.
- Rapporto di compressione (β): rapporto tra la pressione finale e iniziale che nei motori turbofan ad alto *BPR* arrivare fino a $\beta = 30$.
- Portata: Portata che la macchina è in grado di elaborare. Nei motori *turbofan* ad alto *BPR* può arrivare fino a 900kg/s .

Come già detto in precedenza, ciò che rende vantaggioso il compressore assiale rispetto a quello centrifugo in aeronautica, sono le scarse dimensioni radiali anche se si estende notevolmente in direzione longitudinale in quanto a parità di rapporto di compressione, in un compressore assiale si necessita di più stadi. Ciascuno stadio di compressione è composto da un palettamento rotorico e statorico che riesce a fornire un rapporto di compressione di circa $1.1 \div 1.3$. Come si può ben notare dalla figura 2.10 l'elaborazione si

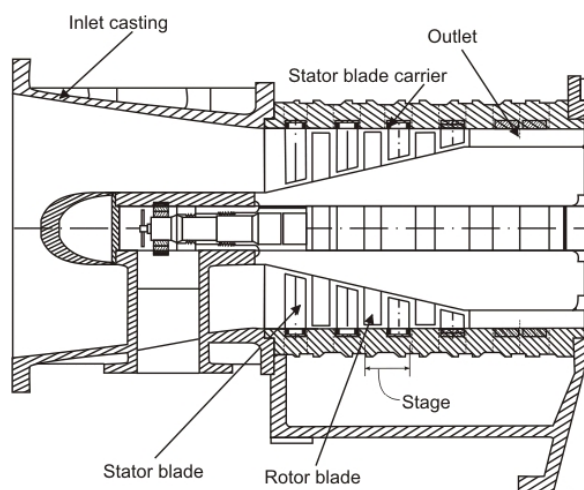


Figura 2.10: Sezione di un generico compressore assiale.

sviluppa prevalentemente in direzione assiale. La prima e l'ultima schiera di palettamenti che il flusso incontra durante il suo percorso sono di tipo statorico e vengono chiamati rispettivamente pre-palettamento e post-palettamento. Essi hanno come principale funzione quella di conferire al flusso un moto di *swirl* che viene mantenuto fino all'uscita

³L'altra tipologia di compressori sono i compressori volumetrici. Essi riescono ad elaborare solamente un determinato volume di fluido per ciclo.

dove incontrando il post-palettamento si recupera la componente di swirl e si conferisce al flusso un ulteriore incremento di pressione. Si può inoltre facilmente notare come la sezione di passaggio diminuisca verso l'uscita per compensare l'incremento di densità subito dal fluido. Infatti la portata massica d'aria può essere scritta come:

$$\dot{m} = \rho A C_a \quad (2.41)$$

Dove A è la sezione di passaggio, ρ la densità e C_a la velocità assoluta in direzione assiale. Quindi ricavando la sezione dalla 2.41 ottengo:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho C_a} \quad (2.42)$$

Dalla quale risulta evidente che aumentando la ρ , rispetto alla sezione di passaggio ha un andamento inversamente proporzionale.

In figura 2.11, sulla generica superficie di corrente sviluppata, sono stati rappresentati i triangoli di velocità del flusso in condizioni nominali tra il 1° e il 3° stadio. Nello schema presentato in figura 2.11, la cosiddetta velocità relativa W (riferita all'osservatore mobile) è ottenuta come somma vettoriale rispettivamente della velocità assoluta V del fluido in ingresso (riferita all'osservatore fisso) e della velocità periferica o di trascinateo U della girante. Posso quindi esprimere il lavoro di compressione con la relazione di Eulero:

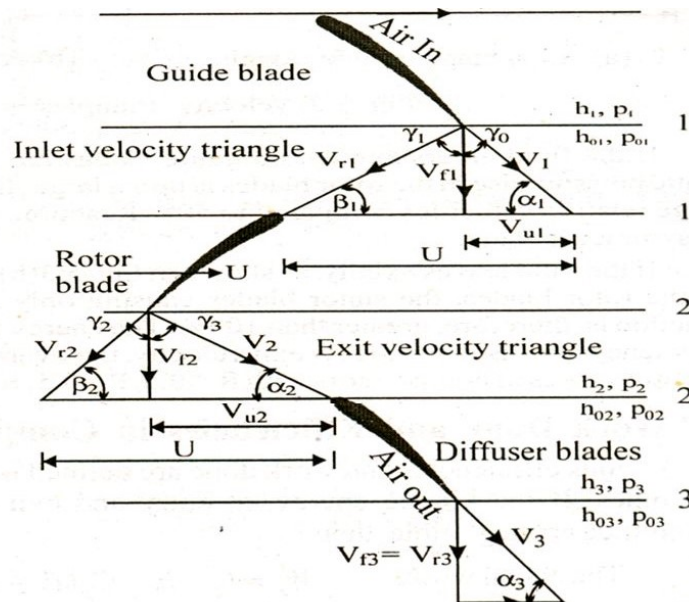


Figura 2.11: Triangoli di velocità nei primi 3 stadi di un compressore assiale.

$$L = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} \quad (2.43)$$

Dove la prima frazione si riferisce all'azione sullo statore, mentre la seconda all'azione sul rotore. Quindi dalla 2.43 si può dedurre che per aumentare l'effetto della compressione occorre aumentare l'energia cinetica del flusso in ingresso. Supponendo che la compressione avvenga in maniera adiabatica, ovvero trascurando scambi termici con l'esterno, questo incremento cinetico si può tradurre in termini entalpici, in un aumento dell'entalpia totale h_0 , la quale in prima approssimazione può essere considerata uniformemente distribuita nella sezione di passaggio del fluido e mantenuta costante lungo i vani dello statore. Possiamo scrivere quindi:

$$L = h_{03} - h_{01} = c_{p3} \cdot T_{03} - c_{p1} \cdot T_{01} \quad (2.44)$$

Il flusso tra le sezioni 1 2 3 può essere considerato pressoché adiabatico, poiché il calore scambiato con l'esterno è una piccolissima parte rispetto al lavoro scambiato tra pale e fluido. Nel diagramma $T - s$ sottostante (2.12) sono rappresentate le trasformazioni termodinamiche subite dal fluido in un singolo stadio. Con il pedice "ss" sono stati caratterizzati gli stati fisici isoentropici dello statore, che si avrebbero ipotizzando una trasformazione irreversibile nel rotore. Nella realtà occorre fornire alla macchina più

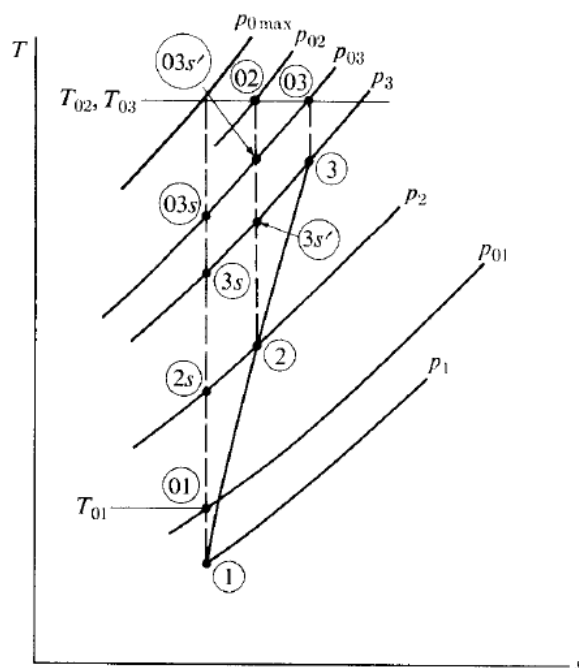


Figura 2.12: Trasformazioni termodinamiche attraverso uno stadio di un compressore assiale.

lavoro di quanto ne è necessario per comprimere quella specifica massa di fluido. Questo poiché all'interno dei condotti si generano attriti tra le varie particelle di fluido portando quest'ultimo ad un'espansione indesiderata che va ad ostacolare la compressione. Tale fenomeno prende anche il nome di controrecupero termico ($C.R.T.$).

È così possibile definire un rendimento isoentropico (η_{st}) per ogni singolo stadio. Esso lo

possiamo definire come il rapporto tra il lavoro che si riuscirebbe a fornire alla macchina in assenza di perdite, cioè in un caso ideale e il lavoro che realmente viene fornito alla macchina.

$$\eta_{st} = \frac{h_{03_s} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} = \frac{\frac{T_{03_s}}{T_{01}} - 1}{\frac{T_{03}}{T_{01}} - 1} \quad (2.45)$$

I rendimenti isoentropici di compressioni, sono noti dalla statistica delle varie macchine e consentono, una volta noto il rapporto di compressione β di valutare le condizioni termodinamiche di uscita del fluido da ogni singolo stadio attraverso ad esempio l'equazione 2.46.

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = 1 + \frac{1}{\eta_{st}} \cdot \left(\frac{T_{03_s}}{T_{01}} - 1 \right) = 1 + \frac{1}{\eta_{st}} \cdot \left[\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.46)$$

Ed infine per una data portata massica \dot{m}_a la potenza richiesta dal compressore per raggiungere un determinato salto entalpico é definita come:

$$P_c = \dot{m}_a \cdot (h_{03} - h_{01}) \quad (2.47)$$

2.5.3 Turbine assiali

Le turbine sono delle turbomacchine motrici che hanno lo scopo di raccogliere energia cinetica ed entalpia dal fluido operatore e trasformarla in energia meccanica. Nel caso aeronautico, questa energia viene trasferita, mediante un albero al compressore della motorizzazione. Nelle turbine assiali abbiamo dei condotti statorici (detti ugelli) che accelerano il flusso deviandolo tangenzialmente, mentre la parte rotorica ne sfrutta la quantità di moto per produrre lavoro e metterlo a disposizione di un albero.

In Figura 2.13 é riportata la sezione laterale di una turbina assiale ad otto stadi. In

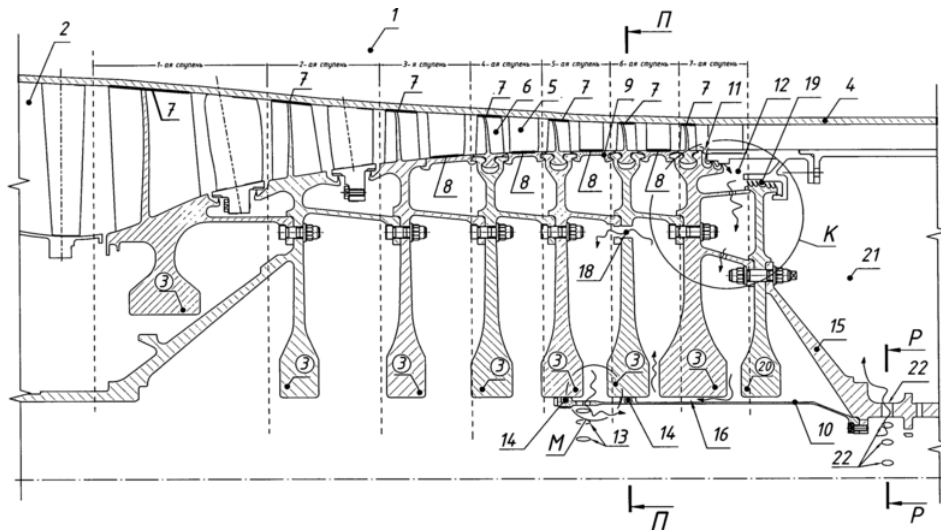


Figura 2.13: Schema a sezione di una turbina assiale ad otto stadi.

aeronautica vengono utilizzate soprattutto turbine assiali per consentire l'elaborazione di portate massicche importanti, mentre piccole turbine radiali vengono utilizzate per la sovralimentazione dei motori endotermici alternativi.

Inoltre per questa tipologia di turbine, le superfici di corrente sono pressoché cilindriche e se sviluppate sul piano, consentono di tracciare i triangoli di velocità che giacciono su di esse nella loro vera dimensione, come si può vedere in Figura 2.14. Facendo riferimento alla Figura 2.14 il lavoro specifico é esprimibile nel modo seguente:

$$L = h_1 + \frac{c_1^2}{2} - \left(h_3 + \frac{c_3^2}{2} \right) = c_p \Delta T_{1-3}^0 \quad (2.48)$$

Osserviamo dalla Figura 2.14 la parte statorica e rotorica vanno ad accelerare delle diverse componenti di velocità: lo statore va ad incrementare la velocità assoluta mentre il secondo la componente di velocità relativa.

A questo proposito é importante cercare di massimizzare il lavoro specifico per stadio, ciò é possibile, con riferimento all' equazione 2.48, massimizzando la velocità periferica del rotore o portando al limite la deviazione tangenziale della corrente compatibilmente con un buon rendimento dello stadio.

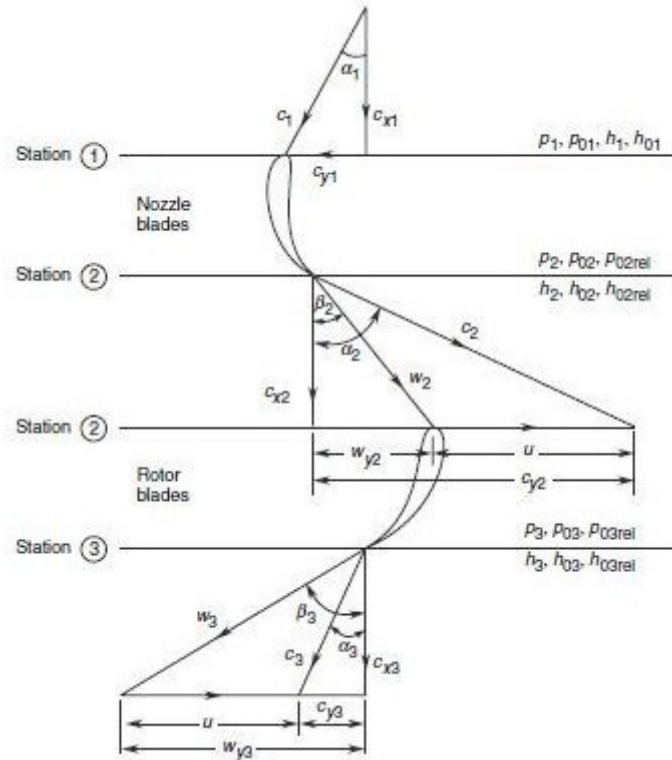


Figura 2.14: Triangoli di velocità nei primi due stadi di una turbina assiale a reazione.

Naturalmente il limite è dettato dalla massima tensione equivalente sopportabile dalla sezione alla radice della pala e dal disco porta pale, quindi anche dal materiale con cui è stata costruita la pala stessa. Per quanto riguarda il rendimento delle turbine ci sono diversi modi di esprimerlo in base alla motorizzazione che si sta esaminando, cioè dalla possibilità di poter utilmente impiegare l'energia cinetica che si ha nella sezione di uscita. Infatti nelle motorizzazioni *turbojet*, *turbofan* e *turboprop* l'energia cinetica in esubero nell'ultimo stadio di turbina viene utilizzata per generare la spinta propulsiva. In questi casi il rendimento adiabatico utilizzato è stato denominato "*total to total efficiency*" così definito:

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03s}} \quad (2.49)$$

Quando l'energia cinetica all'uscita dell'ultimo stadio di turbina non viene sfruttata come nel caso di un *turboshaft*, il rendimento adiabatico da considerare è chiamato "*total to static efficiency*" che viene definito nel seguente modo:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3s}} \quad (2.50)$$

Ovviamente il rendimento η_{tt} ha un valore numerico superiore al rendimento η_{ts} in quanto quest'ultimo si riferisce al lavoro teorico corrispondente allo stato fisico totale all'ingresso e

allo stato fisico statico all'uscita. Inoltre con riferimento all'equazione [2.49] il rendimento dello stadio può essere legato al rapporto di espansione p_{01}/p_{03} nel seguente modo:

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03s}} = \frac{\frac{\Delta T_0}{T_{01}}}{1 - \frac{T_{03s}}{T_{01}}} = \frac{\frac{\Delta T_0}{T_0}}{1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{01}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \quad (2.51)$$

Un altro importante parametro per la classificazione delle turbine è il *grado di reazione* r che viene definito come il rapporto tra le variazioni di entalpia statica nel rotore e nello stadio:

$$r = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} = \frac{\Delta h_{rotore}}{\Delta h_{stadio}} \quad (2.52)$$

A questo proposito si possono differenziare gli stadi semplici con $r = 0$ dagli stadi a reazione con $r > 0$, solitamente $r = 0.5$, cioè stesso salto entalpico tra statore e rotore. Ovviamente la trasformazione risulterà irreversibile e non è perciò rappresentabile tramite una curva isoentropica. Infatti come si osserva in Figura 2.15 si ha un lavoro aggiuntivo,

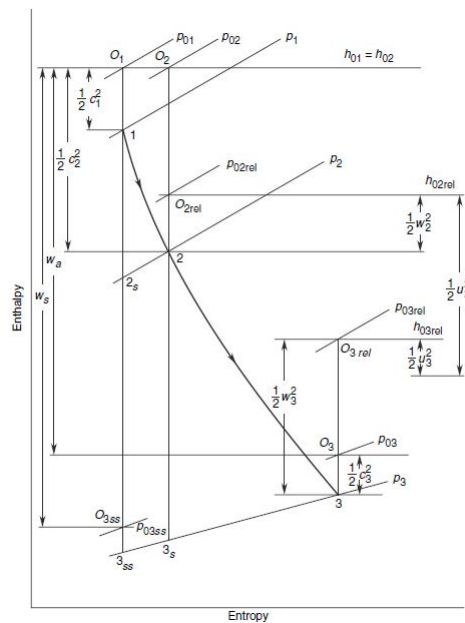


Figura 2.15: Trasformazioni termodinamiche attraverso uno stadio di turbina assiale.

che rappresenta un recupero parziale delle perdite, che causando un incremento interno di calore aumentano l'energia potenziale del fluido che può essere parzialmente convertita in lavoro, questo fenomeno è chiamato *recupero termico*.

Infine è possibile definire la potenza meccanica P_t della turbina svolgendo il prodotto tra il lavoro specifico e la portata di fluido che attraversa la motorizzazione \dot{m}_t :

$$P_t = \dot{m}(h_{01} - h_{03}) \quad (2.53)$$

Naturalmente come in tutte le macchine multistadio é possibile scrivere le equazioni precedenti riferendole all'intera macchina. Infatti considerando una turbina a z stadi, il suo rendimento complessivo puó essere scritto come:

$$\eta_{tot} = \frac{\sum \text{ lavoro totale}}{\text{salto entalpico isoentropico complessivo}} = \frac{L_{tot}}{h_{0_{in}} - h_{0_{outs}}} \quad (2.54)$$

2.6 Prestazioni e relative mappe di prestazione delle turbomacchine

Per quanto riguarda sia compressori che turbine, fin dalla prima definizione dei parametri principali, occorre tenere conto dei seguenti capi saldi:

- Prestazioni in condizioni nominali
- Campo di funzionamento stabile

A tale scopo si utilizzano, per il progetto premiliminare, correlazioni basate su grandezze fondamentali o legate ai triangoli di velocità come ad esempio portata massica ridotta, rapporto di compressione, numero di giri ridotto, grado di reazione ecc...

Per generalizzare le curve di prestazione mediante dei parametri normalizzati, ipotizzo innanzitutto, il funzionamento del compressore ad elevati numeri di *Reynolds*⁴, per poter eliminare la dipendenza dalla viscosità, e attraverso il *teorema di Buckingham* o *teorema II* rappresentiamo le prestazioni delle macchine attraverso un numero di parametri adimensionali.

Quindi, dato che vogliamo esprimere le prestazioni del gruppo compressore e turbina in termini di rapporto di compressione β e rendimento isoentropico η , i principali parametri da cui possono essere influenzati sono:

- \dot{m} : portata d'aria;
- p_0 e T_0 : pressione e temperatura totale all'ingresso;
- N : velocità di rotazione.
- γ : rapporto tra i calori specifici;
- R : costante universale dei gas;
- ν : viscosità cinematica;
- D : diametro caratteristico del compressore o della turbina;

Quindi possiamo scrivere questa dipendenza come:

$$\beta, \eta = f(\dot{m}, p_{0in}, T_{0in}, N, \nu, R, \gamma, D) \quad (2.55)$$

Considerando l'espressione 2.55, per il *teorema II*, dato che le variabili iniziali sono 8 (6 dimensionali e 2 adimensionali) mentre le unità di misura fondamentali utilizzate sono 4 (massa, lunghezza, temperatura e tempo) sarà possibile esprimere le grandezze β e η in funzione di 3 parametri adimensionali:

⁴Gruppo adimensionale utilizzato in fluidodinamica per valutare se il flusso di scorrimento è in regime laminare o turbolento. È definito come il rapporto tra le forze viscosive e le forze d'inerzia.

$$\beta, \eta = f \left(\frac{\dot{m} \sqrt{\gamma R T_{0in}}}{p_{0in} D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{0in}}}, \gamma \right) \quad (2.56)$$

Inoltre ipotizzando che il fluido operatore sia stazionario nel tempo, cioè che le sue proprietà rimangono costanti nel tempo, possiamo scrivere la relazione 2.56 come:

$$\beta, \eta = f \left(\frac{\dot{m} \sqrt{\gamma R T_{0in}}}{p_{0in} D^2}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma R T_{0in}}} \right) \quad (2.57)$$

Solitamente le pressioni e le temperature vengono adimensionalizzate riportando i rispettivi valori al livello del mare, come illustrato in seguito:

$$\theta = \frac{T_0}{T_{std}} \quad \delta = \frac{p_0}{p_{std}} \quad (2.58)$$

Dove $p_{std} = 101325 [Pa]$ e $T_{std} = 288.15^\circ K$. A questo punto possiamo rappresentare le prestazioni del compressore e delle turbina sotto forma di curve, costruite sulla base di rilevazioni sperimentali. La mappa in Figura 2.16 lega tra loro il rapporto tra le pressioni

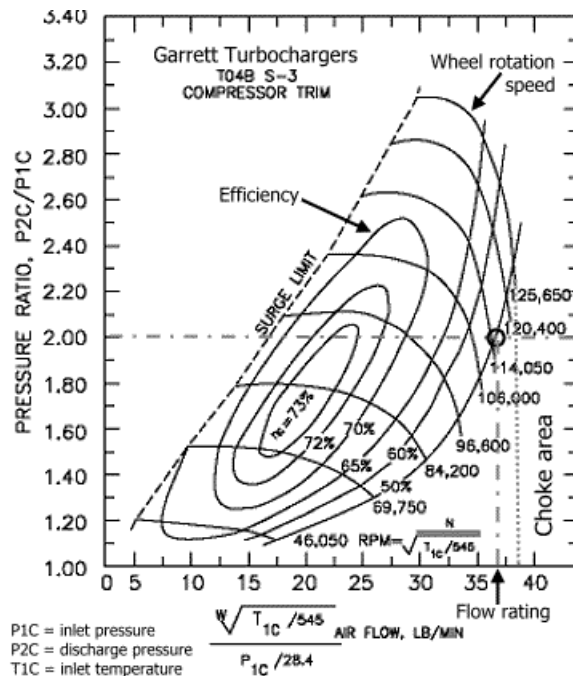


Figura 2.16: Mappa prestazionale adimensionale di un compressore assiale.

(β), la portata ridotta, la velocità ridotta e il rendimento della macchina.

Le curve come si può ben notare hanno un limite superiore denominato "surge line" che separa il campo in cui il compressore funziona in maniera regolare dal campo in cui si

potrebbe verificare il fenomeno del pompaggio "surge". Inoltre ai bassi regimi, la linea del pompaggio é pressoché verticale dato che i bassi rapporti di compressione di questa zona potrebbero portare il compressore in blocco sonico "choking".

A sua volta, la mappa di prestazione adimensionale della turbina é la seguente:

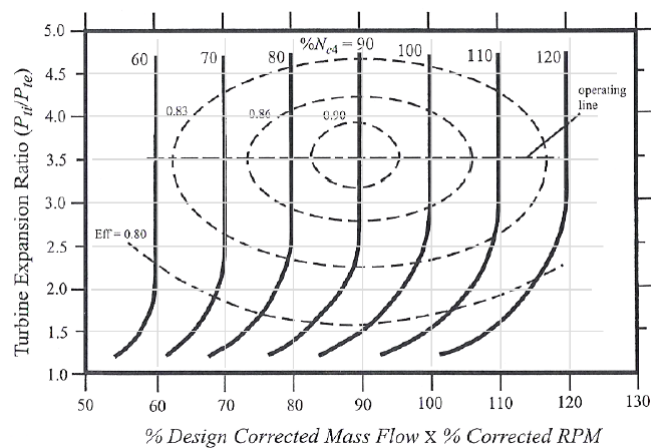


Figura 2.17: Mappa prestazionale adimensionale di una turbina a reazione con diagramma collinare del rendimento.

2.7 Componenti statici

In questa sezione vengono illustrati i principali componenti statici che compongono un propulsore aeronautico:

- Imbocco
- Ugello
- Camera di combustione

2.7.1 Imbocco (*inlet*)

L'*inlet* é il primo componente che il flusso incontra nella sua evoluzione all'interno del propulsore e la sua funzione principale é quella di rallentare il flusso fino a $Mach = 0.3 \div 0.4$ grazie ad un incremento della sezione di passaggio, trasformando cosí la sua energia cinetica in energia di pressione e convogliarlo fino al compressore.

Data la sezione crescente dell'*inlet*, il flusso va incontro ad un gradiente di pressione positivo ($\frac{\partial p}{\partial x} > 0$). Ovviamente quando il gradiente di pressione prevale sull'energia cinetica del flusso, avviene la separazione dello strato limite e si determina cosí lo stallo del compressore con conseguente dissipazione di energia e riduzione della sezione effettiva di passaggio. Una prima suddivisione che possiamo fare é tra imbocchi subsonici e imbocchi supersonici che si differenziano in base al loro campo applicativo. Negli imbocchi subsonici, non essendoci parti in movimento, l'imbocco non scambia lavoro con il fluido, ma la trasforma semplicemente e tale scambio deve avere l'efficienza maggiore possibile al fine di garantire al compressore un flusso uniforme.

Le trasformazioni che il flusso subisce si possono considerare adiabatiche, cioé la temperatura del flusso rimane costante, ma si verificano anche delle piccole perdite di pressione che danno luogo a trasformazioni irreversibili. Le trasformazioni che subisce il flusso in condizioni di crociera, a bassa e ad alta velocità, possono venire rappresentate nel diagramma di Figura 2.18:

Mentre in fase di accelerazione, il diagramma che illustra le trasformazioni subite dal fluido operatore é il seguente:

Possiamo ora determinare il rendimento dell'imbocco, ipotizzando la isoentropicità delle trasformazioni subite dal fluido, in funzione del rapporto delle pressioni totali, $r_d = \frac{p_2^0}{p_a}$, e del numero di *Mach*:

$$\eta_d = \frac{T_{2, is}^0 - T_a}{T_2^0 - T_a} = \frac{\left(\frac{p_2^0}{p_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (2.59)$$

Dove lo stato 2_{is}^0 rappresenta lo stato termodinamico che l'aria raggiungerebbe se la trasformazione avvenisse in maniera totalmente isoentropica partendo dalle condizioni

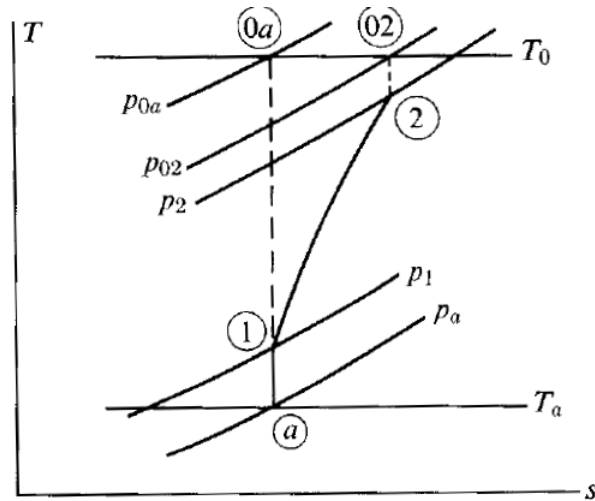


Figura 2.18: Trasformazioni termodinamiche all'imbocco del propulsore in condizioni di crociera.

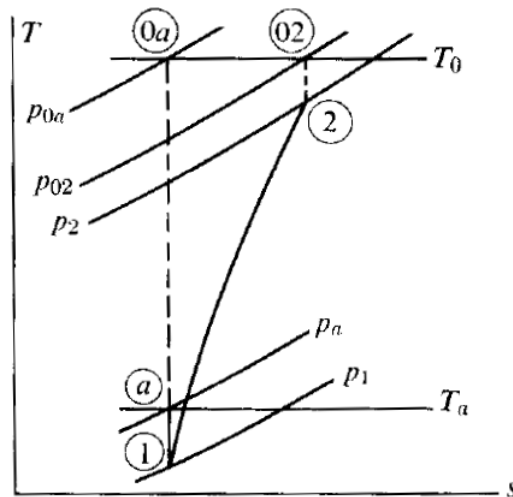


Figura 2.19: Trasformazioni termodinamiche all'imbocco del propulsore in fase di accelerazione.

ambiente (pedice a) sino a raggiungere l'effettiva condizione di scarico p_2^0 .
A questo punto posso scrivere la temperatura T_2^0 come:

$$T_2^0 = T_1^0 = T_1 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \quad (2.60)$$

Quindi mettendo insieme la 2.60 con la 2.59 ottengo:

$$\eta_d = \frac{r_d^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)}{\frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (2.61)$$

Dall'equazione 2.61 si nota come il rendimento cali all'aumentare del numero di Mach. Questo fenomeno é messo in evidenza dalla Figura 2.20:

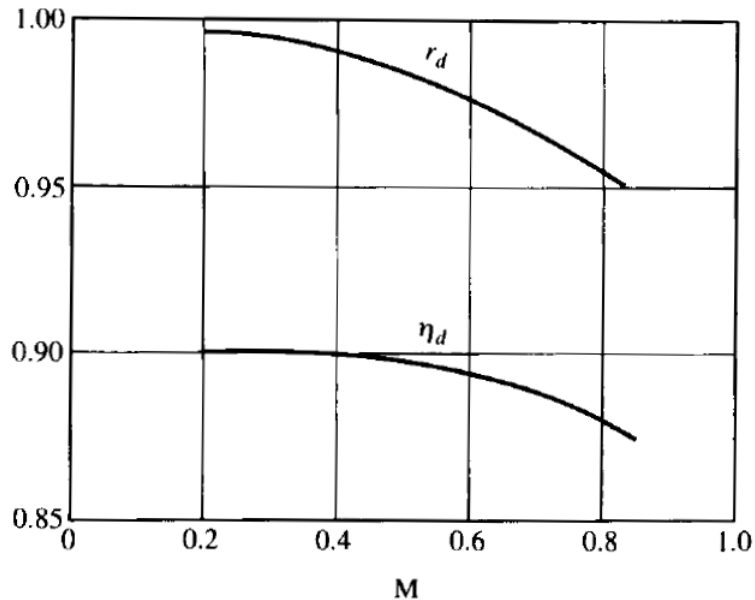


Figura 2.20: Prestazioni di un imbocco subsonico al variare del numero di *Mach*.

Inoltre dalla figura 2.20, si può notare come incrementando il numero di *Mach* cali anche il rapporto tra le pressioni.

2.7.2 Ugello di scarico (*nozzle*)

Lo scopo principale dell'ugello di scarico é quello di accelerare alla massima velocità possibile il fluido in uscita dalla motorizzazione.

Dal punto di vista dell'aerodinamica nel *nozzle* si riscontrano molti meno problemi che nell'*inlet* dato che siamo di fronte ad una gradiente di pressione negativo ($\frac{\partial p}{\partial x} < 0$). Come per l'imbocco, un parametro di fondamentale importanza anche per gli ugelli di scarico é il rendimento adiabatico che normalmente é compreso tra 0.95 e 0.98 e lo possiamo definire come:

$$\eta_d = \frac{h_{06} - h_7}{h_{06} - h_{7s}} \quad (2.62)$$

Continuando sempre la simmetria con gli imbocchi subsonici, anche per gli ugelli di scarico é possibile eseguire la stessa suddivisione.

Nel nostro caso gli ugelli che prendiamo in esame sono quelli subsonici che hanno una forma convergente.

Le caratteristiche di deflusso che si andranno ad instaurare a valle dell'ugello dipendono



Figura 2.21: Ugelli di scarico di un caccia *F15 eagle*.

dalla pressione allo scarico e dalla pressione a monte. Infatti se le due pressioni sono congruenti non si ha deflusso attraverso l'ugello, ma se la pressione a valle dell'ugello é anche leggermente inferiore si instaura un deflusso caratterizzato da una pressione decrescente nella direzione del condotto. Questo deflusso é descritto dalla relazione di *Hugoniot*:

$$\frac{da}{A} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c} \quad (2.63)$$

Nella precedente relazione A rappresenta la sezione del condotto e c la velocità di efflusso. Inoltre si può valutare il numero di *Mach* di uscita in base al rapporto di pressioni:

$$M_7 = \left[\frac{2}{\gamma - 1} \cdot \frac{\eta_n \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_{06}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}{1 - \eta_n \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_{06}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.64)$$

2.7.3 Camera di combustione

Nella camera di combustione avviene una reazione di ossidazione tra il combustibile (solitamente *kerosene*, un idrocarburo), che si ossida, e comburente (aria) che trasporta l'ossigeno necessario alla combustione. Dopo la reazione si ha un rilascio di energia chimica che successivamente verrà trasformata in potenza utile dalle turbine e dall'accelerazione del getto nell'ugello di scarico. Come è facile intuire, per ottenere un processo di combustione ottimale occorre che il combustibile ed il comburente siano in proporzione tra loro secondo quantità il più possibile appropriate. Infatti il rapporto ottimale è chiamato rapporto stechiometrico f ed in linea di principio, se si seguono le proporzioni indicate da f si ottiene una completa reazione tra combustibile e comburente.

Nella realtà non è del tutto veritiera questa definizione, infatti le proporzioni in cui avvengono i processi di combustione in un combustore aeronautico, sono tutt'altro che stechiometrici. A questo proposito, per caratterizzare la combustione non stechiometrica, si è definito un rapporto di equivalenza φ :

$$\varphi = \frac{f}{f_{st}} = \frac{\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}}{\left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right)_{st}} \quad (2.65)$$

Per lo svolgimento di un processo di combustione ottimale occorre che il carburante venga iniettato nel flusso di aria con un livello di vaporizzazione il più alto possibile, permettendo una miscelazione migliore che ne andrà a determinare la velocità con la quale avviene il processo di combustione. Inoltre per favorire la miscelazione tra le due sostanze occorre conferire al carburante iniettato un moto turbolento, tipicamente di *swirl* tramite dei particolari iniettori che riescono a conferire al fluido questo genere di movimento.

I combustibili maggiormente utilizzati in aeronautica sono quelli elencati nella tabella 2.1 che solitamente sono costituiti da delle miscele di idrocarburi. Una delle principali problematiche nella camera di combustione delle turbine a gas sono i problemi di accendibilità e della propagazione della fiamma. Questo perché nella motorizzazione *air-breathing* le prestazioni sono altamente dipendenti dalla portata d'aria che attraversa la motorizzazione, ma questa elevata portata è ottenibile tramite delle ampie sezioni di passaggio o tramite flussi ad alta velocità e ovviamente, per motivi di resistenza aerodinamica e strutturale si preferiscono sezioni di passaggio inferiori ma alte velocità. La velocità con la quale il flusso può essere elaborato dal propulsore è limitata dal fatto che la velocità di propagazione della fiamma (u_f) deve essere uguale alla velocità del flusso (u_a). Nel caso in cui $u_a > u_f$ si incorre nel fenomeno definito come soffiaggio di fiamma e la fiamma verrebbe trasportata verso il primo palettamento della turbina. In caso contrario ($u_f > u_a$) saremmo di fronte ad un ritorno di fiamma.

Nel caso di combustione turbolenta, come avviene nei motori aeronautici, la velocità del

Proprietá	Kerosene di Aviazione	JP-4	JP-5	Jet-A
Rapporto H-C	1.93	2.02	1.92	1.94
Pressione di vapore a 38°C [kPa]	18	18	0.3	0.7
Punto di ebollizione [C]	50	60	180	170
LHV [kJ/kg]	43200	43400	43000	43400
Densitá [kg/m^3]	800	760	820	810
Rapp. Stechiometrico fuel-air	0.0679	0.0673	0.0680	0.0678
Rapp. Stechiometrico air-fuel	14.72	14.85	14.71	14.74

Tabella 2.1: Principali proprietá dei piú comuni combustibili aeronautici.

fronte di fiamma si aggira attorno ai 10m/s, che sebbene sia una velocitá molto inferiore rispetto a quella del flusso uscente dal compressore, ($\sim 100m/s$) attraverso dei particolari *lay-out* convergenti-divergenti si riesce sempre e comunque a creare il punto di equilibrio della fiamma.

Per far fronte ai problemi di accendibilitá dovuti all'eccesso di aria presente in camera di combustione, si divide il flusso in due: il flusso primario partecipa direttamente alla combustione in proporzioni stechiometriche con il combustibile, il secondario, solitamente il doppio del flusso primario, lambisce esternamente il *liner* raffreddandolo per poi miscelarsi, all'uscita della camera di combustione con il primario abbassandone la temperatura. All'ingresso della camera di combustione vengono poste delle piccole palette (*air swirlers*) che trasformano il moto del flusso da assiale a moto di *swirl* aumentandone la componente circolare e diminuendo quella assiale, in modo da non incorrere in distacchi di vena e per garantire una maggiore stabilitá di fiamma. Per una migliore miscelazione, si potrebbe conferire un moto di *swirl* anche al combustibile intensificando il livello di turbolenza e favorendone la vaporizzazione.

La presenza del flusso che lambisce il *liner* consente anche di avere un rendimento termico migliore, date le minori perdite di calore. Infatti queste architetture a doppio flusso consentono rendimenti anche superiori allo 0.98.

Tre sono le principali tipologie di camere di combustione utilizzate:

Anulare

La camera di combustione é posta lungo l'albero che collega il compressore alla turbina. In essa si ha un'unica camera suddivisa però in zona primaria ed in zona secondaria. Essa ha il vantaggio di assicurare delle perdite di carico minori con un peso inferiore rispetto alle altre tipologie. Uno dei difetti principali é quello della difficoltá di manutenzione che

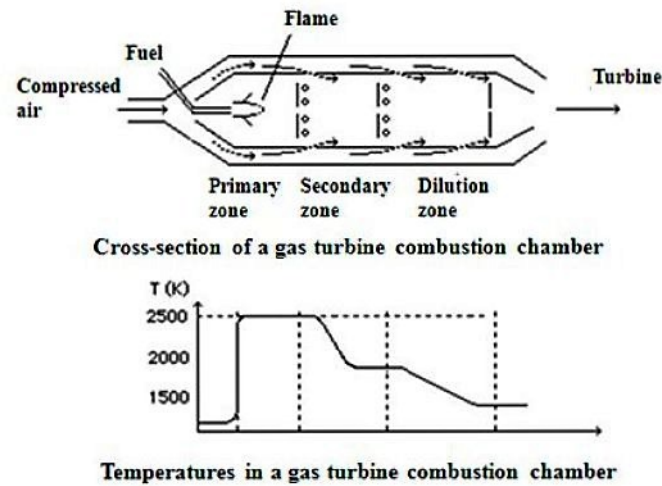


Figura 2.22: Schema di una camera di combustione a doppio flusso con relativo andamento delle temperature.

risulta difficoltosa.

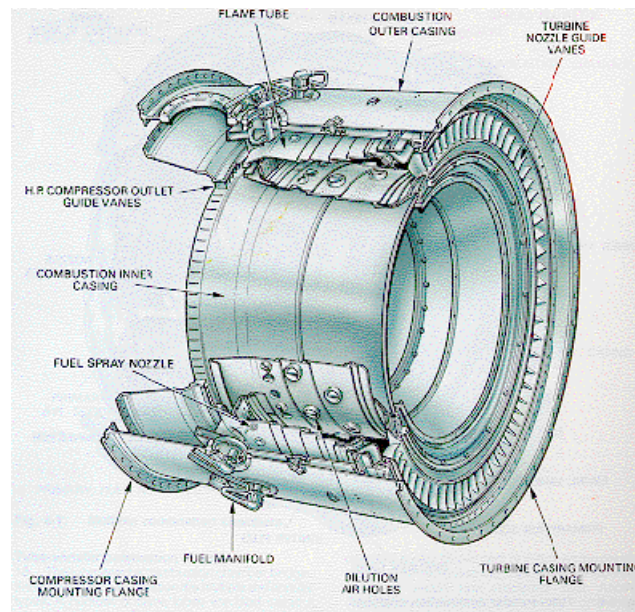


Figura 2.23: Camera di combustione anulare.

Tubolare

Camera di combustione formata da un insieme di combustori, costituiti da una zona primaria e una secondaria ciascuno e tutte disposte attorno all'albero che collega il compressore alla turbina. Questo tipo di camera di combustione ha il vantaggio di essere facile da realizzare e garantisce una buona miscelazione. Come difetti ha un peso ed un ingombro ingenti.

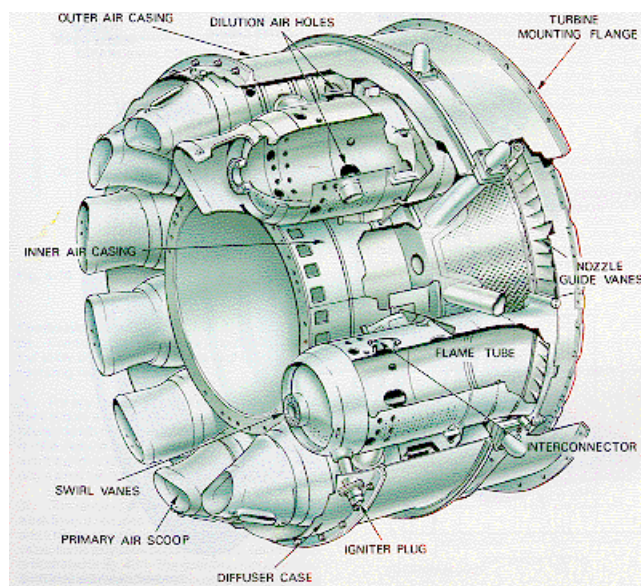


Figura 2.24: Camera di combustione tubolare.

Tubo-anulare

Questa tipologia di combustore é una combinazione tra le due precedenti tipologie e presenta due zone primarie separate e un'unica zona secondaria. Questa tipologia di configurazione unisce i vantaggi delle due precedenti tipologie.

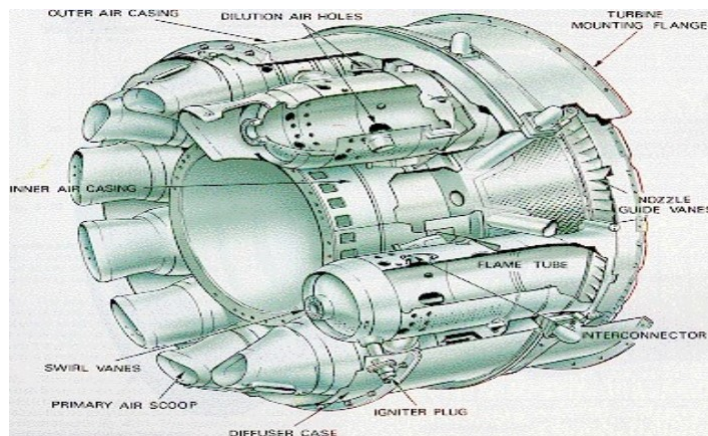


Figura 2.25: Camera di combustione tubo-anulare.

Capitolo 3

Emissioni inquinanti

Fino a qualche tempo fa, nello sviluppare le turbine a gas o qualsiasi altra motorizzazione a combustione interna, si é posta attenzione quasi esclusivamente alle prestazioni (potenza erogata, rendimento, affidabilit  ecc..). Ora con l'introduzione di stringenti normative sull'inquinamento, le caratteristiche di una motorizzazione riguardo all'impatto ambientale hanno assunto un'importanza sempre crescente, nel giudizio sulla validit  di un generico sistema di produzione di potenza. Tant'  che oggi si pu  addirittura affermare che il successo di una turbina a gas   altamente influenzato dalla sua capacit  di rispettare le norme anti-inquinamento e fornire buone prestazioni.

Proprio a questo proposito, soprattutto nelle turbine per la generazione di energia elettrica, viene utilizzata la tecnologia del *fogging* per abbattere le emissioni inquinanti, in particolare gli NO_x e ottenere delle prestazioni migliori.

3.1 Formazione di NO_x

Sebbene nel linguaggio comune e nelle normative si parli spesso di NO_x e non si faccia distinzione tra NO e NO_2 , occorre precisare che gli ossidi di azoto vengono prodotti quasi esclusivamente come NO e vengono poi lentamente ossidati in NO_2 . Tre sono le principali tipologie di NO, che provengono da tre diversi processi di formazione:

- **Thermal NO_x :** La loro formazione avviene per dissociazione e in seguito per ossidazione dell'azoto molecolare presente nell'aria. Questo processo é favorito dalle temperature elevate presenti in camera di combustione.
- **Prompt NO_x :** La loro formazione avviene nella zona di fiamma per reazione dell'azoto con i radicali degli idrocarburi.
- **Fuel NO_x :** Vengono generati dall'azoto presente nel combustibile non in forma molecolare, ma legato chimicamente in forma di azoto e ammino composti.

Nel nostro caso, la tipologia di NO_x maggiormente prodotta sono i *thermal NO_x* . Nella loro formazione vengono coinvolte tre principali reazioni chimiche individuate dalla formulazione di Zel'dovič ¹:

1. $O + N_2 \rightarrow NO + N$
2. $N + O_2 \rightarrow NO + O$
3. $N + OH \rightarrow NO + H$

Secondo una formulazione introdotta dallo stesso Zel'dovich, é possibile scrivere per via analitica la velocità di formazione degli NO, sotto forma di derivata rispetto al tempo della loro concentrazione.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 1.45 \cdot 10^{14} T^{-\frac{1}{2}} \exp\left(\frac{-69490}{T}\right) [O_2]^{\frac{1}{2}} [N_2] \quad (3.1)$$

Dalla precedente equazione si nota una forte dipendenza della formazione di NO dalla temperatura dei gas combusti. Inoltre si nota che vi é una leggera dipendenza anche dalla concentrazione di Ossigeno e Azoto.

¹Jakov Del'dovič é stato un astronomo e fisico sovietico che ha avuto un ruolo fondamentale nello sviluppo degli armamenti nucleari durante la 2° guerra mondiale.

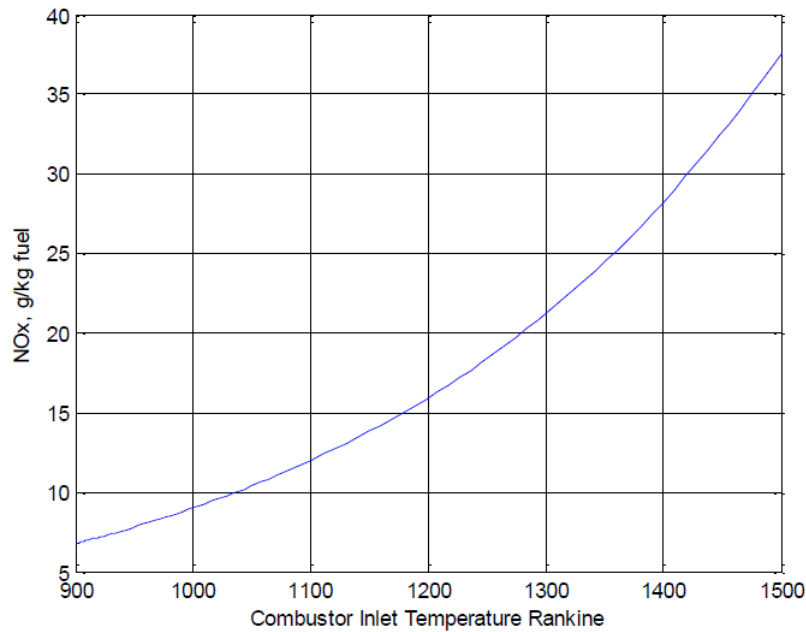


Figura 3.1: Quantità di *thermal NO_x* all'aumentare della temperatura in camera di combustione.

3.2 Sistemi di riduzione di NO

Analizzando l'equazione di *Zel'dovich*, si possono dedurre le principali metodologie per la riduzione di NO_x in sede di combustione:

1. Ridurre i tempi di permanenza della miscela nel combustore: infatti l'equazione esprime una derivata positiva rispetto al tempo che va ad incrementarsi con l'aumentare della concentrazione delle sostanze. Tuttavia esistono tempi minimi per cui la miscela per ossidarsi deve restare in camera di combustione.
2. Ridurre la concentrazione di O_2 in prossimità della fiamma: questa situazione si ottiene con un forte eccesso di aria in sede di combustione. Il concetto è noto come *air-staged combustion*.
3. La principale tecnica con risultati più importanti è la riduzione della temperatura di equilibrio della fiamma. infatti l'equazione rappresenta chiaramente la dipendenza esponenziale dalla temperatura, come illustrato in figura.

Proprio per l'importanza dell'ultimo punto, la maggior parte degli sforzi dei costruttori di turbine a gas si concentrano su quest'ultimo fenomeno.

Uno dei metodi più semplici e comuni per abbassare la temperatura di equilibrio della fiamma, è l'aggiunta di un combustibile inerte alla miscela aria-combustibile. Il compito fondamentale di questa sostanza aggiuntiva è quello di assorbire calore nella zona di fiamma, per portarsi anch'esso alla temperatura presente in camera di combustione. Naturalmente la sostanza inerte deve essere di basso costo, largamente disponibile e

non deve risultare dannosa per la macchina, proprio per questi propositi viene utilizzata H_2O allo stato liquido o di vapore. In seguito verranno illustrate le principali tecniche di iniezione di acqua nei turbogas e verrà eseguita un'attenta analisi su pregi e difetti di queste tecniche.

Capitolo 4

Iniezione di H₂O nelle turbine a gas

4.1 Influenza delle condizioni ambientali sulle prestazioni delle turbine a gas.

Soprattutto per quanto riguarda le turbine per la produzione di energia elettrica, la temperatura ambiente ha una forte influenza sulle prestazioni della stessa. Ciò naturalmente avviene anche per i motori aeronautici soprattutto in fase di decollo o atterraggio in località in cui le temperature possono raggiungere anche valori abbastanza alti. Infatti secondo delle stime la potenza prodotta da una motorizzazione diminuisce di circa $0.50 \div 0.90$ all'aumento di ogni grado Celsius. Per questa ragione sono stati introdotti, specialmente nei gruppi turbogas, per la produzione di energia elettrica, dei metodi per il raffreddamento dell'aria in aspirazione. Ad esempio in figura vi è la temperatura ambiente in funzione della potenza erogata dalla stessa. La curva in rosso rappresenta una turbina per la produzione di energia elettrica (*LM6000PD*) mentre la linea in blu rappresenta una turbina di origine aeronautica (*GE9351FA*). Come risulta evidente dall'analisi del diagramma, le prestazioni erogate dalla turbina di origine aeronautica sono influenzate in maniera sostanziale dall'aumentare della temperatura.

É inoltre possibile evidenziare come varia la potenza erogata da una turbina a gas al variare delle altre grandezze fondamentali come pressione o umidità relativa. Però come si può ben notare dalla figura 4.1 e dalla figura 4.2 le variazioni sono minime in confronto alle variazioni causate dall'aumento di temperatura. In tutti i precedenti grafici nell'asse delle ordinate vi é il rapporto tra la potenza erogata dalla turbina in quella specifica condizione ambiente e la potenza erogata dalla turbina in condizioni ISO¹. Per meglio comprendere il perché di questa diminuzione di potenza erogata dalla motorizzazione con l'aumento della temperatura all'ingresso di essa, occorre osservare il lavoro specifico del compressore, dato che normalmente esso assorbe circa il 60% della potenza messa a

¹Le condizioni ISO prevedono una temperatura ambiente di $288.15^\circ K$, una pressione atmosferica di $101325 Pa$ ed un'umidità relativa del 60%.

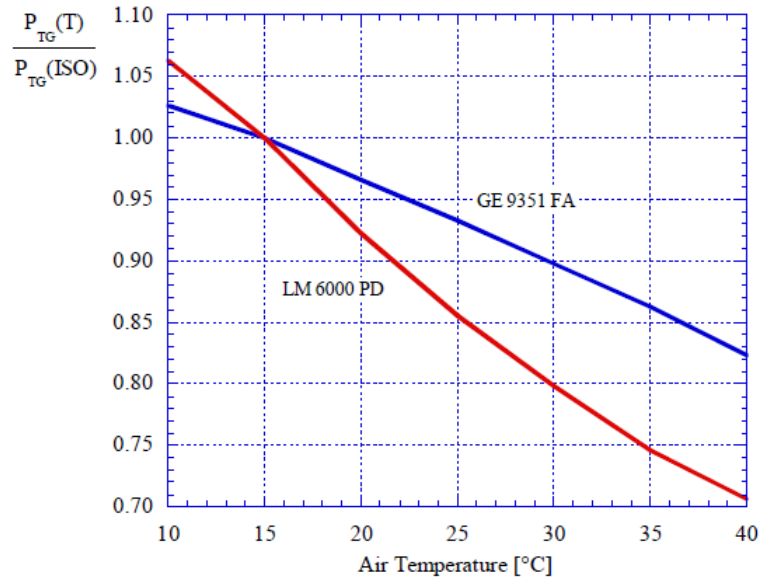


Figura 4.1: Effetto della temperatura ambiente sulla potenza erogata da una turbina a gas in condizioni di pressione e umidità relativa di (1.013 bar e 60%)

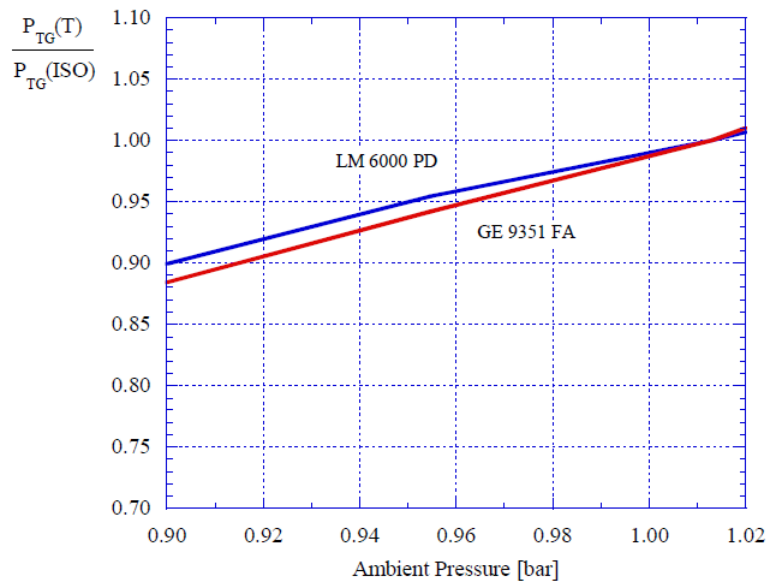


Figura 4.2: Effetto della pressione ambiente sulla potenza erogata da una turbina a gas in condizioni di temperatura e umidità relativa di 288.15°K e 60%

disposizione dalla turbina. Infatti il lavoro specifico di compressione é dato dalla seguente equazione:

$$L_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = \frac{C_p T_1}{\eta_{c, is}} \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4.1)$$

Nell'equazione si nota chiaramente che incrementando la temperatura in ingresso alla motorizzazione abbiamo un aumento, indesiderato, del lavoro di compressione. Ciò

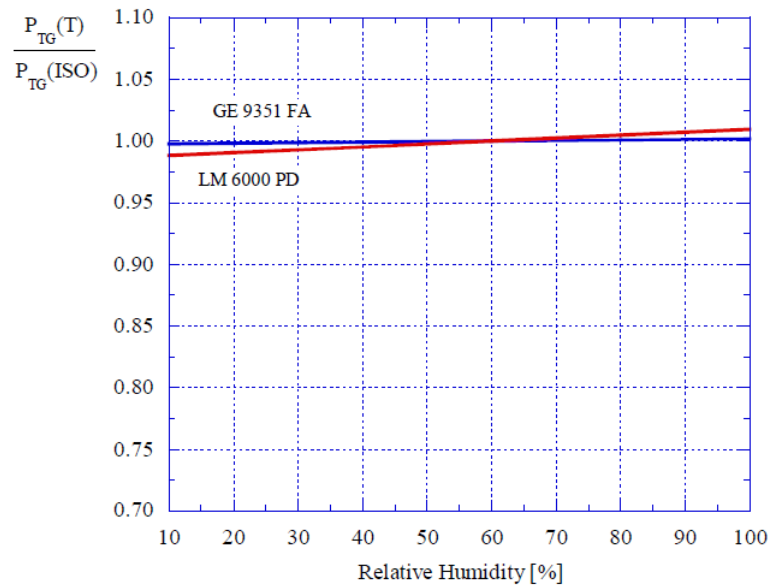


Figura 4.3: Effetto della temperatura ambiente sulla potenza erogata da una turbina a gas in condizioni di pressione e temperatura di 1.013 bar e 288.15°K

naturalmente facendo l'ipotesi che il rapporto di compressione rimanga costante nel tempo. Inoltre supponendo che non vi siano perdite di pressione e che il calore specifico rimanga costante nel tempo, l'efficienza termodinamica della turbina può essere espressa tramite la seguente equazione:

$$\eta_{th} = \frac{L_t - L_c}{C_p(T_3 - T_2)} = \frac{T_3 \left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{e, is}}} \right] - T_1 \left[\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{c, is}}} \right]}{(T_3 - T_1 \cdot \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{c, is}}})} \quad (4.2)$$

Dove:

β = Rapporto di compressione;

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ = Coefficiente di dilatazione adiabatica;

$\eta_{e, is}$ = Rendimento isoentropico di espansione, quindi della turbina;

$\eta_{c, is}$ = Rendimento isoentropico di compressione, quindi del compressore;

T_3 = Temperatura all'ingresso della turbina;

T_2 = Temperatura di uscita compressore;

T_1 = Temperatura di ingresso compressore;

L_t = Lavoro specifico di turbina;

L_c = Lavoro specifico del compressore;

Come si può ben notare dall'equazione 4.2 un aumento della temperatura ambiente, quindi della T_1 , porta ad una diminuzione del rendimento termodinamico della motorizzazione, poiché ci troviamo di fronte ad un aumento del lavoro specifico di compressione. Inoltre un aumento della temperatura di ingresso del compressore porta ad una variazione del punto di funzionamento sia del compressore che della turbina. Questo cambiamento é

facilmente osservabile nei diagrammi di prestazione della turbina e del compressore ed é dovuto principalmente ad una diminuzione sia del rapporto di compressione (β) che del rendimento termodinamico della motorizzazione (η_{th}).

Inoltre in base alle considerazioni precedenti é anche possibile confrontare nel piano

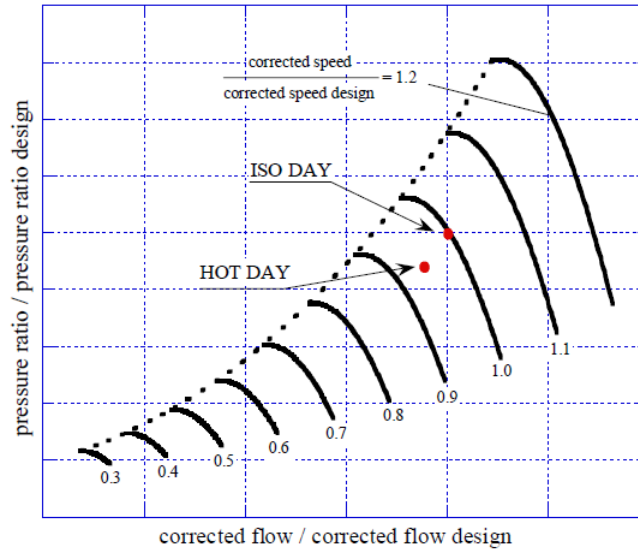


Figura 4.4: Spostamento del punto di funzionamento in condizioni ISO ad un punto di funzionamento in un giorno caldo nel diagramma di prestazioni di un compressore.

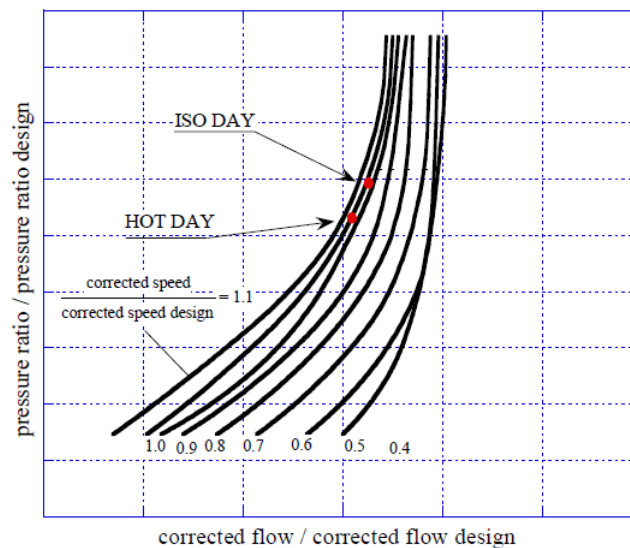


Figura 4.5: Spostamento del punto di funzionamento in condizioni ISO ad un punto di funzionamento in un giorno caldo nel diagramma di prestazione di una turbina.

$T - s$ il ciclo operativo di una turbina a gas in una giornata con condizioni ISO e in una giornata calda. Dato che la temperatura del ciclo ha un limite superiore dovuto alla resistenza tecnica dei materiali, l'abbassamento del rapporto di espansione é sinonimo di un notevole calo del lavoro messo a disposizione dalla turbina. Un altro parametro fondamentale nella valutazione delle prestazioni di una turbina a gas é la portata massica

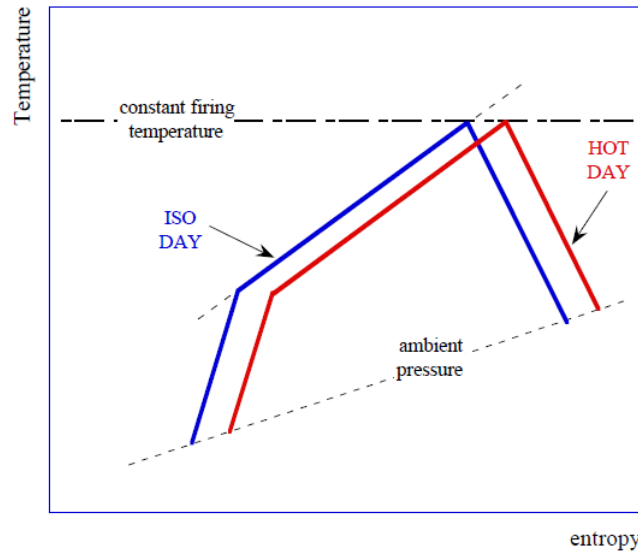


Figura 4.6: Confronto nel diagramma $T - s$ di un intero ciclo operativo in una turbina a gas.

di aria elaborata dalla macchina. Infatti essa ha una dipendenza inversamente lineare dalla temperatura attraverso la densità. Infatti possiamo esprimere la portata d'aria come:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot \dot{V}_{air} \quad (4.3)$$

Dove \dot{V}_{air} rappresenta la portata volumetrica della macchina che facendo l'ipotesi di velocità di rotazione costante può essere considerata una macchina volumetrica se non vi sono cambiamenti della geometria dei condotti.

Inoltre possiamo esprimere la densità dell'aria come in ingresso alla motorizzazione:

$$\rho_{air} = \frac{p_1}{RT_1} \quad (4.4)$$

Dove:

p_1 = Temperatura di ingresso compressore;

R = Costante universale dei gas;

T_1 = Temperatura di ingresso compressore;

ρ_{air} = Densità dell'aria all'ingresso del compressore;

Mettendo in relazione la densità con la temperatura ad una pressione di 101325 Pa con un'umidità relativa del 60% e graficando la curva otteniamo il seguente grafico. Questa notevole diminuzione di densità all'aumentare della temperatura si riflette direttamente in un decremento della potenza erogata dalla motorizzazione. Infatti possiamo scrivere la potenza erogata come.

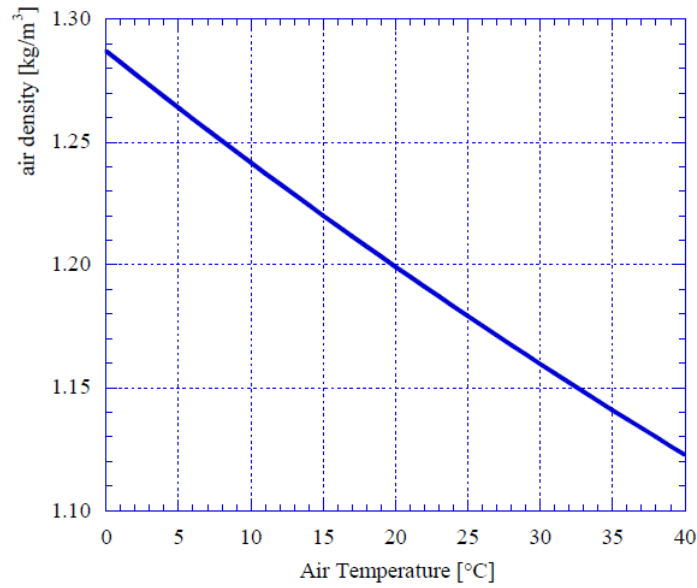


Figura 4.7: Densità in funzione della temperatura con una pressione atmosferica di 101325 Pa ed un umidità relativa del 60%

$$P_{tg} = \dot{m}_{air}(L_t - L_c) \quad (4.5)$$

Combinando le equazioni (4.3) (4.4) (4.5) otteniamo:

$$P_{tg} = \frac{p_1}{RT_1} \cdot \dot{V} \cdot (L_t - L_c) = \frac{p_1}{RT_1} \cdot \dot{V} \cdot \left[T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{e, is}}} \right) - T_1 \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{c, is}}} - 1 \right) \right] \quad (4.6)$$

Dall'equazione (4.6) viene messo in evidenza che la diminuzione di potenza erogata dalla motorizzazione può essere causata sia da un aumento di lavoro specifico di compressione, che da una diminuzione del lavoro specifico di compressione, ma anche da una diminuzione del termine $\frac{p_1}{RT_1}$ che rappresenta la densità ρ_{air} dell'aria. Quest'ultimo termine, come messo in evidenza dal diagramma ?? all'aumentare della temperatura diminuisce notevolmente.

4.2 Tecniche d'iniezione di H₂O nelle turbine a gas

Per far fronte alle problematiche citate nella sezione precedente, ci sono numerose tecniche attraverso cui si riesce ad ottenere un abbassamento delle temperature di lavoro in una turbina a gas in caso di condizioni ambientali particolarmente sfavorevoli. Possiamo dividere queste metodologie in due macro categorie: la prima, chiamata " *continuous cooling systems* " in cui il fluido operatore non viene a contatto con il fluido refrigerante, mentre nella seconda, denominata " *evaporative cooling system* " il raffreddamento avviene tramite vaporizzazione del fluido refrigerante, quindi c'è contatto tra le due sostanze.

1. *continuous cooling systems*: Il raffreddamento dell'aria è ottenuto ponendo a monte del compressore, nel condotto di aspirazione, uno scambiatore termico. Solitamente i fluidi refrigeranti più utilizzati sono l'acqua, l'ammoniaca, l'anidride carbonica o altri fluidi artificiali chiamati *freon*²
2. *evaporative cooling system*: Il principio alla base di questa tecnica è il raffreddamento del fluido operatore attraverso la vaporizzazione dell'acqua, cioè tramite sottrazione di calore sotto forma di calore latente di vaporizzazione. Ci sono due principali strategie per eseguire questa tipologia di tecnica: la prima consiste nel costringere l'aria in ingresso alla motorizzazione ad attraversare un foglio di materiale metallico bagnato con fori di forma esagonale posto prima dell'imbocco del compressore. L'altra tecnica, utilizzata anche nel nostro laboratorio per le prove sperimentali è chiamata *fogging*, cioè il raffreddamento avviene iniettando per mezzo di fittissime schiere di ugelli delle gocce di acqua della dimensione di qualche *micron* come illustrato in figura

Più in generale le tecnologie di raffreddamento all'imbocco del compressore possono essere ulteriormente classificate nel seguente modo:

²Con il nome *freon* viene identificata una famiglia di composti chimici derivanti dal metano e dall'etano per sostituzione degli atomi di idrogeno con atomi di alogeni (cloro, fluoro, bromo).



Figura 4.8: Schiera di ugelli posizionati sull'imbocco di una turbina per la produzione di energia elettrica.

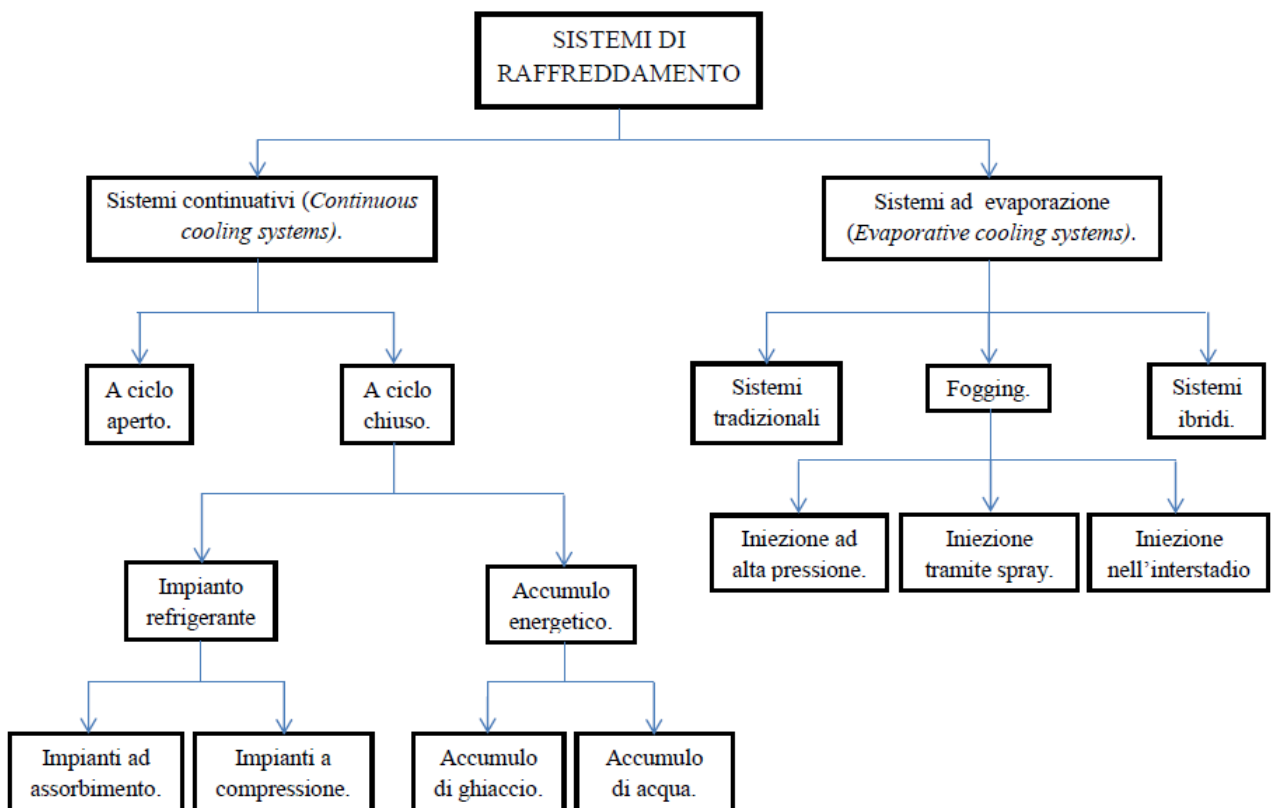


Figura 4.9: Strategie di raffreddamento all'imbocco del compressore.

4.3 Panoramica sul fogging

A fronte di ciò in aeronautica l'unica tecnologia che è possibile utilizzare per ragioni di peso, ingombro e flessibilità nell'installazione è il *fogging*. In questa strategia di raffreddamento l'acqua viene prima di tutto demineralizzata al fine di non creare problemi nell'impiantistica poi, grazie alla pressione fornita dall'impianto pneumatico o idraulico (70 ÷ 200 bar) dell'aeromobile, viene convogliata in speciali ugelli che sono in grado di vaporizzare in minuscole gocce l'acqua in uscita da essi. La dimensione di queste gocce si aggira mediamente tra i 5 ÷ 20 μ , poiché in questo modo ne viene favorita la vaporizzazione e viene evitata la coalescenza³ tra di esse. Quest'ultimo fenomeno ha da sempre osteggiato i costruttori di turbine a gas ad installare ugelli per l'iniezione di acqua vaporizzata. Infatti, se delle gocce più grandi, anche di qualche *micron* delle dimensioni prima citate, impattassero nei palettamenti del compressore ad una velocità di 100 m/s potrebbero erodere i palettamenti e comprometterne il funzionamento. Il raffreddamento tramite la tecnologia del *fogging* si può facilmente capire dal sottostante diagramma psicrometrico, dove l'effetto della saturazione adiabatica è quello di raffreddare l'acqua dalla temperatura di bulbo secco (punto *a* nella figura) alla temperatura di bulbo umido (punto *wb* nella figura).

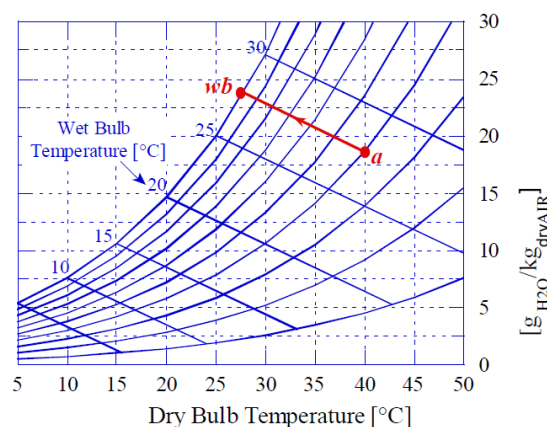


Figura 4.10: Diagramma psicrometrico che illustra il processo di raffreddamento descritto in precedenza.

Se questo processo fosse reale avrebbe un'efficienza di raffreddamento del 100% dato che tale rendimento può essere espresso con la seguente equazione:

$$\eta_c = \frac{T_a - T_{ac}}{T_a - T_{wb}} \quad (4.7)$$

Dove T_a , T_{ac} e T_{wb} sono i punti rappresentati nel diagramma sottostante.

³La coalescenza è un fenomeno fisico attraverso il quale le gocce di un liquido si uniscono per formare entità di dimensioni maggiori.

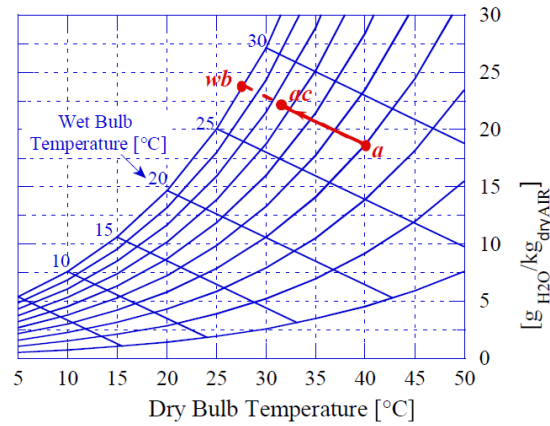


Figura 4.11: Diagramma psicrometrico che illustra un generico processo di raffreddamento.

Un valore tipico di questo rendimento é 85% ÷ 90%. Ciò ci porta subito ad affermare che non é possibile raggiungere la temperatura di bulbo umido in un processo di raffreddamento reale. Questa efficienza, dipende dalla superficie di acqua esposta al flusso d'aria e il tempo di contatto tra i due. Infatti il ΔT raggiungibile puó essere ricavato dalla seguente espressione:

$$\Delta T = T_{1db} - T_{db} = \eta_c \cdot (T_{1db} - T_{1wb}) \quad (4.8)$$

Dove:

T_{1db} = Temperatura di bulbo secco.

T_{1wb} = Temperatura di bulbo umido.

In accordo con le esigenze della macchina e dell'ambiente in cui quest'ultima deve operare, possono essere distinte 3 tipologie di iniezione che si differenziano l'una dalle altre per la metodologia e il luogo di iniezione.

4.3.1 Iniezione in camera di combustione

Esistono piú forme di iniezione di H_2O in camera di combustione che dipendono dalle condizioni al contorno che si devono rispettare e dalla scelta tecnica del progettista. La prima tecnica, la piú comune, consiste nell'iniettare acqua, attraverso appositi ugelli situati nei bruciatori, ad una pressione di $60 \div 80 \text{ Barg}$ in modo da risultare atomizzata e pronta ad evaporare nella zona di fiamma. Naturalmente al fine di evitare perdite di fiamma, l' H_2O viene iniettata solo una volta superato un certo livello di carico. Per quanto riguarda l'abbattimento delle emissioni, esso é notevole sulle fiamme a diffusione, ma non molto rilevante su quelle pre-miscelate. In altre situazioni, specie nelle turbine per la produzione di energia elettrica a cicli combinati, viene spillato vapore dalla turbina a vapore e si immagazzina acqua in una caldaia giá pronta per essere iniettata. Il suo effetto sulla riduzione delle emissioni inquinanti é però inferiore, dato che il calore latente di vaporizzazione non viene assorbito in zona di fiamma. Infine per far fronte a dei picchi di richiesta, si aumenta la potenza della motorizzazione iniettando ingenti quantità di vapore. In questo caso però la riduzione di temperatura é una diminuzione media e non puntuale nella zona di fiamma: quindi non é molto utile per la riduzione delle emissioni.

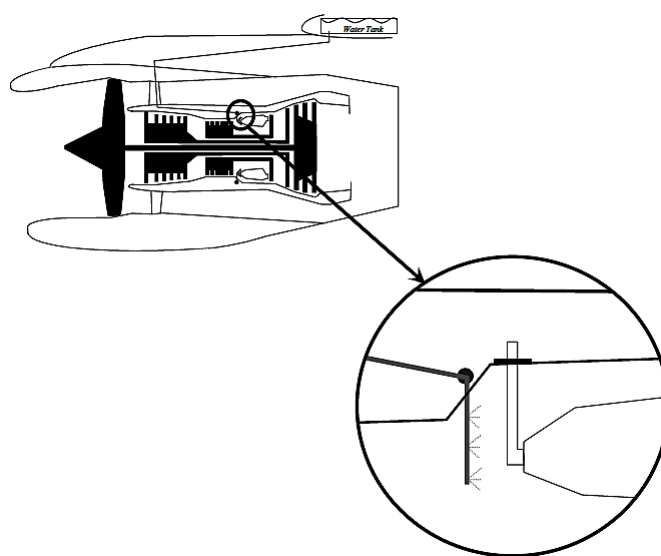


Figura 4.12: Schema semplificato dell'iniezione di H_2O direttamente in camera di combustione.

4.3.2 *Interstage wet compression*

Con questo sistema non si incorre nel rischio di erosione delle palette del compressore, dato che l'elevata temperatura permette la vaporizzazione anche delle gocce di dimensioni maggiori. Mentre un difetto lo si trova nell'installazione, dato che occorre intervenire sulla struttura della macchina: questa problematica naturalmente la si ha anche in caso di manutenzione. Inoltre trovare la miglior posizione di installazione non é ovvio,

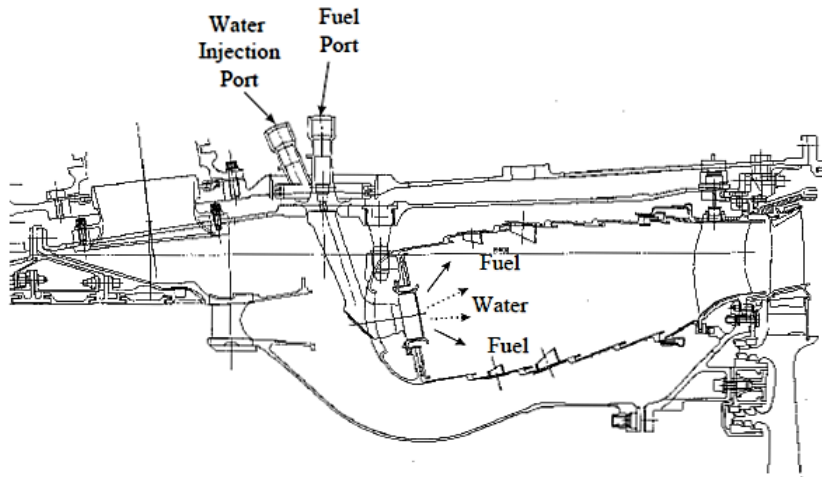


Figura 4.13: Particolare del sistema di iniezione direttamente in camera di combustione.

poiché la schiera di ugelli nella carcassa rigida del compressore potrebbe compromettere l'efficienza aerodinamica dello stesso. Quindi nella maggioranza dei casi vengono sfruttati gli spazi lasciati liberi per le valvole di sfogo, per prevenire il pompaggio durante la fase di avviamento (*bleed valve*).

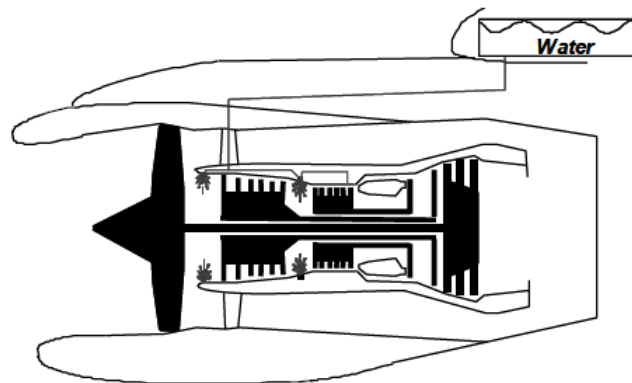


Figura 4.14: Schema dell'iniezione di acqua all'imbocco e nell'interstadio del compressore.

4.3.3 Iniezione di H_2O nel condotto di aspirazione

Questa tecnica entrata in voga specialmente negli ultimi anni, é stata utilizzata anche da noi nei test sulla motorizzazione *Allison 250 C18*. Tale metodologia di iniezione consiste nel porre a monte dell'imbocco del compressore (*inlet*), una fittissima schiera di ugelli, capaci di atomizzare le gocce d'acqua demineralizzata rendendone piú agevole la vaporizzazione.

Il problema principale di tale sistema, come giá accennato in precedenza e che ha da sempre osteggiato i costruttori delle turbine a gas, risiede nel fatto che le gocce in alcuni casi non erano affatto di qualche *micron* (μ) e quindi viaggiando nel canale di aspirazione ad altissima velocità, per effetto della coalescenza con altre gocce, diventavano delle macrogocce, che impattando sui palettamenti del compressore a $100 \div 200m/s$, erodevano le palette e ne compromettevano il funzionamento. Per ovviare a questo inconveniente, sono state adottate alcune efficaci tecniche:

- Utilizzo di ugelli in acciaio inossidabile o ceramici o misti, che grazie ad un sistema di alta pressione (fino a 160 bar) e ad una struttura interna che conferisce al fluido: un moto di *swirl*, velocità elevatissime e un moto altamente turbolento, non viene consentita la coalescenza tra le varie gocce e si ottiene una diffusione migliore.
- Sempre attraverso ugelli ad alta pressione come nel caso precedente, in questo caso l'atomizzazione delle gocce d'acqua é ottenuta iniettando il fluido contro un cono (*impaction pin*) creando cosí delle microgocce che si diffondono tramite una schiera rosata.
- Un altro interessante sistema per l'atomizzazione dell'acqua é quello di riscaldare quest'ultima fino a temperature di $200^\circ C$. L'acqua uscendo dall'ugello ad una temperatura cosí elevata, appena viene a contatto con l'aria a temperatura ambiente, subisce una trasformazione di stato diventando vapore. Questa tecnica ha il problema di dover portare in pressione l'acqua a temperature molto elevate.
- Infine un'ultima metodologia di atomizzazione dell'acqua é quella di iniettarla a bassa pressione risparmiando potenza nelle pompe e ottenendo l'atomizzazione grazie all'azione tangenziale di aria compressa all'interno dell'ugello. Non é un sistema molto utilizzato per problemi di impiantistica.

Il fogging causando una diminuzione della temperatura in ingresso alla motorizzazione, come giá accennato in precedenza, porta ad un aumento di densità e di portata massica del fluido che il gruppo deve elaborare. A fronte di un aumento di portata, quindi, si verifica anche un aumento del rapporto di compressione. Inoltre un aspetto non trascurabile é l'acqua che rimane liquida fino al compressore e poi vaporizza all'interno di esso, raffreddando l'aria che sta elaborando tramite calore latente di vaporizzazione. Riassumendo quindi, l'iniezione di H_2O tramite il sistema di *fogging* ha come vantaggi:

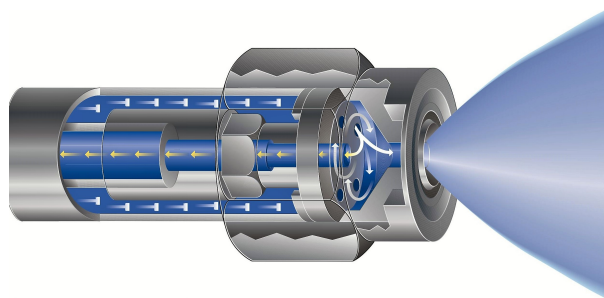


Figura 4.15: Ugello per l'iniezione di H₂O ad elevata pressione con moto rotatorio.

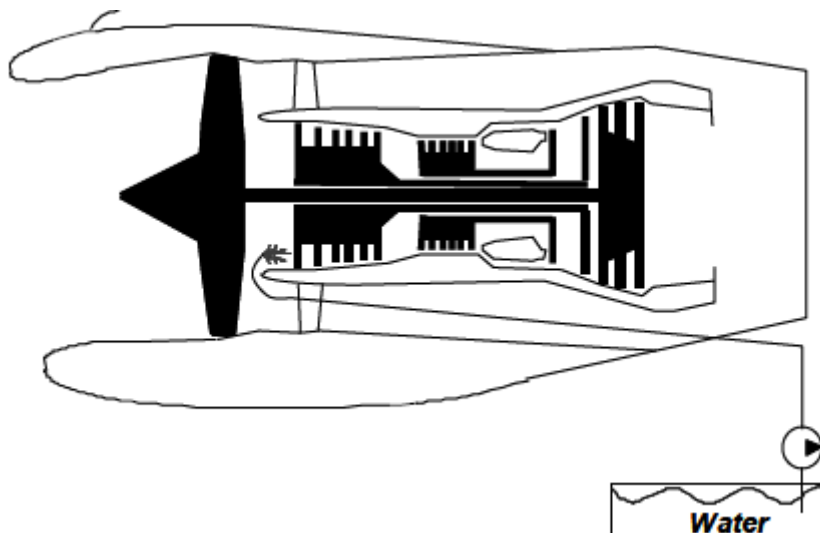


Figura 4.16: Sistema di iniezione di H₂O collocato nel condotto di aspirazione del compressore.

- Facilmente introducibile a posteriori senza grosse modifiche dell'impianto.
- Ritorno dell'investimento in tempi brevi.

Ma ci sono anche alcuni importanti svantaggi:

- Aumento di potenza in dipendenza dalle condizioni ambientali.
- Richiede un sistema di pompaggio abbastanza complesso e delicato.
- Necessita un sistema di controllo della portata iniettata piuttosto complesso.
- Ha una bassa efficienza nelle condizioni non di progetto.

Confronto tra le varie metodologie di iniezione

Nella parte preliminare di questo lavoro é stata fatta anche un'analisi tecnica delle varie metodologie di iniezione, cercando di capire i pregi e i difetti di ciascuna tecnica. Innanzitutto tutti i sistemi di iniezione precedentemente descritti hanno come fattori comuni: l'installazione anche dopo la fabbricazione della macchina, riduzione delle emissioni inquinanti, aumento della potenza erogata e un impatto positivo sul rendimento

	Senza diluizione	Acqua	Vapore
Potenza termica entrante [MW]	625.3	716.8	651.4
Potenza turbina gas [MW]	219.5	242.2	238.3
Rendimento turbogas [%]	35.11	33.79	36.58

Tabella 4.1: Effetto dell'iniezione di acqua o vapore, a portata pari a quella di combustibile, su rendimento e potenza di un ciclo semplice.

della macchina.

Questi miglioramenti sono messi in evidenza dalla tabella sottostante trovata in letteratura che ha come oggetto una motorizzazione con un $\beta = 15$, temperatura di uscita camera di combustione = 1280°C e una portata massica di 600 kg/s . Nella tabella vengono analizzate le tre seguenti condizioni:

- Nessuna diluizione di combustibile
- Diluizione con acqua a 25°C e rapporto acqua-combustibile pari a uno.
- Diluizione con vapore prelevato a valle del *reheater* a 20 bar e ad una temperatura di 538°C .

Dalla tabella 4.1 é facile notare come, nel caso di iniezione di vapor d'acqua, vi sia un notevole aumento di rendimento e di potenza erogata dalla motorizzazione. Mentre nel caso di iniezione di acqua allo stato liquido vi é un abbassamento del rendimento della macchina ma un aumento dell'11% circa della potenza.

Per quanto riguarda ogni singola tecnica d'iniezione, la metodologia piú efficiente é risultata essere quella in cui viene iniettato il combustibile inerte direttamente in camera di combustione. Mentre l'iniezione all'inlet (*fogging*) é quella che porta i risultati peggiori a livello di prestazioni, ma comporta dei costi e dei tempi di installazione notevolmente inferiori rispetto alle altre metodologie.

Capitolo 5

Descrizione qualitativa del turboalbero *Allison 250 C18*.

La motorizzazione *Allison 250 C18*, appartenente alla famiglia *Allison* di motori aeronautici turboalbero, é tra i propulsori di piccole dimensioni piú conosciuti al mondo per la sua affidabilitá e per le sue prestazioni: esso é un motore a combustione interna che incorpora una turbina libera di potenza . É stato fabbricato per la prima volta nel 1959 con una potenza di 250 *hp*, dalla statunitense *Allison Engine Company*: dove la sigla 250 stava ad indicare il numero di cavalli erogati dalla prima serie di motori. Le prime versioni del turboalbero furono prodotte per essere installate su piccoli elicotteri militari con la denominazione *Allison T63* A quei tempi le motorizzazioni a turbina non avevano mercato, poiché potevano essere sostituite comodamente da motorizzazioni a pistoni; finché dopo qualche anno, l'azienda *Allison* fu acquisita dalla *Rolls-Royce* e la potenza della turbina fu incrementata fino a 600 *hp*. Così la famiglia delle turbine *Allison* inizió ad essere installata su vari elicotteri come *Bell/Textron jet ranger*¹ e la sua produzione é continuata fino al 2007, anno in cui é stata soppiantata dal motore *RR300*. La struttura di questo propulsore come tutte le turbomacchine é costituita da un condotto di aspirazione, da una sezione di compressione, da una camera di combustione, da una turbina e dallo scarico.

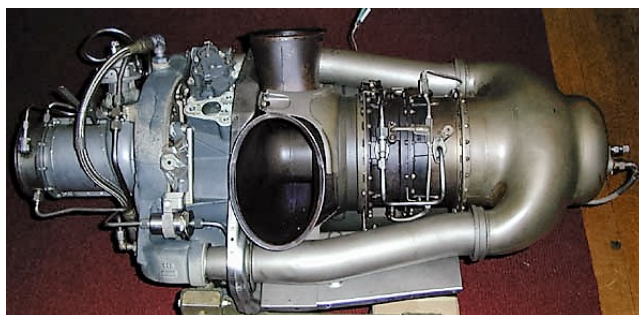


Figura 5.1: Veduta lato superiore della turbina *Allison 250 C18*.

¹Famiglia di elicotteri leggeri mono e biturbina con rotore a due pale sviluppata dall'azienda *Bell Textron* dalla fine degli anni '60 e tutt'ora in produzione.

5.1 Inlet

Il condotto di aspirazione é costituito da un tubo in PVC che presenta la forma di tubo di Venturi dove nella gola é stata posizionata la termocoppia per la misura della temperatura in ingresso. La funzione principale di questo componente é quella di convogliare l'aria fino all'imbocco del compressore. Dopo questo primo condotto il flusso in aspirazione incontra un primo palettamento statorico composto da 7 alette radiali che direzionano il flusso per facilitarne l'ingresso nel rotore del compressore. Queste alette statoriche sono costruite in modo tale da ospitare al loro interno l'aria per il sistema antighiaccio.

5.2 Gruppo compressore

Il compressore di questa motorizzazione é piuttosto insolito se paragonato a quelli della maggior parte delle motorizzazioni. Infatti esso é costituito da un compressore a sei stadi assiali susseguiti da uno stadio centrifugo. Nel compressore assiale l'aria fluendo in direzione longitudinale, viene accelerata dai palettamenti rotorici mentre in quelli statorici viene rallentata e viene prodotta energia di pressione. La sezione trasversale del compressore assiale diminuisce in maniera proporzionale al ridotto volume dell'aria dovuto all'aumento di pressione del flusso operatore. Dopo il 6° stadio, l'aria in uscita dal palettamento statorico viene inviata nella girante centrifuga, accelerata e poi rallentata nella chiocciola del diffusore per ottenere un ultimo ma ingente incremento di pressione, prima di essere inviata in camera di combustione tramite i condotti laterali. In condizioni standard, cioé al livello del mare con $288.15^{\circ}K$ e una densitá ρ di $1.225 \frac{kg}{m^3}$ la temperatura di uscita compressore é di circa $300^{\circ}C$ e il rapporto di compressione β é di circa 7.1. Per muovere la parte rotorica del compressore, con il 100% di manetta, é necessaria circa $2/3$ della potenza totale erogata dalla motorizzazione, che corrisponde a circa 600 CV, la quale dovrá essere fornita dalla turbina di alta pressione. Naturalmente la potenza necessaria per ruotare il compressore varia direttamente con la densitá e con il numero di giri della generatrice di gas.

Sull'involucro che avvolge il compressore assiale, all'altezza del 5° stadio di compressore, é installata una valvola di spillamento detta anche *bleed valve*. Questo componente é fondamentale nelle condizioni di avviamento, quando ancora il rapporto di compressione é abbastanza basso, al fine di evitare il fenomeno di *choking* attraverso lo smaltimento della portata d'aria in eccesso. Infatti la capacitá del compressore di comprimere una quantitá di aria piú o meno maggiore é in funzione del numero di giri della motorizzazione, proprio per questo a bassi giri il compressore non é in grado di elaborare la stessa portata d'aria che elaborerebbe al 100% di manetta. Quindi é necessario non caricare troppo il compressore in fase di avviamento e con funzionamento a bassa potenza e a tal proposito viene installata la *bleed valve*. La valvola viene comandata pneumaticamente dalla

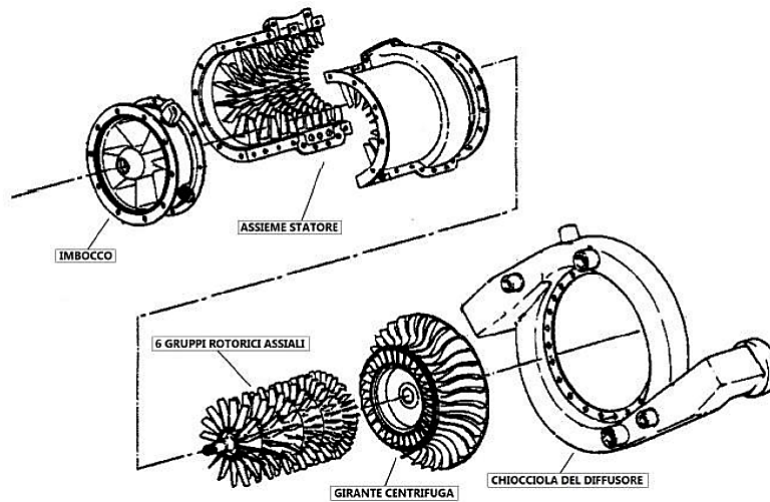


Figura 5.2: Esploso del gruppo compressore della turbina *Allison 250 C18*.

pressione che si raggiunge a fine compressore. Essa naturalmente rimane aperta durante l'avviamento e in fase di funzionamento al minimo. Di conseguenza con l'aumentare dei giri la valvola piano piano si chiude.

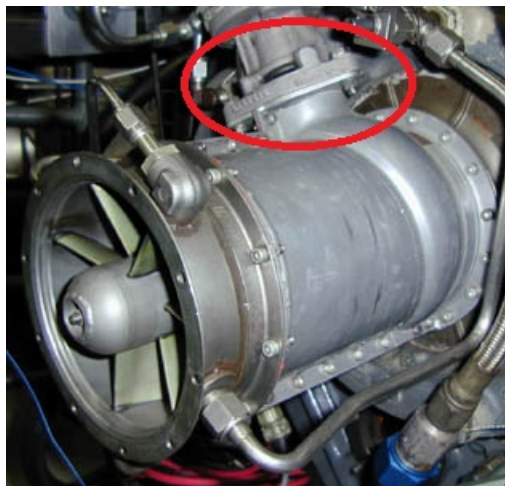


Figura 5.3: Particolare, cerchiato in rosso, della *bleed valve* della turbina *Allison 250 C18*.

5.3 Camera di combustione

Il flusso di aria dopo essere stato elaborato dal gruppo compressore, viene convogliato, tramite due condotti laterali nella parte posteriore del motore, dove viene immesso nella camera di combustione di tipo *single can*. Essendo di tipo *can*, questo combustore é costituito da un unico iniettore di combustibile situato sull'involucro esterno nella parte posteriore della motorizzazione e da un unico scintillatore, sempre situato nella stessa zona dell'iniettore. La cupola del *liner* é dotata di fori di varie dimensioni che consentono



Figura 5.4: Particolare, cerchiato in rosso, dei due fori per l'iniettore e lo spruzzatore della turbina Allison 250 C18.

all'aria di miscelarsi in parte col combustibile vaporizzato dall'iniettore, per partecipare alla combustione ed in parte, circa il 75% secondo il manuale della motorizzazione, arriva direttamente al primo stadio di turbina per raffreddare i gas combusti al fine di evitare il danneggiamento dei palettamenti per surriscaldamento. Il 25% circa di aria che partecipa alla combustione é detta aria primaria, mentre quella che si utilizza per il raffreddamento é detta aria secondaria. Questa miscelazione viene realizzata per ottenere un rapporto aria combustibile quasi stechiometrico.

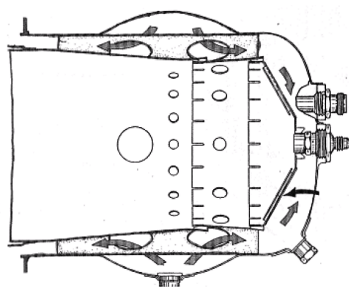


Figura 5.5: Percorso effettuato dal flusso nella camera di combustione della turbina Allison 250 C18.

5.4 Turbina di alta pressione

Subito dopo la camera di combustione vi è una turbina di alta pressione, costituita da due stadi assiali che assieme alla camera di combustione ed al compressore, costituisce il gruppo *gas generator*, il cui compito è quello di fornire un fluido ad alto contenuto entalpico alla turbina di bassa pressione. L'altro scopo di questo componente è quello di mettere in rotazione il compressore essendo calettata a quest'ultimo attraverso un albero di trasmissione: quindi la turbina di alta pressione è collegata sia meccanicamente che fluidodinamicamente al compressore.

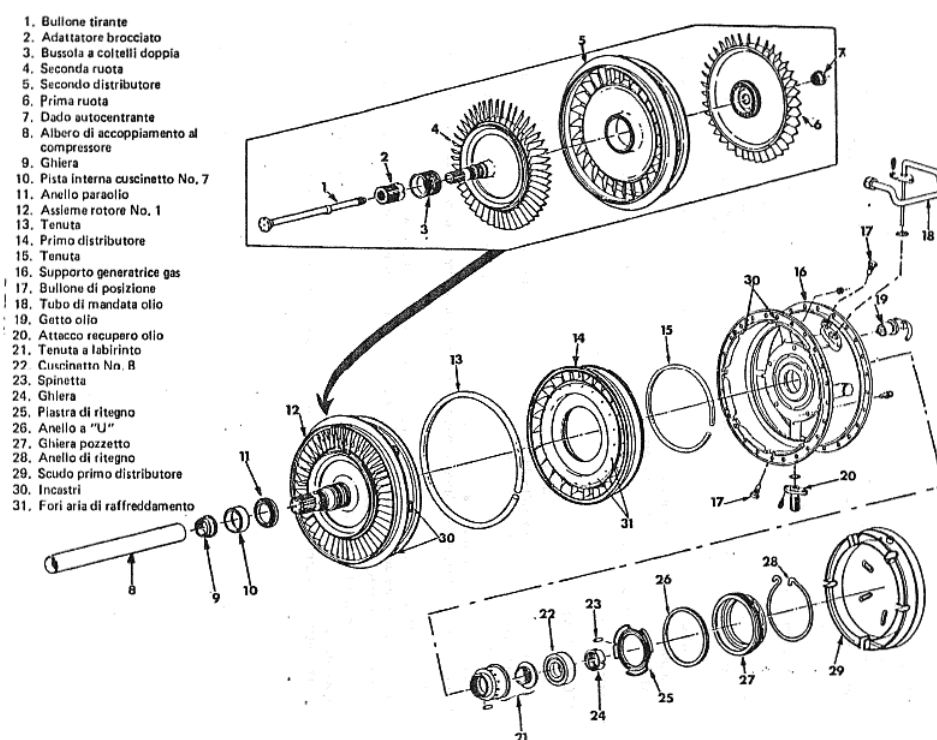


Figura 5.6: Esploso della turbina di alta pressione.

5.5 Turbina di bassa pressione

Il fluido in uscita dalla turbina di alta pressione viene elaborato poi dalla turbina di bassa pressione, chiamata anche di potenza che é accoppiata solo in maniera fluidodinamica al gruppo *gas generator* non essendo collegata meccanicamente con nessuno dei componenti ad esso appartenenti. A sua volta però é collegata ad un riduttore (*gear box*) che ha il compito di ridurre la velocità di *output* dell'albero di trasmissione a cui viene collegata l'utenza.

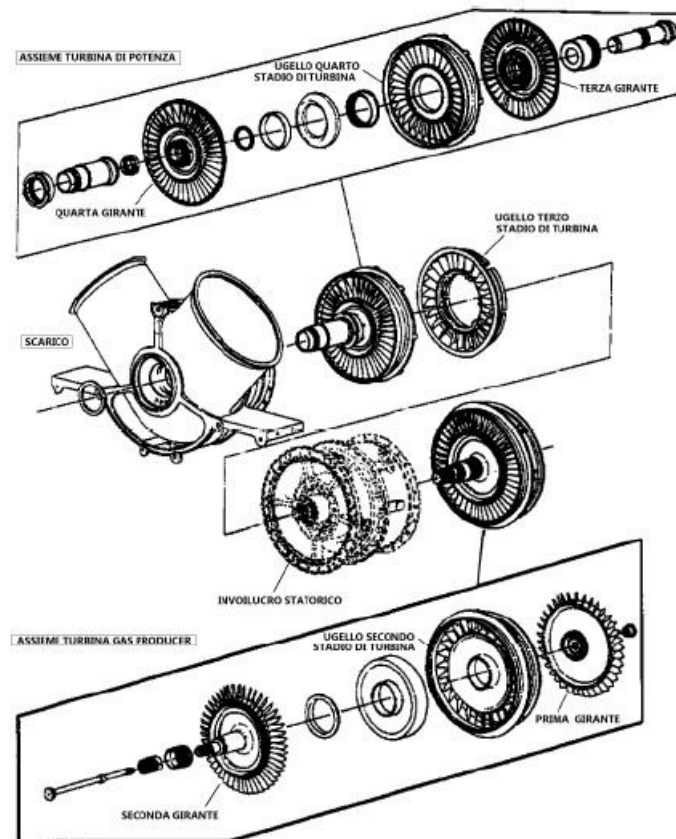


Figura 5.7: Esploso della turbina di potenza o di bassa pressione.

5.6 Gearbox

Il *gearbox* o riduttore, é la parte principale strutturale del motore e viene utilizzato per supportare altri assiemi. La sua funzione principale é quella di disaccoppiare le velocità di rotazione della turbina di potenza e quella del *gas generator* che hanno delle velocità rispettivamente di rotazione, al 100% di manetta di 51000 *rpm* e 35000 *rpm*. La velocità di rotazione della turbina di potenza é mantenuta costante da un sistema di controllo denominato *power turbine governor*. Il riduttore ha un rapporto di riduzione di 5.8 : 1 in modo tale che a regime l'utenza possa raggiungere una velocità di rotazione massima di 6000*rpm*

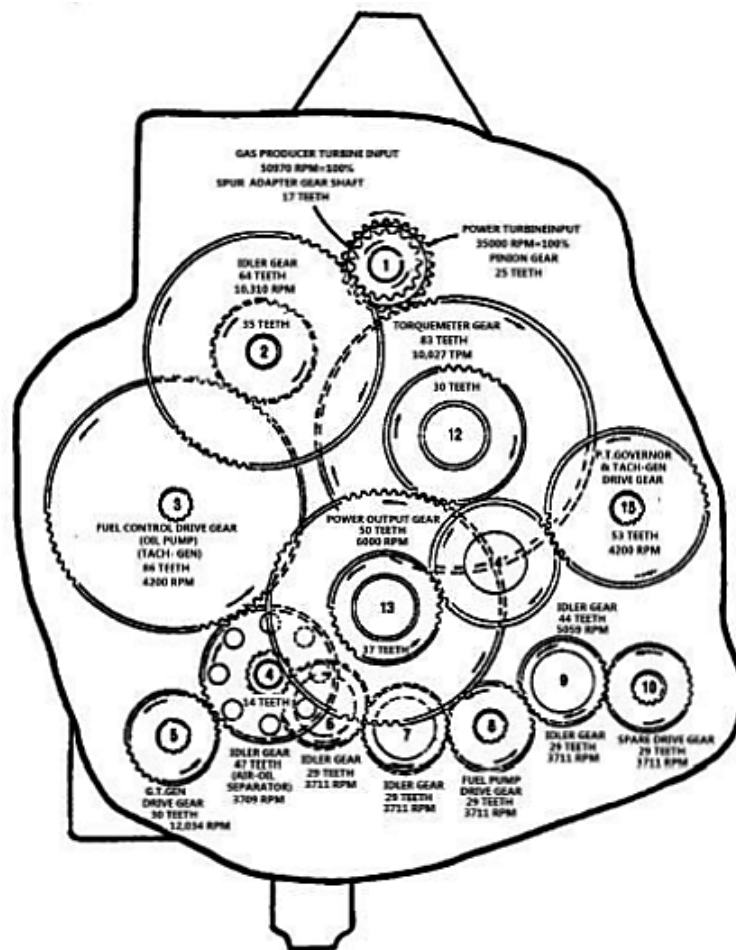


Figura 5.8: Assieme ingranaggi del *gearbox* del turboalbero Allison 250 C18.

Capitolo 6

Modellazione matematica del turboalbero *Allison 250 C18*

In questa sezione verranno illustrati, in primo luogo le metodologie di raccolta dei dati sperimentali e in seguito i risultati di maggiore rilevanza ottenuti durante l'elaborazione dei dati. Lo scopo infatti di questo lavoro di tesi é stato quello di cercare di parametrizzare l'imbocco (*inlet*) e il compressore in modo da creare un modello matematico generale per ognuno dei suddetti componenti, nel caso in cui la motorizzazione sia sottoposta a *fogging*.

6.1 Acquisizione dati sperimentali

I dati sono stati acquisiti tramite sensori installati sul propulsore, in zone in cui é stato possibile ottenere in modo preciso il maggior numero di dati sperimentali, ricoprendo varie condizioni di funzionamento grazie alle misure di:

- Pressione
- Temperatura
- Velocità di rotazione

Una volta ricavate le tre precedenti grandezze é stato possibile calcolare anche grandezze indirette come il rapporto di compressione, la portata massica, la potenza erogata ecc

6.1.1 Misure di pressioni

Le pressioni sono state rilevate tramite sensori piezoresistivi, che grazie ad un elemento deformabile, tipicamente un cristallo di silicio (*chip*), sono in grado di tradurre una misura di pressione in un segnale elettrico. Infatti al presentarsi di una deformazione, i sensori piezoresistivi variano la loro resistenza, poiché varia la resistività del materiale sensibile. Il range di pressioni a cui possono lavorare questi sensori sono ($0 \div 1.6BarA$, $0 \div 2.5BarG$, $0 \div$

$4Barg, 0 \div 10Barg$), dove con Bar A sono indicati i valori assoluti e con Barg le pressioni relative. Le principali misure di pressione rilevate sono:

- Pressione sala (assoluta);
- Pressione compressore (relativa);
- Pressione *bleed valve* (relativa);
- Pressione mandata compressore (relativa);
- Pressione testa camera di combustione (relativa);
- Pressione uscita camera di combustione (relativa);
- Pressione *TOT*, all'uscita della turbina di potenza (relativa);
- Pressione scarico (assoluta);
- Pressione olio (relativa);

6.1.2 Misure di temperatura

Per ricavare i valori delle temperature sono state utilizzate delle termocoppie di tipo K (Cromo - Alluminio e leghe di Nichel) con range di lavoro tra i $-200 \div 1270^{\circ}C$, quindi perfettamente adatte al nostro scopo.

Le principali misure rilevate sono:

- Temperatura sala;
- Temperatura *inlet*;
- Temperatura *bleed valve*;
- Temperatura mandata compressore;
- Temperatura testa camera di combustione;
- Temperatura uscita camera di combustione;
- Temperatura *TOT* (*Temperature Out Turbine*);
- Temperatura di scarico;
- Temperatura olio;

6.1.3 Misure velocità di rotazione

La velocità di rotazione del freno, installato per simulare la presenza di un'utenza e collegato all'albero motore, sono effettuate tramite ruote foniche e sensori VRS (*Variable Reluctance Sensor*) ad un dente. Quest'ultimo fornisce in uscita un segnale modulato sia in ampiezza che in frequenza, il quale viene successivamente squadrato e campionato. I generatori tachimetrici degli alberi del propulsore sono invece dotati di singoli denti e collegati tramite una serie di ingranaggi di riduzione, mentre la ruota fonica del freno é direttamente calettata sull'albero.

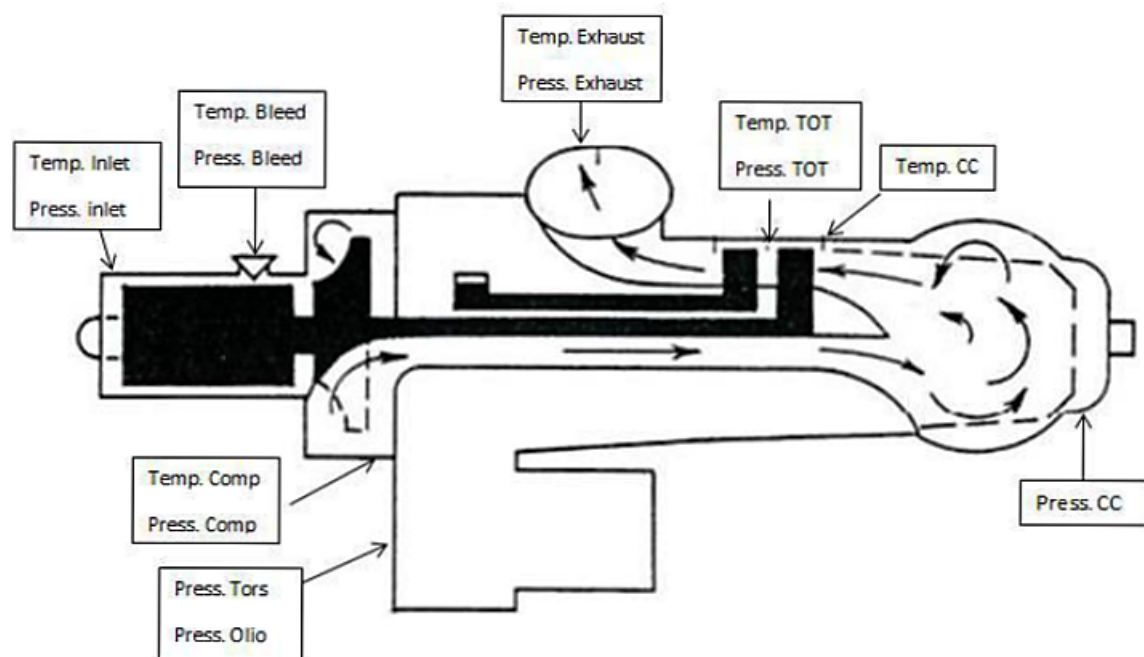


Figura 6.1: Sezione della turbina *Allison 250 C18* con riferimento alle posizioni in cui sono stati installati i sensori.

6.2 Modellazione matematica

La parte principale di questo lavoro di tesi é stata l'analisi dei dati sperimentali ottenuti durante dei test al banco prova sulla turbina *Allison 250 C18*.

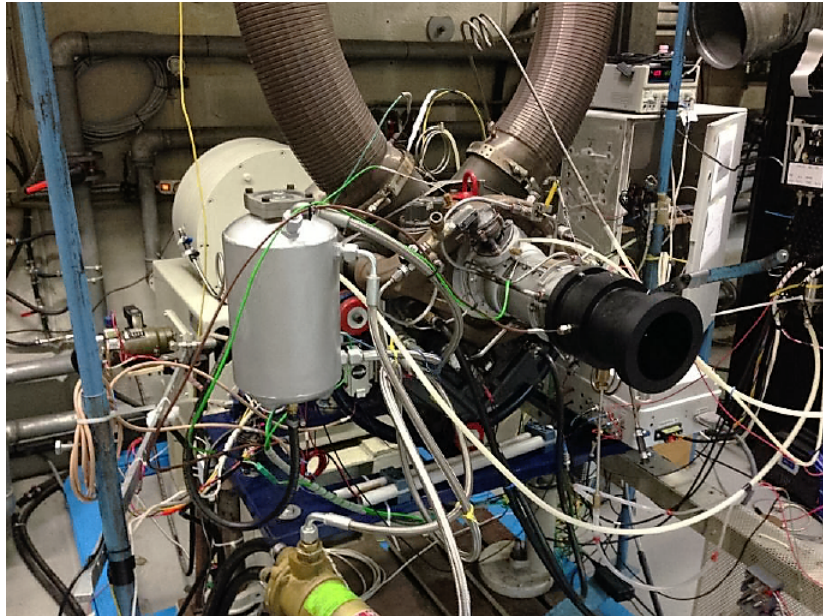


Figura 6.2: Turbina *Allison 250 C18* durante un test sul banco prova del Laboratorio di macchine di Forlì.

Nello specifico verranno sviluppati dei modelli termodinamici per l'imbocco e il compressore in condizioni di funzionamento con *fogging*. Ciò comporterà l'esaminazione dei meccanismi di evaporazione, scambio di calore e variazione delle principali proprietà termiche all'interno dei suddetti componenti.

Durante le prove sperimentali, é stata nebulizzata acqua all'aspirazione del propulsore. In tal modo, l' H_2O , vaporizzando, sottrae calore all'aria, che trovandosi ad una temperatura minore avrà una maggiore densità, con il risultato di una maggiore quantità di aria aspirata. Al fine di ottenere risultati migliori, si cerca di nebulizzare l'acqua a monte dell'aspirazione in modo da non introdurre gocce di acqua nel propulsore che ne potrebbero compromettere le prestazioni.

Per realizzare queste prove era stato realizzato un circuito apposito caratterizzato da: una pompa volumetrica ad ingranaggi, nebulizzatore, un'elettrovalvola e due sensori di pressione. Questi ultimi sono stati montati uno a monte e uno a valle dell'elettrovalvola, questo per permettere la lettura della pressione anche in condizioni di valvola chiusa.

Questo lavoro é stato svolto grazie all'ausilio dei software MATLAB (*Matrix Laboratory*) ed EXCEL, che grazie all'ambiente di sviluppo che integra calcolo matematico, grafica e programmazione scientifica, mi hanno permesso di elaborare le notevoli quantità di dati raccolti durante i test e risolvere problemi di diverse classi.

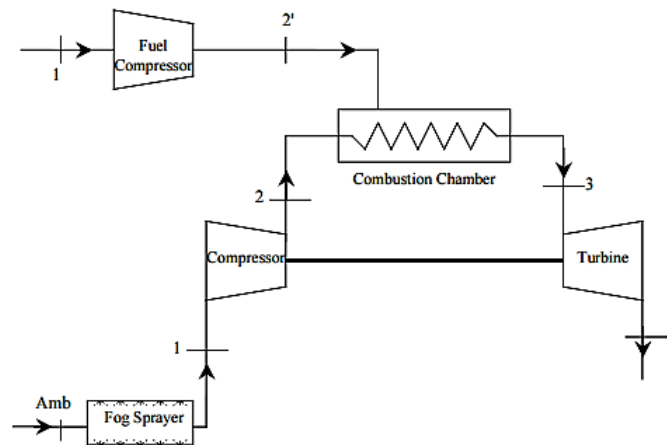


Figura 6.3: Schema semplificato del gruppo turbogas in esame con sistema di iniezione di H_2O .

6.2.1 Conseguenze di un'elevata temperatura ambiente sulle prestazioni di una turbina a gas

Gli effetti di un incremento della temperatura dell'aria in ingresso alla motorizzazione, possono essere chiaramente esplicitati analizzando i diagrammi $P-v$ e $T-s$ del ciclo di Brayton. Nella figura 6.4 i cammini 1-2-3-4 rappresentano il *ciclo di Brayton* in condizioni atmosferiche ISO¹, mentre il cammino 1'-2'-3'-4' mostrano il ciclo in condizioni piú calde.

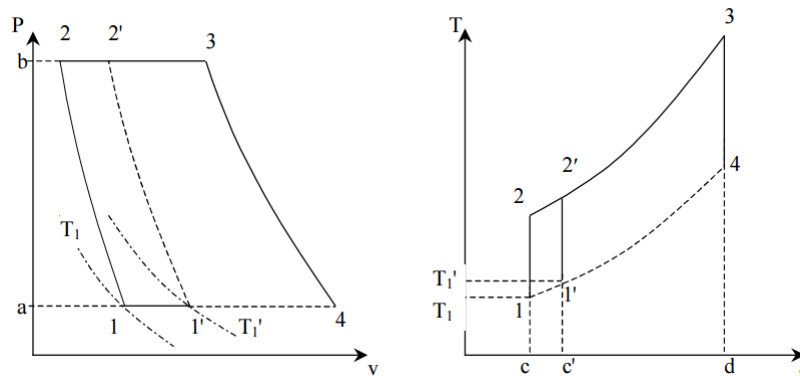


Figura 6.4: Effetti dell'aumento di temperatura sui diagrammi $P-v$ e $T-s$ in una turbina a gas.

In condizioni ISO, la potenza richiesta dal compressore é rappresentata dall'aria 1-a-b-2, mentre in condizioni di elevate temperature, la potenza richiesta é rappresentata dall'area 1'-a-b-2' che risulta essere maggiore della potenza richiesta in condizioni ISO.

Dato che la potenza erogata dalla turbina rimane la stessa, la potenza netta della motorizzazione (per unitá di massa) diminuisce.

D'altra parte osservando il diagramma $T-s$, precisamente le curve isobare 2-3 e 1-4, che rappresentano l'introduzione di calore tramite la camera di combustione; si può dedurre che temperature T_1 inferiori producono una quantità maggiore di energia utile, quindi l'efficienza della turbina sarà minore all'aumentare della temperatura T_1 , come si può ben intuire osservando la curva isobara 2'-3'.

Inoltre un fattore non trascurabile é l'aumento della densità dell'aria che si traduce in una portata massica elaborata nell'unitá di tempo inferiore a quella elaborata in condizioni nominali. Quindi dato che le turbine sono delle macchine volumetriche, cioè fissata la velocità di rotazione dell'albero motore, elaborano sempre la stessa quantità di fluido. Una riduzione della portata massica si traduce in una riduzione della potenza erogata dalla motorizzazione.

Proprio a questo proposito si é ricorsi alla tecnica del raffreddamento tramite *fogging* e gli effetti sulle prestazioni della motorizzazione sono illustrati nel diagramma $P-v$ di figura 6.5, dove la curva 1-2 rappresenta le condizioni ISO mentre la curva 1'-2'

¹Le condizioni ISO prevedono: $T=288.15^\circ\text{K}$, $RH=60\%$, $P=101325\text{ Pa}$

mostra una compressione in caso di elevate temperature. Inoltre il ramo $1''-2''$ mostra la compressione con l'ineiezione di acqua senza l'*overspray*, mentre la curva $1''-2'''$ rappresenta l'andamento di una compressione utilizzando la tecnica dell'*overspray*. Dal ramo $1'-1''$ si nota come l'evaporazione dell'acqua saturi l'aria in ingresso alla motorizzazione riducendo la temperatura fino alla temperatura di bulbo umido e quindi aumentando la densità del fluido in ingresso.²

Inoltre a questi benefici termodinamici, l'iniezione di acqua porta anche ad un aumento della portata massica elaborata dal propulsore che sebbene non influenzi l'efficienza termica della macchina, aumenta la potenza netta emessa dalla turbina.

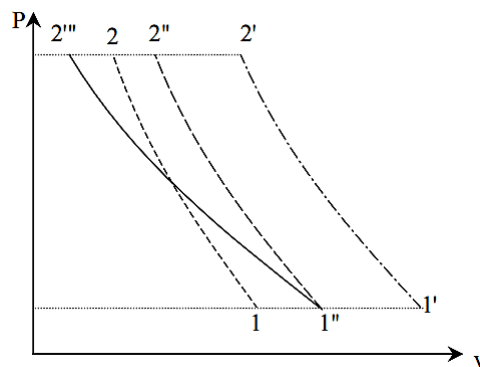


Figura 6.5: Effetto dell'iniezione di H_2O nel diagramma P-v durante la fase di compressione.

²Temperatura a cui si porta l'acqua in condizioni di equilibrio di scambio convettivo e di massa d'aria in moto turbolento completamente sviluppato. Più semplicemente è la temperatura misurata da un termometro il cui bulbo sia completamente ricoperto di liquido

6.2.2 Inlet

Questo componente é costituito da un condotto in PVC della forma di un tubo di Venturi ³, che convoglia l'aria in ingresso alla motorizzazione fino al pre-palettamento del compressore.

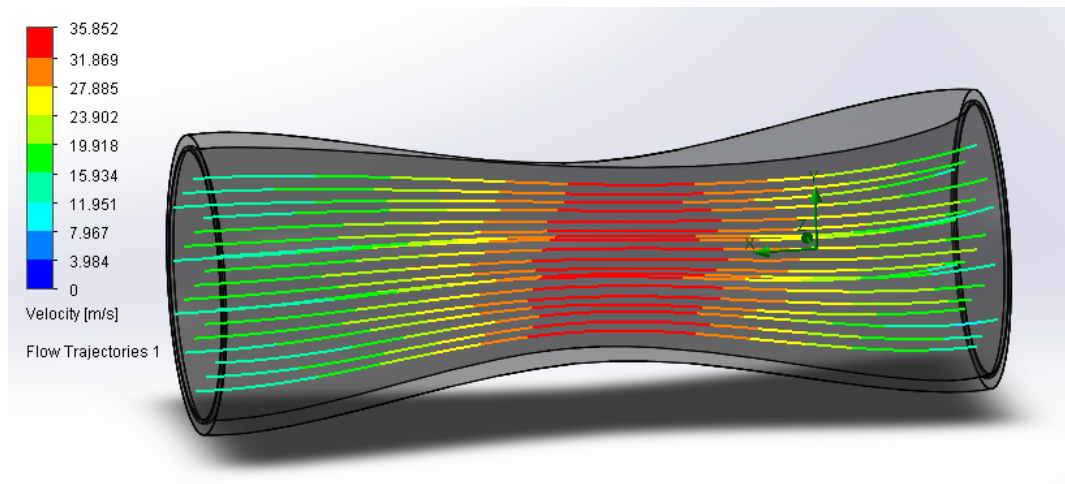


Figura 6.6: Valori di velocità del flusso attraverso il tubo di Venturi posizionato all'ingresso della motorizzazione.

Fin da subito sono state rilevate delle anomalie nella rilevazione della temperatura in ingresso alla motorizzazione (T_{inlet}), dato che risultava essere notevolmente inferiore alla temperatura ambiente (T_{sala}) sebbene il sensore era posizionato a soli 15 cm dalla sezione di ingresso. Ciò si può ben notare dal grafico sottostante, dove nell'asse delle ordinate vi é il ΔT tra la temperatura ambiente e la temperatura all'imbocco nei vari casi di iniezione di H_2O e nell'asse delle ascisse il numero di giri del compressore. Dato che un *gap* di temperature così importante non é attribuibile al processo di espansione a cui va incontro il flusso nell'*inlet* e nemmeno alla vaporizzazione di acqua e date le temperature notevolmente basse ($288 \div 295^{\circ}K$), siamo andati a verificare quali fossero state le differenze tra le due temperature prima della prova; cioè in condizioni di riposo. Questa verifica é stata resa possibile grazie ad uno script *MATLAB* denominato "*Definizione punti motore turbina*" grazie al quale, si é potuto usufruire di tutti i dati raccolti durante una prova sperimentale eliminando, ovviamente, i dati di transitorio.

Lo *step* successivo é stato quello di selezionare i punti motore di nostro interesse e calcolarne la media di tutte le grandezze fondamentali. Per rendere l'acquisizione la piú veritiera possibile, tale intervallo deve essere preso in modo tale che le grandezze principali (W_{fuel} , N_{gg} , N_{pt} , T_{ccout} e $Lambda$) presentino una certa costanza evitando variazioni importanti. Gli spazi bianchi in Figura 6.8, presenti nel grafico della portata di combustibile rappresentano i caricamenti della bilancia utilizzata per la misura della quantità di combustibile

³Tubo che presenta a metà del condotto una restrizione (gola) che sfrutta l'effetto Venturi per la misurazione della portata.

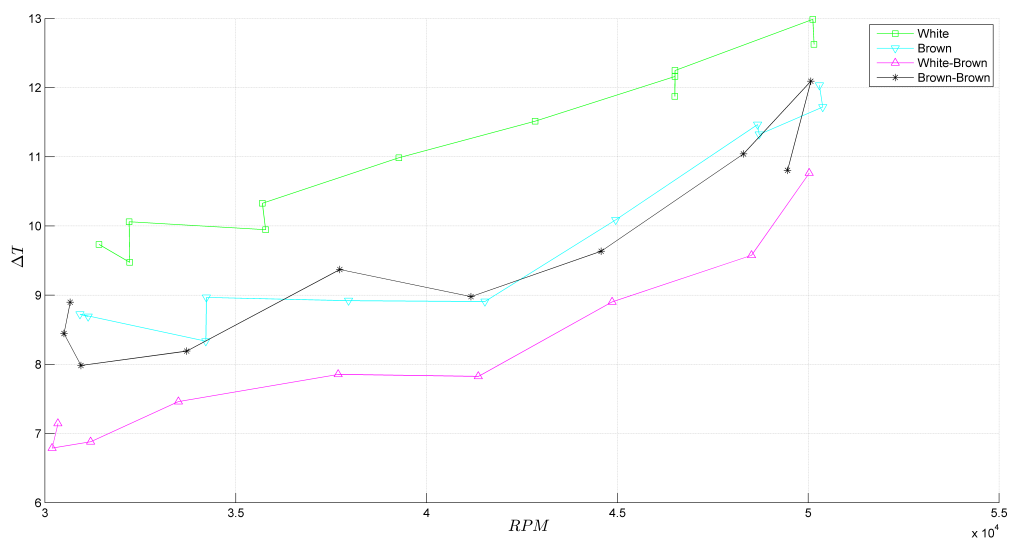


Figura 6.7: Andamento ΔT tra T_{sala} e T_{inlet} all'aumentare del numero di giri.

iniettato. Tali intervalli ovviamente verranno esclusi dalla prova.

Quindi avendo a disposizione questo *script*, ci siamo ricavati per ogni prova, con differente quantità di acqua iniettata, i dati sperimentali: circa dieci per ogni caso che rappresentano la media aritmetica degli intervalli considerati. Da questi valori sono state ricavate la maggior parte di mappe prestazionali.

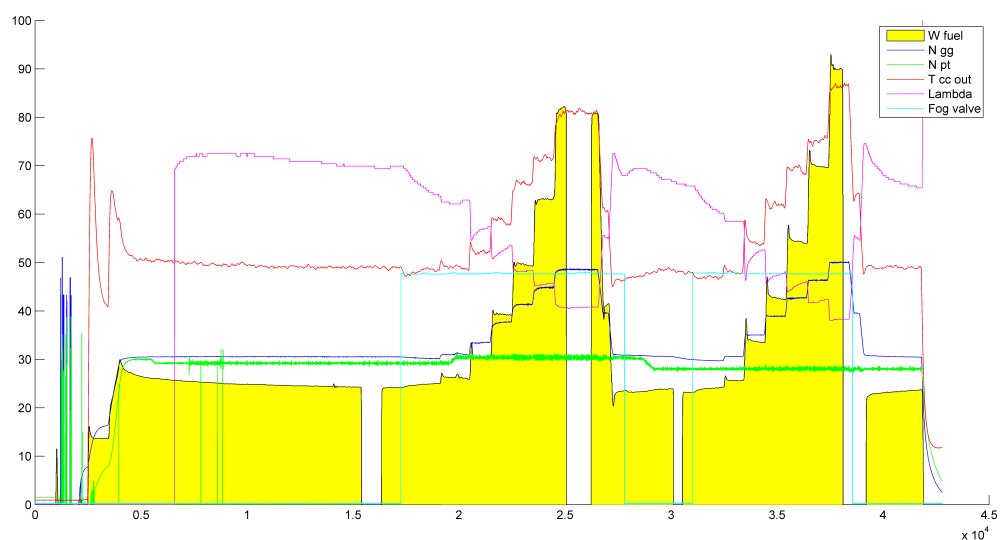


Figura 6.8: Grafica dello *script* Definizione punti motore di una generica prova sperimentale.

L'osservazione del ΔT prima della prova sperimentale ci ha portato a concludere che tra le due termocoppie era presente un *offset*.

Questa differenza di rilevazione però non rimaneva costante durante tutta la prova, ma tendeva ad affievolirsi andando verso il termine del test ed era differente da una prova

all'altra. Quindi ci siamo calcolati un "offset medio" per ogni prova e il risultato che abbiamo ottenuto é stato rappresentato nel grafico a barre di Figura 6.9. Cosí data la non

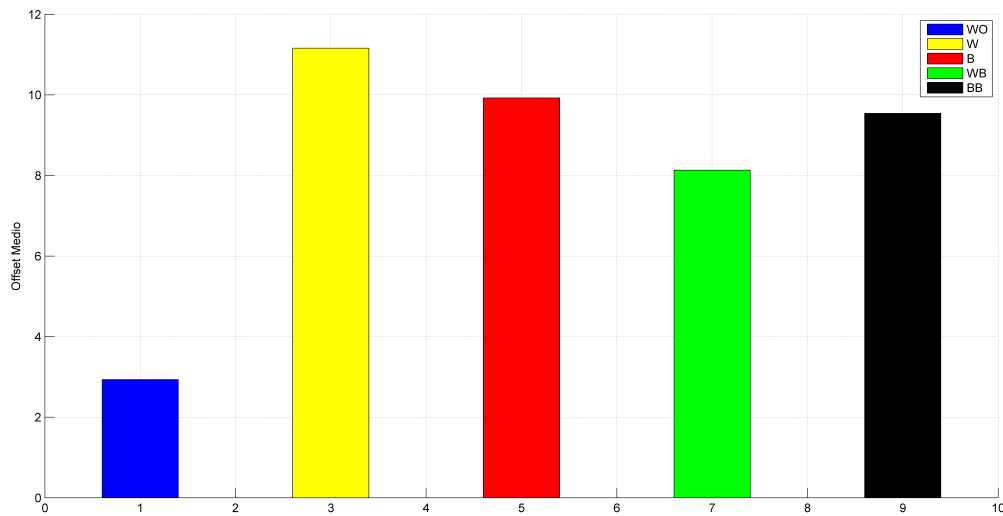


Figura 6.9: Andamento dei vari *offset* medi calcolati per ogni caso di iniezione di H_2O in base agli ugelli utilizzati.

costanza di questo "errore" di misura, abbiamo calcolato l'abbassamento di temperatura in ingresso alla motorizzazione come dovuta esclusivamente all'espansione adiabatica creata dal compressore come mostrato nella formula sottostante.

$$T_{inlet} = \left(\frac{P_{inlet}}{P_{sala}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (6.1)$$

In tal modo abbiamo escluso completamente dai nostri calcoli il valore della temperatura all'*inlet*. Per rendere il valore trovato il piú preciso possibile abbiamo creato una funzione MATLAB tramite la quale in base alla temperatura é possibile risalire ai valori di C_p e γ corrispondenti. Lo *script* é stato realizzato creando una tabella con tutte le proprietá dell'aria e una funzione che in base al valore di temperatura in *input* é in grado di fornirci come *output* le principali proprietá termodinamiche e fisiche dell'aria. Di seguito l'm-file "Air Prop":


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

6.2.3 Gruppo compressore

Per un'analisi piú accurata della variazione delle grandezze termodinamiche all'interno del compressore, ci siamo creati una funzione per il calcolo delle grandezze totali, dato che la velocità del fluido in questo componente della motorizzazione, aumenta notevolmente (da $30 \div 60 [m/s]$) e diventa importante la componente dinamica di pressione e temperatura, avremmo rischiato di sottostimare prendendo in considerazione solamente le misure dei sensori.

Per la realizzazione di questa funzione si sono misurate le sezioni di passaggio di nostro interesse e tramite il numero di Mach abbiamo potuto ricavare le grandezze totali.

Innanzitutto, tramite la temperatura ci siamo ricavati la velocità del suono (a).

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (6.2)$$

In seguito calcolando la sezione di passaggio e sapendo la portata massica del flusso abbiamo calcolato il numero di Mach:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (6.3)$$

$$M = \frac{\dot{m}}{\rho_{air} A} \cdot \frac{1}{a} \quad (6.4)$$

Infine ci siamo calcolati le temperature e le pressioni totali tramite le seguenti formule:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (6.5)$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.6)$$

Dove T_0 e p_0 sono le grandezze totali cercate. A questo punto abbiamo definito dei "punti motore" ai seguenti valori di regime: 37000 rpm, 39000 rpm, 44000 rpm, 48000 rpm e successivamente plottato in un diagramma portata d'aria-rapporto di compressione (β), cioè il diagramma di prestazione dei compressori, l'andamento delle due grandezze. In prima istanza, i dati sperimentali non hanno fornito risultati coerenti con ciò che si era ipotizzato in base alla teoria, dato che a parità di numero di giri motore, la portata massica maggiore apparteneva alla prova senza iniezione di acqua e ciò é assolutamente errato.

A questo punto, dato che la portata d'aria é stata ricavata dai dati sperimentali di portata di combustibile \dot{m}_f e rapporto aria-combustibile (λ) come segue:

$$\dot{m}_{air} = \lambda \cdot (\lambda)_{st} \cdot \dot{m}_{fuel} \quad (6.7)$$

Dato che sia il valore di λ e \dot{m}_{fuel} potrebbero essere soggetti ad errori, specialmente per quanto riguarda la portata di combustibile: infatti quest'ultima é stata ottenuta calcolando il rateo di consumo di carburante dividendo il peso del carburante iniettato per il tempo che occorreva a portare a zero la bilancia.

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{W_{fuel}}{\Delta t} \quad (6.8)$$

Quindi abbiamo stimato la portata d'aria in ingresso alla motorizzazione tramite la formula di *Saint-Venant Wantzel*. Abbiamo cosí considerato l'imbocco un condotto convergente divergente come raffigurato in figura. In un condotto di questo tipo, ciascun

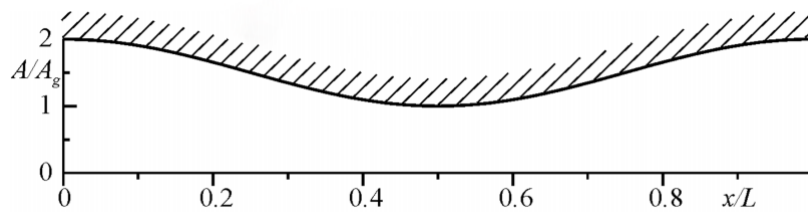


Figura 6.10: Sezione di un condotto convergente divergente.

tratto in cui la pressione diminuisce e la velocità aumenta, viene chiamato effusore, se attraversato da un flusso subsonico. Ovviamente nelle ipotesi di flusso monodimensionale, quasi stazionario, omoenergetico, isoentropico e subsonico il tratto convergente del nostro ugello si comporterà da effusore. Sulla base di queste ipotesi, ci siamo ricavati la portata d'aria sapendo l'area della sezione d'imbocco e il rapporto tra la pressione all'*inlet* e la pressione sala. Di seguito vengono illustrati i passaggi matematici eseguiti per ricavare il dato desiderato:

$$\rho = \rho_0 \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{p_0}{RT_0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = \frac{\gamma p_0}{a_0^2} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (6.9)$$

Sapendo che:

$$\dot{m} = \rho RT \quad (6.10)$$

Richiamo la formula di *Saint-Venant Wantzel*:

$$V = a_0 \frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6.11)$$

Andando quindi a sostituire nella 6.10 si ottiene:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{p_0 A}{a_0} \frac{2\gamma^2}{\gamma - 1} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (6.12)$$

Dove p_0 é la pressione in sala, mentre p é la pressione che si trova nella sezione A . É conveniente quindi introdurre un coefficiente di efflusso Φ definito come:

$$\Psi = \frac{\dot{m} a_0}{p_0 A} \quad (6.13)$$

Che consente quindi di scrivere la portata di aria nella seguente forma:

$$\dot{m} = \frac{p_0 A}{a_0} \Psi \quad (6.14)$$

Con la formula trovata é possibile stimare la portata massica attraverso qualunque condotto sapendo il rapporto tra le pressioni, tra ingresso ed uscita, e se si é a velocità minori di $M \approx 0.4$. Al di sotto di questo valore di velocità, l'errore massimo a cui si può incorrere é di circa il 3%. Ovviamente, lo scostamento é tanto piú piccolo quanto piú é basso il valore della velocità, cioè quanto piú si tende verso le condizioni di regime incompressibile. Queste condizioni si intendono generalmente verificate per $M < 0.2$. L'andamento del fattore di efflusso é stato riportato nella figura (6.11) sottostante per quattro diversi valori di γ :

Le portate d'aria cosí ottenute sono coerenti e rispettano le nostre aspettative come si può ben notare dal diagramma in figura 6.12:

Nella tabella sottostante, vengono illustrati gli scostamenti percentuali della portata ricavata per via teorica, rispetto a quella ricavata per via sperimentale a parità di numero di giri motore.

Dopo aver calcolato la portata d'aria elaborata realmente dal propulsore, abbiamo determinato la temperatura di fine compressore sia nel caso senza iniezione di acqua (*dry*) sia nel caso di iniezione di acqua. Per determinare l'abbassamento di temperatura associato alla vaporizzazione dell'acqua, abbiamo calcolato il calore latente di vaporizzazione associato a ciascun caso di iniezione in base alla pressione del flusso.

Per far ciò abbiamo innanzitutto calcolato la temperatura di fine compressore, nel seguente modo:

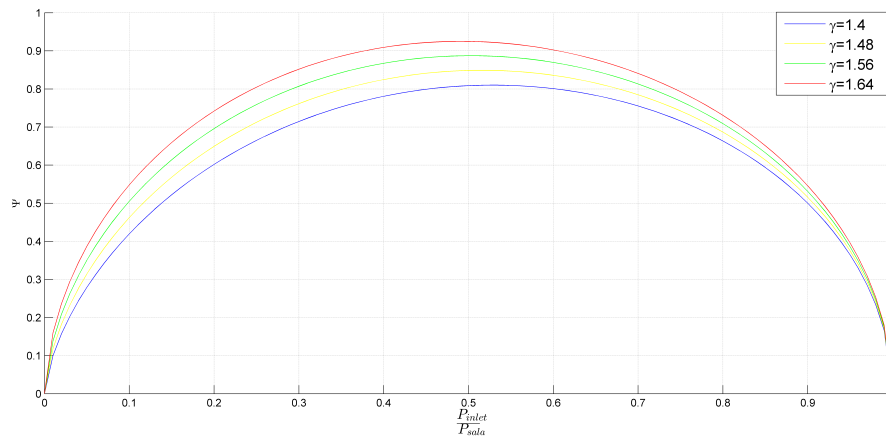


Figura 6.11: Andamento di Ψ in funzione del rapporto di pressioni e γ .

RPM	Dry	White	Brown	White-Brown	Brown-Brown
37000	8.87%	0.849%	-10.36%	-3.35%	-5.42%
39000	4.63%	-23.91%	-7.39%	-11.29%	-10.67%
44000	3.58%	-13.8%	-1.85%	1.9%	-2.09%
48000	10.02%	-12.0%	0.87%	-8.5%	-0.97%
Media	6.77	-12.22	-4.68	-5.3%	-4.78%

Tabella 6.1: Scostamento percentuale della portata d'aria teorica rispetto a quella sperimentale.

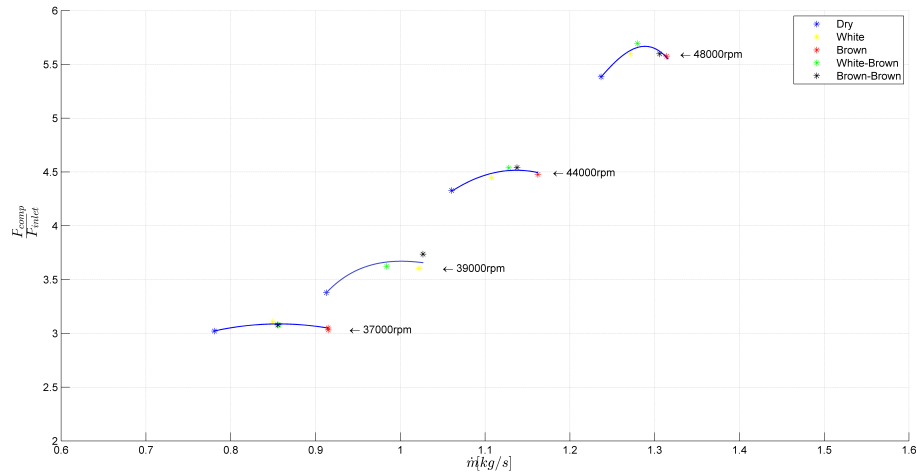


Figura 6.12: Grafico di prestazione con portata d'aria calcolata tramite la formula di *Saint-Venant Wantzel*.

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_c} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (6.15)$$

Successivamente, dato che il calore latente di vaporizzazione k_i varia al variare della pressione con un andamento simile ad una funzione $f(y) = \ln\left(\frac{1}{x}\right)$ come si può ben notare dalla figura 6.13, abbiamo fatto un'interpolazione tramite una curva del 2° per i valori di pressioni che ci servivano sulla base dei valori di k_i presi da tabelle termodinamiche trovate in letteratura.

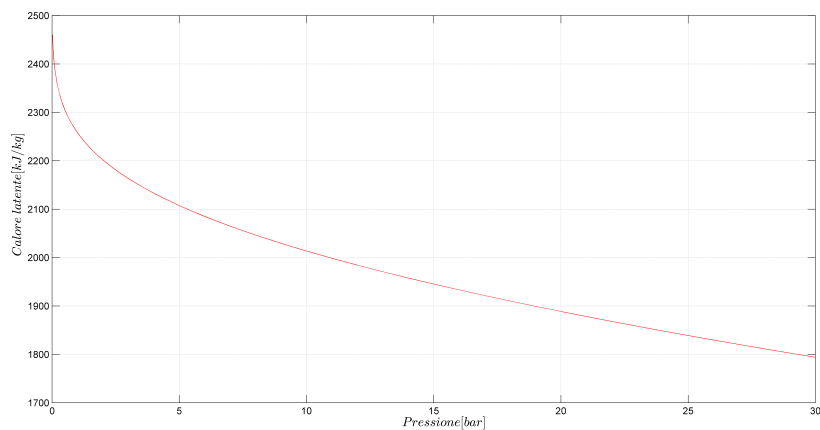


Figura 6.13: Grafico che evidenzia come varia il calore latente di vaporizzazione k_i al variare della pressione.

A questo punto ci siamo calcolati il ΔT tra la temperatura di ingresso e fine compressore per ogni singolo caso di iniezione di acqua, ottenendo delle differenze di temperatura via

via minori all'aumentare della portata d'acqua iniettata nella motorizzazione.

La differenza di temperatura é stata calcolata facendo il seguente bilancio termico:

$$\Delta T_0 = \frac{c_{pm} (\dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{air}) (T_{2dry} - T_{1dry}) - \dot{m}_{H_2O} k_i}{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{H_2O}) c_{pm}} \quad (6.16)$$

Dove:

c_{pm} = Calore specifico a pressione costante medio tra vapor d'acqua e aria;

\dot{m}_{H_2O} = Portata massica di acqua iniettata nella motorizzazione [kg/s];

\dot{m}_{air} = Portata massica di aria elaborata dal propulsore [kg/s];

T_{2dry} = Temperatura di fine compressore nel caso in cui non venga iniettata acqua nel propulsore;

T_{1dry} = Temperatura all'imbocco compressore nel caso in cui non venga iniettata acqua nel propulsore;

Il risultato cosí ottenuto si discostava abbastanza da ciò che si poteva osservare dai dati sperimentali.

A fronte di ciò abbiamo calcolato il calore sottratto al fluido dalla vaporizzazione dell'acqua.

$$\Delta T_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot k}{(\dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{air}) c_p} \quad (6.17)$$

Quindi ci siamo portati in una condizione in cui tutte le curve possono essere considerate *dry*.

$$\Delta T_{dry} = \Delta T_0 + \Delta T_{H_2O} \quad (6.18)$$

Con questo procedimento abbiamo scoperto che considerando la portata d'acqua dichiarata nel manuale degli ugelli, stavamo largamente sovrastimando l'acqua iniettata nella motorizzazione. Ciò si può ben comprendere dal grafico sottostante, in cui le curve dovrebbero essere tutte circa sovrapposte, mentre si hanno dei ΔT notevolmente maggiori nei casi in cui viene iniettata acqua.

Come si può ben notare dai grafici di figura 6.14 le curve hanno un andamento convergente all'aumentare della portata di aria (\dot{m}) dato che il rapporto acqua-aria va via via diminuendo all'aumentare del numero dei giri della motorizzazione.

A questo punto, come già accennato in precedenza, ci siamo resi conto che nella nostra trattazione stavamo sovrastimando la quantità di acqua iniettata nella motorizzazione. Tramite i dati sperimentali ottenuti da un precedente studente abbiamo scoperto quali fossero le vere portate d'acqua che effettivamente partecipavano al raffreddamento del flusso operatore. Infatti nello studio effettuato, tramite una bilancia si é misurata l'acqua che effettivamente veniva iniettata nella motorizzazione e quella che andava persa e dividendo la portata totale iniettata per il tempo di iniezione si é ottenuto il valore della portata massica di H_2O .

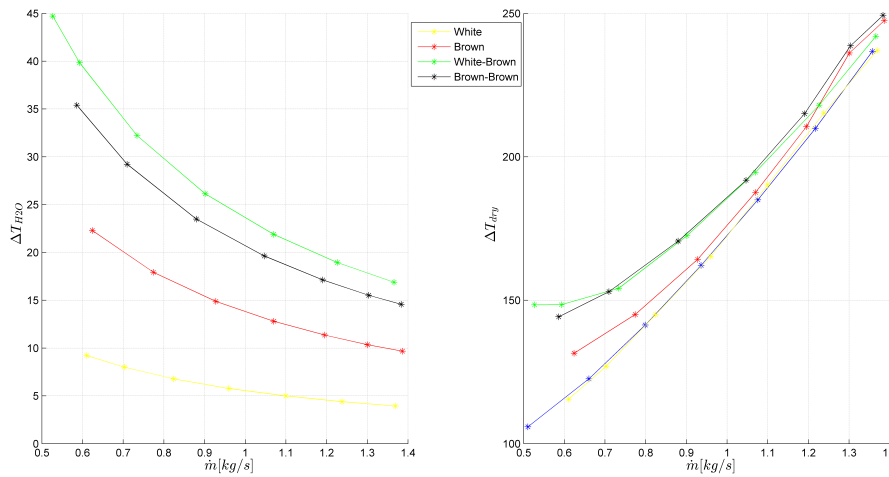


Figura 6.14: Il grafico di sinistra ci mostra il ΔT causato dalla vaporizzazione di acqua per ogni singolo caso di iniezione. Il grafico di destra, ci mostra l'andamento delle varie curve nel caso in cui gli venga sottratto il calore assorbito dalla vaporizzazione dell'acqua.

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{W_{H_2O}}{\Delta t} \quad (6.19)$$

Le portate e le pressioni effettive sono riportate nella tabella sottostante.

Tipo di ugello	Portata d'acqua [kg/s]	Pressione [bar _g]
White	0.0026	5
Brown	0.0065	4
White-Brown	0.0112	4
Brown-Brown	0.0098	2.5

Tabella 6.2: Portate d'acqua e pressioni rilevate durante le prove sperimentali

Di seguito l'andamento della portata d'acqua e delle pressioni in funzione del tempo.

A questo punto avendo in mano la portata di acqua effettiva e andando ad aggiungere al grafico precedentemente ottenuto (6.14) il ΔT_{H_2O} causato dalla vaporizzazione dell'acqua, abbiamo ricavato il grafico sperimentale. Infine é stato anche interessante vedere come al variare di portata d'acqua (\dot{m}_{H_2O}) e portata d'aria (\dot{m}_{air}) variano le temperature. Dal grafico precedente si nota ovviamente come all'aumentare della portata d'acqua iniettata si abbiano dei ΔT via via minori fino a raggiungere un minimo in corrispondenza del valore di portata di circa $9 \cdot 10^{-3}$ che corrisponde alla portata d'acqua iniettata con due ugelli marroni. Ciò significa che nel caso preso in esame la portata ideale, cioè che porta più benefici in termini di raffreddamento del flusso é quella corrispondente ai due ugelli marroni.

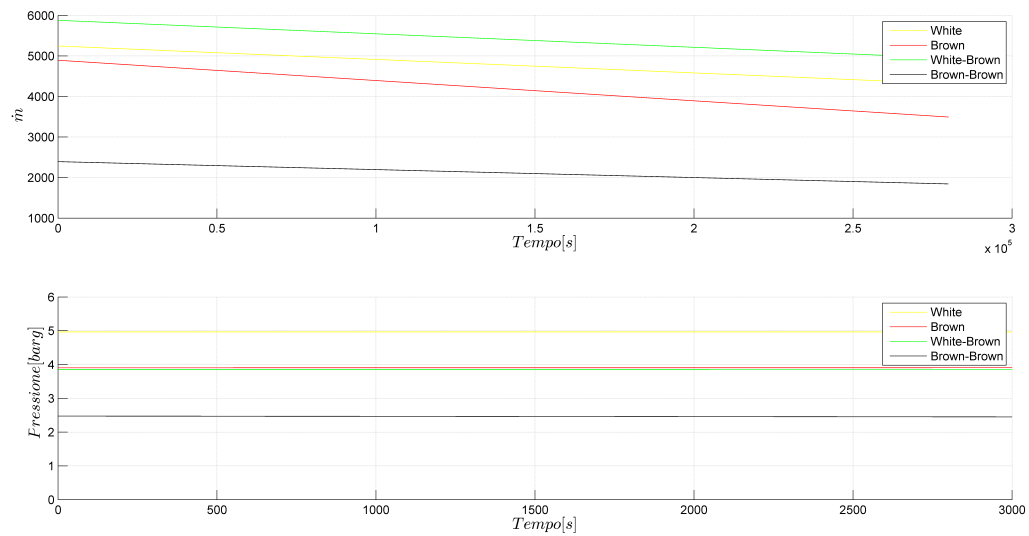


Figura 6.15: Il grafico in alto ci mostra l'andamento della portata d'acqua, mentre quello inferiore l'andamento delle pressioni.

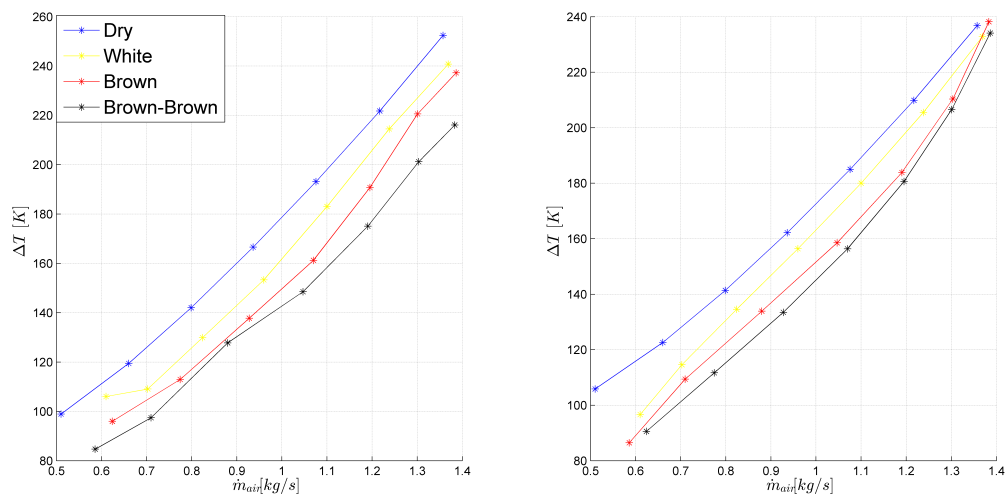


Figura 6.16: Il grafico di sinistra rappresenta le curve ricavate sperimentalmente, mentre quello di destra è stato ricavato teoricamente con le predette considerazioni.

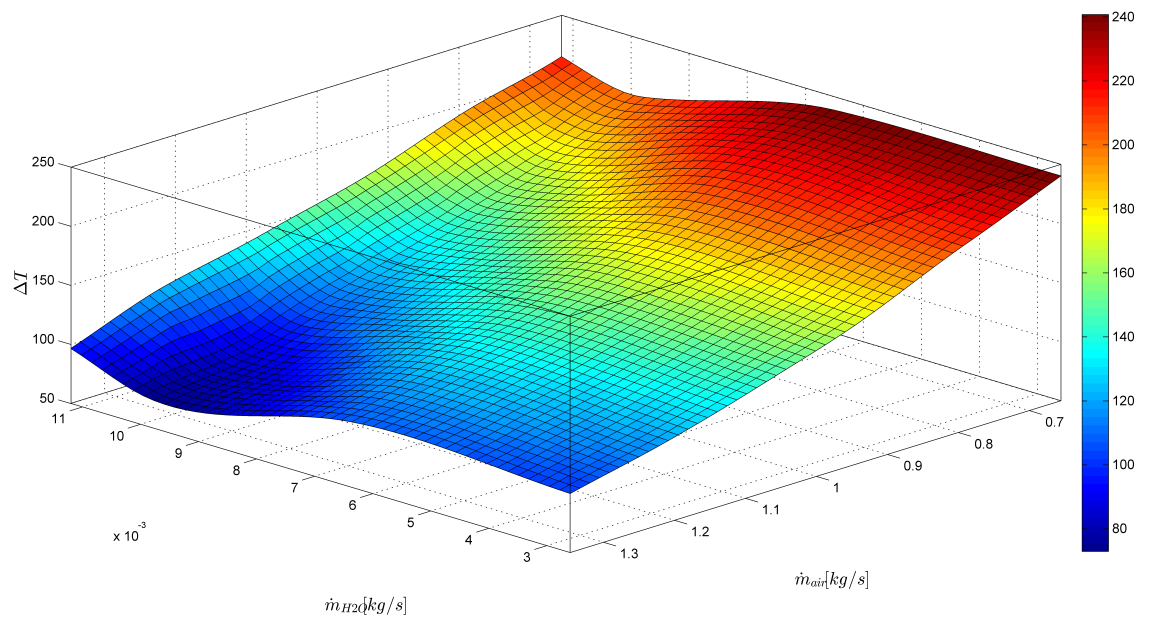


Figura 6.17: Mesh ΔT - Portata d'acqua - Portata d'aria.

Capitolo 7

Modello Simulink

Come ultima parte di questo lavoro di tesi é stato realizzato un modello dinamico dei componenti analizzati utilizzando il software Simulink.

Infatti ciò che é stato realizzato in prima istanza in MATLAB® é un modello indipendente dalla variabile tempo, quindi un modello matematico di *inlet* e compressore che ricevendo in input dei dati discreti da come output un altro insieme di dati indipendenti dal tempo. Tramite Simulink invece abbiamo sviluppato la dinamica interna di ciascun componente al fine di realizzare un programma che ci consentisse una simulazione flessibile ed efficiente. Inoltre grazie ai collegamenti in catena diretta o in retroazione siamo stati in grado di riprodurre quella dinamicità necessaria per riprodurre ed analizzare anche gli stati transitori tra le varie condizioni operative del propulsore.

La proprietà alla base di tale modello é l'accoppiamento tra i due componenti, che deve soddisfare condizioni fluidodinamiche, cioè in termini di portate d'aria elaborate da ogni singolo componente, le quali attraverso le dinamiche di pressione vanno a definire i rapporti di pressione a valle e a monte dei due componenti e termodinamiche attraverso la trasmissione da componente a componente delle varie proprietà del fluido quali: temperatura, C_p , γ , velocità del suono ecc...

7.1 Teoria alla base dei sistemi dinamici

Simulink é un tool di Matlab, che si caratterizza per una grafica abbastanza semplice ed intuitiva in cui ogni "blocchetto" ha delle proprie caratteristiche logiche e funzionali. Un "blocchetto" può essere considerato come una scatola nera al cui interno ci possono essere equazioni, funzioni logiche, grafici ecc... che necessitano di un dato in input e ne forniscono uno in output.

Il layout e la grafica molto semplice, consentono all'operatore di percepire in maniera quasi immediata i collegamenti e le funzioni di ciascun blocco. Anche l'assemblaggio dei singoli blocchi non é particolarmente complesso, dato che sono sufficienti semplici operazioni di click-and-drag con il mouse.

Soprattutto per queste peculiarità si é scelto Simulink per la creazione di un modello

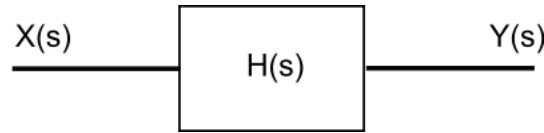


Figura 7.1: Schematizzazione grafica di funzione di trasferimento piú input ed output.

matematico basato sui principi fisici descritti nel capitolo precedente, in modo da ottenere istante per istante, l'andamento delle varie grandezze che caratterizzano i componenti da noi esaminati: imbocco e gruppo compressore.

I concetti piú importanti che sono stati ottenuti grazie a questo studio sono:

- Possibilità di modifica rapida dei principali parametri iniziali che caratterizzano le condizioni di funzionamento del nostro motore (pressione ambiente, temperatura ambiente e massa d'acqua iniettata).
- La possibilità di osservare l'andamento della varie grandezze anche in regime transitorio, quindi nel passaggio da una condizione di funzionamento a regime a quella successiva.

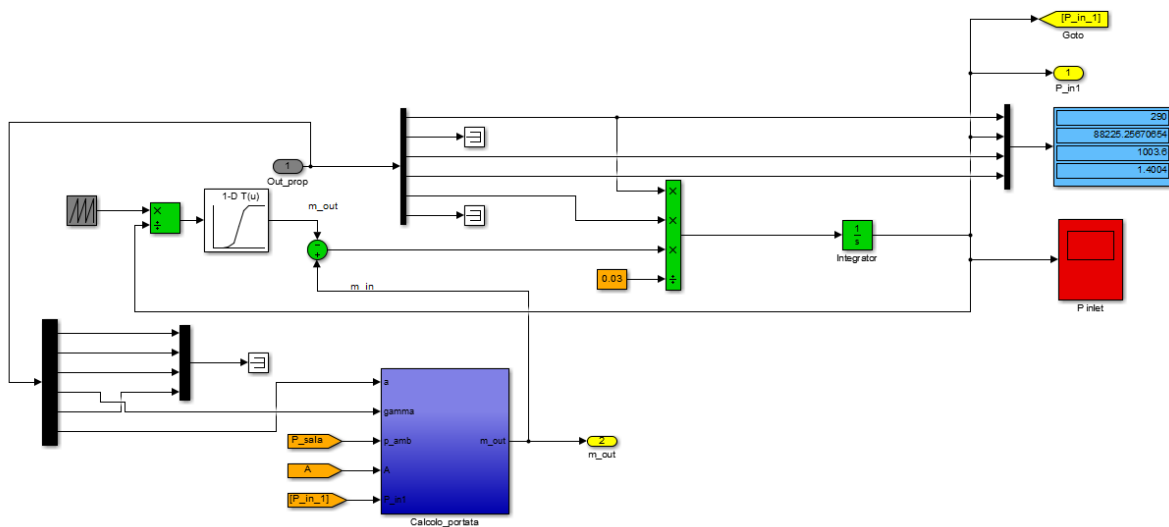


Figura 7.2: Esempio di schema a blocchi e di interfaccia grafica del software Simulink.

7.2 Realizzazione del modello

Il modello dinamico che abbiamo realizzato é basato sulle equazioni e le mappe di prestazioni ricavate nella prima fase di questo lavoro di tesi in MATLAB.

Innanzitutto abbiamo stabilito, in base agli script Matlab e ai dati a nostra disposizione quali dovessero essere le grandezze di input e di output del nostro sistema.

Le grandezze che l'utente deve inserire per consentire un corretto funzionamento del modello sono:

- Pressione ambiente
- Area della sezione di ingresso
- Massa di acqua iniettata
- Temperatura ambiente

Per rendere piú agevole ed intuitivo l'inserimento e la modifica di tali grandezze é stato creato un menú tramite il blocco *mask* di Simulink. Questa funzionalità permette di creare un'interfaccia grafica del sottosistema di blocchi selezionato rendendo molto intuitiva e semplice l'inserimento dei parametri da parte dell'utente.

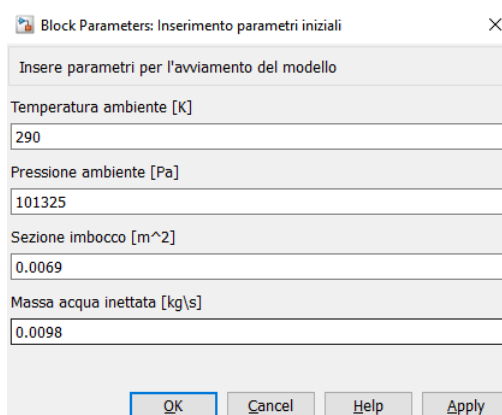


Figura 7.3: Menú che compare all'utente per l'inserimento delle grandezze in input.

Nella figura successiva ciascuno dei tre blocchi corrisponde ad un componente fisico del motore come si può ben capire dalle figure all'interno di essi.

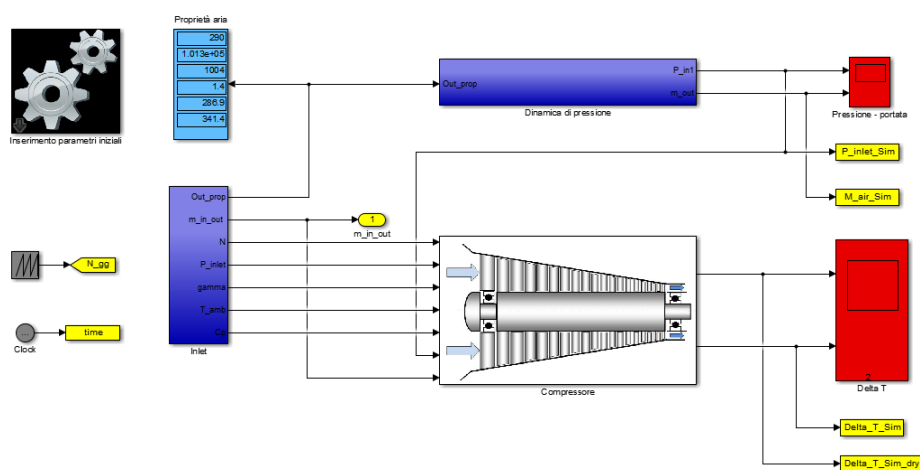


Figura 7.4: Layout del modello Simulink di imbocco e gruppo compressore.

Nei paragrafi successive verranno illustrate le equazioni, le mappe e le funzioni utilizzate per realizzare il modello di ciascun componente.

7.3 Inlet

Il primo modulo che é stato realizzato é quello dell'inlet, il primo componente che il flusso incontra nell'attraversare la motorizzazione.

In questo blocco vengono definite le proprietà termodinamiche del flusso in ingresso al compressore attraverso le proprietà prese in input dal sistema.

Le proprietà fisiche dell'aria sono state ricavate interpolando con la temperatura del fluido i grafici contenenti le proprietà dell'aria, ricavati tramite la funzione Matlab "Air Prop".

Le grandezze ricavate sono:

- Coefficiente di dilatazione adiabatica (γ)
- Calore specifico a pressione costante (C_p)
- Velocità del suono (a)
- Costante universale dei gas perfetti (R)

Di seguito il modello realizzato per ottenere le varie proprietà del fluido.

L'interpolazione dei grafici é stata resa possibile grazie ai blocchi Simulink denominati

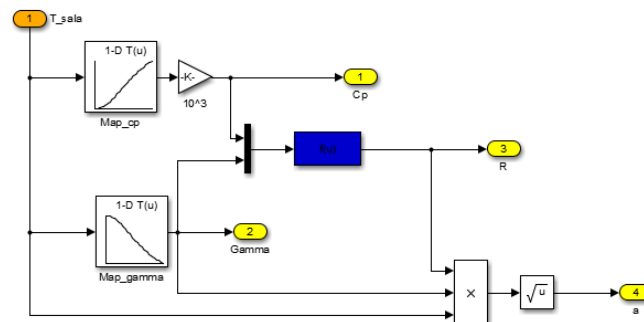


Figura 7.5: Layout del sottosistema per ricavare le proprietà dell'aria.

"Lookup Tables" situati nell'omonima libreria. Il funzionamento di questi blocchetti é molto semplice: prendono in input una grandezza che può essere sia un vettore che uno scalare, ne effettua un'interpolazione e ne estrapola il valore corrispondente della funzione. Ovviamente le Lookup tables possono arrivare ad essere di n-dimensioni e i parametri da immettere nel blocchetto sono: la dimensione, il numero di elementi del vettore in input e i valori di outup.

Di seguito il layout del modulo dinamico dell'inlet:

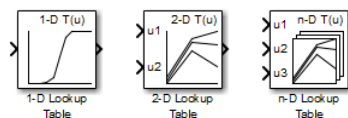


Figura 7.6: Come appaiono le Lookup table in Simulink.

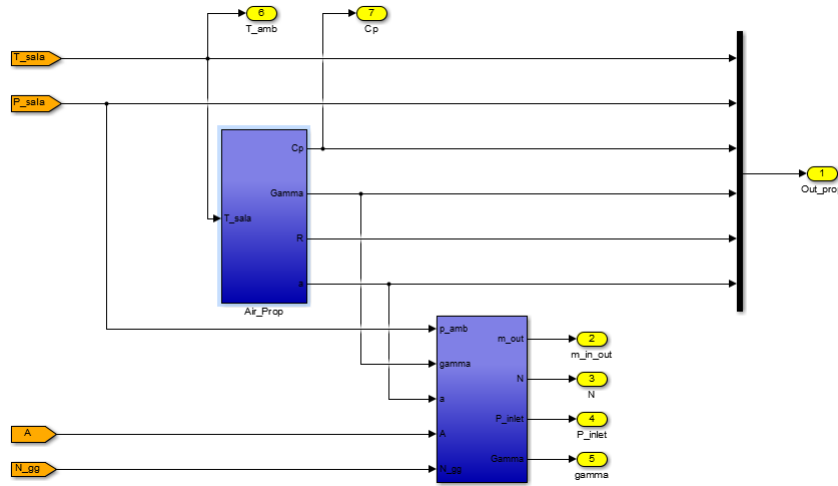


Figura 7.7: Layout modulo inlet.

7.4 Dinamica di pressione

Alla base di questo modulo vi é l'equazione di continuit  per un fluido in condizioni non stazionarie, cio  le cui condizioni possono variare nel tempo. Per applicare tale equazione ad un fluido non stazionario occorre considerare un volume di controllo, costituito nel nostro caso, dal volume compreso tra l'imbocco e la sezione di ingresso del compressore. Le differenti portate in ingresso ed in uscita dal volume di controllo saranno dipendenti dalle condizioni del fluido a monte e a valle di esso, come rappresentato in maniera schematica in figura.

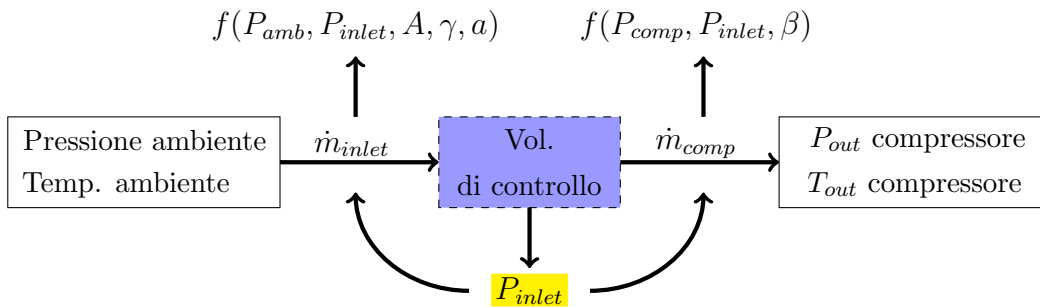


Figura 7.8: Schema semplificato del modulo della dinamica di pressione.

Per ricavare l'equazione di continuit  per un fluido in movimento possiamo partire dalla definizione di massa:

$$M = \rho V \tag{7.1}$$

Dove V é il volume del volume di controllo considerato e ρ nel nostro caso, é la densit  dell'aria. Le due portate in ingresso ed in uscita (\dot{m}_{in} ed \dot{m}_{out}) saranno in funzione del tempo e quindi subiranno variazioni istante per istante secondo la seguente relazione:

$$\frac{dM}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (7.2)$$

Supponendo che non ci siano variazioni di temperatura e scrivendo la densità in funzione della pressione, possiamo scrivere l'equazione 7.3 come:

$$\frac{dM}{dt} = \frac{V}{RT} \frac{dP}{dt} \quad (7.3)$$

Infine dato che il termine $\frac{dM}{dt}$ è equivalente alla differenza tra portata massica in entrata e portata massica in uscita dal nostro volume di controllo V , possiamo integrare la precedente equazione al fine di determinare istante per istante il valore della pressione esistente tra i due componenti consecutivi del nostro propulsore.

$$P = \int \frac{RT}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) dt \quad (7.4)$$

L'unico parametro su cui abbiamo potuto lavorare per modificare la prontezza del nostro sistema nelle fasi transitorie, è stato il valore del volume di controllo. Quindi si dovrà scegliere un valore del volume di controllo, non troppo elevato, per evitare di "irrigidire" troppo il sistema, ma nemmeno troppo bassi per evitare instabilità computazionali dovute a gradienti troppo repentini. Nel nostro caso è stato preso pari a 0.03 m^3 . Di seguito il layout simulink che rappresenta tale modulo:

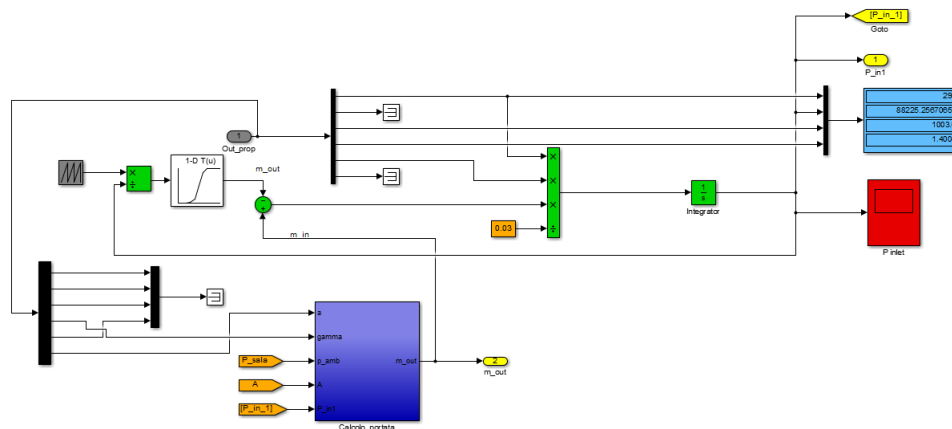


Figura 7.9: Layout del modulo della dinamica di pressioni.

Per il calcolo della portata in ingresso al compressore e quindi in uscita dal volume di controllo viene utilizzata una lookup table in cui sono stati caricati due array numerici, con i valori del β del compressore e di portata massica in uscita dal compressore. Come dato di input della lookup table viene fornito il valore del β che cambia istante per istante in base al valore della P_{inlet} ricavato dal sistema. Di seguito è riportato il grafico utilizzato

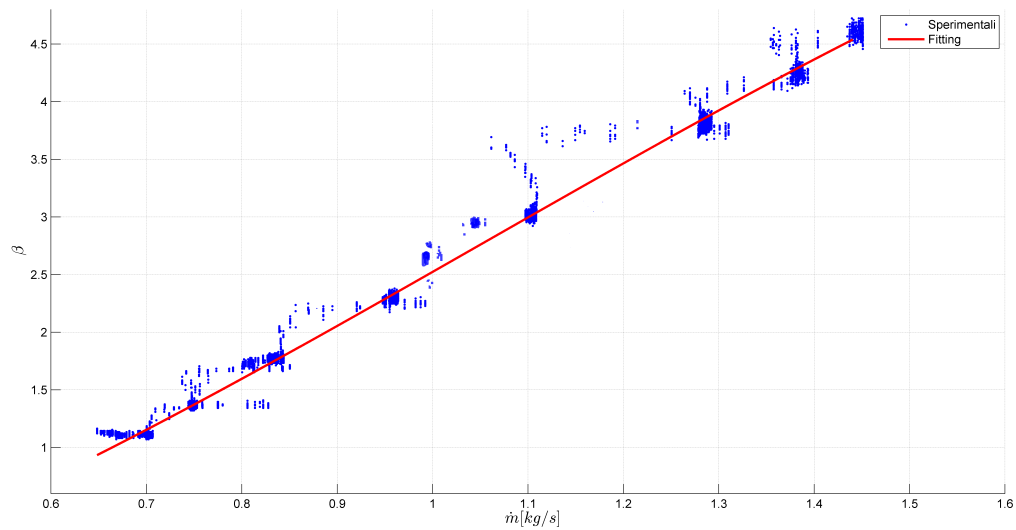


Figura 7.10: Mappa prestazionale 2-D del compressore.

per l'interpolazione:

La portata in ingresso al volume di controllo viene calcolata tramite l'equazione di Saint Venant Wantzel implementata nel blocchetto "MATLAB function" collocato nel *toolbox* User-Defined functions, che consente di richiamare nel modello Simulink una funzione dichiarata in Matlab. Il modulo riceve come input dal modulo dell'inlet: la pressione ambiente, il coefficiente di dilatazione adiabatica (γ), la velocità del suono, la sezione del condotto di aspirazione (A) e la P_{inlet} che andrà a modificare istante per istante il valore della portata calcolata. Di seguito il sottoinsieme descritto e la funzione scritta in Matlab:

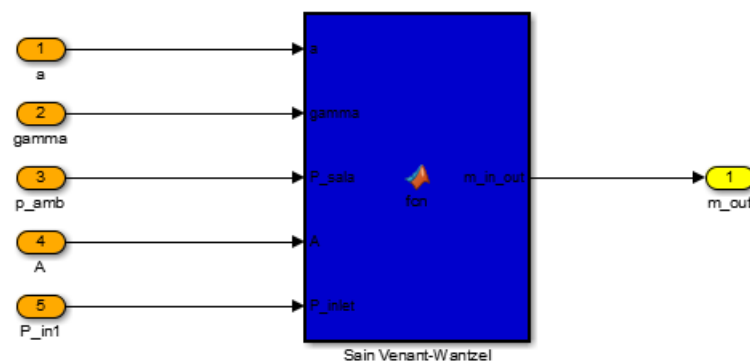


Figura 7.11: Modulo per il calcolo della portata in ingresso al volume di controllo.

```
function m_in_out = fcn(a,gamma,P_sala,A,P_inlet)
m_in_out=(P_sala.*A.*sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)) ...
.*(P_inlet./P_sala).^(2./gamma)).*[1-((P_inlet./P_sala) ...
.^(gamma-1)./gamma)])./a).^1;
```

7.5 Gruppo compressore

Dopo l'inlet il flusso entra nel gruppo compressore che é stato modellato facendo l'approssimazione di rendimento costante.

Prendendo come input: dall'inlet, le principali proprietà dell'aria e dal sistema, il numero di giri, ci siamo ricavati la portata e la pressione in uscita dal compressore interpolando con una curva del secondo ordine la lookup table contenente gli array numerici che ci determinano la mappa prestazionale del compressore.

Le grandezze ricavate sono state poi poste sotto forma di vettore tramite il blocco "mux" che si trova nella libreria Signal Routing ed inviate ad un altro modulo per il calcolo del ΔT tra ingresso ed uscita del compressore.

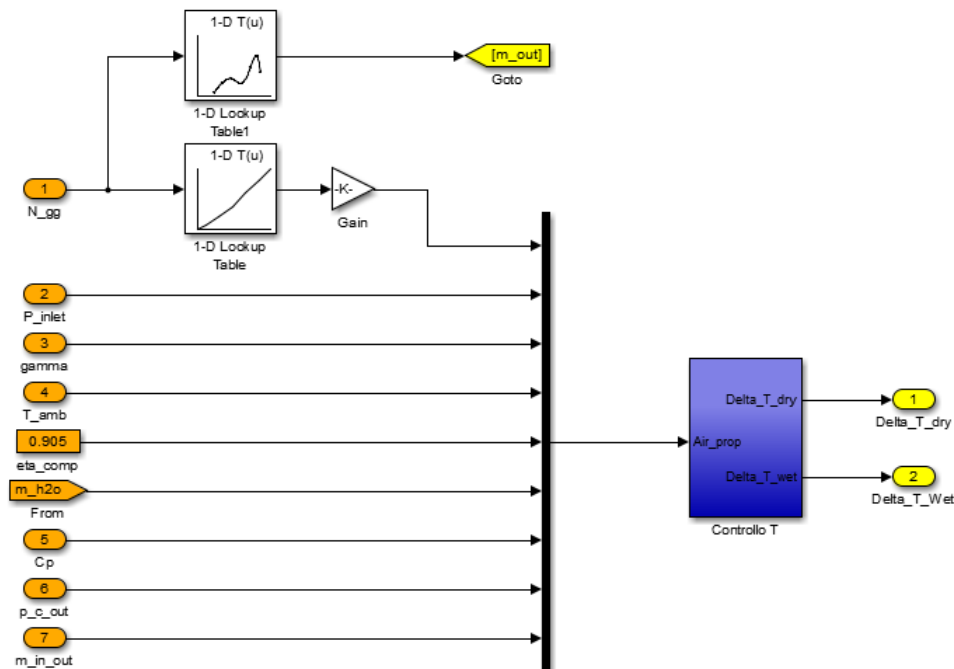


Figura 7.12: Layout del modulo Simulink del gruppo compressore.

In questo modulo, tramite un ciclo if, siamo riusciti ad ottenere due output differenti: il primo, nel caso non venga iniettata acqua nella motorizzazione e il secondo se viene iniettata acqua. Ovviamente ciascuno dei due moduli contiene delle differenti equazioni per tenere conto o meno della presenza di H_2O .

Il modulo per noi di maggiore interesse é quello nel caso in cui venga iniettata acqua nella motorizzazione, quindi il modulo denominato "Wet".

Al suo interno vengono prese come dati di input le proprietà dell'aria ricavate nell'inlet, più il calore latente di vaporizzazione, ottenuto interpolando con il valore della temperatura la lookup table contenente gli array numerici di temperatura e calore latente.

Avendo questi dati a nostra disposizione, tramite il blocchetto "Fcn" situato nella libreria User-Defined Functions, siamo riusciti ad implementare il seguente bilancio termico,

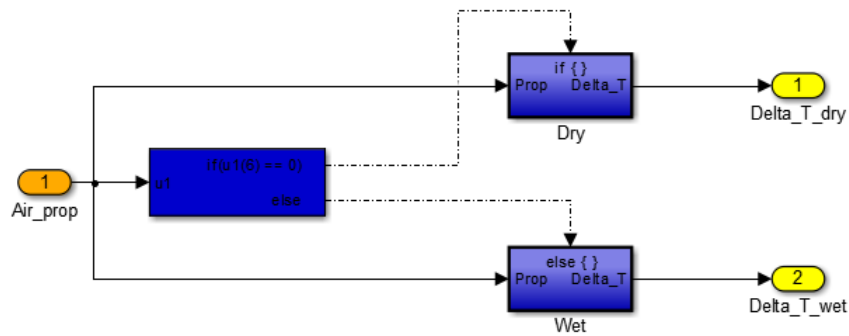


Figura 7.13: Modulo Simulink per distinguere se all'interno flusso vi é la presnza di H_2O o meno.

ottenendo cosí come output la differenza di temperatura presente tra ingresso ed uscita del compressore.

$$\Delta T_0 = \frac{c_{pm} (\dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{air}) (T_{2dry} - T_{1dry}) - \dot{m}_{H_2O} k_i}{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{H_2O}) c_{pm}} \quad (7.5)$$

Di seguito il modulo per il calcolo del ΔT :

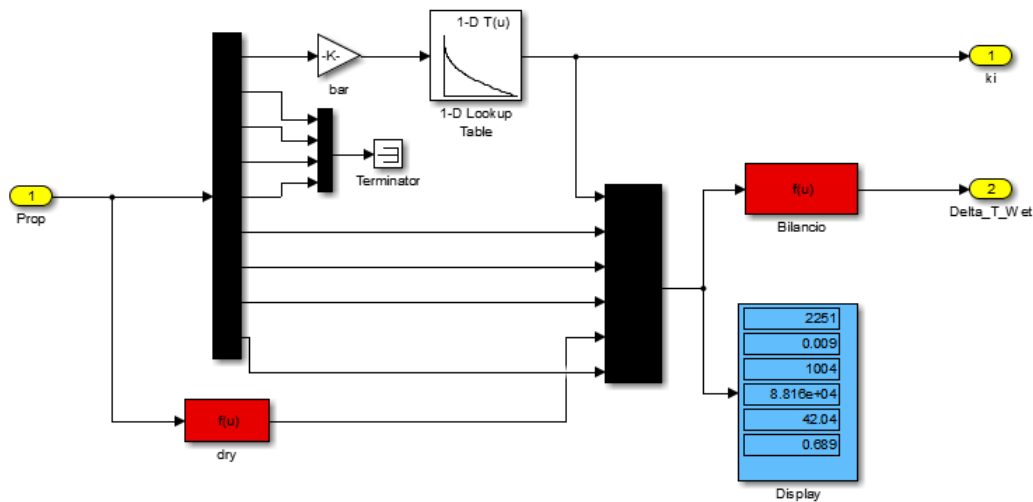


Figura 7.14: Modulo Simulink per il calcolo del ΔT tra uscita ed ingresso del compressore.

7.6 Risultati Simulink

In questa sezione verranno illustrati i principali risultati ottenuti attraverso le simulazioni Simulink e confrontati con i dati misurati al banco surante le prove speirmentali. La prova presa in considerazione, é quella del 24/12/14 in cui per la nebulizzazione dell'acqua, sono stati utilizzati due ugelli marroni con una portata massica media di $0.0098 [kg/s]$. Le condizioni ambientali impostate sottoforma di dati di input sono:

- Temperatura Ambiente $\rightarrow 295 [K]$
- Pressione ambiente $\rightarrow 101325 [Pa]$
- Area sezione di imbocco $\rightarrow 0.0069 [m^2]$
- Portata d'acqua iniettata $\rightarrow 0.0098 [kg/s]$

Per le simulazioni abbiamo impostato i parametri del software nel seguente modo:

- Solutore a tempo continuo \rightarrow "ode8 (Dormand-Prince)".
- Passo temporale $\rightarrow 50 [Hz]$
- Tempo di simulazione $\rightarrow 140 [s]$
- Valore di inizializzazione integrale $\rightarrow 97000 [Pa]$
- Volume di controllo utilizzato nella dinamica di pressione $\rightarrow 0.03 [m^3]$
- Rendimento compressore $\rightarrow 0.88$

Il volume di controllo tra inlet e compressore é stato impostato a $0.03 m^3$ poiché é il valore piú coerente con la realtà che ci ha consentito di aver il minor errore possibile rispetto all'andamento dei dati sperimentali e nello stesso tempo di non incorrere in instabilità computazionali.

Il passo temporale deriva dalla frequenza con cui sono stati prelevati i dati durante le prove sperimentali e da ciò ovviamente anche il tempo di simulazione. Infine il valore di inizializzazione dell'integrale non é la pressione ambiente poiché la simulazione da noi considerata ha come $t = 0$ una condizione in cui il valore della P_{inlet} é di $97000 [Pa]$.

Di seguito i grafici ottenuti dopo le simulazioni, i quali verranno di seguito descritti accuratamente.

In figura 7.15 vi é in blu l'andamento sperimentale della pressione all'ingresso del compressore, mentre in rosso l'andamento ottenuto tramite la simulazione Simulink. L'andamento del grafico in blu ha un aspetto a gradini poiché la sensibilità del sensore per la misura della pressione é troppo bassa, dato che é di $0.1 bar$. Ovviamente ciò causa delle grosse instabilità durante la prova, ma complessivamente l'andamento dai noi modellato segue la curva sperimentale.

Per quanto riguarda il grafico di figura 7.16 , il modello da noi creato tende a sovrastimare la differenza di temperature tra uscita ed ingresso del compressore poiché la presenza di masse da al sistema una certa inerzia per l'aumento della temperatura. Infatti stiamo esaminando una fase in cui vi é un aumento di giri motore e il flusso incrementa costantemente la propria temperatura, ma tutto l'ambiente circostante, compresi i vari componenti, deve seguire questo andamento di temperatura. Le mappe realizzate in questo lavoro di tesi tengono conto solamente dell'andamento delle varie grandezze all'interno

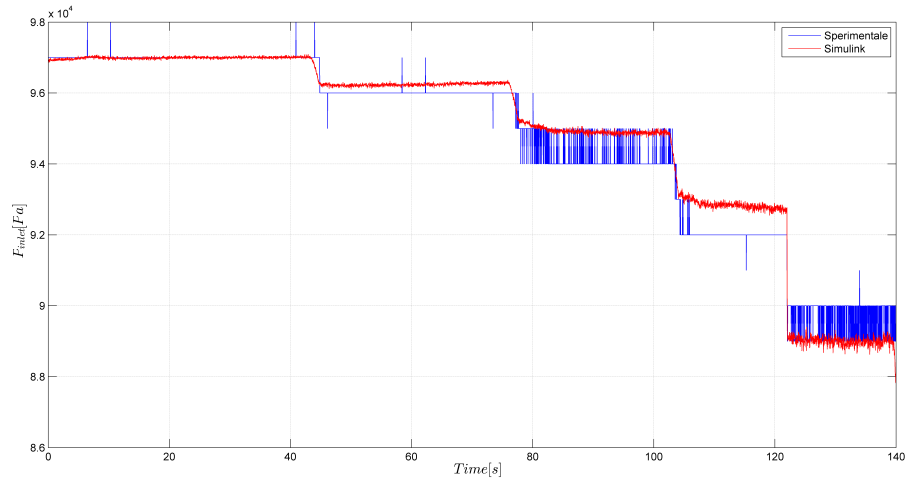


Figura 7.15: Confronto della P_{inlet} modello/sperimentale.

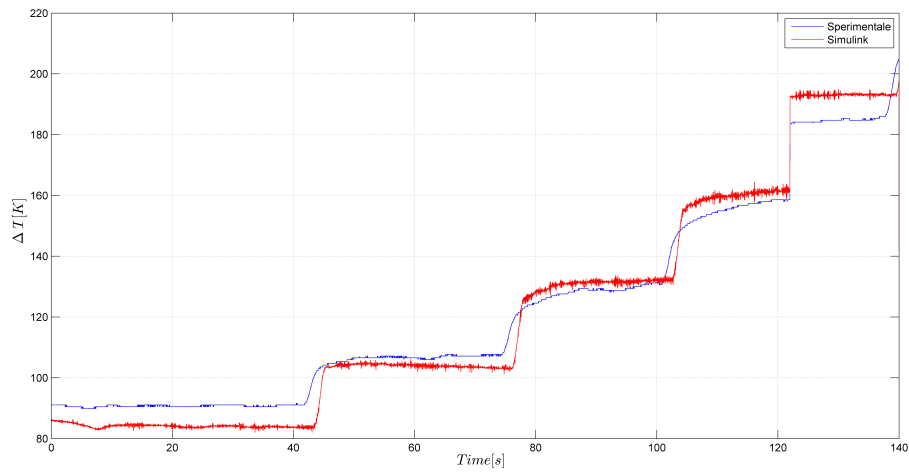


Figura 7.16: Confronto del ΔT modello/sperimentale.

del propulsore e non all'esterno di esso, o dei componenti stessi.

Di seguito i grafici che mostrano l'andamento dell'errore percentuale delle grandezze confrontate in precedenza.

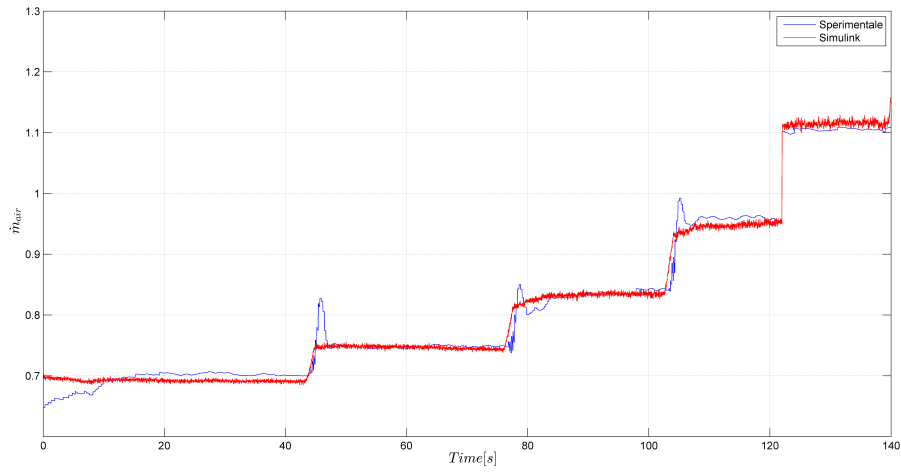


Figura 7.17: Confronto della \dot{m}_{air} modello/sperimentale.

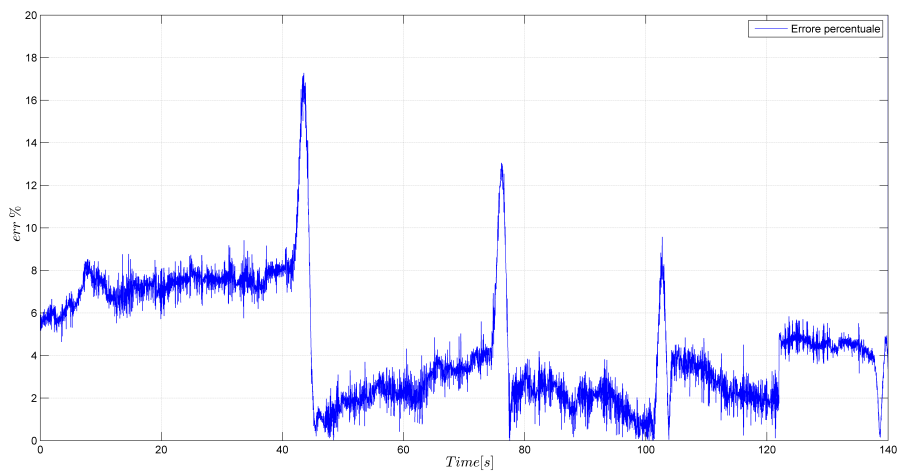


Figura 7.18: Errore percentuale tra il ΔT ottenuto per via sperimentale e il ΔT ottenuto tramite il modello.

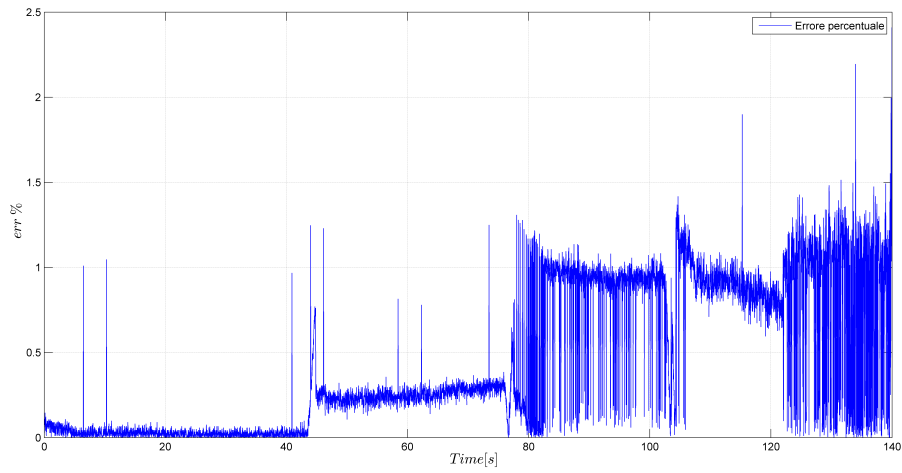


Figura 7.19: Errore percentuale tra la P_{inlet} ottenuto per via sperimentale e la P_{inlet} ottenuto tramite il modello.

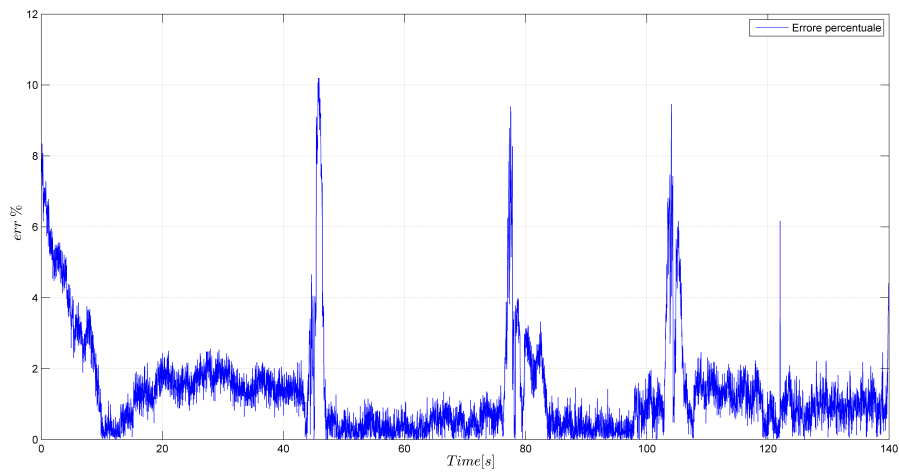


Figura 7.20: Errore percentuale la \dot{m}_{air} ottenuto per via sperimentale e la \dot{m}_{air} ottenuto tramite il modello.

Capitolo 8

Conclusioni

In questo lavoro di tesi é stato realizzato un modello Simulink di inlet e compressore del turboalbero Allison 250 C18 sottoposto a *fogging* sfruttando i dati sperimentali ricavati da un precedente tesista presso il laboratorio di Propulsione e Macchine della scuola di Ingegneria e Architettura di Forlí.

Nella prima fase é stato effettuato un lavoro informativo riguardo il *fogging*, le sue applicazioni, i benefici e i difetti che questa tecnica comporta nelle prestazioni di un turbogas. Le principali conclusioni tratte da questa analisi riguardano le prestazioni, il rendimento del propulsore e le tecniche di installazione.

Le prestazioni, specialmente in condizioni ambientali in cui la temperatura ambiente é abbastanza elevata, aumentano notevolmente. Specialmente grazie alla minore temperatura del flusso operatore ne deriva un aumento del lavoro utile prodotto dal propulsore. Allo stesso modo, data la diminuzione del lavoro di compressione, si hanno notevoli benefici sul rendimento complessivo della macchina. L'unico tallone di Achille di questa tecnologia é l'installazione in campo aeronautico; dato che per l'utilizzo di tale tecnica occorre un impianto extra di nebulizzazione dell'acqua e una notevole riserva di liquido da iniettare nel propulsore. Ciò ovviamente va ad influire sulle prestazioni complessive dell'aeromobile.

Dallo studio effettuato risulta evidente, che il miglior sistema di iniezione per massimizzare le prestazioni a paritá di portata d'acqua iniettata é quello di spruzzare acqua direttamente nel compressore, diminuendo cosí le temperature di lavoro quest'ultimo; minimizzando le perdite e consentendo una maggiore elaborazione di portata d'aria.

Altrimenti se si vogliono abbattere il piú possibile le emissioni inquinanti, specialmente *Thermal NO_x*, la miglior strategia é quella di collocare gli ugelli spruzzatori direttamente in camera di combustione, ma ciò ovviamente comporterebbe un impianto di iniezione molto piú complesso dato che dovrebbe resistere alle elevatissime temperature presenti in camera di combustione.

Nella seconda fase é stata effettuata un'analisi MATLAB dei dati sperimentali. I dati utilizzati provengono da intervalli presi per ogni rampa di manetta, nei quali le grandezze sono costanti ed é stata effettuata la media di tutte le grandezze in questa sezione. In

questo modo siamo stati sicuri di eliminare eventuali transitori, che avrebbero sballato i valori dei dati sperimentali, e ottenuto quindi i valori delle grandezze già a regime.

In questa analisi l'obiettivo principale é stato quello di ridurre il piú possibile la differenza tra la temperatura di fine compressore ricavata sperimentalmente e quella ricavata tramite le mappe di prestazione create in Matlab. Abbiamo scelto la temperatura di fine compressore, poiché tutta l'acqua, date le elevate temperature all'uscita di questo componente, si puó ben supporre che sia vaporizzata. Raggiunto questo obiettivo, siamo quindi riusciti a creare una funzione che lega portata d'acqua iniettata e ΔT presente tra uscita e ingresso del compressore in una data condizione di funzionamento.

Infine l'ultima fase é stata quella di implementare le mappe create in MATLAB in un modello dinamico Simulink che ci fornisse il valore delle varie grandezze da noi ricercate in ogni fase di lavoro della motorizzazione. Per far ciò é stata utilizzata una struttura modulare a blocchi, cosí da suddividere i due componenti da noi analizzati e modellarli singolarmente. Ciascuno dei due blocchi riceve come input le principali proprietá del flusso poi elaborando queste grandezze tramite la risoluzione di equazioni differenziali e non, ed interpolando le mappe ottenute, si ottengono gli andamenti delle varie grandezze durante tutta la prova.

I prossimi sviluppi che secondo noi sarebbe interessante svolgere, consistono in: elaborare un modello dell'intera motorizzazione sottoposta a *fogging* e svolgere ulteriori prove sperimentali utilizzando un sistema di iniezione nell'interstadio del compressore migliorando inoltre i sistemi di acquisizione dei dati sperimentali, per un'analisi successiva piú precisa.

Appendice A

Codici di Matlab [®]

```
clc
clear all
close all
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Materiale tesil')
load Area_media.mat

%% 48000rpm
%% Dry
A_eq=0.0074;
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/48000rpm')
load punti_mot_20141212_163206_wo_fog.mat
R_pr=P_inlet(29,1)./P_sala(29,1);
Beta_comp_WO=(P_comp(29,1)+1)./P_inlet(29,1);
T_m=(T_comp(29,1)+273.15+T_inlet(29,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr).^ (2./gamma))...
.*[1-((R_pr).^ ((gamma-1)./gamma))]);
M_air_WO_48=P_sala(29,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(29,1)+273.15).*gamma.*287);
figure(1)
grid on
hold on
plot(M_air_WO_48, Beta_comp_WO, 'b*')
xlabel('$\displaystyle\dot{m}$ [kg/s]$', 'interpreter', 'latex')
ylabel('$\displaystyle\frac{P_{comp}}{P_{inlet}}$', 'interpreter', 'latex')
axis([0.6 1.6 2 6])

%% White
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/48000rpm')
load punti_mot_20141215_123048_w_fog_5bar.mat
R_pr=P_inlet(28,1)./P_sala(28,1);
Beta_comp_W=(P_comp(28,1)+1)./P_inlet(28,1);
T_m=(T_comp(28,1)+273.15+T_inlet(28,1)+273.15)./2;
```

```

gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr).^ (2./gamma))...
.*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_W48=P_sala(28,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(28,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_W48,Beta_comp_W,'y*')

%% Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/48000rpm')
load punti_mot_20141215_165912_w_fog_brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(21,1)./P_sala(21,1);
Beta_comp_B=(P_comp(21,1)+1)./P_inlet(21,1);
T_m=(T_comp(21,1)+273.15+T_inlet(21,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr).^ (2./gamma))...
.*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_B48=P_sala(21,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(21,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_B48,Beta_comp_B,'r*')

%% White-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/48000rpm')
load punti_mot_20141223_103900_w_fog_white_brwn_4bar_@5200rpm.mat
R_pr=P_inlet(19,1)./P_sala(19,1);
Beta_comp_WB=(P_comp(19,1)+1)./P_inlet(19,1);
T_m=(T_comp(19,1)+273.15+T_inlet(19,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_WB48=P_sala(19,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(19,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_WB48,Beta_comp_WB,'g*')

%% Brown-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/48000rpm')
load punti_mot_20141222_172504_w_fog_2brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(11,1)./P_sala(11,1);
Beta_comp_BB=(P_comp(11,1)+1)./P_inlet(11,1);
T_m=(T_comp(11,1)+273.15+T_inlet(11,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr).^ (2./gamma))...
.*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_BB48=P_sala(11,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(11,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on

```

```

plot(M_air_BB_48,Beta_comp_BB,'k*')
M_48=[M_air_WO_48,M_air_W_48,M_air_B_48,M_air_WB_48,M_air_BB_48];
Beta_48=[Beta_comp_WO,Beta_comp_W,Beta_comp_B,Beta_comp_WB,Beta_comp_BB];
p=polyfit(M_48,Beta_48,3)
x1=1.2368:0.0001:1.3157;
y1=polyval(p,x1)
hold on
plot(x1,y1,'-', 'LineWidth',1)

%% 37000rpm

%% Dry
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/37000rpm')
load punti_mot_20141212_160016_wo_fog.mat
R_pr=P_inlet(8,1)./P_sala(8,1);
Beta_comp_WO=(P_comp(8,1)+1)./P_inlet(8,1);
T_m=(T_comp(8,1)+273.15+T_inlet(8,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^( (gamma-1)./gamma))]);
M_air_WO_37=P_sala(8,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(8,1)+273.15).*gamma.*287);
figure(1)
hold on
plot(M_air_WO_37,Beta_comp_WO,'b*')

%% White
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/37000rpm')
load punti_mot_20141215_123048_w_fog_5bar.mat
R_pr=P_inlet(8,1)./P_sala(8,1);
Beta_comp_W=(P_comp(8,1)+1)./P_inlet(8,1);
T_m=(T_comp(8,1)+273.15+T_inlet(8,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^( (gamma-1)./gamma))]);
M_air_W_37=P_sala(8,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(8,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_W_37,Beta_comp_W,'y*')

%% Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/37000rpm')
load punti_mot_20141215_165912_w_fog_brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(9,1)./P_sala(9,1);
Beta_comp_B=(P_comp(9,1)+1)./P_inlet(9,1);
T_m=(T_comp(9,1)+273.15+T_inlet(9,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...

```

```

.^ (2./gamma) .* [1 - ((R_pr).^ ((gamma-1) ./gamma))]);
M_air_B_37=P_sala(9,1) .*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(9,1)+273.15) .*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_B_37,Beta_comp_B, 'r*')

%% White-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/37000rpm')
load punti_mot_20141223_103900_w_fog_white_brwn_4bar_@5200rpm.mat
R_pr=P_inlet(19,1) ./P_sala(19,1);
Beta_comp_WB=(P_comp(19,1)+1) ./P_inlet(19,1);
T_m=(T_comp(19,1)+273.15+T_inlet(19,1)+273.15) ./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2) ./ (gamma-1)) .* ((R_pr)...
.^ (2./gamma) .* [1 - ((R_pr).^ ((gamma-1) ./gamma))]);
M_air_WB_37=P_sala(19,1) .*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(19,1)+273.15) .*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_WB_37,Beta_comp_WB, 'g*')

%% Brown-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/37000rpm')
load punti_mot_20141222_172504_w_fog_2brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(13,1) ./P_sala(13,1);
Beta_comp_BB=(P_comp(13,1)+1) ./P_inlet(13,1);
T_m=(T_comp(13,1)+273.15+T_inlet(13,1)+273.15) ./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2) ./ (gamma-1)) .* ((R_pr)...
.^ (2./gamma) .* [1 - ((R_pr).^ ((gamma-1) ./gamma))]);
M_air_BB_37=P_sala(13,1) .*1e5.*A_eq.*...
phi./sqrt((T_sala(13,1)+273.15) .*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_BB_37,Beta_comp_BB, 'k*')
M_37=[M_air_WO_37, M_air_W_37, M_air_B_37, M_air_WB_37, M_air_BB_37];
Beta_37=[Beta_comp_WO, Beta_comp_W, Beta_comp_B, Beta_comp_WB, Beta_comp_BB];
p=polyfit(M_37, Beta_37, 2)
x1=0.7806:0.0001:0.9148;
y1=polyval(p, x1)
hold on
plot(x1, y1, '-', 'LineWidth', 1)

%% 39000rpm
%% Dry
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/39000rpm')
load punti_mot_20141212_163206_wo_fog.mat
R_pr=P_inlet(12,1) ./P_sala(12,1);
Beta_comp_WO=(P_comp(12,1)+1) ./P_inlet(12,1);
T_m=(T_comp(12,1)+273.15+T_inlet(12,1)+273.15) ./2;

```

```

gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^(2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_WO_39=P_sala(12,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(12,1)+273.15).*gamma.*287);
figure(1)
hold on
plot(M_air_WO_39,Beta_comp_WO,'b*')

%% White
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/39000rpm')
load punti_mot_20141215_123048_w_fog_5bar.mat
R_pr=P_inlet(6,1)./P_sala(6,1);
Beta_comp_W=(P_comp(6,1)+1)./P_inlet(6,1);
T_m=(T_comp(6,1)+273.15+T_inlet(6,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^(2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_W_39=P_sala(6,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(6,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_W_39,Beta_comp_W,'y*')

%% Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/37000rpm')
load punti_mot_20141215_165912_w_fog_brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(8,1)./P_sala(8,1);
Beta_comp_B=(P_comp(8,1)+1)./P_inlet(8,1);
T_m=(T_comp(8,1)+273.15+T_inlet(8,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^(2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_B_39=P_sala(8,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(8,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_B_39,Beta_comp_B,'r*')

%% White-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/39000rpm')
load punti_mot_20141223_103900_w_fog_white_brwn_4bar_@5200rpm.mat
R_pr=P_inlet(6,1)./P_sala(6,1);
Beta_comp_WB=(P_comp(6,1)+1)./P_inlet(6,1);
T_m=(T_comp(6,1)+273.15+T_inlet(6,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^(2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_WB_39=P_sala(6,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(6,1)+273.15).*gamma.*287);

```

```

hold on
plot(M_air_WB_39, Beta_comp_WB, 'g*')

%% Brown-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/39000rpm')
load punti_mot_20141222_172504_w_fog_2brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(12,1)./P_sala(12,1);
Beta_comp_BB=(P_comp(12,1)+1)./P_inlet(12,1);
T_m=(T_comp(12,1)+273.15+T_inlet(12,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^( (gamma-1)./gamma))]);
M_air_BB_39=P_sala(12,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(12,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_BB_39, Beta_comp_BB, 'k*')

M_39=[M_air_WO_39, M_air_W_39, M_air_B_39, M_air_WB_39, M_air_BB_39];
Beta_39=[Beta_comp_WO, Beta_comp_W, Beta_comp_B, Beta_comp_WB, Beta_comp_BB];
p=polyfit(M_39, Beta_39, 2)
x1=0.9427:0.0001:1.0267;
y1=polyval(p, x1)
hold on

%% 44000rpm
%% Dry
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/44000rpm')
load punti_mot_20141212_163206_wo_fog.mat
R_pr=P_inlet(7,1)./P_sala(7,1);
Beta_comp_WO=(P_comp(7,1)+1)./P_inlet(7,1);
T_m=(T_comp(7,1)+273.15+T_inlet(7,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^( (gamma-1)./gamma))]);
M_air_WO_44=P_sala(7,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(7,1)+273.15).*gamma.*287);
figure(1)
hold on
plot(M_air_WO_44, Beta_comp_WO, 'b*')

%% White
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Acquisizioni_Ale/Corr/44000rpm')
load punti_mot_20141215_123048_w_fog_5bar.mat
R_pr=P_inlet(4,1)./P_sala(4,1);
Beta_comp_W=(P_comp(4,1)+1)./P_inlet(4,1);
T_m=(T_comp(4,1)+273.15+T_inlet(4,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...

```



```

.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_W_44=P_sala(4,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(4,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_W_44,Beta_comp_W,'y*')
legend('Dry','White','Brown','White-Brown','Brown-Brown')

%% Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/44000rpm')
load punti_mot_20141215_165912_w_fog_brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(21,1)./P_sala(21,1);
Beta_comp_B=(P_comp(21,1)+1)./P_inlet(21,1);
T_m=(T_comp(21,1)+273.15+T_inlet(21,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_B_44=P_sala(21,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(21,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_B_44,Beta_comp_B,'r*')

%% White-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/44000rpm')
load punti_mot_20141223_103900_w_fog_white_brwn_4bar_@5200rpm.mat
R_pr=P_inlet(16,1)./P_sala(16,1);
Beta_comp_WB=(P_comp(16,1)+1)./P_inlet(16,1);
T_m=(T_comp(16,1)+273.15+T_inlet(16,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_WB_44=P_sala(16,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(16,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_WB_44,Beta_comp_WB,'g*')

%% Brown-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/AcquisizioniAle/Corr/44000rpm')
load punti_mot_20141222_172504_w_fog_2brwn_4bar.mat
R_pr=P_inlet(16,1)./P_sala(16,1);
Beta_comp_BB=(P_comp(16,1)+1)./P_inlet(16,1);
T_m=(T_comp(16,1)+273.15+T_inlet(16,1)+273.15)./2;
gamma=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma.^2)./(gamma-1)).*((R_pr)...
.^ (2./gamma)).*[1-((R_pr).^((gamma-1)./gamma))]);
M_air_BB_44=P_sala(16,1).*1e5.*A_eq.*phi...
./sqrt((T_sala(16,1)+273.15).*gamma.*287);
hold on
plot(M_air_BB_44,Beta_comp_BB,'k*')

```

```

M_44=[M_air_WO_44,M_air_W_44,M_air_B_44,M_air_WB_44,M_air_BB_44];
Beta_44=[Beta_comp_WO,Beta_comp_W,Beta_comp_B,Beta_comp_WB,Beta_comp_BB];
p=polyfit(M_44,Beta_44,2)
x1=1.0605:0.0001:1.1623;
y1=polyval(p,x1)
hold on
plot(x1,y1,'-', 'LineWidth',1)

%% Text
%%
txt1 = '\leftarrow 48000rpm';
text(1.33,5.6,txt1)
txt1 = '\leftarrow 44000rpm';
text(1.18,4.5,txt1)
txt1 = '\leftarrow 39000rpm';
text(1.05,3.61,txt1)
txt1 = '\leftarrow 37000rpm';
text(0.94,3.04,txt1)

%% Salvataggio
save('Portata_48','M_air_WO_48','M_air_W_48','M_air_B_48','M_air_WB_48',...
'M_air_BB_48')
save('Portata_44','M_air_WO_44','M_air_W_44','M_air_B_44','M_air_WB_44',...
'M_air_BB_44')
save('Portata_39','M_air_WO_39','M_air_W_39','M_air_B_39','M_air_WB_39',...
'M_air_BB_39')
save('Portata_37','M_air_WO_37','M_air_W_37','M_air_B_37','M_air_WB_37',...
'M_air_BB_37')

%% Portata dati sperimentali
%% Condizioni ambiente
T_amb=288.15-5 %[K]
P_amb=101325 %[Pa]
T_amb_1=15; %[C]
%% Dry
addpath('D:/Ale/Universit/Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141212_163206_wo_fog2.mat
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,3)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
err_WO=P_inlet-P_in1;
R_pr=P_in1./P_sala;
Beta_comp_WO=(P_comp+1)./P_in1;
T_m=(T_comp+273.15+T_inlet+273.15)./2;
gamma_WO=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma_WO.^2)./(gamma_WO-1)).*((R_pr)...

```

```

.^ (2./gamma_WO)) .* [1 - ((R_pr).^ ((gamma_WO-1) ./ gamma_WO))]);
M_air_WO=P_amb.*A_eq.*phi./sqrt((T_amb).*gamma_WO.*287);
figure(2)
grid on
hold on
plot(N_gg,M_air_WO,'b*-')
ylabel('Portata [kg/s]')
xlabel('Numero di giri [rpm]')

%% White
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141215_123048_w_fog_5bar1.mat
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,3)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
err_W=P_inlet-P_in1;
R_pr=P_in1./P_sala;
Beta_comp_W=(P_comp+1) ./ P_in1;
T_m=(T_comp+273.15+T_inlet+273.15) ./ 2;
gamma_W=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma_W.^2) ./ (gamma_W-1)) .* ((R_pr)...
.^ (2./gamma_W)) .* [1 - ((R_pr).^ ((gamma_W-1) ./ gamma_W))]);
M_air_W=P_amb.*0.00732.*phi./sqrt((T_amb).*gamma_W.*287);
plot(N_gg,M_air_W,'y*-')

%% Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141215_165912_w_fog_brwn_4bar1.mat
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,3)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
err_B=P_inlet-P_in1;
R_pr=P_in1./P_sala;
Beta_comp_B=(P_comp+1) ./ P_in1;
T_m=(T_comp+273.15+T_inlet+273.15) ./ 2;
gamma_B=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma_B.^2) ./ (gamma_B-1)) .* ((R_pr)...
.^ (2./gamma_B)) .* [1 - ((R_pr).^ ((gamma_B-1) ./ gamma_B))]);
M_air_B=P_amb.*0.0072.*phi./sqrt((T_amb).*gamma_B.*287);
plot(N_gg,M_air_B,'r*-')

%% White-Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141223_103900_w_fog_white_brwn_4bar_@5200rpm1.mat
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,3)

```

```

x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
err_WB=P_inlet-P_in1;
R_pr=P_in1./P_sala;
Beta_comp_WB=(P_comp+1)./P_in1;
T_m=(T_comp+273.15+T_inlet+273.15)./2;
gamma_WB=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma_WB.^2)./(gamma_WB-1)).*((R_pr)...
.^(2./gamma_WB)).*[1-((R_pr).^(gamma_WB-1)./gamma_WB)]));
M_air_WB=P_amb.*0.00755.*phi./sqrt((T_amb).*gamma_WB.*287);
plot(N_gg,M_air_WB, 'g*-')

%% Brown-Brown
addpath('D:/Ale/Universit/Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141222_172504_w_fog_2brwn_4bar1.mat
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,3);
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
err_B=P_inlet-P_in1;
R_pr=P_in1./P_sala;
Beta_comp_BB=(P_comp+1)./P_in1;
T_m=(T_comp+273.15+T_inlet+273.15)./2;
gamma_BB=Air_Prop(T_m, 'gamma');
phi= sqrt(((2.*gamma_BB.^2)./(gamma_BB-1)).*((R_pr)...
.^(2./gamma_BB)).*[1-((R_pr).^(gamma_BB-1)./gamma_BB)]));
M_air_BB=P_amb.*0.00735.*phi./sqrt((T_amb).*gamma_BB.*287);
plot(N_gg,M_air_BB, 'k*-')

%% Calcolo temperatura uscita compressore
%% Dry
addpath('D:/Ale/Universit/Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141212_163206_wo_fog2.mat
eta_inlet=0.98; %efficienza imbocco
eta_comp=0.902;
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,7);
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
P_in1=P_in1.*1e5;
P_c_out=P_comp*1e5+P_amb;
T_c_out=T_comp+273.15;
T_inlet_WO=(T_amb).*(P_in1./P_amb).^(gamma_WO-1)...
./(gamma_WO)); %calcolo della t inlet considerando la depressione
T_comp_WO_iso=(T_amb).*(P_c_out./(P_in1))...
.^((gamma_WO-1)./(gamma_WO));%temperatura fine compressore isoentropica
eta_comp_WO=(T_amb).*(P_c_out./(P_in1))...
.^((gamma_WO-1)./(gamma_WO)-1))./(T_comp+273.15-T_amb);

```

```

T_comp_WO=((T_amb./(eta_comp)).*(P_c_out./(P_in1))...
.^((gamma_WO-1)./(gamma_WO)));%temperatura TEORICA fine compressore
Delta_T_WO=T_comp+273.15-T_amb; %delta T sperimentale
x=[1:length(Delta_T_WO)]';
p=polyfit(x,Delta_T_WO,2)
x1=[1:length(Delta_T_WO)]';
Delta_T_WO1=polyval(p,x1); %delta T SPERIMENTALE
T_m=(T_c_out+T_inlet_WO)./2;
cp_air=(Air_Prop(T_m,'cp'))*1e3;
Delta_T_WO2=T_comp_WO-T_amb;
x=[1:length(Delta_T_WO2)]';
p=polyfit(x,Delta_T_WO2,2)
x1=[1:length(Delta_T_WO2)]';
Delta_T_WO3=polyval(p,x1);%delta T TEORICO
figure(3)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_WO,Delta_T_WO1,'b*-')
grid on
xlabel('Portata d aria [kg/s]')
ylabel('Delta T')
figure(8)
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_WO,Delta_T_WO3,'-b*')
figure(10)
hold on
plot(M_air_WO,Delta_T_WO3,'*-b')

%% White
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141215_123048_w-fog_5bar1.mat
load Properties_H2O.mat
load Cp_v.mat
eta_comp=0.905;
m_h2o=0.0026;
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,2)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
fields=fieldnames(Prop_H2O);
P_c_out1=P_comp+1; %pressione assoluta [bar]
ki=[interp1(Prop_H2O.(fields{1}),Prop_H2O...
(fields{3}),P_c_out1,'linear')]*1e3 %[J/kg]calore latente vapore
P_in1=P_in1.*1e5;
T_c_out=T_comp+273.15;
T_inlet_W=(T_amb).*(P_in1./P_amb).^((gamma_W-1)./(gamma_W));
T_m=(T_c_out+T_amb)./2;

```

```

cp_air=(Air_Prop(T_m,'cp'))*1e3;
fields=fieldnames(Cp_v);
cp_vap=[interp1(Cp_v.(fields{1}),Cp_v.(fields{2}),T_m,'linear')]*1e3;
cp_medio=(cp_air.*M_air_W+cp_vap.*m_h2o)/(M_air_W+m_h2o);
eta_comp_W=(T_amb./(T_comp+273.15)).*(P_c_out./(P_in1))...
.^((gamma_W-1)/(gamma_W));
T_comp_W=(T_amb./eta_comp).*(P_c_out./(P_in1))...
.^((gamma_W-1)/(gamma_W));
T_comp_W_iso=(T_amb).*(P_c_out./(P_in1))...
.^((gamma_W-1)/(gamma_W));%temp fine compressore reale TEORICA
Delta_T_W=T_comp+273.15-T_amb;%delta T SPERIMENTALE
Delta_T1_W=((m_h2o+M_air_W).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)-m_h2o*ki)...
./((M_air_W+m_h2o).*cp_medio);%TEORICO
Delta_T2_W=(m_h2o.*ki)./...
((m_h2o+M_air_W).*cp_medio);%Delta T acqua
Delta_T3_W=(T_comp_W-T_amb)+Delta_T2_W;%delta T come se fosse dry ...
      (TEORICO)
Awr_W=m_h2o./M_air_W;%rapporto aria acqua
Delta_T4_W=interp1(M_air_W,Delta_T3_W,M_air_WO,'linear')...
-Delta_T_WO3;%delta T nella figura 8 rispetto al caso dry (TEORICO)
m_h2o_W1=m_h2o-((M_air_W.*cp_medio.*Delta_T4_W)./ki)...
./(1-((cp_medio.*Delta_T4_W)./ki));
%portata d'acqua calcolata tenendo conto del delta T
for ii = [1:1:7]
x=m_h2o_W1(ii);
if x<0.001
m_h2o_W1(ii)=0.0026
end
end
ind=find(isnan(m_h2o_W1));
m_h2o_W1(ind)=[0.0026];
m_h2o_W=mean(m_h2o_W1);
Delta_T5_W=((m_h2o_W+M_air_W).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)...
-m_h2o_W.*ki)./((M_air_W+m_h2o_W).*cp_medio);
%Delta T causato dall'acqua non persa (TEORICO)
Delta_T6_W=interp1(M_air_W,Delta_T1_W,M_air_WO(2:7,1),'linear');
Delta_T7_W_iso=((m_h2o_W+M_air_W).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)...
-m_h2o_W.*ki)./((M_air_W+m_h2o_W).*cp_medio);
%delta T isoentropico per il calcolo di eta
eta_comp_W=Delta_T7_W_iso./(T_comp+273.15-T_amb);
%rendimento calcolato considerando anche la vaporizzazione dell'acqua
Beta_comp_W1=interp1(M_air_W,Beta_comp_W,M_air_WO,'linear');
%calcolo del beta_comp prendendo come riferimento la portata dry
phi_W=(Beta_comp_W1.^(gamma_W-1./gamma_W)-1)/(Beta_comp_WO...
^(gamma_WO-1./gamma_WO)-1);%calcolo di un coefficiente
Delta_T_W2=phi_W.*Delta_T_W;%Delta T calcolato considerando lo stesso ...
      beta_comp (sperimentali)
figure(3)

```

```

subplot(1,2,1) %SPERIMENTALE
hold on
plot(M_air_W,Delta_T_W,'y*-')
subplot(1,2,2) %TEORICO
hold on
grid on
plot(M_air_W0,Delta_T_W03,'b*-')
plot(M_air_W,Delta_T1_W,'y*-')
xlabel('Portata aria [kg/s]')
ylabel('Delta T')
figure(8)
subplot(1,2,1)
grid on
hold on
plot(M_air_W,Delta_T2_W,'*-y')
xlabel('Portata aria [kg/s]')
ylabel('Delta T')
subplot(1,2,2) %SPERIMENTALE
grid on
hold on
plot(M_air_W,Delta_T3_W,'*-y')
xlabel('Portata aria [kg/s]')
ylabel('Delta T')
figure(9)
hold on
plot(M_air_W,Awr_W,'*-y')
grid on
xlabel('M_{air}')
ylabel('M_{H2O}/M_{air}')
t=title('Andamento del rapporto H2O/air');
set(t,'FontSize',13);
figure(10)
subplot(1,2,1)
hold on
grid on
plot(M_air_W0,Delta_T_W0,'*-b')
plot(M_air_W,Delta_T_W2,'*-y')
t=title('Sperimentale');
set(t,'FontSize',13);
hold on
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_W0,Delta_T_W03,'*-b')
plot(M_air_W,Delta_T5_W,'*-y') %TEORICO
grid on
xlabel('M_{air}')
ylabel('Delta T')

```

```

t=title('$\displaystyle\ \Delta T\$ con perdite di H2O ...
      ', 'interpreter', 'latex');
set(t, 'FontSize', 13);
figure(11)
grid on
hold on
plot(m_h2o, Delta-T6-W, '*y')
figure(12)
hold on
grid on
plot(m_h2o, Delta-T.W2, '*y*')
figure(5)
subplot(1,2,1)
hold on
grid on
plot(M_air_WO, Delta-T.WO, '*-b')
plot(M_air_W, Delta-T.W, '*-y')
xlabel('M air');
ylabel('Delta T');
t=title('Curve sperimentali');
set(t, 'FontSize', 13);
subplot(1,2,2)
hold on
grid on
plot(M_air_WO, Delta-T.WO, '*-b')
plot(M_air_W, Delta-T.W2, '*-y')
figure(14)
hold on
plot(N_gg, m_h2o.W1, '*-y')
grid on

%% Brown
addpath('D:/Ale/Universit /Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141215_165912_w_fog_brwn_4bar1.mat
load Properties_H2O.mat
eta_comp=0.9051;
m_h2o=0.0065;
Delta-T.WO3=Delta-T.WO3+7;
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x, P_inlet, 7)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p, x1);
fields=fieldnames(Prop_H2O)
P_c_out1=P_comp+1;
ki=[interp1(Prop_H2O.(fields{1}), Prop_H2O.(fields{3}), P_c_out1, 'linear')]...
*1e3 % [kJ/kg]
T_in=T_inlet+273.15;
P_in1=P_in1.*1e5;

```



```

P_c_out=P_comp*1e5+101325;
T_c_out=T_comp+273.15;
T_m=(T_c_out+T_amb)./2;
cp_air=(Air_Prop(T_m, 'cp'))*1e3;
fields=fieldnames(Cp_v);
cp_vap=[interp1(Cp_v.(fields{1}),Cp_v.(fields{2}),T_m, 'linear')]*1e3;
cp_medio=(cp_air.*M_air_B+cp_vap.*m_h2o)./(M_air_B+m_h2o);
T_inlet_B=(T_amb).*(P_in1./P_amb).^( (gamma_B-1)./(gamma_B));
eta_comp_B=(T_amb./(T_comp+273)).*(P_c_out./(P_in1)).^...
((gamma_B-1)./(gamma_B));
T_comp_B=(T_amb./eta_comp).*(P_c_out./(P_in1)).^...
((gamma_B-1)./(gamma_B));
Delta_T_B=T_comp+273.15-T_amb;
Delta_T1_B=(m_h2o+M_air_B).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)-m_h2o*ki)...
./((M_air_B+m_h2o).*cp_medio);
Delta_T2_B=(m_h2o.*ki)./(m_h2o+M_air_B).*cp_medio);
Delta_T3_B=(T_comp_B-T_amb)+Delta_T2_B;
Awr_B=m_h2o./M_air_B;
Delta_T_B_iso=T_comp_B-T_amb;
Delta_T4_B=interp1(M_air_B,Delta_T3_B,M_air_WO, 'linear')-Delta_T_WO3;
m_h2o_B1=m_h2o-((M_air_B.*cp_medio.*Delta_T4_B)./ki)./...
(1-((cp_medio.*Delta_T4_B)./ki));
for ii = [1:1:7]
x=m_h2o_B1(ii);
if x<0.001
m_h2o_B1(ii)=0.0065
end
end
ind=find(isnan(m_h2o_B1));
m_h2o_B1(ind)=[0.0035];
m_h2o_B=mean(m_h2o_B1);
Delta_T5_B=(m_h2o_B+M_air_B).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)-m_h2o_B.*ki)...
./((M_air_B).*1000);
Delta_T6_B=interp1(M_air_B,Delta_T1_B,M_air_WO(2:7,1), 'linear');
Delta_T_sp_B=interp1(M_air_B,T_comp-T_amb_1,M_air_WO(2:7,1), 'linear');
Beta_comp_B1=interp1(M_air_B,Beta_comp_B,M_air_WO, 'linear');
phi_B=(Beta_comp_B1.^(gamma_B-1./gamma_B)-1)./...
(Beta_comp_WO.^(gamma_WO-1./gamma_WO)-1);
Delta_T_B2=phi_B.*Delta_T_B;
figure(3)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T_B, 'r*-')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T1_B, 'r*-')
figure(8)
subplot(1,2,1)

```

```

hold on
plot(M_air_B,Delta_T2_B,'*-r')
xlabel('Portata aria [kg/s]')
ylabel('Delta T')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T3_B,'*-r')
figure(9)
hold on
plot(M_air_B,Awr_B,'*-r')
figure(10)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T_B2,'*-r')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T5_B,'*-r')
figure(11)
hold on
plot(m_h2o,Delta_T6_B,'*r')
figure(12)
hold on
plot(m_h2o,Delta_T_B2,'r*')
figure(5)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T_B,'*-r')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_B,Delta_T_B2,'*-r')
figure(14)
hold on
plot(N_gg,m_h2o_B1,'*-r')
grid on

%% White-Brown
addpath('D:/Ale/Universit/Tesi/Materiale tesi1/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141223_103900_w_fog_white_brwn_4bar_@5200rpm1.mat
load Properties_H2O.mat
m_h2o=0.0112;
eta_comp=0.91;
Delta_T_WO3=Delta_T_WO3+7;
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,7)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
fields=fieldnames(Prop_H2O)
P_c_out1=P_comp+1;

```

```

ki=[interp1(Prop_H2O.(fields{1}),Prop_H2O....
(fields{3}),P_c_out1,'linear')]*1e3
T_in=T_inlet+273.15;
P_in1=P_in1.*1e5;
P_c_out=P_comp*1e5+101325;
T_c_out=T_comp+273.15;
T_m=(T_c_out+T_amb)./2;
cp_air=(Air_Prop(T_m,'cp'))*1e3;
fields=fieldnames(Cp_v);
cp_vap=[interp1(Cp_v.(fields{1}),Cp_v.(fields{2}),T_m,'linear')]*1e3;
cp_medio=(cp_air.*M_air_WB+cp_vap.*m_h2o)/(M_air_WB+m_h2o);
T_inlet_WB=(T_amb).*(P_in1./P_amb).^(gamma_WB-1./gamma_WB);
eta_comp_WB=(T_amb./(T_comp+273.15)).*(P_c_out./(P_in1))...
.^(gamma_WB-1./gamma_WB);
T_comp_WB=(T_amb./eta_comp).*(P_c_out./(P_in1)).^(gamma_WB-1./gamma_WB);
Delta_T_WB=T_comp+273.15-T_amb;
Delta_T1_WB=(m_h2o+M_air_WB).*cp_medio.*(Delta_T_WB3)-m_h2o*ki)...
./(M_air_WB+m_h2o).*cp_medio);
Delta_T2_WB=(m_h2o.*ki)./(m_h2o+M_air_WB).*cp_medio);
Delta_T3_WB=(T_comp_WB-T_amb)+Delta_T2_WB;
Awr_WB=m_h2o./M_air_WB;
Delta_T_WB_iso=T_comp_WB-T_amb;
Delta_T4_WB=interp1(M_air_WB,Delta_T3_WB,M_air_WO,'linear')-Delta_T_WB3;
m_h2o_WB1=m_h2o-((M_air_WB.*cp_medio.*Delta_T4_WB)./ki)...
/(1-((cp_medio.*Delta_T4_WB)./ki));
ind=find(isnan(m_h2o_WB1));
m_h2o_WB1(ind)=[0.0050];
m_h2o_WB=mean(m_h2o_WB1);
Delta_T5_WB=((M_air_WB).*1000.*(Delta_T_WB3)-m_h2o_WB.*ki)...
./((M_air_WB+m_h2o).*1020);
Delta_T6_WB=interp1(M_air_WB,Delta_T1_WB,M_air_WO(2:7,1),'linear');
Delta_T_sp_WB=interp1(M_air_WB,T_comp-T_amb_1,M_air_WO(2:7,1),'linear');
Beta_comp_WB1=interp1(M_air_WB,Beta_comp_WB,M_air_WO,'linear');
phi_WB=(Beta_comp_WB1.^(gamma_WB-1./gamma_WB)-1)...
/(Beta_comp_WO.^(gamma_WO-1./gamma_WO)-1);
Delta_T_WB2=phi_WB.*Delta_T_WB;
figure(3)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T_WB,'g*-')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T1_WB,'g*-')
figure(8)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T2_WB,'*-g')
subplot(1,2,2)

```

```

hold on
plot(M_air_WB,Delta_T3_WB,'*-g')
figure(9)
hold on
plot(M_air_WB,Awr_WB,'*-g')
figure(10)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T_WB2,'*-g')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T5_WB,'*-g')
figure(11)
hold on
plot(m_h2o,Delta_T6_WB,'*g')
figure(12)
hold on
plot(m_h2o,Delta_T_WB2,'g*')
figure(5)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T_WB,'*-g')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M_air_WB,Delta_T_WB2,'*-g')
figure(14)
hold on
plot(N_gg,m_h2o_WB1,'*-g')
grid on

%% Brown-Brown
addpath('D:/Ale/Universit/Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load punti_mot_20141222_172504_w_fog_2brwn_4bar1.mat
load Properties_H2O.mat
m_h2o=0.0098;
eta_comp=0.9068;
Delta_T_WO3=Delta_T_WO3+2;
x=[1:length(P_inlet)]';
p=polyfit(x,P_inlet,7)
x1=[1:length(P_inlet)]';
P_in1=polyval(p,x1);
fields=fieldnames(Prop_H2O)
P_c_out1=P_comp+1;
ki=[interp1(Prop_H2O.(fields{1}),Prop_H2O.....
(fields{3}),P_c_out1,'linear')]*1e3
T_in=T_inlet+273.15;
P_in1=P_in1.*1e5;
P_c_out=P_comp*1e5+101325;

```

```

T_c_out=T_comp+273.15;
T_m=(T_c_out+T_amb)./2;
cp_air=(Air_Prop(T_m,'cp'))*1e3;
fields=fieldnames(Cp_v);
cp_vap=[interp1(Cp_v.(fields{1}),Cp_v.(fields{2}),T_m,'linear')]*1e3;
cp_medio=(cp_air.*M_air_BB+cp_vap.*m_h2o)/(M_air_BB+m_h2o);
T_inlet_BB=(T_amb).*(P_in1./P_amb).^((gamma_BB-1)/(gamma_BB));
eta_comp_BB=(T_amb./(T_comp+273.13)).*(P_c_out./(P_in1))....
.^((gamma_BB-1)/(gamma_BB));
T_comp_BB=(T_amb./eta_comp).*(P_c_out./(P_in1)).^((gamma_BB-1)/(gamma_BB));
Delta_T_BB=T_comp+273.15-T_amb;
Delta_T1_BB=((m_h2o+M_air_BB).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)-m_h2o*ki)...
./(M_air_BB+m_h2o).*cp_medio);
Delta_T2_BB=(m_h2o.*ki)/((m_h2o+M_air_BB).*cp_medio);
Delta_T3_BB=(T_comp_BB-T_amb)+Delta_T2_BB;
Awr_BB=m_h2o./M_air_BB;
Delta_T_BB_iso=T_comp+273.15-T_amb;
Delta_T4_BB=[interp1(M_air_BB,Delta_T3_BB,M_air_WO,'linear')]-Delta_T_WO3;
ind=find(isnan(Delta_T4_BB));
Delta_T4_BB(ind)=[45];
m_h2o_BB1=m_h2o-((M_air_BB.*cp_medio.*Delta_T4_BB)./ki)...
./(1-((cp_medio.*Delta_T4_BB)./ki));
for ii = [1:1:7]
x=m_h2o_BB1(ii);
if x<0.001
m_h2o_BB1(ii)=0.0047
end
end
ind=find(isnan(m_h2o_BB1));
m_h2o_BB(ind)=[0.0047];
m_h2o_BB=mean(m_h2o_BB1);
Delta_T5_BB=((m_h2o_BB+M_air_BB).*cp_medio.*(Delta_T_WO3)-m_h2o_BB.*ki)...
./(M_air_BB+m_h2o_BB).*cp_medio);
Delta_T6_BB=interp1(M_air_BB,Delta_T1_BB,M_air_WO(2:7,1),'linear');
Delta_T_sp_BB=interp1(M_air_BB,T_comp-T_amb_1,M_air_WO(2:7,1),'linear');
Beta_comp_BB1=interp1(M_air_BB,Beta_comp_BB,M_air_WO,'linear');
phi_BB=(Beta_comp_BB1.^(gamma_BB-1./gamma_BB)-1)/(Beta_comp_WO...
.^((gamma_WO-1./gamma_WO)-1));
Delta_T_BB2=phi_BB.*Delta_T_BB;
figure(3)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M_air_BB,Delta_T_BB,'k*-')
legend('Dry','White','Brown','White-Brown','Brown-Brown')
t=title('Curve sperimentali');
set(t,'FontSize',13);
subplot(1,2,2)
hold on

```

```

plot(M.air_BB,Delta_T1_BB,'k*-')
legend('Dry','White','Brown','White-Brown','Brown-Brown')
t=title('Delta T teorico');
set(t,'FontSize',13);
figure(8)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M.air_BB,Delta_T2_BB,'*-k')
xlabel('$\displaystyle\dot{m} \ [kg/s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle\Delta T_{H2O}$', 'interpreter','latex')
t=title('Delta T H2O');
set(t,'FontSize',13);
legend('White','Brown','White-Brown','Brown-Brown')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M.air_BB,Delta_T3_BB,'*-k')
xlabel('$\displaystyle\dot{m} \ [kg/s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle\Delta T_{dry}$', 'interpreter','latex')
t=title('Senza H2O');
set(t,'FontSize',13);
figure(9)
hold on
plot(M.air_BB,Awr_BB,'*-k')
figure(10)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M.air_BB,Delta_T_BB2,'*-k')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M.air_BB,Delta_T5_BB,'*-k')
figure(5)
subplot(1,2,1)
hold on
plot(M.air_BB,Delta_T_BB,'*-k')
subplot(1,2,2)
hold on
plot(M.air_BB,Delta_T_BB2,'*-k')
xlabel('M air');
ylabel('Delta T');
t=title('Considerando lo stesso beta (SP)');
set(t,'FontSize',13);
figure(14)
hold on
plot(N_gg,m_h2o_BB1,'*-k')
grid on
xlabel('N-{gg}');
ylabel('m-{h2o}');
t=title('m-{h2o} funzione dei giri');

```

```

set(t,'FontSize',13);
legend('White','Brown','White-Brown','Brown.Brown')
figure(12)
hold on
plot(m_h2o,Delta_T_BB2,'k*')
xlabel('$\displaystyle\dot{m}_{H2O}$ [kg/s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle\Delta T$', 'interpreter','latex')
legend('White','Brown','White-Brown','Brown.Brown')
%% Delta T in funzione di m_h20 con portata d'aria fissata
%%
figure(11)
hold on
plot(m_h2o,Delta_T6_BB,'*k')
axis([0.0026 0.012 50 300])
x=linspace(0.0026,0.012,7);
z=linspace(0.0065,0.0065,7);
r=linspace(0.0112,0.0112,7);
q=linspace(0.0098,0.0098,7);
XZ=[x;z;q;r]';
hold on
Delta_T6=[Delta_T6_W Delta_T6_B Delta_T6_WB Delta_T6_BB];
Delta_T_sp=[Delta_T_W2 Delta_T_B2 Delta_T_WB2 Delta_T_BB2];
Delta_T5=[Delta_T5_W Delta_T5_B Delta_T5_WB Delta_T5_BB];

%XZ matrice con portate d'acqua senza perdite
p=polyfit(XZ(1,:),Delta_T6(1,:),2)
p1=polyfit(XZ(1,:),Delta_T6(2,:),2)
p2=polyfit(XZ(1,:),Delta_T6(3,:),2)
p3=polyfit(XZ(1,:),Delta_T6(4,:),2)
p4=polyfit(XZ(1,:),Delta_T6(5,:),2)
p5=polyfit(XZ(1,:),Delta_T6(6,:),2)
x=[0.0026:0.0001:0.0112];
x1=polyval(p,x)
x2=polyval(p1,x)
x3=polyval(p2,x)
x4=polyval(p3,x)
x5=polyval(p4,x)
x6=polyval(p5,x)
plot(x,x1,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x2,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x3,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x4,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x5,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x6,'-b','LineWidth',2)
xlabel('$\displaystyle\dot{m}_{H2O}$ [kg/s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle\Delta T$', 'interpreter','latex')
plot(XZ(1,1:4),Delta_T6(1,1:4))
plot(XZ(2,1:4),Delta_T6(2,1:4))

```

```

plot(XZ(3,1:4),Delta_T6(3,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T6(4,1:4))
plot(XZ(5,1:4),Delta_T6(5,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T6(6,1:4))
title('teoriche-senza perdite')
figure(12)
%YZ matrice con portate d'aria
v2=linspace(1.3474,1.3474,4);
z2=linspace(1.2082,1.2082,4);
q2=linspace(1.0679,1.0679,4);
r2=linspace(0.9294,0.9294,4);
s2=linspace(0.7931,0.7931,4);
t2=linspace(0.6556,0.6556,4);
u2=linspace(0,0,4);
YZ=[v2;z2;q2;r2;s2;t2]
figure(16)
hold on
grid on
[x,y]=meshgrid(0:0.1:1.4,0:0.1:250)
surf(XZ(2:7,1:4),Delta_T_sp(2:7,1:4),YZ)
p=polyfit(XZ(1,:),Delta_T_sp(2,:),2)
p1=polyfit(XZ(1,:),Delta_T_sp(3,:),2)
p2=polyfit(XZ(1,:),Delta_T_sp(4,:),2)
p3=polyfit(XZ(1,:),Delta_T_sp(5,:),2)
p4=polyfit(XZ(1,:),Delta_T_sp(6,:),2)
p5=polyfit(XZ(1,:),Delta_T_sp(7,:),2)
x=[0.0026:0.0001:0.0112];
x1=polyval(p,x)
x2=polyval(p1,x)
x3=polyval(p2,x)
x4=polyval(p3,x)
x5=polyval(p4,x)
x6=polyval(p5,x)
figure(17)
hold on
plot(x,x1,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x2,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x3,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x4,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x5,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x6,'-b','LineWidth',2)
hold on
plot(m_h2o_BB,Delta_T_BB2,'k*')
hold on
grid on
plot(XZ(2,1:4),Delta_T_sp(2,1:4))
plot(XZ(3,1:4),Delta_T_sp(3,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T_sp(4,1:4))

```



```

plot(XZ(5,1:4),Delta_T_sp(5,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T_sp(6,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T_sp(7,1:4))
title('sperimentali')
txt1 = '1.3474[kg/s]';
text(0.0150,210.4,txt1)
txt1 = '1.2082[kg/s]';
text(0.0150,189.19,txt1)
txt1 = '1.0679[kg/s]';
text(0.0150,160.9,txt1)
txt1 = '0.9294[kg/s]';
text(0.0150,139.7,txt1)
txt1 = '0.7931[kg/s]';
text(0.0150,120.9,txt1)
txt1 = '0.6556[kg/s]';
text(0.0150,91.66,txt1)
figure(13)
%XZ1 matrice portate d'acqua con perdite
x1=linspace(0.0021,0.0021,6);
z1=linspace(0.0027,0.0027,6);
q1=linspace(0.0043,0.0043,6);
r1=linspace(0.0030,0.0030,6);
XZ1=[x1;z1;q1;r1]';
p=polyfit(XZ(1,:),Delta_T5(2,:),2)
p1=polyfit(XZ(1,:),Delta_T5(3,:),2)
p2=polyfit(XZ(1,:),Delta_T5(4,:),2)
p3=polyfit(XZ(1,:),Delta_T5(5,:),2)
p4=polyfit(XZ(1,:),Delta_T5(6,:),2)
p5=polyfit(XZ(1,:),Delta_T5(7,:),2)
x=[0.0026:0.0001:0.0112];
x1=polyval(p,x)
x2=polyval(p1,x)
x3=polyval(p2,x)
x4=polyval(p3,x)
x5=polyval(p4,x)
x6=polyval(p5,x)
hold on
plot(x,x1,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x2,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x3,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x4,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x5,'-b','LineWidth',2)
plot(x,x6,'-b','LineWidth',2)
hold on
plot(XZ(2,1:4),Delta_T5(2,1:4))
plot(XZ(3,1:4),Delta_T5(3,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T5(4,1:4))
plot(XZ(5,1:4),Delta_T5(5,1:4))

```

```

plot(XZ(4,1:4),Delta_T5(6,1:4))
plot(XZ(4,1:4),Delta_T5(7,1:4))
grid on

title('teoriche con perdite')

%% Delta T in funzione di M H2O
%%
addpath('D:/Ale/Universit/Tesi/Materiale tesil/Acquisizioni GR')
load Coef_fit_calc.mat
load Coef_fit_sp.mat

x=[0.5:0.1:1.4]; %vettore portata aria
Y=[Dry_fit.coeff(1,1)*x+Dry_fit.coeff(1,2)]; %punto y corrispondente
Y1=[White_fit.coeff(1,1)*x+White_fit.coeff(1,2)];
Y2=[Brown_fit.coeff(1,1)*x+Brown_fit.coeff(1,2)];
Y3=[White_Brown_fit.coeff(1,1)*x+White_Brown_fit.coeff(1,2)];
Y4=[Brown_Brown_fit.coeff(1,1)*x+Brown_Brown_fit.coeff(1,2)];
X1=(Y-Y1)';
X2=(Y-Y2)';
X3=(Y-Y3)';
X4=(Y-Y4)';
m.h2o=[0.0026 0.0065 0.0098 0.0112];
Delta_T=[6.8 16.8 21.6 25.93];
figure(4)
p=polyfit(m.h2o,Delta_T,2);
x=[0.004:0.001:0.0150];
Delta_T1=polyval(p,x);
plot(x,Delta_T1,'*-r')
grid on
x=[0.5:.1:1.4];
Y=[Dry_fit.s.coeff(1,1)*x+Dry_fit.s.coeff(1,2)];
Y1=[White_fit.s.coeff(1,1)*x+White_fit.s.coeff(1,2)]
Y2=[Brown_fit.s.coeff(1,1)*x+Brown_fit.s.coeff(1,2)];
Y3=[White_Brown_fit.s.coeff(1,1)*x+White_Brown_fit.s.coeff(1,2)];
Y4=[Brown_Brown_fit.s.coeff(1,1)*x+Brown_Brown_fit.s.coeff(1,2)];
X1=(Y-Y1)';
X2=(Y-Y2)';
X3=(Y-Y3)';
X4=(Y-Y4)';
m.h2o=[0.0026 0.0065 0.0098 0.0112];
Delta_T=[4.9 5.05 2.65 0.79];
p=polyfit(m.h2o,Delta_T,2);
x=[0.004:0.001:0.0150];
Delta_T1=polyval(p,x);
figure(4)
hold on
plot(x,Delta_T1,'*-b')

```

```

grid on
legend('Teorica','Sperimentale')
xlabel('M H2O [kg/s]')
ylabel('Delta T')
t=title('$\displaystyle \dot{m}_{H2O}=f(\Delta T)$ ...
','interpreter','latex');
set(t,'FontSize',13);

%% Delta T in funzione di M H2O (sperimentale–stesso beta) [mesh]
%%
m_H_W=[0.0045 0.0045 0.0045 0.0045 0.0045 0.0045 0.0045];
m_H_B=[0.0073 0.0073 0.0073 0.0073 0.0073 0.0073 0.0073];
m_H_WB=[0.0115 0.0115 0.0115 0.0115 0.0115 0.0115 0.0115];
m_H_BB=[0.0147 0.0147 0.0147 0.0147 0.0147 0.0147 0.0147];
Delta_T_W3=Delta_T_W01-interp1(M_air_W,Delta_T_W2,M_air_WO,'linear');
Delta_T_B3=Delta_T_W01-interp1(M_air_B,Delta_T_B2,M_air_WO,'linear');
Delta_T_WB3=Delta_T_W01-interp1(M_air_WB,Delta_T_WB2,M_air_WO,'linear');
Delta_T_BB3=Delta_T_W01-interp1(M_air_BB,Delta_T_BB2,M_air_WO,'linear');
X=[M_air_W M_air_B M_air_WB M_air_BB];
Z=[Delta_T_W3 Delta_T_B3 Delta_T_WB3 Delta_T_BB3];
Y=[m_H_W; m_H_B; m_H_WB; m_H_BB]';
figure(6)
hold on
grid on
[x,y]=meshgrid(0:0.1:1.4,0:0.1:250)
mesh(X,Y,Z)
xlabel('M air');
ylabel('M H2O');
zlabel('Delta T');
t=title('Sperimentale stesso beta');
set(t,'FontSize',13);

%% Delta T in funzione di M H2O (teorico) [mesh]
%%
Delta_T_W3=Delta_T_W01-interp1(M_air_W,Delta_T1_W,M_air_WO,'linear');
Delta_T_B3=Delta_T_W01-interp1(M_air_B,Delta_T1_B,M_air_WO,'linear');
Delta_T_WB3=Delta_T_W01-interp1(M_air_WB,Delta_T1_WB,M_air_WO,'linear');
Delta_T_BB3=Delta_T_W01-interp1(M_air_BB,Delta_T1_BB,M_air_WO,'linear');
X=[M_air_W M_air_B M_air_WB M_air_BB];
Z=[Delta_T_W3 Delta_T_B3 Delta_T_WB3 Delta_T_BB3];
Y=[m_H_W; m_H_B; m_H_WB; m_H_BB]';
figure(7)
hold on
grid on
[x,y]=meshgrid(0:0.1:1.4,0:0.1:250)
mesh(X,Y,Z)
xlabel('M air');
ylabel('M H2O');

```

```

xlabel('Delta T');
t=title('Teorico');
set(t, 'FontSize', 13);
%% Visualizzazione valori portate d'acqua
%%
disp(num2str(m_h2o_W, '- Portata H2O White[kg/s]: %.4f'));
disp(num2str(m_h2o_B, '- Portata H2O Brown[kg/s]: %.4f'));
disp(num2str(m_h2o_WB, '- Portata H2O White-Brown[kg/s]: %.4f'));
disp(num2str(m_h2o_BB, '- Portata H2O Brown-Brown[kg/s]: %.4f'));

clc
clear all
close all
%CARICAMENTO MAPPE SIMULINK

Mappa_cp=load('Map_Cp.mat')
Mappa_gamma=load('Map_gamma.mat')
Mappa_P_inlet=load('Map_P_inlet')
Mappa_P_comp=load('Map_P_comp')
Mappa_ki=load('Map_ki')
Mappa_m_c_in=load('Map_m_c_in')
Mappa_P_cc_in=load('Map_P_cc_in')
Mappa_Beta_1=load('Map_Beta_1')
Mappa_m_in_out=load('Map_m_in_out')

dati=load('20141212_163206_wo_fog.mat')
sample=(0:0.02:140);
%scarto parametri
%N_gg
N_gg=dati.Banco.N_gg;
N_gg=N_gg(4500:20000);
N_gg1=N_gg(1:6100);
N_gg2=N_gg(8200:9100);
N_gg=[N_gg1;N_gg2];

%Beta
Beta=dati.Banco.P_comp./dati.Banco.P_inlet;
Beta=Beta(4500:20000);
Beta1=Beta(1:6100);
Beta2=Beta(8200:9100);
Beta_comp1=[Beta1;Beta2];
%M_air
M_air=((dati.Banco.Lambda.*14.7).*(dati.Banco.W_fuel./3600));
M_air=M_air(4500:20000);
M_air1=M_air(1:6100);
M_air2=M_air(8200:9100);
W_air1=[M_air1;M_air2]

```

```

%P_comp
P_comp=dati.Banco.P_comp
P_comp=P_comp(4500:20000);
P_comp1=P_comp(1:6100);
P_comp2=P_comp(8200:9100);
P_comp=[P_comp1;P_comp2];
P_comp=P_comp.*100000;

%P_inlet
P_inlet=dati.Banco.P_inlet
P_inlet=P_inlet(4500:20000);
P_inlet1=P_inlet(1:6100);
P_inlet2=P_inlet(8200:9100);
P_inlet=[P_inlet1;P_inlet2];
P_inlet=P_inlet.*100000;
%
figure(1)
grid on
hold on
plot(W_air1,Beta_comp1,'b.')
p=polyfit(W_air1,Beta_comp1,3)
x1=W_air1(1):.0001:W_air1(7001);
y1=polyval(p,x1)
Beta_comp=y1';
W_air=x1';
plot(x1,y1,'-r','LineWidth',2)
xlabel('$\displaystyle\dot{m} \ [kg/s]$', 'interpreter', 'latex')
ylabel('$\displaystyle\beta$', 'interpreter', 'latex')
legend('Sperimentali', 'Fitting')
axis([0.6 1.2 0.6 4])

figure(2)
subplot(2,2,1)
plot(N_gg)
grid on
ylabel('Giri motore')
subplot(2,2,2)
plot(P_comp)
grid on
ylabel('P c out')
subplot(2,2,3)
plot(Beta_comp1)
grid on
ylabel('Beta')
subplot(2,2,4)
plot(W_air1)
grid on
ylabel('Portata aria')

```

```

%%
%Wet
%Calcolo delta T
Delta_T=dati.Banco.T_comp-dati.Banco.T_sala;

%Scarto parametri
Delta_T=Delta_T(4500:20000);
Delta_T1=Delta_T(1:6100);
Delta_T2=Delta_T(8200:9100);
Delta_T=[Delta_T1;Delta_T2];

figure(3)
plot(sample,Delta_T)
hold on
plot(sample,Delta_T_Sim,'r')
grid on
legend('Sperimentale','Simulink')
xlabel('$\displaystyle Time [s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle \Delta \ T [K]$', 'interpreter','latex')

figure(4)
plot(sample,P_inlet)
hold on
plot(sample,P_inlet_Sim,'r')
grid on
legend('Sperimentale','Simulink')
xlabel('$\displaystyle Time [s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle P_{inlet} \ [Pa]$', 'interpreter','latex')

figure(5)
plot(sample,W_air1)
hold on
plot(sample,M_air_Sim,'r')
grid on
legend('Sperimentale','Simulink')
xlabel('$\displaystyle Time [s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle \dot{m}_{air} \ $', 'interpreter','latex')

%%Calcolo errore percentuale
%%Delta T
err=abs(((Delta_T-Delta_T_Sim)./Delta_T).*100);
figure(6)
plot(sample,err,'b')
grid on
legend('Errore percentuale')
xlabel('$\displaystyle Time [s]$', 'interpreter','latex')
ylabel('$\displaystyle err \ \%$', 'interpreter','latex')

```

```
axis([0 140 0 20])

%Pressione
err=abs((P_inlet-P_inlet_Sim)./P_inlet).*100);
figure(7)
plot(sample,err,'b')
grid on
legend('Errore percentuale')
xlabel('$\displaystyle Time [s]$', 'interpreter', 'latex')
ylabel('$\displaystyle err \ \%$', 'interpreter', 'latex')

%Portata massica
err=abs((W_air1-M_air_Sim)./W_air1).*100);
figure(8)
plot(sample,err,'b')
grid on
legend('Errore percentuale')
xlabel('$\displaystyle Time [s]$', 'interpreter', 'latex')
ylabel('$\displaystyle err \ \%$', 'interpreter', 'latex')
```


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] *Manuale d'impiego e manutenzione del turbomotore Allison 250 C20, C20b, C20f, C20J*.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] David L. Dagget, *Water Misting and Injection of Commercial Aircraft Engines to Reduce Airport NO_x*, NASA Glenn Research Center, 2004.
- [7] Ernesto Benini, *Reduction of NO_x emissions in a turbojet combustor by direct water steam injection: Numerical and experimental assessment*, Department of Mechanical Engineering, University of Padova, 2008.
- [8] 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.
- [9] Klaus Brun, *Gas turbine life limiting effects of inlet and interstage water injection*, Mechanical and Materials Engineering Division San Antonio, Texas, 2005.
- [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.
- [11] Eshwarprasad Thirunavukarasu, *Modeling and simulation of a dynamic gas turbine system in a virtual test bed environment*, Degree of Master of Science on Mechanical Engineering, College of Engineering and Computing, University of South Carolina, 2013.

- [12] Giovanni Lozza, *Turbine a gas e cicli combinati*, 2° ed., Esculapio editore, Bologna, 2006.
- [13] HHH Saravanamuttoo, GFC Rogers, H Cohen, PV Straznicky, *Gas turbine theory*, 6° ed., Pearson Education Limited, Edinburgh Gat , 2009.