

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

**Realizzazione di un simulatore di  
propulsore aerospaziale Real-Time  
Avanzato**



**Relatore:**

prof. Michele Ferlauto

**Candidato:**

Umberto Antonio Rammazzo

Dicembre 2018

# Sommario

Lo scopo del presente lavoro è quello di creare un simulatore real time avanzato per due configurazioni di turbogetto: semplice e bialbero. Il codice che ne deriva, essendo molto veloce e leggero, può essere utilizzato per simulatori di volo o per i sistemi diagnostici del motore in modo da valutare in tempo reale eventuali problemi che il motore può riscontrare durante la sua vita operativa ed applicare correzioni; infatti passando da una condizione di equilibrio all'altra esso permette di ricavare tutti i parametri prestazionali del motore e come essi siano variati durante tutto il transitorio. Il codice viene definito avanzato in quanto esso non ottiene soluzioni basandosi su dati sperimentali ma risolvendo equazioni analitiche così da ricavare le prestazioni fuori progetto del motore.

# Indice

|  |    |
|--|----|
| <b>Sommario</b>  | II |
| <b>1 Introduzione</b>                                      | 1  |
| <b>2 Cenni Teorici</b>                                     | 3  |
| 2.1 Il motore turbogetto . . . . .                         | 3  |
| 2.2 Presa . . . . .  | 4  |
| 2.3 Compressore . . . . .                                  | 5  |
| 2.4 Combustore . . . . .                                   | 6  |
| 2.5 Turbina . . . . .                                      | 6  |
| 2.6 Ugello di scarico . . . . .                            | 8  |
| 2.7 Il motore J-85 . . . . .                               | 8  |
| 2.8 Modello dinamico di un motore . . . . .                | 9  |
| <b>3 Modello Turbogetto Monoalbero</b>                     | 11 |
| 3.1 Condizioni Ambiente . . . . .                          | 11 |
| 3.2 On Design Turbogetto Monoalbero . . . . .              | 12 |
| 3.2.1 Risultati On Design Turbogetto Monoalbero . . . . .  | 16 |
| 3.3 Off Design Turbogetto Monoalbero . . . . .             | 16 |
| 3.3.1 Estrapolazione mappe compressore e turbina . . . . . | 16 |
| 3.3.2 Off-Design Code . . . . .                            | 17 |
| 3.4 Matrix Inversion Method (MI Method) . . . . .          | 19 |
| 3.4.1 Risultati . . . . .                                  | 23 |
| 3.4.2 Manetta 1: step . . . . .                            | 24 |
| 3.4.3 Manetta 2: rampa . . . . .                           | 26 |
| 3.4.4 Manetta 3 . . . . .                                  | 28 |
| 3.5 Intercomponent Volume Method(ICV Method) . . . . .     | 29 |
| 3.5.1 Risultati . . . . .                                  | 37 |
| 3.5.2 Manetta 1: step . . . . .                            | 38 |
| 3.5.3 Manetta 2: rampa . . . . .                           | 39 |
| 3.5.4 Manetta 3 . . . . .                                  | 40 |
| 3.6 Confronto tra i due metodi . . . . .                   | 41 |

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| <b>4</b> | <b>Modello Turbogetto Bialbero</b>                | <b>45</b> |
| 4.1      | On Design . . . . .                               | 45        |
| 4.1.1    | Risultati On Design Turbogetto Bialbero . . . . . | 49        |
| 4.2      | Off Design . . . . .                              | 50        |
| 4.2.1    | Risultati . . . . .                               | 53        |
| 4.2.2    | Manetta 1: step . . . . .                         | 54        |
| 4.2.3    | Manetta 2: rampa . . . . .                        | 55        |
| 4.2.4    | Manetta 3 . . . . .                               | 57        |
| <b>5</b> | <b>Simulatore Real Time Avanzato</b>              | <b>59</b> |
| 5.1      | Timing simulatore . . . . .                       | 59        |
| 5.2      | Sincronizzazione del simulatore . . . . .         | 61        |
| 5.3      | Costo computazionale . . . . .                    | 62        |
| <b>6</b> | <b>Interfacciamento seriale con Arduino</b>       | <b>65</b> |
| <b>7</b> | <b>Conclusioni e Sviluppi Futuri</b>              | <b>69</b> |
|          | <b>Riferimenti bibliografici</b>                  | <b>70</b> |

# Elenco delle figure

|      |   |    |
|------|---|----|
| 2.1  | Modello Turbogetto Monoalbero . . . . .   | 3  |
| 2.2  | Ciclo termodinamico turbogetto . . . . .  | 4  |
| 2.3  | Il turbogetto semplice . . . . .  | 5  |
| 2.4  | Schematizzazione di un compressore assiale . . . . .  | 6  |
| 2.5  | Schematizzazione di un combustore . . . . .   | 7  |
| 2.6  | General Electric J-85 . . . . .   | 9  |
|      |   |    |
| 3.1  | Mapa del compressore con Beta-Lines . . . . .   | 17 |
| 3.2  | Flow Chart Matrix Inversion Method [1] . . . . .  | 18 |
| 3.3  | Working line turbogetto monoalbero . . . . .  | 23 |
| 3.4  | Numero di giri per una variazione a gradino di flusso combustibile con MI-method . . . . .            | 24 |
| 3.5  | Rapporto di compressione per una variazione a gradino di flusso combustibile con MI-method . . . . .  | 24 |
| 3.6  | Numero di giri per una variazione a rampa del flusso combustibile con MI-method . . . . .             | 26 |
| 3.7  | Rapporto di compressione per una variazione a rampa del flusso combustibile con MI-method . . . . .   | 26 |
| 3.8  | Numero di giri al variare della manetta con MI-method . . . . .                                       | 28 |
| 3.9  | Rapporto di compressione al variare della manetta con MI-method . . . . .                             | 28 |
| 3.10 | Aero-thermal real time transient model for two spool turbojet (Walsh,Philip 2004) [7] . . . . .       | 30 |
| 3.11 | Rappresentazione del componente [3] . . . . .   | 33 |
| 3.12 | Working Line compressore ICV-Method . . . . .   | 37 |
| 3.13 | Numero di giri per una variazione a gradino di flusso combustibile con ICV-method . . . . .           | 38 |
| 3.14 | Rapporto di compressione per una variazione a gradino di flusso combustibile con ICV-method . . . . . | 38 |
| 3.15 | Numero di giri per una variazione a rampa del flusso combustibile con ICV method . . . . .            | 39 |
| 3.16 | Rapporto di compressione per una variazione a rampa del flusso combustibile con ICV-method . . . . .  | 39 |
| 3.17 | Andamento del numero di giri al variare della manetta con ICV-method . . . . .                        | 40 |
| 3.18 | Rapporto di compressione al variare della manetta ICV-method . . . . .                                | 40 |

|      |   |    |
|------|---|----|
| 3.19 | Confronto rapporto di compressione per una funzione a gradino . . . . .                           | 41 |
| 3.20 | Confronto numero di giri per una funzione a gradino . . . . .                                     | 41 |
| 3.21 | Confronto rapporto di compressione per una funzione rampa . . . . .                               | 42 |
| 3.22 | Confronto numero di giri per una funzione rampa . . . . .   | 43 |
| 3.23 | Confronto rapporto di compressione per una manetta . . . . .                                      | 43 |
| 3.24 | Confronto numero di giri per una manetta . . . . .  | 44 |
|      |   |    |
| 4.1  | Schema turbogetto monalbero per ICV-Method [3] . . . . .  | 51 |
| 4.2  | Working Line compressore bassa pressione turbogetto bialbero . . . . .                            | 53 |
| 4.3  | Rapporto di compressione di un Bialbero per uno step . . . . .                                    | 54 |
| 4.4  | Rapporti di compressione dei due compressori per uno step . . . . .                               | 54 |
| 4.5  | Numero di giri dei due alberi per uno step . . . . .  | 55 |
| 4.6  | Rapporto di compressione del compressore di bassa per una rampa . . . . .                         | 55 |
| 4.7  | Rapporti di compressione per compressore di alta e di bassa in risposta ad<br>una rampa . . . . . | 56 |
| 4.8  | Numero di giri dei due alberi in risposta ad una rampa . . . . .                                  | 56 |
| 4.9  | Rapporto di compressione di compressore di alta e di bassa per una manetta                        | 57 |
| 4.10 | Rapporti di compressione dei due compressori per una manetta . . . . .                            | 57 |
| 4.11 | Numero di giri dei due alberi per una manetta . . . . .   | 58 |
|      |   |    |
| 5.1  | Sincronizzazione Simulatore Monoalbero . . . . .  | 62 |
| 5.2  | Sincronizzazione Simulatore Bialbero . . . . .  | 62 |
| 5.3  | Costo computazionale monalbero . . . . .  | 63 |
| 5.4  | Costo computazionale monoalbero zoom . . . . .  | 63 |
|      |   |    |
| 6.1  | Arduino UNO . . . . .   | 65 |
| 6.2  | Sensore LM35 . . . . .  | 66 |
| 6.3  | Collegamento sensore LM35 a Arduino UNO . . . . .   | 66 |
| 6.4  | Collegamento potenziometro ad Arduino . . . . .   | 67 |
| 6.5  | Circuito Arduino-Sensori . . . . .  | 67 |
| 6.6  | Collegamento intero circuito con Raspberry PI3+ . . . . .   | 68 |

# Elenco delle tabelle

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 2.1 | Dimensione Motore GE J-85 . . . . .                                      | 8  |
| 3.1 | Parametri On Design turbogetto monoalbero . . . . .                      | 16 |
| 3.2 | On Design di ogni stazione . . . . .                                     | 16 |
| 3.3 | Prestazioni On Design monoalbero . . . . .                               | 16 |
| 3.4 | Condizione di Idle con MI-Method per un turbogetto monoalbero . . . . .  | 23 |
| 3.5 | Grandezze di Input compressore . . . . .                                 | 34 |
| 3.6 | Grandezze di Output compressore . . . . .                                | 34 |
| 3.7 | Condizione di Idle con ICV-Method per un turbogetto monoalbero . . . . . | 37 |
| 4.1 | Parametri On Design Turbogetto Bialbero . . . . .                        | 49 |
| 4.2 | Prestazioni On Design Turbogetto Bialbero . . . . .                      | 50 |
| 5.1 | Specifiche tecniche calcolatore . . . . .                                | 59 |
| 5.2 | Timing simulatore con MI-Method turbogetto monoalbero . . . . .          | 60 |
| 5.3 | Timing simulatore con ICV-Method turbogetto monoalbero . . . . .         | 60 |
| 5.4 | Specifiche tecniche Raspberry Pi3 B+ . . . . .                           | 60 |
| 5.5 | Timing simulatore MI-Method con l'uso di Raspberry Pi3 B+ . . . . .      | 60 |
| 5.6 | Timing simulatore ICV-Method con l'uso di Raspberry Pi3 B+ . . . . .     | 60 |
| 5.7 | Timing simulatore turbogetto bialbero Dell Inspiron . . . . .            | 61 |
| 5.8 | Timing simulatore turbogetto bialbero Raspberry PI3 . . . . .            | 61 |

# Capitolo 1

## Introduzione

Lo scopo della trattazione che segue è quello di realizzare un simulatore di un motore in grado di dare una pronta risposta alle variazioni imposte. Il modello, infatti, deve essere Real Time, ciò implica che il tempo computazionale debba essere inferiore al tempo che il motore impiega a portarsi dalle condizioni iniziali a quelle finali. La necessità di creare un modello real time nasce dall'esigenza di mediare istantaneamente le richieste del pilota con le necessità del motore. Data la velocità e la leggerezza dei codici usati i risultati non sono accurati come un corrispettivo modello non real-time, tuttavia essi rappresentano una buona approssimazione. I codici non real-time, invece, vengono creati in modo che siano il più possibili coincidenti con la realtà; per contro però ciò porta ad avere costi computazionali molto elevati. Di conseguenza questi codici vengono utilizzati solo per test a terra del motore e non in volo.

È di fondamentale importanza, in fase di progettazione, studiare il comportamento del motore in varie condizioni di volo, analizzando l'interazione dei componenti così che esso possa operare in un ampio campo di funzionamento. I simulatori, quindi, permettono di investigare nel dettaglio tutte le situazioni in cui il motore può trovarsi durante la sua vita operativa come ad esempio il decollo, l'atterraggio o lo spegnimento di un motore.

Per rendere il codice ancora più veloce si è scelto di utilizzare come linguaggio di programmazione *FORTRAN*, esso infatti è caratterizzato dall'aver grande velocità e precisione nell'analisi numerica che gli ha permesso di essere uno dei linguaggi maggiormente utilizzati in ambito scientifico.

Il codice sviluppato è in grado di calcolare tutte le prestazioni Off-Design dei due motori presi in considerazione: un turbogetto semplice monoalbero e un turbogetto bialbero. Nel caso del turbogetto monoalbero sono stati implementati due codici basati su due metodologie differenti, il Matrix Inversion Method e l'Intercomponent Volume Method. Il primo metodo permette di calcolare tutte le soluzioni in simultanea, ciò significa che se si hanno a disposizione più processori si è in grado di suddividere la computazione su di essi. Il tempo computazionale di conseguenza diminuisce ulteriormente. Il secondo metodo invece è un metodo ricorsivo che, utilizzando i volumi di controllo, tiene conto anche della dinamica dei fluidi, dinamica che il primo metodo non considerava in quanto più veloce rispetto alla dinamica del motore. Per il turbogetto bialbero si è deciso di utilizzare solo

l'Intercomponent Volume Method, sarà compito di un ulteriore lavoro di tesi utilizzare l'altro metodo.

Per verificare che il simulatore fosse effettivamente real time si è deciso di utilizzare diverse macchine con prestazioni e potenze di calcolo differente tra le quali un Raspberry PI3 B+ ottenendo risultati positivi. Al termine del lavoro, è stato possibile interfacciare tale Raspberry ad un Arduino in modo tale che il codice leggesse i parametri di input non più da un file di testo preimpostato ma da sensori e attuatori collegati al controllore. Per poter aiutare il lettore nella comprensione delle trattazione vengono introdotte alcune nozioni sul funzionamento di un motore turbogetto e dei suoi componenti.

## Capitolo 2

# Cenni Teorici

### 2.1 Il motore turbogetto

Il turbogetto semplice è composto da presa, compressore, combustore, turbina e ugello di scarico. La presa, il componente iniziale, ha il compito di accelerare l'aria fino al valore di Mach richiesto dal compressore, a questo punto il compressore comprime l'aria e la porta all'interno del combustore. Nel combustore viene iniettato il combustibile che si miscela con l'aria proveniente dal compressore e brucia. Il gas combusto, entrando in turbina, si espande, parte della sua energia viene trasformata in energia rotazionale necessaria a far funzionare il compressore. I gas che escono dalla turbina possiedono ancora una grande quantità di energia racchiusa sotto forma di alta pressione e alta temperatura, per questo motivo l'ugello di scarico accelera il flusso fino all'uscita così da generare quella che viene chiamata spinta.

Il modello di un turbogetto è rappresentato in Figura 2.1 e segue il ciclo termodinamico mostrato in Figura 2.2. Come si può osservare dalla Figura 2.2 il ciclo di riferimento

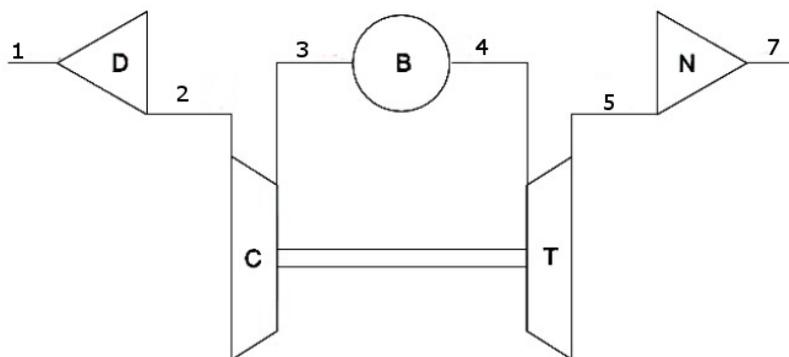


Figura 2.1: Modello Turbogetto Monoalbero

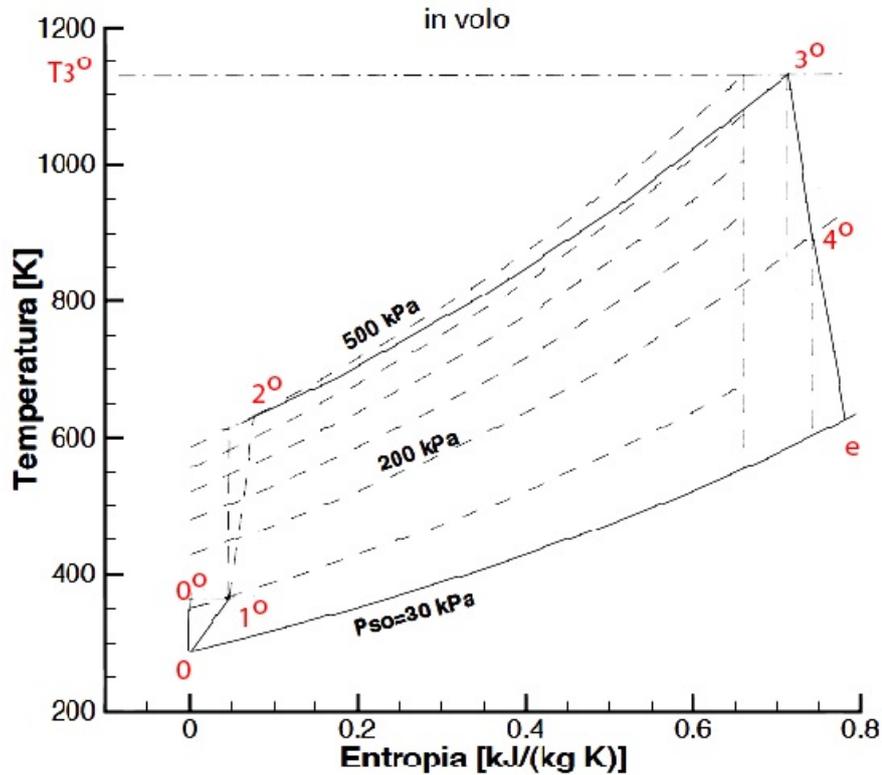


Figura 2.2: Ciclo termodinamico turbogetto

è il ciclo Brayton idealmente considerato come ciclo chiuso. Il ciclo ideale è basato sulle seguenti ipotesi:

- si trascura la perdita di pressione attraverso i singoli componenti
- la compressione e l'espansione sono isentropiche
- il fluido viene considerato come un gas ideale a calori specifici costanti

Una seconda schematizzazione del turbogetto semplice è mostrata in Figura 6.1

## 2.2 Presa

Come parametro prestazionale della presa, in genere, viene considerato solo il rapporto tra la pressione totale in uscita e quella in ingresso; utilizzando la numerazione mostrata in Figura 2.1 si ha:

$$\epsilon_d = \frac{p_1^\circ}{p_0^\circ}$$

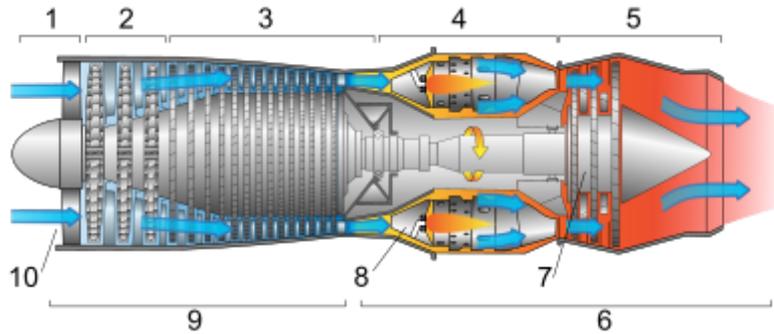


Figura 2.3: Il turbogetto semplice

Tuttavia tale parametro non risulta essere attendibile in maniera assoluta per questo il più delle volte si considera anche il rendimento adiabatico della presa definito come:

$$\eta_d = \frac{h_{1,id} - h_\infty}{h_1 - h_\infty}$$

Ossia il rapporto tra il salto entalpico ideale e quello reale.

## 2.3 Compressore

I parametri fondamentali del compressore risultano essere invece il rapporto di compressione  $\beta_c$  e il rendimento del compressore  $\eta_c$ . Il rapporto di compressione è indice del lavoro compiuto per comprimere il fluido mentre l'efficienza indica di quanto il suo funzionamento si discosta da quello ideale isentropico. Conoscendo il rapporto di compressione e la portata in massa entrante nel compressore è possibile conoscere la potenza assorbita dal componente:

$$P_c = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_2^\circ \cdot \left( \frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right)$$

Il funzionamento del compressore è descritto dalla sua mappa. La mappa di funzionamento del compressore è un sistema di due equazioni in 4 incognite; fissando due incognite è possibile calcolare in maniera univoca le altre due grandezze. Le quattro incognite sono:

- la portata corretta  $\frac{\dot{m}\sqrt{T_2^\circ}}{p_2^\circ}$
- il rapporto di compressione  $\beta_c$
- il numero di giri corretto  $\frac{n}{\sqrt{T_2^\circ}}$
- il rendimento isentropico del compressore  $\eta_C$

Esistono due tipi di compressori: centrifugo e assiale. Il compressore centrifugo non viene utilizzato in campo aeronautico in quanto ha dimensioni radiali e peso troppo elevati,

quello maggiormente utilizzato risulta essere, quindi, quello assiale. Nel compressore assiale il flusso, che scorre assialmente rispetto al componente, subisce l'azione di un rotore dove le palette determinano la direzione della velocità del flusso in uscita rotore e quindi ingresso statore. Il guadagno di pressione si ha perchè le palette di rotore e statore formano una serie di condotti convergenti che comprimono il flusso. Una schematizzazione del compressore assiale è presentata in Figura 4.1.

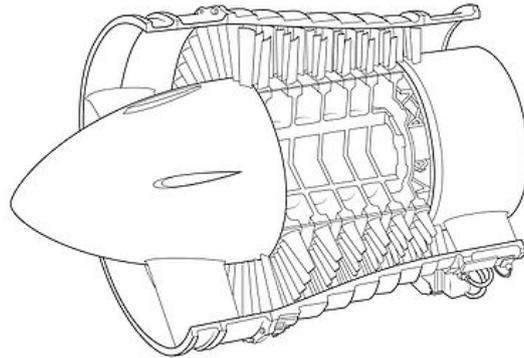


Figura 2.4: Schematizzazione di un compressore assiale

## 2.4 Combustore

Il combustore rappresenta uno dei componenti più complessi da progettare e realizzare in quanto prevede uno studio profondo di fluidodinamica, meccanica e dinamica della combustione. Il compito più importante del combustore è quello di garantire un'alta temperatura di fine combustione e quindi di ingresso turbina (*TIT - Turbine Inlet Temperature*). Tuttavia questa temperatura non deve essere tanto elevata da provocare danni alle palette della turbina. È di fondamentale importanza che l'aria e combustibile si mescolino con un preciso rapporto stechiometrico in modo da ottenere una combustione ottimale, per far ciò vengono utilizzati i cosiddetti *swirler* che, grazie a zone di depressione, riescono a far ricircolare il fluido all'interno della camera.

Una schematizzazione del combustore è presentata in Figura 2.5

## 2.5 Turbina

Il funzionamento della turbina, così come nel caso del compressore, è descritto all'interno delle sue mappe di funzionamento. Anche in questo caso le mappe sono la rappresentazione di due equazioni in 4 incognite in cui le quattro incognite sono:

- la portata corretta  $\frac{\dot{m}_4 \cdot \sqrt{T_4^0}}{P_4^0}$
- il rapporto di espansione  $\beta_t$

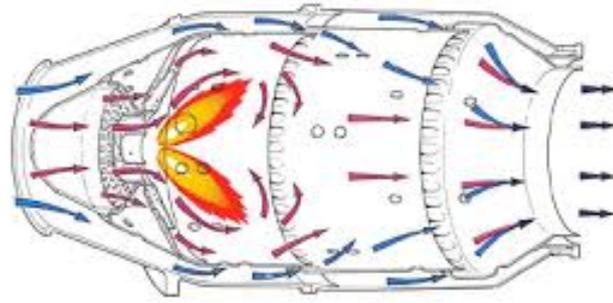


Fig. 4-3 Flame stabilizing and general airflow pattern.

Figura 2.5: Schematizzazione di un combustore

- il rendimento della turbina  $\eta_t$
- il numero di giri corretto  $\frac{n}{\sqrt{T_4^\circ}}$

Conoscendo due di queste incognite è possibile conoscere in maniera univoca le altre due. Nella turbina, il flusso uscente dal combustore entra nello statore dove si ha aumento di velocità assoluta e diminuzione di pressione; successivamente entra nello rotore dal quale è possibile produrre il lavoro. A questo punto si è in grado di conoscere la potenza sviluppata dalla turbina che risulta essere pari a:

$$P_t = \dot{m}_4 \cdot T_4^\circ \left( 1 + \frac{1}{\beta_t^\gamma} \right)$$

Esistono due tipi di turbina assiale: quelle ad azione e quelle a reazione. Le turbine ad azione hanno pale rotoriche simmetriche, i canali rotorici sono a sezione costante mentre quelli statorici sono convergenti; il salto di pressione statica avviene, dunque, tutto nello statore. Le turbine ad azione consentono di ottenere un lavoro doppio rispetto a quelle a reazione, tuttavia le turbine a reazione garantiscono un rendimento maggiore per un range di velocità di rotazione più ampio. Per questo motivo questa tipologia di turbina è quella maggiormente utilizzata in campo aeronautico. Nel caso particolare in cui il grado di reazione  $R$  sia pari a 0.5, allora le palettature rotoriche e statoriche risulteranno speculari, i canali rotorici e statorici saranno convergenti e si avrà una diminuzione di pressione statica equamente distribuita tra rotore e statore.

Le prestazioni di una turbina aumentano all'aumentare della temperatura del flusso in ingresso. Ciò però, come detto in precedenza, può comportare danni strutturali alla palette della turbina; per evitare questo si adottano due strategie:

- impiegare materiali che resistano meglio alle alte temperature con conseguente aumento di peso e di costi
- utilizzare tecniche di raffreddamento. La più utilizzata è quello dello spillamento di aria dal compressore che, attraverso un processo di convezione forzata, permette di raffreddare la palettatura

## 2.6 Ugello di scarico

L'ugello rappresenta il componente finale del motore, esso ha il compito di espandere ulteriormente il flusso in modo tale da estrarre tutta l'energia di pressione e trasformarla in energia cinetica. La configurazione di base di un ugello è un condotto semplicemente convergente. Il condotto convergente in uscita può avere al massimo un flusso sonico (funzionamento critico) e, di conseguenza, rispetta l'ipotesi di isentropicità e adiabaticità. Per superare tale limite si utilizza l'ugello convergente-divergente, meglio conosciuto come ugello di De Laval: questo effusore permette di accelerare il flusso fino a condizione sonica quando raggiunge la gola dell'ugello, successivamente il flusso si ritrova in un condotto divergente che permette di farlo espandere ulteriormente e di accelerarlo. Se l'espansione continua fino a quanto la pressione in uscita è uguale a quella nell'atmosfera si dice che l'ugello è addattato. Questo particolare tipo di ugello permette di evitare che si abbiano fenomeni isentropici legati agli urti e la velocità in uscita risulta essere la massima possibile. La condizione di massima spinta in genere si ottiene solo nel punto di progetto, per fare in modo che tale condizione avvenga anche in condizioni diverse da quelle di progetto si utilizzano ugelli a geometria variabile i quali sono dotati di dispositivi che regolano l'estensione della sezione di gola o di uscita in base al livello di pressione esterna.

## 2.7 Il motore J-85

Il motore preso in considerazione in tutta l'analisi che segue è il *General Electric J85* mostrato in Figura 2.6. Esso è un piccolo turbogetto sviluppato intorno agli anni 50 dalla casa *General Electric* e si prevede che esso resti in servizio fino al 2040. La configurazione base del motore prevede un compressore assiale a 8 stadi di compressione, una turbina assiale a 2 stadi di espansione e un rapporto di compressione che varia tra i 6.5 e gli 8.3. Questo motore è in grado di sviluppare una spinta pari a 13.1 kN mentre la sua versione con postcombustore permette di arrivare a valori di spinta di circa 22kN. Nella tabella che segue vengono indicate alcune grandezze fisiche del motore.

| DIMENSIONI    |               |           |
|---------------|---------------|-----------|
| Lunghezza [m] | Larghezza [m] | Peso [kg] |
| 2.858         | 0.663         | 290       |

Tabella 2.1: Dimensione Motore GE J-85

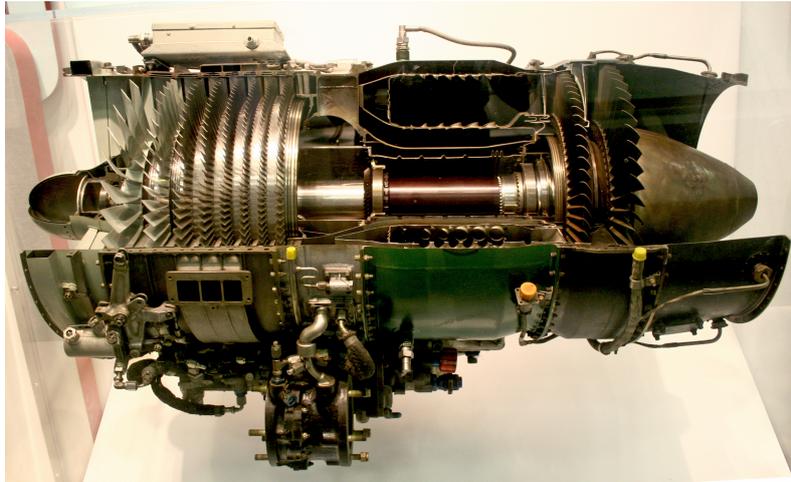


Figura 2.6: General Electric J-85

Come detto in precedenza questo tipo di motore, con alcune piccole variazioni, viene tutt'ora utilizzato come ad esempio sull'A-37 Dragonfly, sul Canadair CL-41 Tutor o sul T-38 Talon.

## 2.8 Modello dinamico di un motore

Il modello dinamico di un motore nasce dall'esigenza di analizzare ciò che accade durante una fase transitoria tra due condizioni a regime. Condurre questa analisi permette di verificare il funzionamento del motore in manovre che nella realtà non possono essere verificate a causa della loro pericolosità. Tuttavia per avere le certificazioni necessarie ad immettere sul mercato il motore occorre disporre di dati relativi a queste situazioni. Inoltre l'analisi derivante dal modello dinamico permette di verificare se le scelte effettuate in fase di progettazione siano corrette oppure se porre qualche modifica. Un esempio può essere fornito dal problema del pompaggio, per evitare che si verifichi questo fenomeno, si definisce un margine di pompaggio ossia la distanza minima tra la retta di regime e la linea di pompaggio; occorre verificare che per tutte le condizioni operative la linea di funzionamento del compressore si trovi al di sotto della linea di pompaggio.

Un modello dinamico è in grado di verificare il corretto funzionamento del motore accoppiato ad apparati idraulici e meccanici, in questo modo si evita che possano verificarsi malfunzionamenti dovuti all'accoppiamento di più dinamiche.

L'analisi del modello dinamico, quindi, costituisce un problema basilare; essa viene generalmente effettuata alterando, in funzione del tempo, le variabili di ingresso in modo da analizzare il cambiamento dell'andamento delle variabili di uscita.

La dinamica più semplice, ma anche quella più importante, di un motore è quella rappresentata dal suo albero. Basandosi sulla meccanica di Newton, l'accelerazione di un corpo rigido può essere definita come:

$$\dot{\omega} = \frac{\Delta Q}{I}$$

dove il termine  $\Delta Q$  rappresenta il momento torcente esercitato dal rotore. Questo termine può essere espresso in funzione del numero di giri dell'albero e del flusso di combustibile

$$\dot{N} = \frac{f(N, W_f)}{I}$$

se, quindi, si prende l'espansione in serie di Taylor di questa funzione e si tengono solo i termini del primo ordine si ottiene l'equazione linearizzata della dinamica dell'albero

$$\dot{N} = \frac{1}{I} \frac{\partial f}{\partial N} + \frac{1}{N} \frac{\partial f}{\partial W_f}$$

Le derivate possono essere calcolate partendo dalle condizioni stazionare e in seguito applicare piccole perturbazioni al sistema. Di conseguenza si avrà che

$$\dot{N} = \frac{1}{I} \left[ \left( \frac{\partial Q}{\partial N} \right)_0 \cdot \Delta N + \left( \frac{\partial Q}{\partial W_f} \right)_0 \cdot \Delta W_f \right]$$

Il pedice 0 rappresenta le condizioni stazione, inoltre si osserva che

$$\Delta N = N - N_0 \quad \rightarrow \quad \Delta \dot{N} = \dot{N}$$

Quindi l'equazione finale risulterà essere

$$\Delta \dot{N} = \frac{1}{I} \left[ \left( \frac{\partial Q}{\partial N} \right)_0 \Delta N + \left( \frac{\partial Q}{\partial W_f} \right)_0 \Delta W_f \right]$$

Si nota come essa può essere facilmente riconducibile ad un modello lineare del primo ordine:

$$\dot{x} = a \cdot x + b \cdot u$$

Questo modello viene anche classificato come modello SISO ossia single input e single output.

## Capitolo 3

# Modello Turbogetto Monoalbero

In questo capitolo vengono analizzate le equazioni utilizzare per creare il modello matematico del propulsore.

Tale modello è basato su un turbogetto monoalbero costituito da presa d'aria, compressore, combustore, turbina e ugello.

### 3.1 Condizioni Ambiente

Per prima cosa si sono stabilite le condizioni ambiente; attraverso l'utilizzo di una funzione è stato possibile ricavare temperatura, pressione e densità ad una determinata quota  $h$  a partire dalle condizioni a quota zero ossia:

- $T_0 = 288 \text{ K}$
- $p_0 = 101325 \text{ K}$
- $\rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3$

Per una quota compresa tra  $0 < h < 11000 \text{ m}$ :

- $T = T_0 - 0.0065 \cdot h$
- $p = p_0 \cdot \left(1 - 0.0065 \cdot \frac{h}{T_0}\right)^{\frac{g}{R \cdot 0.0065}}$
- $\rho = \rho_0 \cdot \left(1 - 0.0065 \cdot \frac{h}{T_0}\right)^{\frac{g}{R \cdot 0.0065} - 1}$

Per una quota compresa tra  $0 < h < 20000 \text{ m}$ :

- $T = T_0 - T_s$
- $p = p_s \cdot \frac{-g(h-h_s)}{RT_s}$
- $\rho = \rho_s \cdot \frac{-g(h-h_s)}{RT_s}$

Dove i termini con pedice s rappresentano i valori nella stratosfera e sono pari a:

- $h_s = 11000 \text{ m}$
- $T_s = 216.65 \text{ K}$
- $p_s = p_0 \left(1 - 0.0065 \cdot \frac{h_s}{T_0}\right)^{\frac{g}{R \cdot 0.0065}}$
- $\rho_s = \rho_0 \cdot \left(1 - 0.0065 \cdot \frac{h_s}{T_0}\right)^{\frac{g}{R \cdot 0.0065} - 1}$

Infine per una quota  $h > 20000 \text{ m}$  si ha che:

- $T = T_{20} + 0.001 \cdot (h - h_{20})$
- $p = p_{20} \left(1 + 0.001 \cdot \frac{h - h_{20}}{T_{20}}\right)^{\frac{-g}{R \cdot 0.001}}$
- $\rho = \rho_{20} \cdot \left(1 + 0.001 \cdot \frac{h - h_{20}}{T_{20}}\right)^{\frac{-g}{R \cdot 0.001} - 1}$

Dove:

- $h_{20} = 20000 \text{ m}$
- $T_{20} = 216.65 \text{ K}$
- $p_{20} = p_s \frac{-g(h_{20} - h_s)}{RT_s}$
- $\rho_{20} = \rho_s \frac{-g(h_{20} - h_s)}{RT_s}$

In questo modo è possibile anche calcolare la velocità del suono alle varie quote come:

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

## 3.2 On Design Turbogetto Monoalbero

Dopo aver determinato le condizioni ambiente e di volo si procede con l'individuare le condizioni on design, ossia valutare le condizioni di progetto in cui il propulsore si troverà a lavorare. Per determinare i parametri caratteristici delle prestazioni on design si studia singolarmente ogni componente del motore.

I dati di progetto a disposizione utili a determinare le varie grandezze sono:

- numero di giri  $n_{des}$
- rapporto di compressione  $\beta_c$
- temperatura massima ingresso turbina  $T_{max}$
- potere calorifero inferiore  $H_f$

## Inlet

Per poter valutare le prestazioni della presa occorre determinare le perdite di pressione totale attraverso la presa stessa. Considerando un processo adiabatico e stazionario le grandezze in uscita dalla presa saranno:

$$T_2^\circ = T_1^\circ$$

$$p_2^\circ = \epsilon_d \cdot p_1^\circ$$

dove  $\epsilon_d$  è il rendimento della presa che, nel caso analizzato, è stato imposto uguale a 1.

## Compressore

Il compressore utilizzato nel propulsore preso in esame (General Electric j85) è un compressore assiale a 8 stadi, tuttavia nella trattazione esso viene considerato come un unico blocco in cui le grandezze in entrate vengono contrassegnate con il pedice 2 mentre quelle in uscita con il pedice 3.

Per poter calcolare la temperatura in uscita dal compressore occorre prima di tutto fare un controllo sul valore del rendimento del compressore infatti:

- se  $\eta_c < 1$  allora

$$T_3^\circ = T_2^\circ \cdot \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}}$$

- in caso contrario

$$T_3^\circ = T_2^\circ + T_2^\circ \left( \frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}} - 1}{\eta_c} \right)$$

La pressione totale in uscita, avendo definito il rapporto di compressione on design, si calcola semplicemente come:

$$p_3^\circ = \beta_c \cdot p_2^\circ$$

Conoscendo i valori di pressione e temperatura è ora possibile calcolare il lavoro del compressore e la potenza assorbita dal compressore stesso:

$$W_c = cp \cdot (T_3^\circ - T_2^\circ)$$

$$PWC = \dot{m}_a \cdot cp \cdot W_c$$

## Combustore

Il combustore è il luogo in cui si ottiene l'energia attraverso la combustione del flusso combustibile. I gas in uscita dalla camera dovranno avere una temperatura non troppo

elevata in quanto potrebbero provocare danni strutturali alla turbina che segue. La temperatura in uscita dal combustore può essere calcolata attraverso l'equazione di bilancio dell'energia calcolata in questo componente:

$$\dot{m}_f H_f \eta_b (T_4^\circ - T_3^\circ) = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) c_{pg}$$

Ossia:

$$T_4^\circ = \frac{\dot{m}_a c_p T_3^\circ + \eta_b H_f \dot{m}_f + \dot{m}_f c_{pg} T_3^\circ}{c_{pg} (\dot{m}_a + \dot{m}_f)}$$

dove:

- $\dot{m}_f$  rappresenta la portata di combustibile;
- $\eta_b$  rappresenta il rendimento di combustione e risulta essere pari a  $\eta_b = 0.996$ .

### Turbina

La turbina considerata risulta essere una turbina assiale a due stadi di espansione. Come nel caso del compressore, la turbina viene considerata come un unico blocco in cui le grandezze in entrata sono contrassegnate con il pedice 4 mentre quelle in uscita con il pedice 5.

Per prima cosa si calcola il valore della potenza generata dalla turbina. Essa viene calcolata come:

$$PWT = \frac{PWC}{\eta_m}$$

Dove  $\eta_m$  rappresenta il rendimento meccanico del motore ed è imposto pari a  $\eta_m = 0.9498$ . Successivamente si calcola la temperatura in uscita dalla turbina:

$$T_5^\circ = T_4^\circ - \frac{P_t}{c_{pg} \cdot \dot{m}_a \cdot (1 + f)}$$

In cui

$$f = \frac{c_{pg} \cdot T_4^\circ - c_p \cdot T_3^\circ}{c_{pg} \cdot T_3^\circ - c_{pg} \cdot T_4^\circ + \eta_b \cdot H_f}$$

Si procede dunque al calcolo del rapporto di espansione in turbina che risulta essere pari a:

$$\beta_t = \left( \frac{1 - P_t}{\dot{m}_a \cdot (1 + f) \cdot c_{pg} \cdot T_4^\circ \cdot \eta_t} \right)^{\frac{-\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$$

Calcolando il rapporto di espansione e conoscendo la pressione in entrata alla turbina, è possibile calcolare la pressione in uscita:

$$p_5^\circ = \frac{p_4^\circ}{\beta_t}$$

### Nozzle

L'ugello di scarico è un condotto che ha il compito di accelerare il gas e, nel caso di ugello adattato, di portarlo a pressione ambiente. Nel caso analizzato i valori di temperatura e pressione totale risultano essere:

$$T_9^\circ = T_5^\circ$$

$$p_9^\circ = p_5^\circ$$

Si calcola la pressione critica in uscita dall'ugello

$$p_{cr} = \frac{p_9^\circ}{0.5 \cdot (\gamma_g + 1)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}}$$

se il valore della pressione statica ambientale è minore del valore della pressione critica appena calcolata allora:

$$p_9 = p_{cr}$$

Altrimenti

$$p_9 = p_0$$

Si procede dunque con il calcolo della temperatura totale isentropica all'uscita dall'ugello e di quella statica:

$$T_{9is}^\circ = T_9^\circ \cdot \frac{p_9^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}}{p_9^\circ}$$

$$T_9 = T_9^\circ - \eta_n \cdot (T_9^\circ - T_{9is}^\circ)$$

Conoscendo tali valori è possibile calcolare in sequenza la velocità di scarico dei gas, la densità e l'area di uscita ugello:

$$u_9 = \sqrt{2 \cdot \eta_n \cdot (T_9^\circ - T_{9is}^\circ)}$$

$$\rho_9 = \frac{p_9}{R_g \cdot T_9}$$

$$A_9 = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{\rho_9 \cdot u_9}$$

E di conseguenza il valore della spinta:

$$S = \dot{m}_a \cdot (u_9 - u_0) + A_9 \cdot (p_9 - p_0)$$

Il rapporto di compressione all'ugello è:

$$\beta_n = \frac{p_9^\circ}{p_9}$$

### 3.2.1 Risultati On Design Turbogetto Monoalbero

Tale studio ha portato ad ottenere i seguenti risultati on design:

|                    |        |
|--------------------|--------|
| quota [m]          | 0.00   |
| $\beta_c$          | 6.92   |
| $\beta_t$          | 2.42   |
| $\beta_N$          | 1.85   |
| $\epsilon_d$       | 1.00   |
| $\epsilon_N$       | 1.00   |
| $\epsilon_b$       | 0.96   |
| $\eta_c$           | 0.8686 |
| $\eta_t$           | 0.9292 |
| $\eta_b$           | 0.996  |
| $\dot{m}_a$ [kg/s] | 19.90  |
| $\dot{m}_b$ [kg/s] | 0.3828 |

Tabella 3.1: Parametri On Design turbogetto monoalbero

|                | Stazione 1 | Stazione 2 | Stazione 3 | Stazione 4 | Stazione 5 | Stazione 7 |
|----------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $T^\circ$      | 288.15     | 288.15     | 532.95     | 1191.00    | 973.03     | 973.03     |
| $p^\circ$ [Pa] | 101325.00  | 101325.00  | 701169.00  | 673122.24  | 278073.51  | 2780703.51 |

Tabella 3.2: On Design di ogni stazione

|                 |       |
|-----------------|-------|
| <b>PWC</b> [MW] | 49.96 |
| <b>PWT</b> [MW] | 49.96 |
| $S_j$ [kN]      | 13.89 |

Tabella 3.3: Prestazioni On Design monoalbero

## 3.3 Off Design Turbogetto Monoalbero

### 3.3.1 Estrapolazione mappe compressore e turbina

Le mappe del compressore e della turbina sono fornite da un software commerciale chiamato GSP. Tuttavia queste mappe sono il risultato di prove sperimentali e non di equazioni analitiche, di conseguenza non si ha la conoscenza di tutti i punti all'interno della mappa. È molto probabile che il punto di progetto calcolato, quindi, possa ricadere al di fuori delle curve calcolate dal GSP; occorre quindi effettuare una interpolazione delle curve in maniera tale da ottenere gli output desiderati per ogni punto di progetto.

Il metodo comunemente utilizzato è quello chiamato *Beta-lines*. Le *Beta-lines* altro non sono che rette in grado di ricoprire tutta la mappa senza escludere alcun punto, in questo

modo si costruisce una griglia a 4 nodi determinata dall'intersezione delle Beta-Lines con le curve a numero di giri costante della mappa. Si costruisce, quindi, una matrice funzione del numero di giri e del beta-line; muovendosi all'interno della matrice è dunque possibile trovare la portata corretta, il rapporto di compressione/espansione e il rendimento del componente:

$$N \downarrow \begin{matrix} \beta_{line} \\ \left[ \begin{array}{c} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_{1st}}} \\ m \sqrt{\frac{p_1^0}{p_{1st}}} \end{array} \right] \\ \beta_{line} \\ \left[ \begin{array}{c} p_2^0 \\ p_1^0 \end{array} \right] \\ \beta_{line} \\ \left[ \begin{array}{c} \eta_c \end{array} \right] \end{matrix}$$

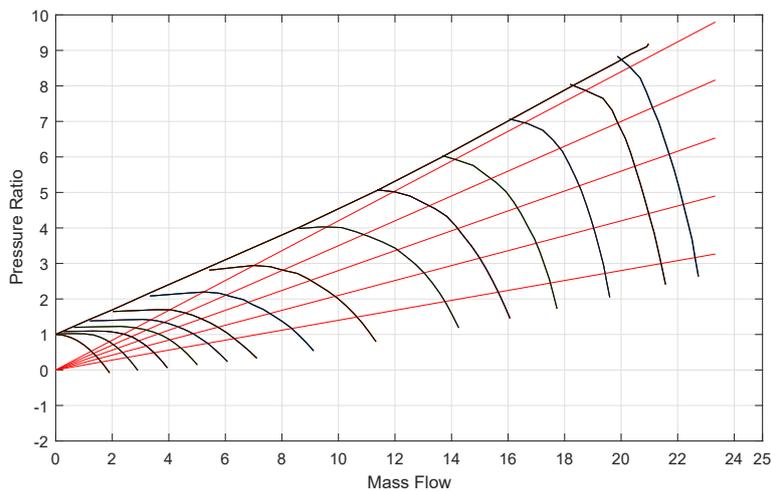


Figura 3.1: Mappa del compressore con Beta-Lines

### 3.3.2 Off-Design Code

Dopo aver riscalato le mappe a seconda del punto di progetto considerato è possibile procedere con il metodo in grado di poter calcolare le condizioni off-design del motore. Avendo acquisito i parametri di on design e le condizioni ambiente si definisce il loop della dinamica. Per prima cosa si stabilisce una legge di manetta ossia l'andamento del flusso combustibile nel tempo che può essere una funzione a gradino o a rampa. La legge di manetta viene definita per punti all'interno di un file di testo, il codice richiama tale file di testo, interpola i punti e genera la funzione utile a calcolare le condizioni off-design. Successivamente si vanno a calcolare i vari parametri componente per componente proprio

come analizzato nell'on-design.

Per poter fare ciò sono stati presi in considerazione due metodologie:

- Matrix Inversion Method (MI Method), in Figura 6.1 viene illustrato un flow-chart di tale metodo
- Intercomponent Volume Method (ICV Method)

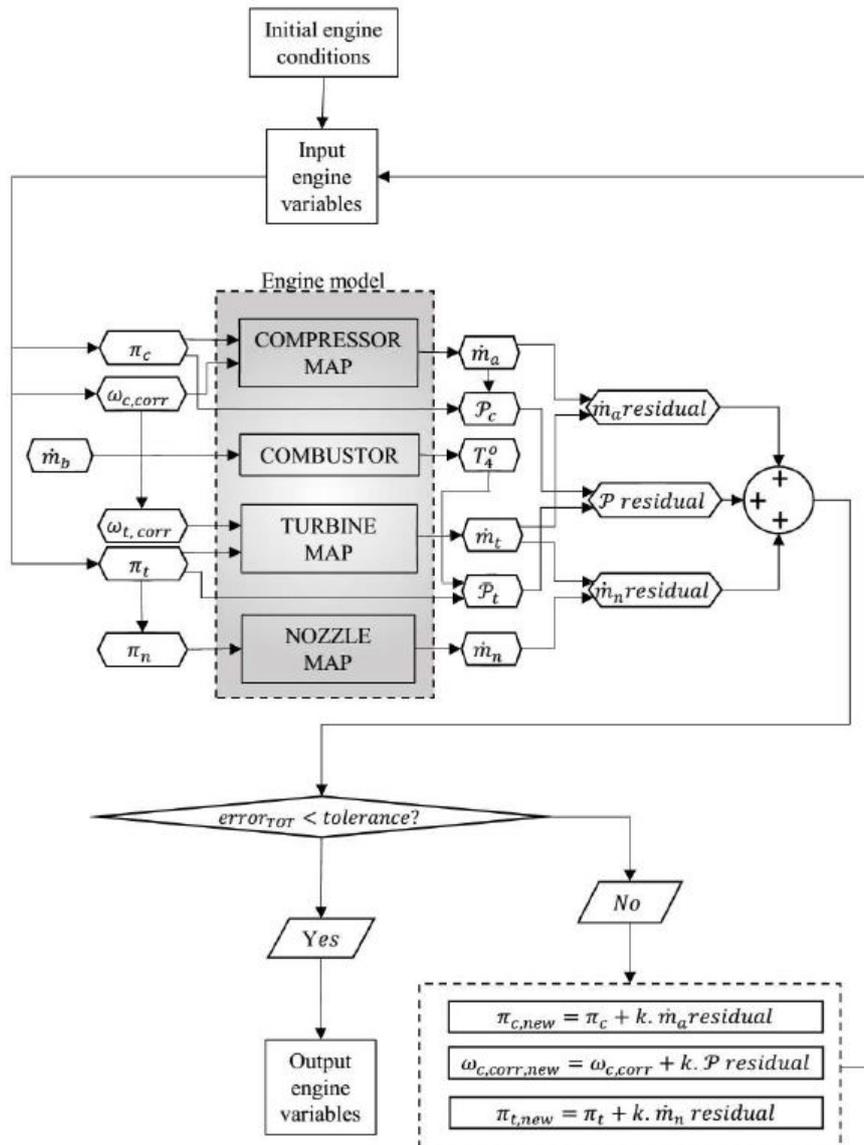


Figura 3.2: Flow Chart Matrix Inversion Method [1]

### 3.4 Matrix Inversion Method (MI Method)

Questo metodo permette di risolvere tutte le equazioni del tipo  $f(u) = 0$  dove  $u$  rappresenta l'incognita. Riscrivendo in forma matriciale si avrà che

$$F(u) = 0$$

dove questa volta  $u$  rappresenta il vettore delle incognite. A questo punto occorre linearizzare il sistema in questo modo

$$F(u) = F(u_0) + \frac{\partial F}{\partial u}(u - u_0) = 0$$

Che può essere ricondotta ad una equazione del tipo

$$[A] \cdot x - [B] = 0$$

Semplicemente imponendo che

- $[A] = \frac{\partial F}{\partial u}$
- $[B] = -F(u_0)$
- $x = u - u_0$

La matrice  $[A]$  altro non è che una Jacobiana, essa è definita in questo modo

$$[A] = \frac{\partial f}{\partial u} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1}{\partial u_2} & \cdots & \frac{\partial f_1}{\partial u_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial u_1} & \cdots & \cdots & \frac{\partial f_2}{\partial u_n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial u_1} & \cdots & \cdots & \frac{\partial f_n}{\partial u_n} \end{bmatrix}$$

A questo punto il vettore delle incognite  $x$  può essere ricavato invertendo la matrice  $A$

$$x = [B]/[A]$$

per tale motivo il metodo viene chiamato inversione delle matrici. Le incognite vengono implementate ad ogni step come segue

$$u_1 = u_1 + \delta u_1$$

In cui il termine  $\delta u$  deve essere abbastanza piccolo per conservare l'ipotesi di linearità ma abbastanza grande da rendere significativa la derivata. Come input vengono date le condizioni iniziali nelle quali il motore di trova ad operare (condizioni ambiente) e le condizioni on design, successivamente si calcolano i parametri fondamentali al variare della manetta componente per componente e tutte in simultanea.

Nella presa si impone l'uguaglianza con i valori delle condizioni ambiente, al compressore si entra nella mappa del compressore con il rapporto di compressione e il numero di giri

percentuale  $[rpm/rpm_{des}]$  e si ricavano la portata corretta  $[m]$  e il rendimento del compressore  $[\eta_c]$ . Nella prima iterazione si utilizza come rapporto di compressione quello di progetto al quale è associato il 100% di numero di giri.

Si procede quindi con il calcolo della portata in ingresso compressore che verrà imposta uguale a quella in ingresso del combustore. Quella in uscita dal combustore sarà pari alla somma tra la portata in ingresso e la portata di combustibile che varia seguendo la legge definita, mentre per calcolare la temperatura in uscita occorre utilizzare nuovamente l'equazione di bilancio dell'energia. La manetta che gestisce il flusso combustibile viene fornita al file principale attraverso un file di testo. In quest'ultimo file la manetta viene definita per punti in funzione del tempo, successivamente nel main questi punti vengono interpolati creando la funzione della manetta che descrive l'andamento del flusso. Come per il compressore, anche nella turbina si entra nella sua mappa di funzionamento con il rapporto di espansione e numero di giri percentuale e si ricavano la portata corretta e il rendimento della turbina. Conoscendo tali parametri è possibile calcolare portata in ingresso e temperatura totale in uscita. Come nel caso dell'on-design occorre verificare se la pressione in uscita dall'ugello sia inferiore o superiore a quella critica. Anche l'ugello ha una propria mappa di funzionamento; anche in questo caso si entra all'interno della mappa con il valore del rapporto di espansione e si ottiene il valore di portata corretta.

### Incremento delle variabili

Per prima cosa occorre calcolare la variazione del numero di giri; per far ciò occorre far riferimento alla dinamica dell'albero del motore. L'accelerazione angolare di un corpo rigido è definita come:

$$\dot{\omega} = \frac{\Delta P}{I \cdot \omega} = \frac{P_t \cdot \eta_t - \frac{P_c}{\eta_c}}{I \cdot \omega}$$

Dove:

- $P_t$  rappresenta la potenza generata dalla turbina;
- $P_c$  rappresenta la potenza assorbita dal compressore;
- $I$  rappresenta il momento di inerzia polare del sistema.
- $\eta_t$  rappresenta il rendimento meccanico della turbina;
- $\eta_c$  rappresenta il rendimento meccanico del compressore;

Si osserva che la velocità angolare può essere scritta come:

$$\omega = N \cdot \frac{2\pi}{60}$$

si ha che l'equazione dell'accelerazione angolare può essere riscritta come:

$$\dot{N} \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{\eta_t \cdot P_t - \frac{P_c}{\eta_c}}{I \cdot N \frac{2\pi}{60}}$$

Di conseguenza

$$\dot{N} = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{\eta_t \cdot P_t - \frac{P_c}{\eta_c}}{I \cdot N}$$

Utilizzando un modello lineare del primo ordine, la derivata nel tempo del numero di giri può essere vista anche come:

$$\dot{N}_l = \frac{N - N_0}{dt}$$

dove  $N_0$  rappresenta il valore del numero di giri all'istante precedente. Affinchè ciò sia valido occorre però che la differenza tra i due  $N$  non sia molto elevata. A questo punto è possibile calcolare l'errore commesso sottraendo il valore ottenuto dal modello lineare con quello calcolato attraverso la dinamica del motore; tale errore permette di determinare il nuovo numero di giri che verrà utilizzato nell'iterazione successiva:

$$err_N = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{\eta_t \cdot P_t - \frac{P_c}{\eta_c}}{I \cdot N} - \frac{N - N_0}{dt}$$

Segue che:

$$N = N + err_N \cdot k$$

Dove  $k$  è un opportuno parametro di proporzionalità. Per incrementare il valore del rapporto di compressione si calcola invece l'errore commesso sulle portate:

$$err_{\dot{m}} = \dot{m}_4 - (\dot{m}_2 + \dot{m}_b)$$

E quindi il nuovo rapporto di compressione risulta essere:

$$\beta_c = \beta_c + err_{\dot{m}} \cdot k$$

Infine per incrementare il valore del rapporto di espansione in turbina si procede con il calcolo dell'errore commesso sulle pressioni:

$$err_{p^\circ} = (\beta_N \cdot p_9 - \frac{p_4^\circ}{\beta_t})$$

Il rapporto di espansione sarà:

$$\beta_t = \beta_t + err_{p^\circ} \cdot k$$

A questo punto si ricava il valore dell'errore totale sommando i vari errori:

$$err_{tot} = err_{rpm} + err_{\dot{m}} + err_{p^\circ}$$

Il loop appena descritto si ripete fino a quando l'errore totale calcolato non risulti inferiore ad una tolleranza imposta (nel caso analizzato tale tolleranza è dell'ordine di  $10^{-5}$ ), a questo punto si passa all'istante di tempo successivo e si ripete il ciclo. Il metodo appena mostrato è basato sul metodo delle tangenti in modo da trovare lo zero dell'errore associato alle variabili.

Le equazioni necessarie a risolvere l'intero sistema sono le seguenti

**Presa**

$$T_2^\circ = t_1^\circ$$

$$p_2^\circ = \epsilon_d \cdot p_1^\circ$$

**Compressore**

$$\dot{m}_2 = FM_2 \frac{p_2^\circ}{p_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_2^\circ}}$$

$$p_3^\circ = p_2^\circ \cdot \beta_c$$

$$T_3^\circ = T_2^\circ \cdot \left(1 + \frac{(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_c}\right)$$

$$PWC = \dot{m}_2 \cdot c_p \cdot (T_3^\circ - T_2^\circ)$$

**Combsutore**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_b$$

$$T_4^\circ = \frac{\dot{m}_3 \cdot c_p \cdot T_3^\circ + \eta_b \cdot H_f \cdot \dot{m}_b + \dot{m}_b \cdot c_{pg} \cdot T_3^\circ}{c_{pg} \cdot \dot{m}_4}$$

$$p_4^\circ = \epsilon_b \cdot p_3^\circ$$

**Turbina**

$$\dot{m}_4 = FM_4 \cdot \frac{p_4^\circ}{p_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_4^\circ}}$$

$$T_5^\circ = T_4^\circ \cdot \left(1 - \eta_t \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}}\right)\right)$$

$$p_5^\circ = \frac{p_4^\circ}{\beta_t}$$

$$PWT = \dot{m}_4 \cdot c_{pg} \cdot (T_4^\circ - T_5^\circ)$$

**Ugello**

$$p_9 = p_{cr} \quad o \quad p_9 = p_{amb}$$

$$\dot{m}_5 = FM_5 \frac{p_5^\circ}{p_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_5^\circ}}$$

### 3.4.1 Risultati

Per il motore appena illustrato e con il metodo proposto è stato possibile calcolare le condizioni di idle e la linea di funzionamento (working line) del motore.

Di seguito viene presentata una tabella contenente le condizioni di idle.

| IDLE               |                    |       |           |           |
|--------------------|--------------------|-------|-----------|-----------|
| $\dot{m}_a$ [kg/s] | $\dot{m}_b$ [kg/s] | N [%] | $\beta_c$ | $S_j$ [N] |
| 11.56              | 0.0447             | 0.69  | 2.56      | 652.37    |

Tabella 3.4: Condizione di Idle con MI-Method per un turbogetto monoalbero

La working line è stata calcolata imponendo una manetta a gradini, con ogni step sufficientemente lungo da far riposare la risposta del sistema. Essa è presentata in Figura 4.2

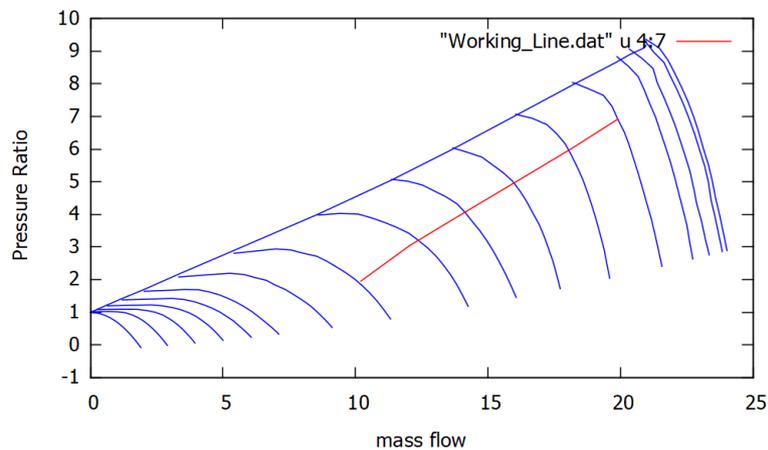


Figura 3.3: Working line turbogetto monoalbero

Come detto in precedenza come input nel programma si definisce una legge di manetta attraverso un file di testo. A seconda della funziona si ottengono vari risultati. Per questo motivo vengono presentate tre leggi:

- funzione a gradino
- funzione rampa
- una possibile configurazione di manetta

### 3.4.2 Manetta 1: step

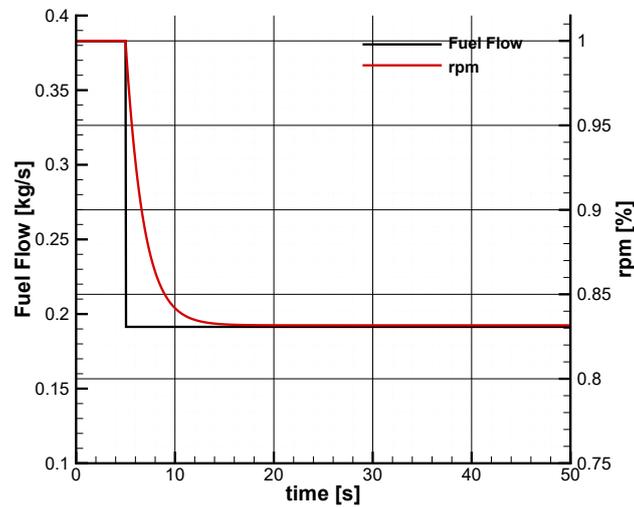


Figura 3.4: Numero di giri per una variazione a gradino di flusso combustibile con MI-method

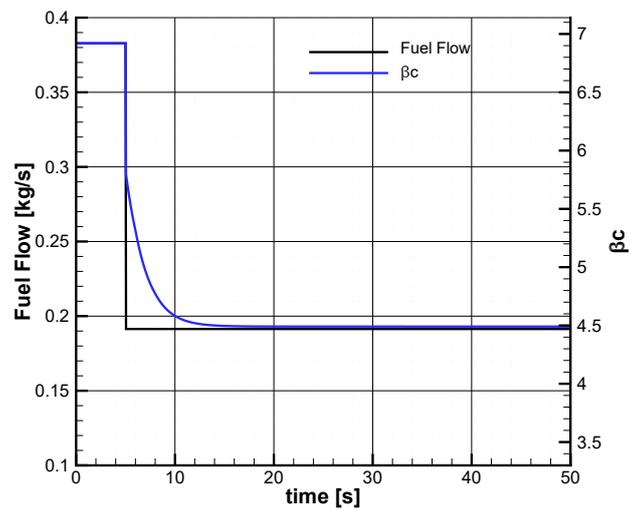


Figura 3.5: Rapporto di compressione per una variazione a gradino di flusso combustibile con MI-method

Come si può osservare la risposta è una risposta del primo ordine in cui dopo un tempo di circa 6 secondi si raggiunge il valore asintotico sia per il numero di giri sia per il rapporto di compressione.

### 3.4.3 Manetta 2. rampa

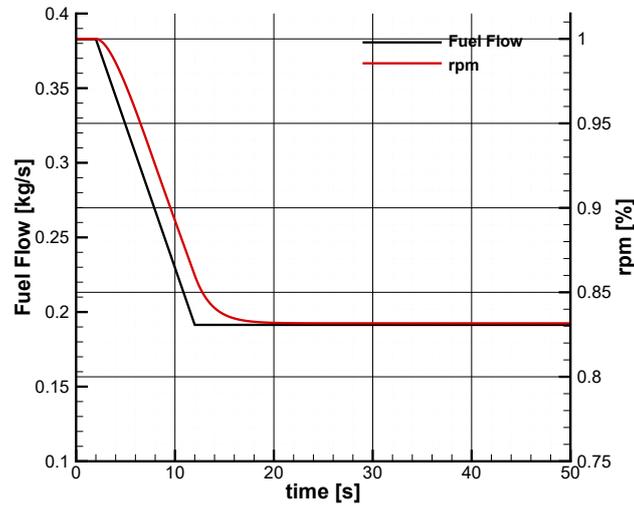


Figura 3.6: Numero di giri per una variazione a rampa del flusso combustibile con MI-method

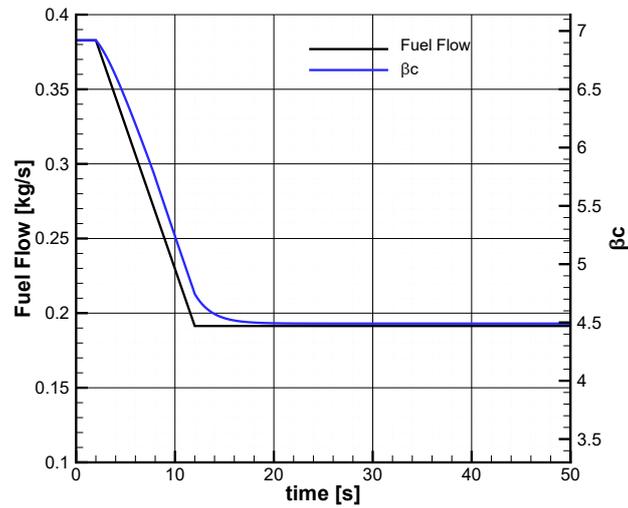


Figura 3.7: Rapporto di compressione per una variazione a rampa del flusso combustibile con MI-method

Anche in questo caso il rapporto di compressione e il numero di giri seguono l'andamento del flusso combustibile. Al diminuire del flusso diminuiscono anche le variabili come una risposta del primo ordine.

## 3.4.4 Manetta 3

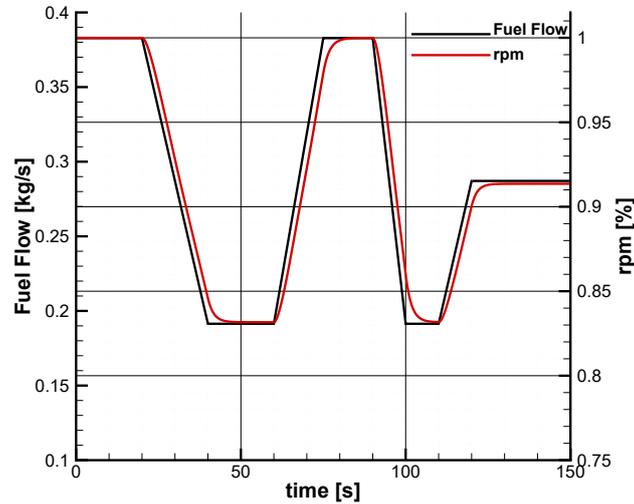


Figura 3.8: Numero di giri al variare della manetta con MI-method

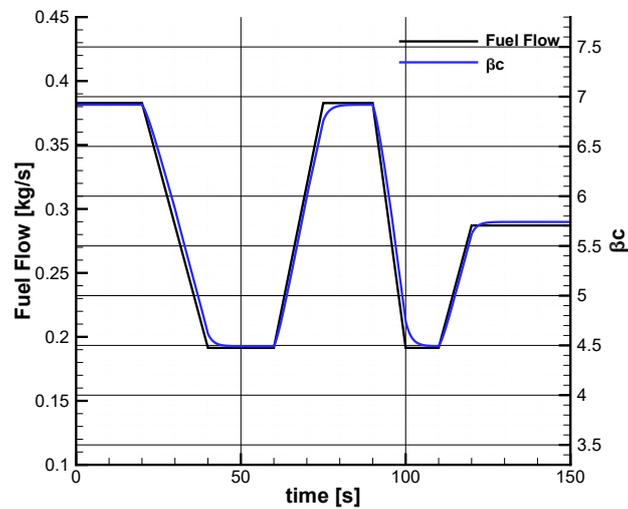


Figura 3.9: Rapporto di compressione al variare della manetta con MI-method

La manetta è stata definita in modo tale che dopo la prima rampa il tempo della variazione si dimezzi. Come si può osservare nonostante la dinamica sia più veloce il codice riesce comunque a raggiungere la soluzione e a convergere al valore asintotico.

### 3.5 Intercomponent Volume Method(ICV Method)

Attraverso lo studio delle prestazioni nei transitori è possibile simulare il comportamento del motore in numerose condizioni lontane dalla condizione di progetto. Per un motore reale, infatti, le condizioni on-design si possono raggiungere solo a livello teorico in quanto il motore si troverà ad operare per la maggior parte della sua vita operativa al di fuori delle sue condizioni di progetto ad esempio durante l'accensione del motore, durante l'aumento o la diminuzione del flusso combustibile o, nel caso di motori aeronautici, durante le fasi di salita e discesa.

Un algoritmo in grado di implementare la variazione delle prestazioni durante un transitorio è quello fornito dal Walsh, Philip 2004; Maclsaac, Saravanamuttoo 1974. Il flow chart che descrive tale algoritmo è presentato in Figura 6.1.

#### Combustore

Come si può osservare il codice inizia con lo studio del combustore. Gli input sono:

- Parametri integrati tra il tempo  $t-1$  e  $t$ :
  - pressioni totali
  - numero di giri
- Portata in ingresso e uscita aggiornata
- Portata di combustibile dal sistema di controllo
- Temperatura totale ingresso e uscita componente

Con questi input è possibile calcolare:

$$\frac{d\rho_4}{dt} = \frac{\dot{m}_3 - \dot{m}_4 + \dot{m}_f}{V}$$

$$\frac{dT_4^\circ}{dt} = \frac{c_{p3} * T_3^\circ * \dot{m}_3 - c_{p4} * T_4^\circ * \dot{m}_4 + \dot{m}_f * H_f}{c_v * T_4^\circ * V * \frac{d\rho_4}{dt}}$$

$$T_4^\circ = T_4^\circ(t-1) + \frac{dT_4^\circ}{dt} dt$$

$$\rho_4 = \rho_4(t-1) + \frac{d\rho_4}{dt} dt$$

$$p_4^\circ = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_4^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} * R * T_4^\circ * \rho_4$$

$$p_3^\circ = p_4^\circ / \eta_b$$

#### Turbina HP

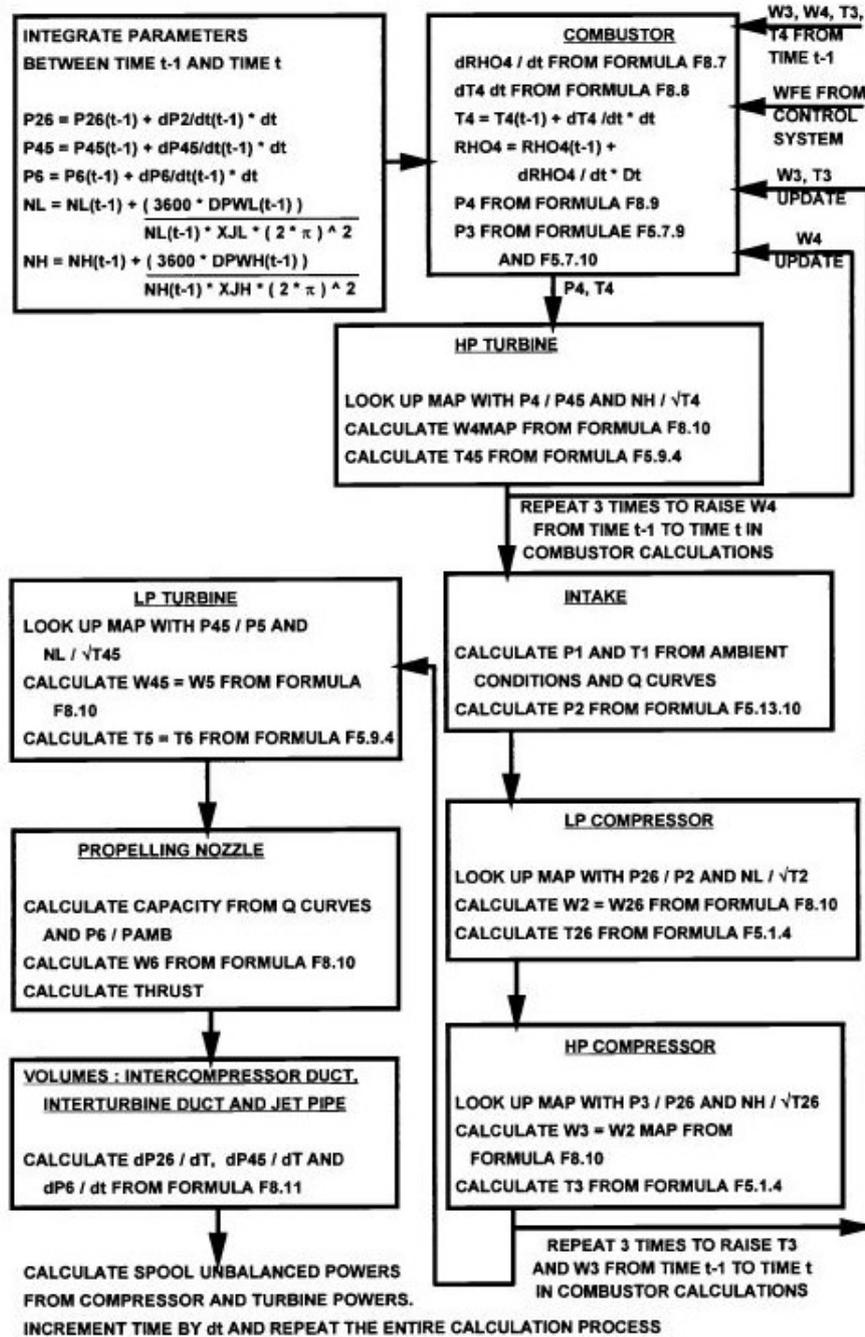


Figura 3.10: Aero-thermal real time transient model for two spool turbojet (Walsh, Philip 2004) [7]

Calcolare la pressione e la temperatura in uscita dal combustore è possibile entrare nella mappa della turbina con  $\frac{P_4}{P_{45}}$  e  $\frac{NH}{\sqrt{T_4}}$  e si ricava il valore della portata corretta e del

rendimento di turbina. Di conseguenza si calcola:

$$\dot{m}_4 = Q_4 * \frac{p_4^\circ}{T_4^{\circ 0.5}}$$

$$T_{45}^\circ = T_4^\circ - T_4^\circ * \eta_t * \left( 1 - \frac{1}{\beta_{t2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

Si ripete questo calcolo per 3 volte in modo tale da incrementare il valore della portata in uscita dal tempo t-1 al tempo t e si ritorna nel combustore.

### Intake

Per la presa si ricavano i parametri semplicemente dalle condizioni ambiente:

$$\frac{p_2^\circ - p_1^\circ}{p_1^\circ} = 100 * (1 - RRF) * \frac{p_1^\circ - p_{amb}}{p_1^\circ}$$

$$RRF = Ram Recovery factor = \frac{p_2^\circ - p_{amb}}{p_1^\circ - p_{amb}}$$

### Compressore HP

Si entra nella mappa del compressore con  $\frac{p_{26}^\circ}{p_2^\circ}$  e  $\frac{N_l}{\sqrt{T_2^\circ}}$  e si calcolano i valori della portata e della temperatura in uscita:

$$\dot{m}_2 = Q_2 * \frac{p_2^\circ}{T_2^{\circ 0.5}}$$

$$T_{26}^\circ = T_2^\circ + T_2^\circ * \frac{(\beta_{c1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_c}$$

### Compressore LP

Anche in questo caso si entra nella mappa del compressore con con  $\frac{p_3^\circ}{p_{26}^\circ}$  e  $\frac{N_l}{\sqrt{T_{26}^\circ}}$  e di conseguenza si ricavano:

$$\dot{m}_3 = Q_3 * \frac{p_3^\circ}{T_3^{\circ 0.5}}$$

$$T_3^\circ = T_{26}^\circ + T_{26}^\circ * \frac{(\beta_{c2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_c}$$

Arrivati a questo punto si ripete tutto il ciclo 3 volte in modo da incrementare i valori di  $T_3^\circ$  e  $\dot{m}_3$  i quali verranno aggiornati all'interno del compressore.

### Turbina LP

Si guarda nella mappa della turbina con  $\frac{p_{45}^{\circ}}{p_5^{\circ}}$  e  $\frac{N_l}{\sqrt{T_{45}^{\circ}}}$ :

$$\dot{m}_{45} = Q_{45} * \frac{p_{45}^{\circ}}{T_{45}^{\circ 0.5}}$$

$$T_5^{\circ} = T_{45}^{\circ} - T_{45}^{\circ} * \eta_t * \left( 1 - \frac{1}{\beta_{t1}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right)$$

### Nozzle

Per l'ugello di calcola la portata in uscita

$$\dot{m}_6 = Q_6 * \frac{p_6^{\circ}}{T_6^{\circ 0.5}}$$

### Incremento Variabili

Si incrementano le variabili utili per lo step di flusso combustibile successivo. Si calcola  $\frac{dp_{25}^{\circ}}{dt}$ ,  $\frac{dp_{45}^{\circ}}{dt}$ ,  $\frac{dp_6^{\circ}}{dt}$  attraverso la seguente equazione:

$$\frac{dp^{\circ}}{dt} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} * M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} * R * T * \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{V}$$

Si procede col determinare l'eccesso di potenza ai due alberi

$$DPW = \dot{m}_4 * c_p * (T_5^{\circ} - T_4^{\circ}) - \dot{m}_2 * c_p * \frac{T_3^{\circ} - T_2^{\circ}}{\eta_m}$$

A questo punto è possibile calcolare la variazione dei numeri di giri:

$$nl = nl(t-1) + \frac{3600 * DPWL(t-1)}{nl(t-1) * XJL * (2\pi)^2} * dt$$

$$nh = nh(t-1) + \frac{3600 * DPWH(t-1)}{nh(t-1) * XJH * (2\pi)^2} * dt$$

ed infine la variazione delle pressioni:

$$p_{25}^{\circ} = p_{25}^{\circ}(t-1) + \frac{dp_{25}^{\circ}}{dt}(t-1) * dt$$

$$p_{45}^{\circ} = p_{45}^{\circ}(t-1) + \frac{dp_{45}^{\circ}}{dt}(t-1) * dt$$

$$p_6^{\circ} = p_6^{\circ}(t-1) + \frac{dp_6^{\circ}}{dt}(t-1) * dt$$

Dove:

- nl = numero di giri albero di bassa pressione
- nh = numero di giri albero di alta pressione
- DPWL = eccesso di potenza albero di bassa pressione
- DPWH = eccesso di potenza albero di alta pressione

Per rendere più accurato il metodo appena illustrato e, per estenderlo anche al caso del turbogetto monalbero, nasce l'**Intercomponent Volume Method**. In questo metodo viene inclusa la dinamica dei volumi ossia quella che viene anche definita la dinamica delle pressioni. In questo metodo il componente viene diviso in due segmenti:

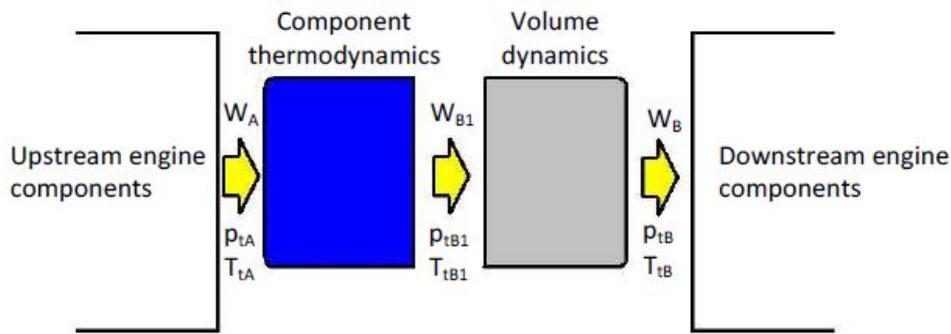


Figura 3.11: Rappresentazione del componente [3]

Nella prima parte si mantengono i parametri pari a quelle delle condizioni stazionarie, di conseguenza la portata entrante in quello che viene definito il componente termodinamico è uguale a quella in uscita:

$$W_a = W_b$$

Nella seconda parte invece si calcola solo la dinamica dei volumi, a questo punto la portata in uscita risulta essere diversa da quella in entrata. L'eccesso di portata quindi influisce sulla variazione della massa del fluido nel volume. Nelle condizioni iniziali, e quindi all'inizio del transitorio, la massa totale contenuta nel fluido viene calcolata come:

$$m_{vol} = \frac{p_{vol}}{R \cdot T_{vol}} \cdot Vol_{componente}$$

Quando si passa allo step successivo risulta che:

$$\frac{dm_{vol}}{dt} = W_{in} - W_{out}$$

$$m_{new} = m_{old} + (W_{in} - W_{out})\Delta t$$

e quindi la nuova pressione all'interno del volume e, di conseguenza la nuova pressione all'interno del componente, sarà:

$$p_{new} = \frac{R_{new} \cdot T_{new}}{Vol} \cdot m_{new}$$

In questo metodo l'off-design di presa e ugello si calcolano come nel metodo precedente, i cambiamenti si hanno in compressore, combustore e turbina.

### Compressore

Vengono presentate le variabili di input e di output

| INPUT               |  |
|---------------------|--|
| $\dot{m}_3$         | portata in uscita                          |
| $p_2^\circ$         | pressione totale in entrata                |
| $T_2^\circ$         | temperatura totale in entrata              |
| $p_{2i\ old}^\circ$ | pressione totale nel volume al tempo t-1   |
| $T_{2i\ old}^\circ$ | temperatura totale nel volume al tempo t-1 |
| $N$                 | numero di giri dell'albero                 |

Tabella 3.5: Grandezze di Input compressore

| OUTPUT              |  |
|---------------------|--|
| $\dot{m}_2$         | portata in ingresso                      |
| $p_3^\circ$         | pressione totale in uscita               |
| $T_3^\circ$         | temperatura totale in uscita             |
| $p_{2i\ new}^\circ$ | pressione totale nel volume al tempo t   |
| $T_{2i\ new}^\circ$ | temperatura totale nel volume al tempo t |
| $PWC$               | potenza assorbita dal compressore        |

Tabella 3.6: Grandezze di Output compressore

Per prima cosa si definisce il rapporto di compressione

$$\beta_c = \frac{p_{3i}^\circ}{p_2^\circ}$$

Di conseguenza è possibile entrare nella mappa del compressore con il valore di  $\beta_c$  e di numero di giri in modo da ricavare la portata corretta  $FM2$  e il rendimento  $\eta_c$ . Dalla portata corretta  $FM2$  si calcola la portata del compressore:

$$\dot{m}_2 = FM2 \cdot \left( \frac{p_2^\circ}{p_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_2^\circ}} \right)$$

La portata in uscita dal volume sarà pari alla portata in ingresso del compressore

$$\dot{m}_{3i} = \dot{m}_2$$

Si calcola, quindi, la temperatura totale all'uscita del volume come

$$T_{3i}^\circ = T_2^\circ \cdot \left( 1 + \frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right)$$

A questo punto è possibile conoscere la potenza assorbita dal compressore:

$$PWC = \dot{m}_2 \cdot c_p \cdot (T_{3i}^{\circ} - T_2^{\circ})$$

La massa che passa all'interno del volume può dunque essere ricavata come presentato in precedenza:

$$m_{3 \text{ new}} = (\dot{m}_{3i} - \dot{m}_3) \cdot dt + m_{3 \text{ old}}$$

Ciò permette di determinare la pressione

$$p_{3i}^{\circ} = \frac{R \cdot T_{3i}^{\circ} \cdot m_{3 \text{ new}}}{V_c}$$

Infine si impone che

$$p_3^{\circ} = p_{3i}^{\circ}$$

$$T_3^{\circ} = T_{3i}^{\circ}$$

$$m_{3 \text{ old}} = m_{3 \text{ new}}$$

Che verranno utilizzati nell'istante di tempo successivo.

### Combustore

Per il combustore si fa riferimento nuovamente all'equazione di bilancio dell'energia, perciò dopo aver definito le portate in ingresso e uscita

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_b$$

Si calcola la temperatura totale in uscita dal combustore

$$T_4^{\circ} = \frac{\dot{m}_3 \cdot c_p \cdot T_3^{\circ} + \eta_b \cdot H_f \cdot \dot{m}_b + \dot{m}_b \cdot c_{pg} \cdot T_3^{\circ}}{c_{pg} \cdot \dot{m}_4}$$

### Turbina

Come per il compressore, anche nella turbina si parte definendo il rapporto di espansione

$$\beta_t = \frac{p_4^{\circ}}{p_{5i}^{\circ}}$$

Entrando nella mappa della turbina con il valore di rapporto di espansione e numero di giri si possono estrapolare i valori di portata corretta  $FM4$  e di rendimento  $\eta_t$ . La portata sarà

$$\dot{m}_4 = FM4 \cdot \left( \frac{p_4^{\circ}}{p_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_4^{\circ}}} \right)$$

Anche in questo caso si impone che

$$\dot{m}_{5i} = \dot{m}_4$$

Si calcola quindi la temperatura totale in uscita dal volume e, di conseguenza, la potenza erogata:

$$T_{5i}^{\circ} = T_4^{\circ} \cdot (1 - \eta_t \cdot (1 - \left(\frac{1}{\beta_t}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}))$$

$$PTW = \dot{m}_4 \cdot c_{pg} \cdot (T_4^{\circ} - T_{5i}^{\circ})$$

Come ultimo passo si ricalcola la massa in uscita dal volume che permetterà di calcolare la pressione totale

$$m_{5\ new} = (\dot{m}_{5i} - \dot{m}_5) \cdot dt + m_{5\ old}$$

$$p_{5i}^{\circ} = \frac{R_g \cdot T_{5i}^{\circ} \cdot m_{5\ new}}{V_t}$$

Quindi si aggiornano le variabili utili per lo step successivo

$$p_5^{\circ} = p_{5i}^{\circ}$$

$$T_5^{\circ} = T_{5i}^{\circ}$$

$$m_{5\ old} = m_{5\ new}$$

### Incremento delle variabili

Calcolati tutti i parametri nell'istante di tempo  $t$ , non resta che passare all'istante di tempo successivo in cui la manetta darà un nuovo valore di flusso combustibile  $\dot{m}_b$ . Per prima cosa occorre calcolare lo sbilancio delle potenze  $DPW$  ossia la differenza tra la potenza erogata dalla turbina e quella assorbita dal compressore

$$DPW = PWT - \frac{PWC}{\eta_m}$$

il nuovo numero di giri verrà calcolato come nel metodo delle Inversioni di Matrici, ossia

$$\dot{N} = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{\eta_t \cdot P_t - \frac{P_c}{\eta_c}}{I \cdot N}$$

di conseguenza, utilizzando un modello lineare del primo ordine si avrà che

$$N = N_0 + \dot{N} \cdot dt$$

Dove  $N$  è il numero di giri al tempo  $t$  mentre  $N_0$  è il numero di giri al tempo  $t_0$ .

### 3.5.1 Risultati

Anche in questo caso l'analisi appena descritta ha permesso di ricavare tutte le grandezze off design a seconda della manetta imposta. In particolare ha permesso di calcolare la linea di funzionamento del compressore e le condizioni di idle del motore andando a ricercare i valori in cui la spinta fosse circa il 5% di quella di progetto.

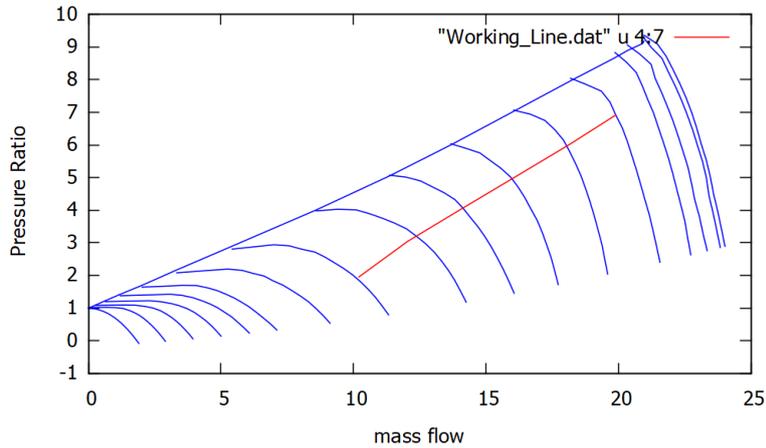


Figura 3.12: Working Line compressore ICV-Method

| IDLE               |                    |       |           |           |
|--------------------|--------------------|-------|-----------|-----------|
| $\dot{m}_a$ [kg/s] | $\dot{m}_b$ [kg/s] | N [%] | $\beta_c$ | $S_j$ [N] |
| 11.54              | 0.0447             | 0.69  | 2.556     | 652.44    |

Tabella 3.7: Condizione di Idle con ICV-Method per un turbogetto monoalbero

Come per il MI-Method, anche per l'Intercomponent Volume Method sono stati studiati i casi di variazione di flusso combustibile per tre tipi di funzioni:

- funzione a gradino
- funzione rampa
- una possibile configurazione di manetta

## 3.5.2 Manetta 1: step

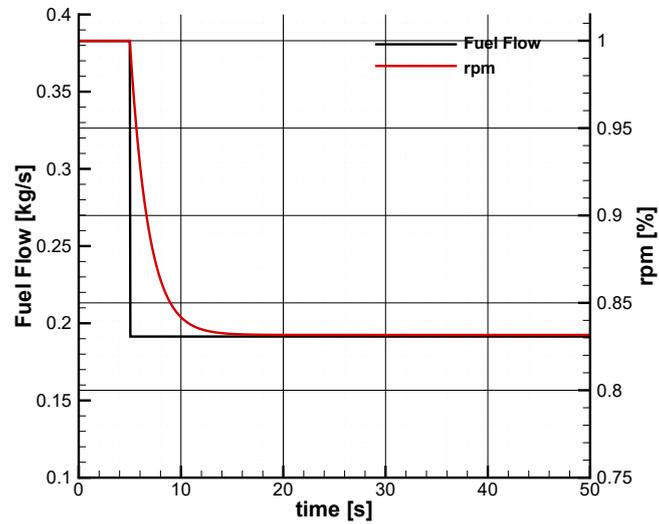


Figura 3.13: Numero di giri per una variazione a gradino di flusso combustibile con ICV-method

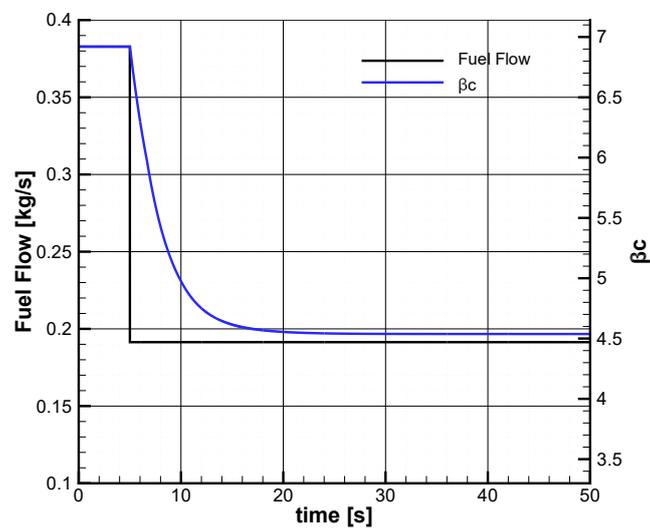


Figura 3.14: Rapporto di compressione per una variazione a gradino di flusso combustibile con ICV-method

### 3.5.3 Manetta 2: rampa

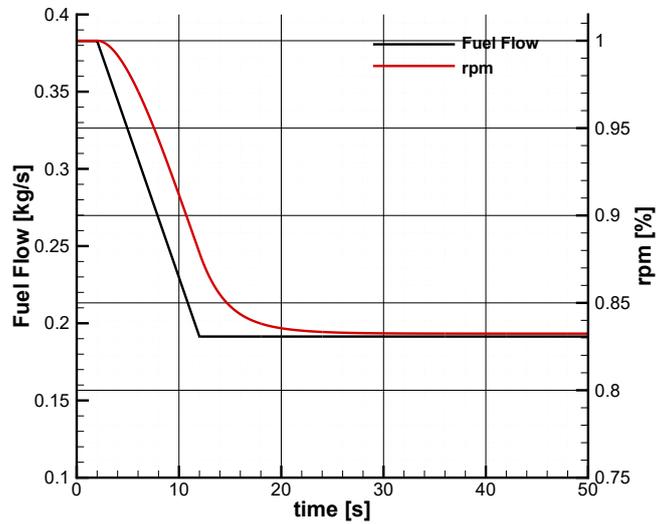


Figura 3.15: Numero di giri per una variazione a rampa del flusso combustibile con ICV method

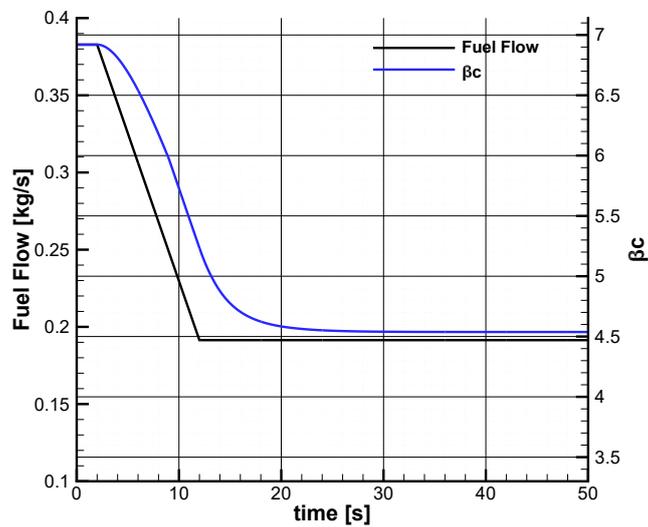


Figura 3.16: Rapporto di compressione per una variazione a rampa del flusso combustibile con ICV-method

### 3.5.4 Manetta 3

Ora viene proposta una possibile variazione del flusso combustibile durante una manovra

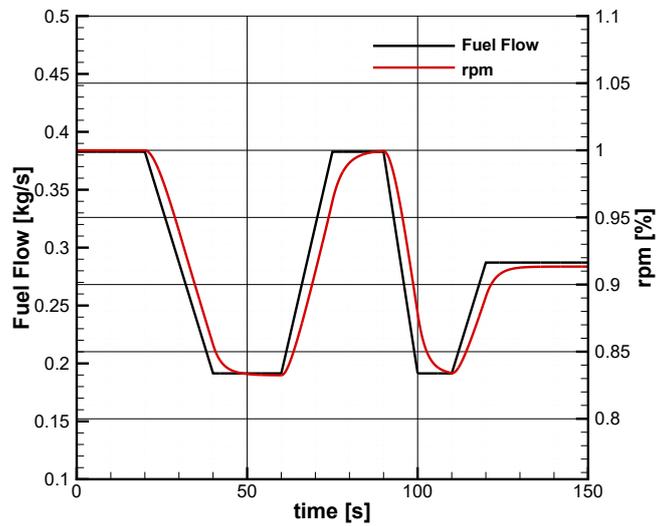


Figura 3.17: Andamento del numero di giri al variare della manetta con ICV-method

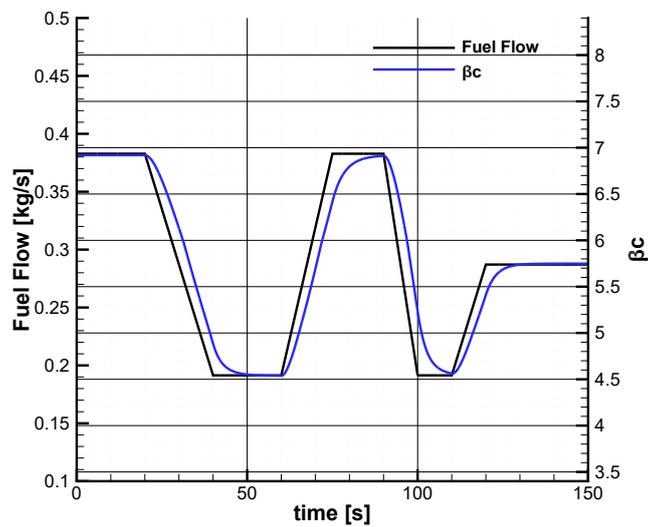


Figura 3.18: Rapporto di compressione al variare della manetta ICV-method

### 3.6 Confronto tra i due metodi

In questa sezione vengono confrontati i risultati ottenuti attraverso i due metodi precedentemente illustrati. In particolare si confronteranno i valori di numero di giri e rapporti di compressione ottenuti.

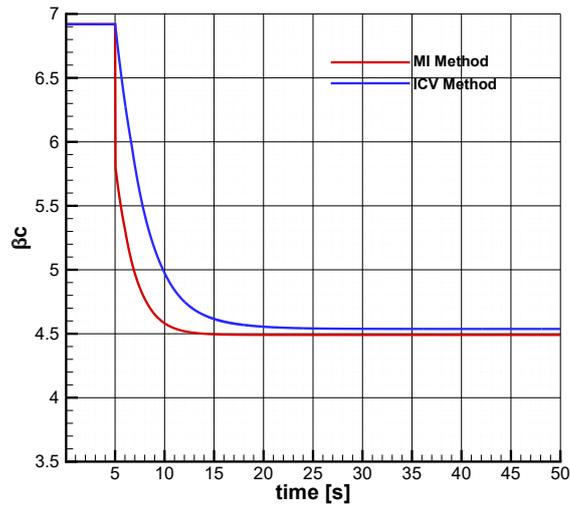


Figura 3.19: Confronto rapporto di compressione per una funzione a gradino

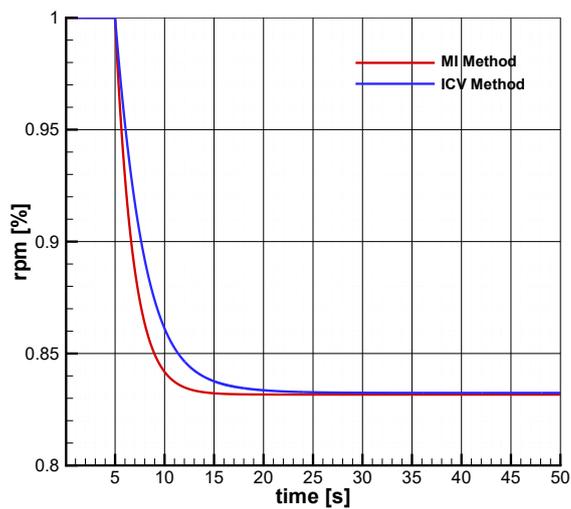


Figura 3.20: Confronto numero di giri per una funzione a gradino

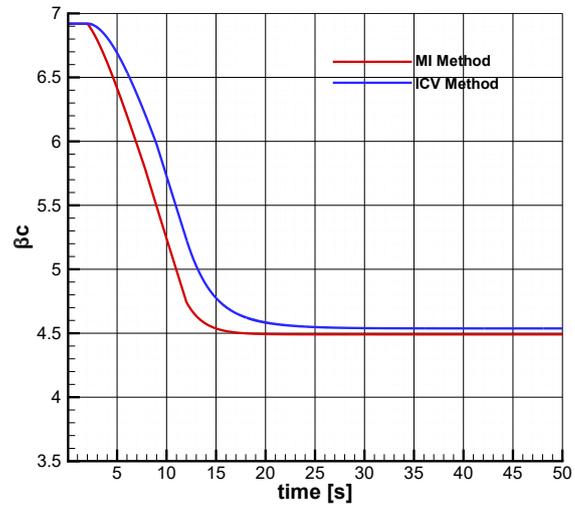


Figura 3.21: Confronto rapporto di compressione per una funzione rampa

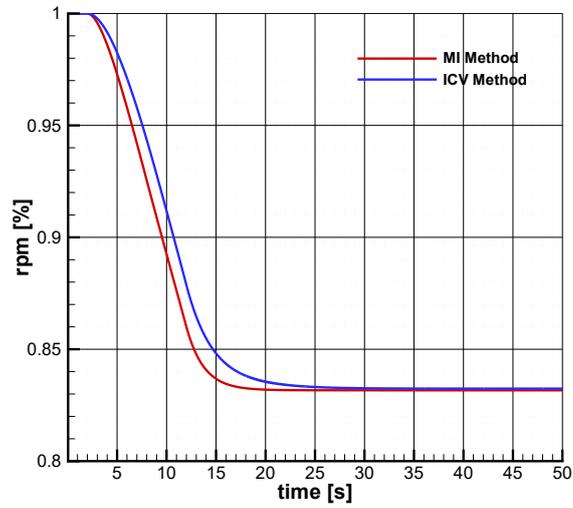


Figura 3.22: Confronto numero di giri per una funzione rampa

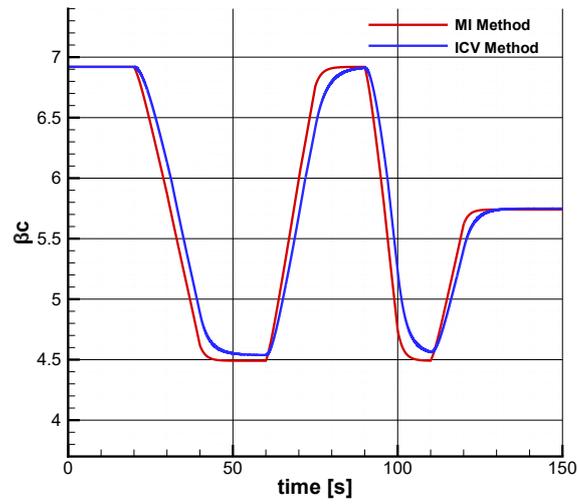


Figura 3.23: Confronto rapporto di compressione per una manetta

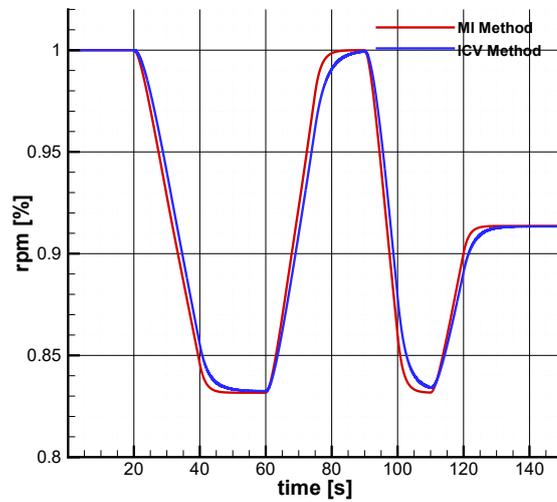


Figura 3.24: Confronto numero di giri per una manetta

Come si può osservare dai grafici appena illustrati la risposta ottenuta dal ICV-Method risulta essere più lenta rispetto a quella proposta dal MI-Method. Questo perchè l'ICV method, introducendo la dinamica dei volumi, tiene in considerazione anche la dinamica dei fluidi che, invece, non viene introdotta all'interno del MI-Method. Tuttavia si può osservare come in entrambi i casi la soluzione a cui si giunge sia la stessa ed entrambi raggiungano il valore asintotico nel tempo a disposizione.

## Capitolo 4

# Modello Turbogetto Bialbero

### 4.1 On Design

Come condizioni ambiente si utilizzano le stesse calcolate nella sezione relativa al turbogetto monoalbero. Di conseguenza si può procedere direttamente con il calcolo delle prestazioni on design del turbogetto bialbero. La differenza con il precedente motore sta nell'introduzione di un secondo albero e, quindi, nell'utilizzo di un secondo compressore e di una seconda turbina.

I dati di progetto sono:

- numero di giri  $n_{des}$  utilizzato per entrambi gli alberi
- rapporto di compressione del compressore di bassa pressione  $\beta_{c1}$
- rapporto di compressione del compressore di alta pressione  $\beta_{c2}$
- temperatura massima ingresso turbina  $T_{max}$
- potere calorifero inferiore del combustibile utilizzato  $H_f$

Si determinano le condizioni on design componente per componente così come è stato fatto nel caso del turbogetto monoalbero.

#### Inlet

$$T_2^{\circ} = T_1^{\circ}$$
$$p_2^{\circ} = \epsilon_d \cdot p_1^{\circ}$$

dove  $\epsilon_d$  è il rendimento della presa che, nel caso analizzato, è stato imposto uguale a 1.

#### Compressore LP

Nel compressore di bassa pressione le grandezze in entrata vengono contrassegnate con

il pedice 2 mentre quelle in uscita con il pedice 25.

Anche in questo caso occorre effettuare controllo sul valore del rendimento del compressore in modo tale da determinare la temperatura totale in uscita:

- se  $\eta_c < 1.e - 4$  allora

$$T_{25}^{\circ} = T_2^{\circ} \cdot \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}}$$

- in caso contrario

$$T_{25}^{\circ} = T_2^{\circ} + T_2^{\circ} \left( \frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}} - 1}{\eta_c} \right)$$

La pressione totale in uscita, avendo definito il rapporto di compressione on design  $\beta_{c1}$  risulta

$$p_{25}^{\circ} = \beta_{c1} \cdot p_2^{\circ}$$

Conoscendo i valori di pressione e temperatura è ora possibile calcolare il lavoro del compressore di bassa pressione e la potenza assorbita dal compressore stesso:

$$W_{c1} = cp \cdot (T_{25}^{\circ} - T_2^{\circ})$$

$$PWC_1 = \dot{m}_a \cdot cp \cdot W_{c1}$$

### Compressore HP

Discorso analogo può essere fatto per ricavare le grandezze nel compressore di alta pressione, in cui quelle in entrata vengono contrassegnate con il pedice 25 mentre quelle in uscita con il pedice 3.

:

- se  $\eta_c < 1.e - 4$  allora

$$T_3^{\circ} = T_{25}^{\circ} \cdot \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}}$$

- in caso contrario

$$T_3^{\circ} = T_{25}^{\circ} + T_{25}^{\circ} \left( \frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}} - 1}{\eta_c} \right)$$

$$p_3^{\circ} = \beta_{c2} \cdot p_{25}^{\circ}$$

Infine si ricavano il lavoro e la potenza del compressore di alta pressione

$$W_{c2} = cp \cdot (T_3^{\circ} - T_{25}^{\circ})$$

$$PWC_2 = \dot{m}_a \cdot cp \cdot W_{c2}$$

### Combustore

La temperatura in uscita dal combustore può essere calcolata attraverso l'equazione di bilancio dell'energia:

$$\dot{m}_f H_f \eta_b (T_4^\circ - T_3^\circ) = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) c_{pg}$$

Ossia:

$$T_4^\circ = \frac{\dot{m}_a c_p T_3^\circ + \eta_b H_f \dot{m}_f + \dot{m}_f c_{pg} T_3^\circ}{c_{pg} (\dot{m}_a + \dot{m}_f)}$$

dove:

- $\dot{m}_f$  rappresenta la portata di combustibile;
- $\eta_b$  rappresenta il rendimento di combustione e risulta essere pari a  $\eta_b = 0.996$ .

### Turbina HP

La turbina di alta pressione ha come pedice 4 per le grandezze in entrata mentre 45 per quelle in uscita. Per prima cosa si calcola il valore della potenza generata dalla turbina. Essa viene calcolata come:

$$PWT_2 = \frac{PWC_2}{\eta_m}$$

Dove  $\eta_m$  rappresenta il rendimento meccanico del motore ed è imposto pari a  $\eta_m = 0.9498$ . Successivamente si calcola la temperatura in uscita dalla turbina:

$$T_{45}^\circ = T_4^\circ - \frac{PWT_2}{c_{pg} \cdot \dot{m}_a \cdot (1 + f)}$$

In cui

$$f = \frac{c_{pg} \cdot T_4^\circ - c_p \cdot T_3^\circ}{c_{pg} \cdot T_3^\circ - c_{pg} \cdot T_4^\circ + \eta_b \cdot H_f}$$

Si procede dunque al calcolo del rapporto di espansione in turbina che risulta essere pari a:

$$\beta_{t2} = \left( \frac{1 - PWT_2}{\dot{m}_a \cdot (1 + f) \cdot c_{pg} \cdot T_{45}^\circ \cdot \eta_t} \right)^{\frac{-\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$$

Calcolando il rapporto di espansione e conoscendo la pressione in entrata alla turbina, è possibile calcolare la pressione in uscita:

$$p_{45}^\circ = \frac{p_4^\circ}{\beta_{t2}}$$

### Turbina LP

Stessi passaggi vengono eseguiti sulla turbina di alta pressione, i pedici questa volta saranno rispettivamente 45 e 7:

$$PWT_1 = \frac{PWC_1}{\eta_m}$$

$$T_7^\circ = T_{45}^\circ - \frac{PWT_1}{c_{pg} \cdot \dot{m}_a \cdot (1 + f)}$$

In cui

$$f = \frac{c_{pg} \cdot T_{45}^\circ - c_p \cdot T_4^\circ}{c_{pg} \cdot T_4^\circ - c_{pg} \cdot T_{45}^\circ + \eta_b \cdot H_f}$$

Si procede dunque al calcolo del rapporto di espansione in turbina di bassa:

$$\beta_{t1} = \left( \frac{1 - PWT_1}{\dot{m}_a \cdot (1 + f) \cdot c_{pg} \cdot T_7^\circ \cdot \eta_t} \right)^{\frac{-\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$$

Si calcola quindi la pressione in uscita:

$$p_{45}^\circ = \frac{p_4^\circ}{\beta_{t2}}$$

### Nozzle

L'ultimo componente da analizzare è l'ugello.

$$T_9^\circ = T_7^\circ$$

$$p_9^\circ = p_7^\circ$$

Si calcola la pressione critica in uscita dall'ugello

$$p_{cr} = \frac{p_9^\circ}{0.5 \cdot (\gamma_g + 1)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}}$$

se il valore della pressione statica ambientale è minore del valore della pressione critica appena calcolata allora:

$$p_9 = p_{cr}$$

Altrimenti

$$p_9 = p_0$$

Si procede dunque con il calcolo della temperatura totale isentropica all'uscita dall'ugello e di quella statica:

$$T_{9is}^\circ = T_9^\circ \cdot \frac{p_9}{p_9^\circ}^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}$$

$$T_9 = T_9^\circ - \eta_n \cdot (T_9^\circ - T_{9is}^\circ)$$

Conoscendo tali valori è possibile calcolare in sequenza la velocità di scarico dei gas, la densità e l'area di uscita ugello:

$$u_9 = \sqrt{2 \cdot \eta_n \cdot (T_9^{\circ} - T_{9is}^{\circ})}$$

$$\rho_9 = \frac{p_9}{R_g \cdot T_9}$$

$$A_9 = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{\rho_9 \cdot u_9}$$

E di conseguenza il valore della spinta:

$$S = \dot{m}_a \cdot (u_9 - u_0) + A_9 \cdot (p_9 - p_0)$$

Il rapporto di compressione all'ugello è:

$$\beta_n = \frac{p_9^{\circ}}{p_9}$$

#### 4.1.1 Risultati On Design Turbogetto Bialbero

Lo studio precedentemente illustrato ha portato ad ottenere i valori on design del motore. Tali valori saranno, assieme alle condizioni ambiente e alla legge di manetta, gli input per il calcolo delle prestazioni Off Design. Nelle tabelle che seguono vengono presentati i risultati ottenuti.

|                    |        |
|--------------------|--------|
| quota [m]          | 0.00   |
| $\beta_{c1}$       | 3.5    |
| $\beta_{c2}$       | 3      |
| $\beta_{t1}$       | 1.89   |
| $\beta_{t2}$       | 2.03   |
| $\epsilon_d$       | 1.00   |
| $\epsilon_N$       | 1.00   |
| $\epsilon_b$       | 0.96   |
| $\eta_c$           | 0.8686 |
| $\eta_t$           | 0.9292 |
| $\eta_b$           | 0.996  |
| $\dot{m}_a$ [kg/s] | 19.90  |
| $\dot{m}_b$ [kg/s] | 0.3828 |

Tabella 4.1: Parametri On Design Turbogetto Bialbero

|                       |            |
|-----------------------|------------|
| <b>Stazione 1</b>     |            |
| $T_1^{\circ}$ [K]     | 288.14     |
| $p_1^{\circ}$ [Pa]    | 101325.00  |
| <b>Stazione 2</b>     |            |
| $T_2^{\circ}$ [K]     | 288.14     |
| $p_2^{\circ}$ [Pa]    | 101325.00  |
| <b>Stazione 25</b>    |            |
| $T_{25}^{\circ}$ [K]  | 430.92     |
| $p_{25}^{\circ}$ [Pa] | 354637.5   |
| $PWC_1$ [MW]          | 28.5       |
| <b>Stazione 3</b>     |            |
| $T_3^{\circ}$ [K]     | 613.86     |
| $p_3^{\circ}$ [Pa]    | 1063912.5  |
| $PWC_2$ [MW]          | 36.59      |
| <b>Stazione 4</b>     |            |
| $T_4^{\circ}$ [K]     | 1191.00    |
| $p_4^{\circ}$ [Pa]    | 1021356.00 |
| <b>Stazione 45</b>    |            |
| $T_{45}^{\circ}$ [K]  | 1027.80    |
| $p_{45}^{\circ}$ [Pa] | 502895.60  |
| $PWT_2$ [MW]          | 3733264.50 |
| <b>Stazione 7</b>     |            |
| $T_7^{\circ}$ [K]     | 900.43     |
| $p_7^{\circ}$ [Pa]    | 266474.68  |
| $PWT_1$ [MW]          | 37.33      |
| <b>Stazione 9</b>     |            |
| $T_9^{\circ}$ [K]     | 900.43     |
| $p_9^{\circ}$ [Pa]    | 266474.68  |

Tabella 4.2: Prestazioni On Design Turbogetto Bialbero

## 4.2 Off Design

Il caso del turbogetto monoalbero è stato studiato seguendo il solo *Intercomponent Volume Method*. Come detto in precedenza tale metodo consiste nel porre un volume fittizio a valle di ogni componente. Ciò permette di tenere in considerazione anche la dinamica dei fluidi. La differenza rispetto al metodo presentato nel capitolo riguardante il turbogetto monoalbero sta nell'introduzione di un secondo albero, tuttavia il procedimento è del tutto simile a quello presentato in precedenza.

Per prima cosa si entra nella mappa del compressore di bassa con il valore di  $\beta_{c1}$  e del

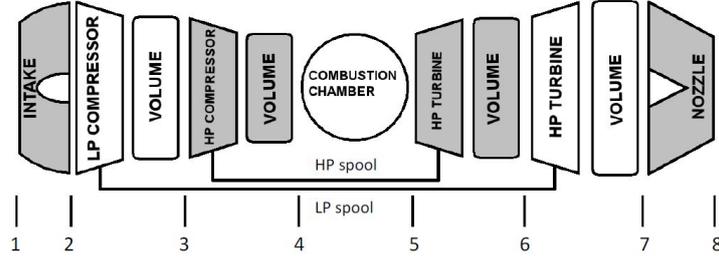


Figura 4.1: Schema turbogetto monalbero per ICV-Method [3]

numero di giri  $N_1$  dove il rapporto di compressione viene definito:

$$\beta_{c1} = \frac{p_{25i}^{\circ}}{p_2^{\circ}}$$

In cui il pedice 'i' indica le grandezze in uscita dal volume posto a valle del compressore. Ora è possibile ricavare dalla mappa il valore della portata corretta  $FM_2$  e del rendimento  $\eta_c$ . Conoscendo il valore della portata corretta è semplice ricavarsi la portata

$$\dot{m}_2 = FM_2 \cdot \frac{p_2^{\circ}}{p_{ref}^{\circ}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_2^{\circ}}}$$

A questo punto si pone che la portata che passa attraverso il volume sia la stessa di quella in ingresso componente

$$\dot{m}_{25i} = \dot{m}_2$$

In sequenza si calcolano i valori di temperatura totale in uscita dal volume e la potenza assorbita dal compressore di bassa

$$T_{25i}^{\circ} = T_2^{\circ} \left( 1 + \frac{\beta_{c1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right)$$

$$PWC_1 = \dot{m}_2 \cdot c_p \cdot (T_{25i}^{\circ} - T_{25}^{\circ})$$

A questo punto occorre incrementare i valori di massa in uscita dal volume così da calcolare il valore della nuova pressione totale

$$m_{25\ new} = (\dot{m}_{25i} - \dot{m}_{25}) \cdot dt + m_{25\ old}$$

$$p_{25i}^{\circ} = \frac{R \cdot T_{25i}^{\circ} \cdot m_{25\ new}}{V_c}$$

Quindi si aggiornano le grandezze che verranno utilizzate per il dt successivo

$$p_{25}^{\circ} = p_{25i}^{\circ}$$

$$T_{25}^{\circ} = T_{25i}^{\circ}$$

$$m_{25 \text{ old}} = m_{25 \text{ new}}$$

Si compiono gli stessi passaggi per il compressore di alta pressione in cui però i pedici delle grandezze saranno 25 in entrata e 3 – 3<sub>i</sub> in uscita.

Per trovare le grandezze off design della turbina di alta pressione si parte anche questa volta dalla relativa mappa. Si entra nella mappa con il valore del rapporto di espansione

$$\beta_{t2} = \frac{p_4^\circ}{p_{45i}^\circ}$$

e con il numero di giri  $N_2$ . Di conseguenza si ricavano portata corretta  $FM_4$  e  $\eta_t$  e, quindi

$$\dot{m}_4 = FM_4 \cdot \frac{p_4^\circ}{p_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_4^\circ}}$$

$$T_{45i}^\circ = T_4^\circ \cdot \left(1 - \eta_t \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_{t2}} \frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}\right)\right)$$

$$PWT_2 = \dot{m}_4 \cdot c_{pg} \cdot (T_4^\circ - T_{45i}^\circ)$$

Conoscendo ora questi valori si calcola la nuova massa passante nel volume

$$m_{45 \text{ new}} = (\dot{m}_{45i} - \dot{m}_{45}) \cdot dt + m_{45 \text{ old}}$$

$$p_{45i}^\circ = \frac{R_g \cdot T_{45i}^\circ \cdot m_{45 \text{ new}}}{V_c}$$

Quindi si aggiornano infine le grandezze

$$p_{45}^\circ = p_{45i}^\circ$$

$$T_{45}^\circ = T_{45i}^\circ$$

$$m_{45 \text{ old}} = m_{45 \text{ new}}$$

Il passaggio fondamentale sta nell'incrementare il valore del numero di giri dei due alberi che poi verranno utilizzati nell'istante di tempo successivo. Si parte sempre dalla dinamica del motore ricavandosi lo sbilancio di potenza ossia la differenza tra la potenza generata dalla turbina e quella assorbita dal compressore. A questo punto si ricava la derivata nel tempo del numero di giri con la solita formulazione

$$\dot{N}_1 = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{\eta_t \cdot PWT_1 - \frac{PWC_1}{\eta_c}}{I \cdot N}$$

$$\dot{N}_2 = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{\eta_t \cdot PWT_2 - \frac{PWC_2}{\eta_c}}{I \cdot N_2}$$

E quindi il nuovo numero di giri sarà:

$$N_1 = N_1 + \dot{N}_1 \cdot dt$$

$$N_2 = N_2 + \dot{N}_2 \cdot dt$$

### 4.2.1 Risultati

Grazie al calcolo delle prestazioni On Design è stato possibile ricavare la Working Line (Figura 4.2) del motore presentato. Essa è stata ricavata imponendo una manetta a gradini in cui ogni step fosse abbastanza lungo da permettere che la risposta del sistema si assestasse.

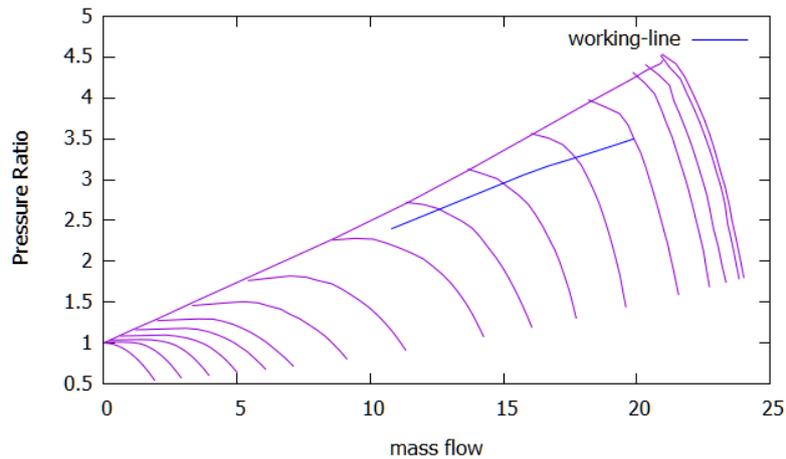


Figura 4.2: Working Line compressore bassa pressione turbogetto bialbero

Per verificare i risultati sono state effettuate molte simulazioni variando le leggi di manetta. Nel seguito verranno presentate 3 tipi di configurazione

- una legge di manetta che segue una funzione a gradino
- una legge di manetta che segue una rampa.
- una possibile configurazione di una manetta

### 4.2.2 Manetta 1: step

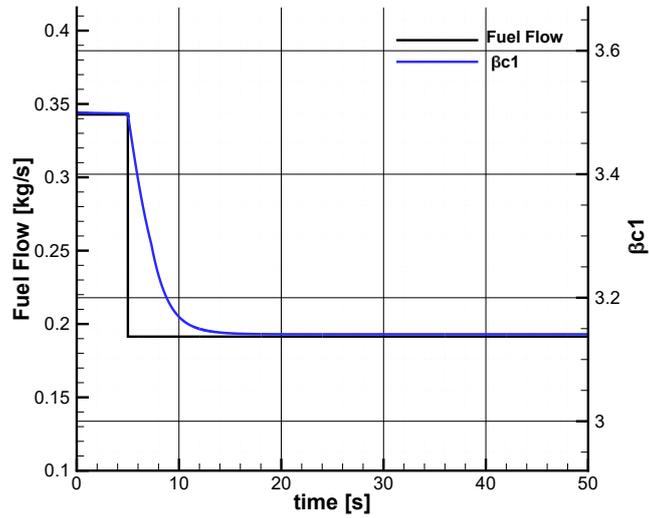


Figura 4.3: Rapporto di compressione di un Bialbero per uno step

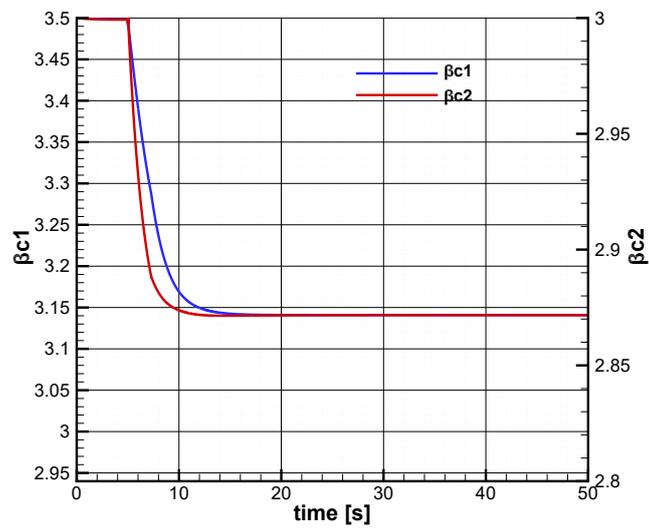


Figura 4.4: Rapporti di compressione dei due compressori per uno step

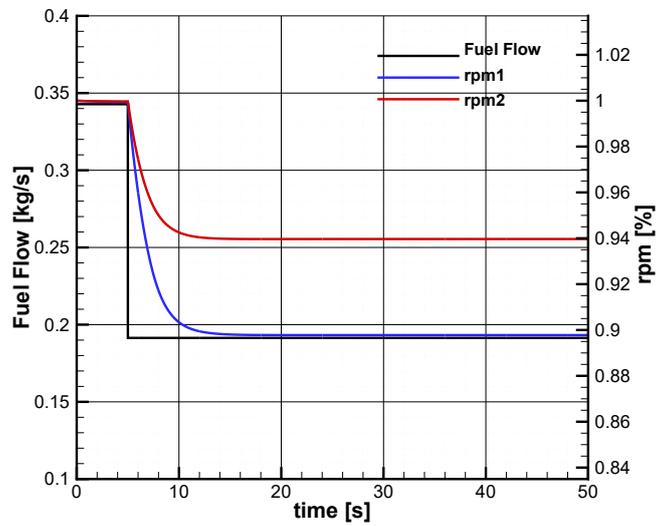


Figura 4.5: Numero di giri dei due alberi per uno step

#### 4.2.3 Manetta 2: rampa

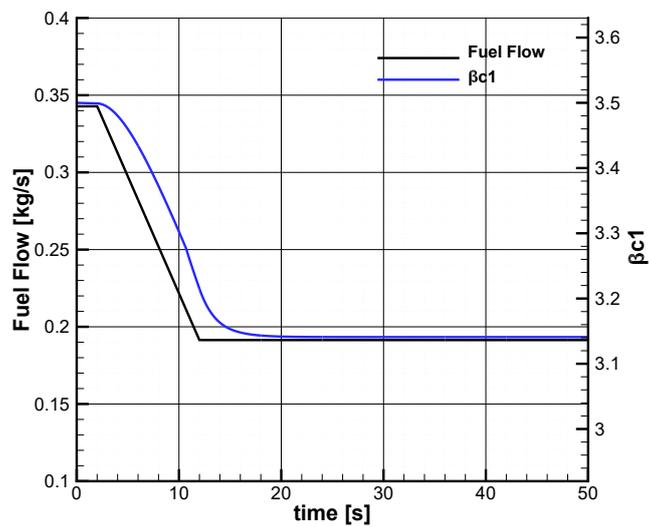


Figura 4.6: Rapporto di compressione del compressore di bassa per una rampa

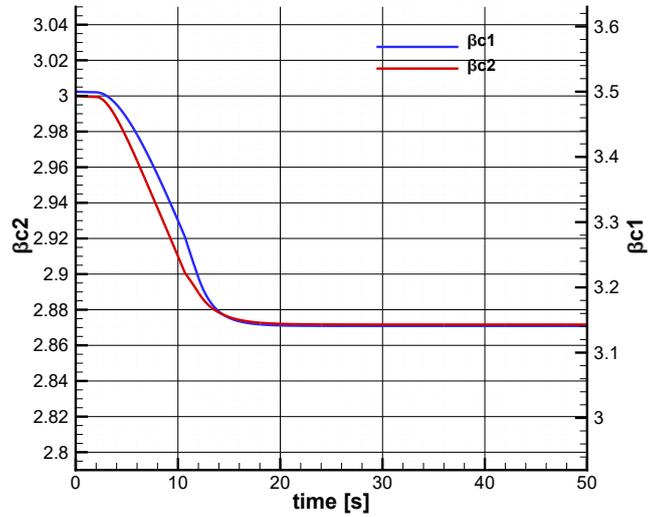


Figura 4.7: Rapporti di compressione per compressore di alta e di bassa in risposta ad una rampa

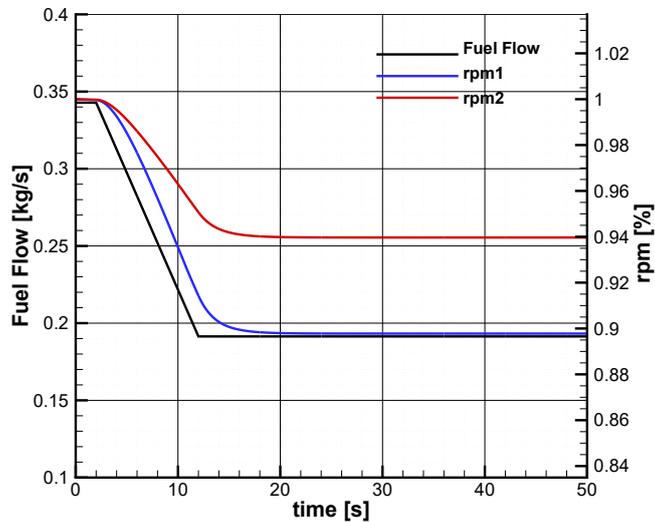


Figura 4.8: Numero di giri dei due alberi in risposta ad una rampa

#### 4.2.4 Manetta 3

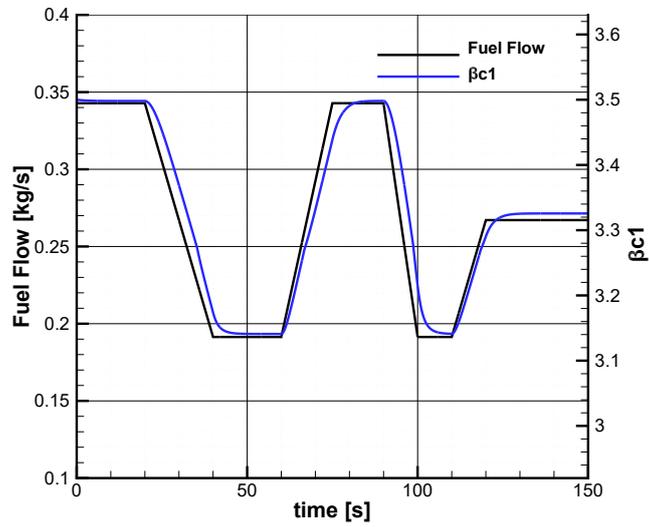


Figura 4.9: Rapporto di compressione di compressore di alta e di bassa per una manetta

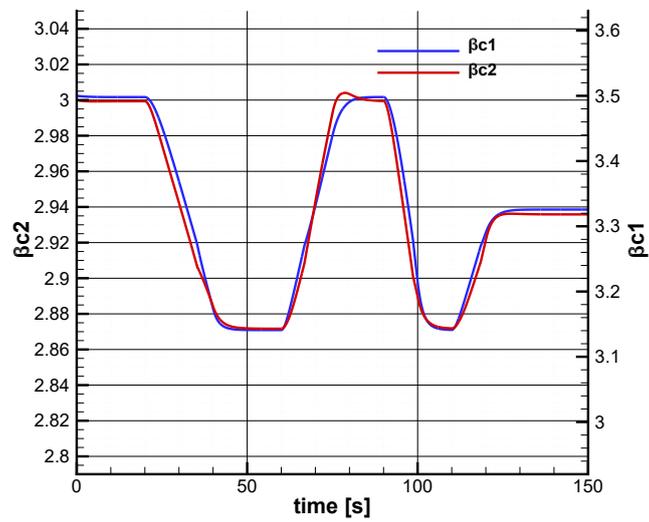


Figura 4.10: Rapporti di compressione dei due compressori per una manetta

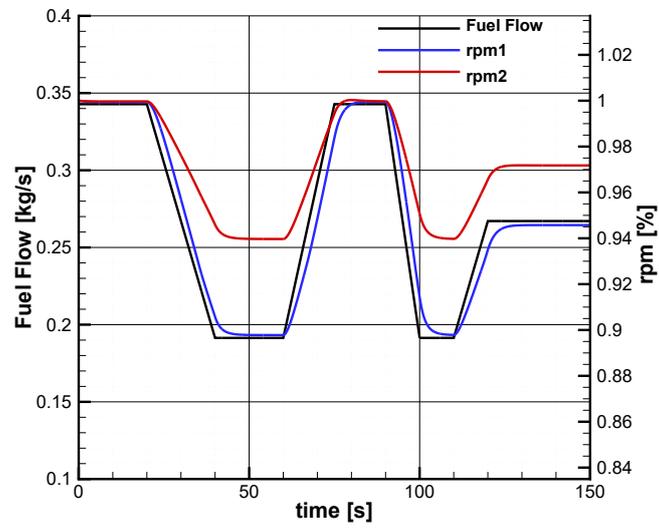


Figura 4.11: Numero di giri dei due alberi per una manetta

## Capitolo 5

# Simulatore Real Time Avanzato

Nello studio della dinamica del motore esistono principalmente due modelli che si possono utilizzare: i modelli real time e i modelli non real time. I modelli real time vengono utilizzati principalmente nella simulazione del volo e nei processi di diagnostica del motore data la leggerezza e la velocità dei codici che in essi si utilizzano; quelli non real time, invece, vengono utilizzati per la fase di progetto del motore, per visualizzare il suo comportamento dinamico e di conseguenza ottenere le relative certificazioni che gli permettono di essere immesso nel mercato. Inoltre questi ultimi modelli permettono l'interfacciamento ad altre dinamiche quali attuatori e/o sensori. Il lato negativo di questi modelli è che sono molto pesanti a livello computazionale e di conseguenza non possono essere utilizzati come simulatori di volo.

Quello descritto nei precedenti capitoli è l'approccio che permette di ottenere un simulatore real time avanzato, la differenza con un semplice simulatore real time sta nel fatto che al codice non vengono dati matrici di dati sperimentali dai quali poi si ricava il modello ma esso deriva dalla ricerca di soluzioni a partire da equazioni analitiche.

### 5.1 Timing simulatore

Arrivati a questo punto occorre andare a verificare che il simulatore sia effettivamente *Real Time* ossia provare che il tempo della simulazione sia sufficientemente inferiore al tempo della dinamica del motore. Per fare ciò è stata utilizzata una funzione del *FORTRAN* chiamata **CPU\_TIME**. Tale funzione permette di cronometrare il tempo che il processore impiega a processare l'intero codice e a fornire tutti gli output.

L'analisi è stata compiuta su un computer avente le seguenti caratteristiche tecniche:

| <b>Dell Inspiron 15 7000 series</b> |  |
|-------------------------------------|--|
| Processor                           | 7 <sup>th</sup> generation Intel Core i7 |
| Memory                              | Two SODIMM slots DDR4 2400 MHz 16GB      |
| Storage                             | SATA 6 Gbps                              |

Tabella 5.1: Specifiche tecniche computer

Inoltre essa è stata effettuata per transitori che vanno dai 10 secondi fino a 600 secondi ottenendo i seguenti risultati per il caso di turbogetto monoalbero:

| <b>MI METHOD</b>                |       |       |       |       |       |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>transient time [sec]</b>     | 10    | 30    | 60    | 300   | 600   |
| <b>computational time [sec]</b> | 0.167 | 0.377 | 0.656 | 3.017 | 5.755 |

Tabella 5.2: Timing simulatore con MI-Method turbogetto monoalbero

| <b>ICV METHOD</b>               |       |       |         |       |       |
|---------------------------------|-------|-------|---------|-------|-------|
| <b>transient time [sec]</b>     | 10    | 30    | 60      | 300   | 600   |
| <b>computational time [sec]</b> | 0.172 | 0.359 | 0.686 s | 3.224 | 6.203 |

Tabella 5.3: Timing simulatore con ICV-Method turbogetto monoalbero

Come si può osservare il tempo della simulazione è molto inferiore rispetto a quello del transitorio imposto, di conseguenza il simulatore può definirsi *Real Time*.

Per provare che il simulatore fosse effettivamente Real Time si è deciso di testarlo su un secondo dispositivo. Il dispositivo in questione è un Raspberry Pi3 Model B+ avente le seguenti specifiche:

| <b>Raspberry Pi3 Model B+</b> |  |
|-------------------------------|--|
| Processor                     | Broadcom BCM2837B0, Cortex-A53 (ARMv8) 64-bit SoC 1.4GHz |
| Memory                        | 1GB LPDDR2 SDRAM   |
| Storage                       | Patriot Micro SD 8GB                                     |

Tabella 5.4: Specifiche tecniche Raspberry Pi3 B+

In questo caso i risultati ottenuti sono stati:

| <b>MI METHOD</b>                |       |       |        |        |         |
|---------------------------------|-------|-------|--------|--------|---------|
| <b>transient time [sec]</b>     | 10    | 30    | 60     | 300    | 600     |
| <b>computational time [sec]</b> | 2.461 | 6.418 | 12.853 | 64.796 | 129.852 |

Tabella 5.5: Timing simulatore MI-Method con l'uso di Raspberry Pi3 B+

| <b>ICV METHOD</b>               |       |       |          |        |         |
|---------------------------------|-------|-------|----------|--------|---------|
| <b>transient time [sec]</b>     | 10    | 30    | 60       | 300    | 600     |
| <b>computational time [sec]</b> | 2.249 | 6.773 | 12.780 s | 63.672 | 127.433 |

Tabella 5.6: Timing simulatore ICV-Method con l'uso di Raspberry Pi3 B+

Si osserva come i tempi di simulazione risultino essere più alti rispetto a quelli precedenti, tuttavia anche con questo processore, il quale ha specifiche tecniche inferiori rispetto

al primo dispositivo, il simulatore risulti essere Real Time.

Stessa operazione è stata compiuta per il caso turbogetto bialbero con entrambi i dispositivi a disposizione:

- Dell Inspiron 15 7000 series le cui specifiche tecniche sono indicate in Tabella 5.1
- Raspberry PI3 Model B+ le cui caratteristiche sono illustrate in Tabella 5.4

L'analisi è stata compiuta imponendo transitori che vadano da 10 secondi a 600, i risultati ottenuti con il primo dispositivo

| Dell Inspiron 15 Seies 7000 |        |        |        |        |       |
|-----------------------------|--------|--------|--------|--------|-------|
| transient time [sec]        | 10     | 30     | 60     | 300    | 600   |
| computational time [sec]    | 0.2376 | 0.4639 | 0.8453 | 3.7907 | 7.453 |

Tabella 5.7: Timing simulatore turbogetto bialbero Dell Inspiron

Mentre con Il Raspberry PI3+

| Raspberry PI3 Model B+   |       |        |       |        |         |
|--------------------------|-------|--------|-------|--------|---------|
| transient time [sec]     | 10    | 30     | 60    | 300    | 600     |
| computational time [sec] | 4.157 | 10.160 | 18.35 | 92.356 | 179.975 |

Tabella 5.8: Timing simulatore turbogetto bialbero Raspberry PI3

Dai risultati si evince come per entrambi i calcolatori utilizzati il simulatore risulti essere **Real Time** in quanto il tempo computazione è inferiore al tempo del transitorio.

## 5.2 Sincronizzazione del simulatore

Come ultimo step si deve sincronizzare il simulatore ossia fare in modo che il tempo computazionale sia pari al tempo del transitorio, in questo modo le grandezze verranno calcolate in contemporanea alla variazioni delle condizioni esterne quali ad esempio la manetta. Per fare ciò si è utilizzata una aggiuntiva *subroutine* di *FORTRAN* che è stata chiamata **stdsleep**. Tale funzione esegue il seguente script

```
use, intrinsic:: iso_c_binding, only: c_int
implicit none
interface
subroutine usleep(us) bind (C)
import c_int
integer(c_int), value :: us
end subroutine usleep
end interface
integer(c_int), parameter :: us=3000
```

*call usleep(us)*  
*return*

Grazie a questa funzione è possibile definire un ritardo *us*, in microsecondi, che indica per quanto tempo il processore deve fermarsi nella compilazione.

Ciò ha permesso di sincronizzare il simulatore come dimostrato dalle immagini che seguono.

|      |   |           |           |          |          |          |          |          |          |
|------|---|-----------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 5660 | 0 | 28.300000 | 15.002518 | 0.191400 | 0.832678 | 4.541479 | 2.410695 | 1.808528 | 0.000000 |
| 5680 | 0 | 28.400000 | 15.002265 | 0.191400 | 0.832670 | 4.541362 | 2.410689 | 1.808486 | 0.000000 |
| 5700 | 0 | 28.500000 | 15.002018 | 0.191400 | 0.832663 | 4.541249 | 2.410682 | 1.808446 | 0.000000 |
| 5720 | 0 | 28.600000 | 15.001779 | 0.191400 | 0.832655 | 4.541139 | 2.410676 | 1.808407 | 0.000000 |
| 5740 | 0 | 28.700000 | 15.001546 | 0.191400 | 0.832648 | 4.541032 | 2.410669 | 1.808369 | 0.000000 |
| 5760 | 0 | 28.800000 | 15.001321 | 0.191400 | 0.832641 | 4.540928 | 2.410663 | 1.808333 | 0.000000 |
| 5780 | 0 | 28.900000 | 15.001101 | 0.191400 | 0.832634 | 4.540827 | 2.410658 | 1.808297 | 0.000000 |
| 5800 | 0 | 29.000000 | 15.000889 | 0.191400 | 0.832628 | 4.540729 | 2.410652 | 1.808262 | 0.000000 |
| 5820 | 0 | 29.100000 | 15.000682 | 0.191400 | 0.832622 | 4.540634 | 2.410646 | 1.808229 | 0.000000 |
| 5840 | 0 | 29.200000 | 15.000481 | 0.191400 | 0.832615 | 4.540542 | 2.410641 | 1.808196 | 0.000000 |
| 5860 | 0 | 29.300000 | 15.000286 | 0.191400 | 0.832609 | 4.540452 | 2.410636 | 1.808165 | 0.000000 |
| 5880 | 0 | 29.400000 | 15.000097 | 0.191400 | 0.832604 | 4.540365 | 2.410631 | 1.808134 | 0.000000 |
| 5900 | 0 | 29.500000 | 14.999913 | 0.191400 | 0.832598 | 4.540281 | 2.410626 | 1.808104 | 0.000000 |
| 5920 | 0 | 29.600000 | 14.999735 | 0.191400 | 0.832593 | 4.540199 | 2.410621 | 1.808075 | 0.000000 |
| 5940 | 0 | 29.700000 | 14.999561 | 0.191400 | 0.832587 | 4.540119 | 2.410617 | 1.808047 | 0.000000 |
| 5960 | 0 | 29.800000 | 14.999393 | 0.191400 | 0.832582 | 4.540042 | 2.410612 | 1.808019 | 0.000000 |
| 5980 | 0 | 29.900000 | 14.999230 | 0.191400 | 0.832577 | 4.539967 | 2.410608 | 1.807993 | 0.000000 |
| 6000 | 0 | 30.000000 | 14.999071 | 0.191400 | 0.832572 | 4.539894 | 2.410604 | 1.807967 | 0.000000 |

Figura 5.1: Sincronizzazione Simulatore Monoalbero

|      |           |           |          |          |          |          |          |          |          |
|------|-----------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 5700 | 28.300000 | 16.435572 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5720 | 28.600000 | 16.435573 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5740 | 28.700000 | 16.435574 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5760 | 28.800000 | 16.435574 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5780 | 28.900000 | 16.435575 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5800 | 29.000000 | 16.435576 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5820 | 29.100000 | 16.435577 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5840 | 29.200000 | 16.435578 | 0.191419 | 0.897794 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5860 | 29.300000 | 16.435579 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5880 | 29.400000 | 16.435579 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871669 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5900 | 29.500000 | 16.435580 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871670 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5920 | 29.600000 | 16.435581 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871670 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5940 | 29.700000 | 16.435581 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871670 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5960 | 29.800000 | 16.435582 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871670 | 1.877992 | 2.028754 |
| 5980 | 29.900000 | 16.435583 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871670 | 1.877992 | 2.028754 |
| 6000 | 30.000000 | 16.435583 | 0.191419 | 0.897795 | 0.939688 | 3.140963 | 2.871670 | 1.877992 | 2.028754 |

Figura 5.2: Sincronizzazione Simulatore Bialbero

### 5.3 Costo computazionale

Come spiegato nella sezione relativa al Matrix Inversion Method, la convergenza della soluzione si ottiene quando l'errore commesso, ossia il residuo dell'equazione, è al di sotto di una determinata tolleranza. Affinchè possa raggiungersi tale condizione il codice effettuerà un numero variabile di iterazioni per ogni step temporale. Il numero di iterazioni aumenterà diminuendo il passo temporale utilizzato. Per tale metodo, quindi, è stata compiuta un'analisi del costo computazionale facendo variare del passo temporale *dt* e misurando il corrispettivo residuo.

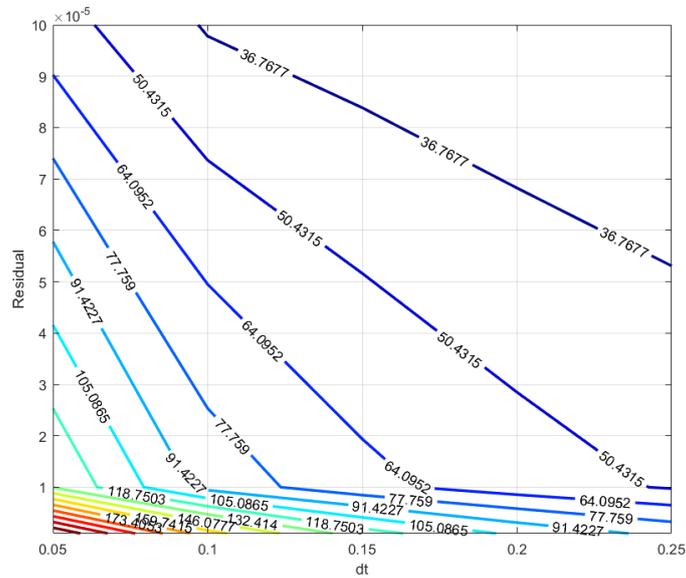


Figura 5.3: Costo computazionale monalbero

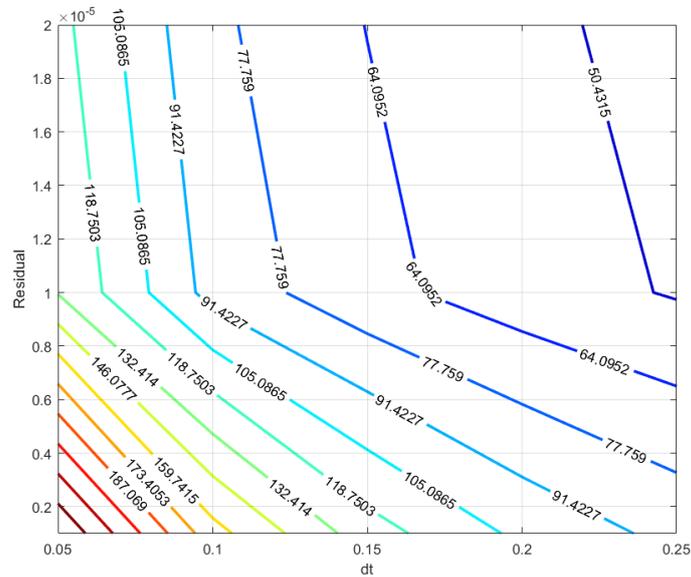


Figura 5.4: Costo computazionale monoalbero zoom

Come si osserva dalla Figura 5.3 e dalla Figura 5.4 utilizzando un passo temporale molto piccolo il numero delle iterazioni compiute per far convergere la soluzione risulta essere elevato ma, come è logico pensare, la soluzione sarà molto più accurata presentato

un valore di residuo notevolmente più basso rispetto a valori di  $dt$  più elevati. La scelta di utilizzare un valore di  $dt$  piuttosto che un altro sta si basa sulla potenza di calcolo che si ha a disposizione.

## Capitolo 6

# Interfacciamento seriale con Arduino

Nell'ultima fase del lavoro di questa tesi si è creato un sistema in grado di interfacciare una scheda Arduino con il codice FORTRAN precedentemente descritto. Arduino è composto da una serie di schede elettroniche alle quali è possibile collegare piccoli dispositivi come sensori e attuatori.

La scheda Arduino utilizzata è quella rappresentata in Figura 6.1

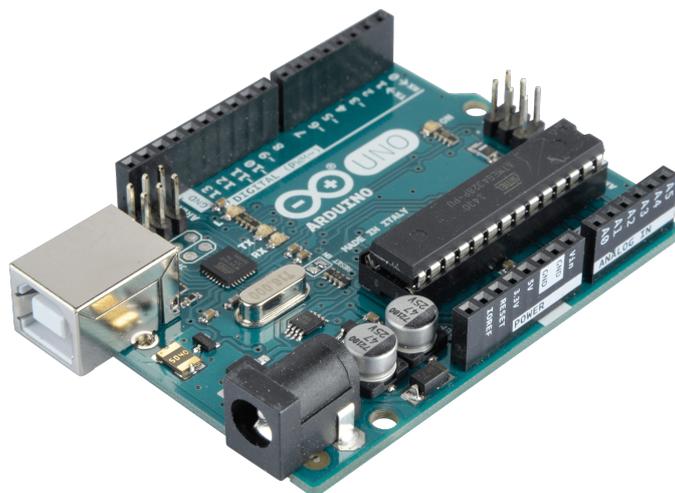


Figura 6.1: Arduino UNO

La scheda dispone di 14 pin di input/output digitali, 6 ingressi analogici, una frequenza CPU di 16 MHz. Il Raspberry PI3 B+ è stato collegato tramite usb ad Arduino, successivamente per verificare che il collegamento sia andato a buon fine da linea di comando di Raspberry basta digitare il comando `lsusb`. In questo modo non solo si è in grado di verificare il collegamento ma anche visualizzare con quale porta comunicano Arduino e Raspberry. A titolo d'esempio sono stati collegati ad Arduino un sensore di temperatura

che simulasse l'input delle condizioni ambiente nel codice e un potenziometro che ha la funzione di una maneta.

Il sensore di temperatura è un LM35 il cui schema è presentato in figura

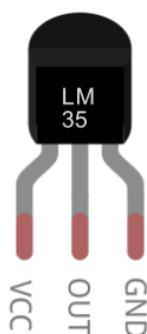


Figura 6.2: Sensore LM35

Occorre collegare l'alimentazione VCC e la terra GND ai rispettivi pin della scheda Arduino UNO mentre l'uscita OUT ad uno degli ingressi analogici a disposizione. Arduino legge il segnale analogico inviato dal sensore, codificato in 10 bit. Ciò significa che i possibili valori vanno da 0 a 1023; il sensore fornisce una variazione di 10 mV/°C ed essendo l'ingresso un valore compreso tra i 0 e i 5V, vuol dire che il massimo di temperatura che potrà leggere è intorno ai 150°C.

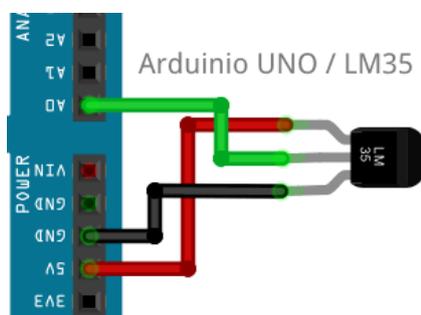


Figura 6.3: Collegamento sensore LM35 a Arduino UNO

Il potenziometro, invece, è stato utilizzato per simulare una manetta; questo componente infatti permette, attraverso l'uso di una manopola, di far variare il valore di una resistenza interna in modo da far cambiare il valore della tensione ai suoi capi. Anche questo componente invia un segnale analogico codificato in 10 bit, si impone quindi che il valore 0 corrisponda allo 0% della manetta mentre il valore 1023 al 100% della manetta. In questo modo, facendo ruotare la manopola, è possibile determinare il valore della manetta voluto. Di seguito viene illustrato come avviene il collegato tra potenziometro e arduino.

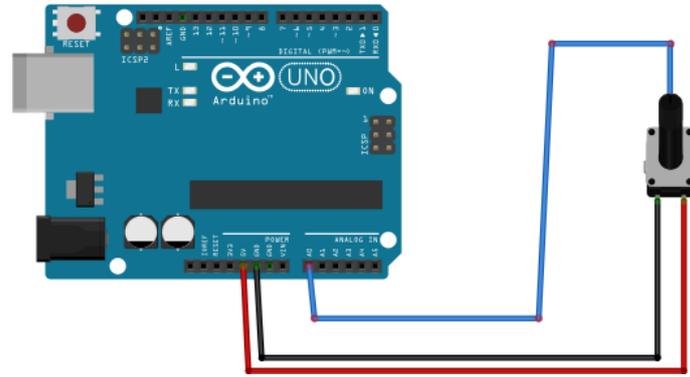


Figura 6.4: Collegamento potenziometro ad Arduino

Questi due circuiti permettono di sostituire il file di testo letto dal simulatore in cui veniva definita la manetta. Il codice infatti come file di input riceve la temperatura ambiente dal sensore di temperatura mentre il valore della manetta dal potenziometro e, di conseguenza, restituisce in output tutte le grandezze del motore. Di seguito sono proposte delle foto del collegamento Raspberry-Arduino-Sensori effettuato

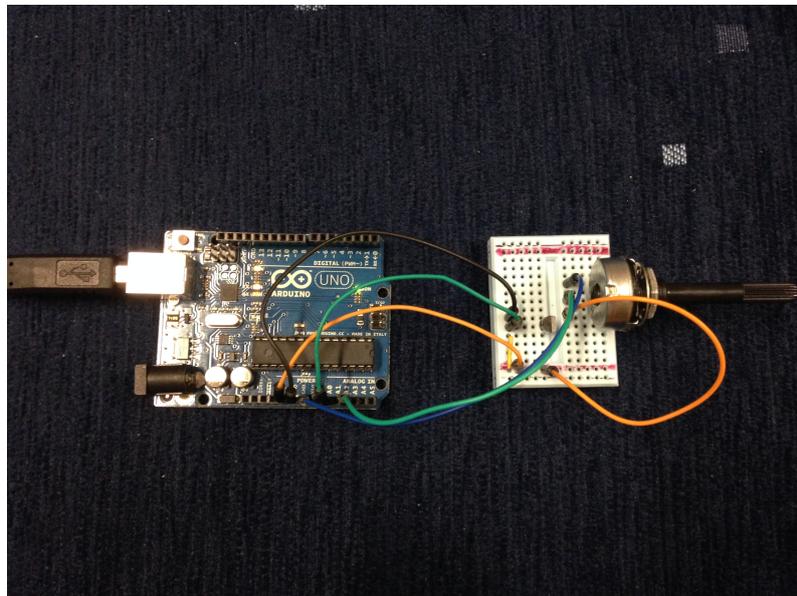


Figura 6.5: Circuito Arduino-Sensori

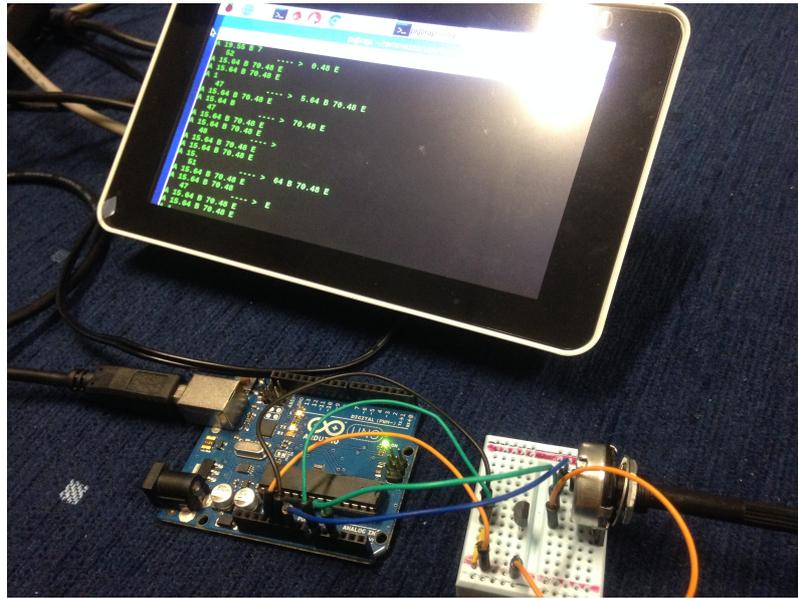


Figura 6.6: Collegamento intero circuito con Raspberry PI3+

## Capitolo 7

# Conclusioni e Sviluppi Futuri

Il modello presentato è stato convertito in un codice scritto in linguaggio *FORTRAN*, in cui vengono utilizzate una serie di *subroutine*. Tre di queste *subroutine* sono necessarie per leggere e riscaldare le mappe di compressore, turbina e ugello. Le mappe di partenza sono state fornite dal software *GSP* prendendo come modello di riferimento il motore *General Electric J85*. Tutti i risultati, infatti, sono stati paragonati con gli output del *GSP* che, si ricorda, essere output di prove sperimentali e non numeriche. I risultati ottenuti, a parità di condizioni di partenza, sono paragonabili a quelli del software, di conseguenza si può dedurre che il codice riesce a convergere ad una soluzione esatta.

Una ulteriore routine è quella utilizzata per il calcolo delle condizioni ambiente, la quale permette di calcolare temperatura, pressione e densità a seconda della quota imposta. Per finire la subroutine on design calcola le condizioni a progetto dalle quali partire per ricavare le prestazioni off-design.

Di conseguenza si può affermare che sia stato sviluppato un codice real time in grado di simulare il comportamento dei due motori proposti. Tale strumento permette di calcolare le prestazioni del motore in contemporanea alla variazione di input esterni quali ad esempio la manetta. In questo modo un pilota, visualizzando le prestazioni attuali del motore, può decidere di correggere la manovra ad esempio aumentando o diminuendo la quota oppure cambiando l'apporto di flusso combustibile.

Il simulatore è stato testato su diverse macchine, con prestazioni elevate e non, per verificarne la reattività ed interfacciato ad un controllore Arduino così che gli input venissero inviati tramite dei sensori e attuatori piuttosto che da un file.

Possibili progetti futuri potrebbero essere l'implementazione di questo codice su altri tipi di motore come turboprop e turbofan o l'introduzione di un sistema di controllo del tipo PID ad anello chiuso.

# Bibliografia

- [1] A.F.Spesot. «Gas turbine engine performances in sub-idel conditions». In: *MSc thesis, Politecnico di Torino* (2016).
- [2] A.J.Ujam F.C.Ifeacho G.Anakudo. «Modelling performance characteristics of a turbojet engine». In: *Department of Mechanical and production Engineering, Enugu State University of Science and Tecnology, Department of Mechanical Engineering, Cross River University of Technology* (2013).
- [3] J.Janikovic. «Gas turbine transient performance modeling for engine flight path cycle analysis». In: *PHd thesis, Cranfield University* (2010).
- [4] J.Kurzke. «How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations». In: *Engine Performance Department, Munchen* (1996).
- [5] P.Ailer I.Santa G.Szederkenyi K.M.Hangos. «Nonlinear model-building of a low-power gas turbine». In: *Department of Aircraft and Ships Budapest University of Technology and Economics* (2001).
- [6] D. Novik. «Some linear dynamics of two-spool turbojet engines». In: *Naca, technical note 3274, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland* (1956).
- [7] P.P. Walsh P.Fletcher. «Gas turbine performance, second edition». In: *Blackwell Science* (2004).
- [8] J.F. Sellers C.J Saniele. «Dyngen - a program for calculating steady state and transient performance of turbojet and turbofan engines». In: *Lewis Research Center, Cleveland* (1975).
- [9] T.Nada. «Performance characterization of different configurations of gas turbine engines». In: *National Authority of Remote Sensing and Space Sciences, Cairo* (2014).
- [10] V.Timo. «A numerical tool simulating unsteady dynamics of a microturboshaft engine for UAV applications». In: *MSc thesis, Politecnico di Torino* (2015).