

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

-Sede di Forlì-

**CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE
Classe: L-9**

**ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
Disegno Assistito Dal Calcolatore**

**DIMENSIONAMENTO ED OTTIMIZZAZIONE DI UN
COMPRESSORE ASSIALE PER TURBINA
AERONAUTICA AD ALTISSIMA POTENZA**

CANDIDATO
Livera Filippo

RELATORE
Ing. Piancastelli Luca

Anno Accademico 2013-2014

Sessione II

INDICE

CAPITOLO 1

Introduzione e cenni storici

1.1	Premessa.....	1
1.2	Introduzione al compressore.....	1
1.3	Cenni storici.....	3

CAPITOLO 2

Propulsori aeronautici

2.1	Generalità.....	7
2.2	Tipologie di propulsori.....	8
2.3	Turboelica.....	15
2.4	Ramjet.....	18
2.5	Scramjet.....	22
2.6	Motori diesel per applicazioni aeronautiche.....	21

CAPITOLO 3

Studio fluidodinamico

3.1	Compressori assiale.....	25
3.2	Studio dei triangoli di velocità.....	27
3.3	Lavoro specifico per stadio.....	31
3.4	Fattore di diffusione.....	32
3.5	Scambio energetico e rapporto di compressione.....	34

3.6	Fattori che influenzano il rapporto di compressione.....	36
3.7	Considerazioni sui parametri di stadio.....	38
3.8	Metodo di risoluzione	41
3.9	Soluzioni generali.....	42

CAPITOLO 4

Profili palari

4.1	Generalità.....	46
4.2	Profili NACA.....	49
4.3	Performance delle palette.....	50
4.4	Considerazioni sulle scelte.....	54

CAPITOLO 5

Svolgimento del progetto

5.1	Scopo del progetto.....	56
5.2	Prestazioni richieste.....	57
5.3	Calcolo design.....	60
5.4	Risultati.....	67
5.5	Analisi dei risultati.....	83

CAPITOLO 6

6.1	Riassunto specifiche.....	84
6.2	Conclusioni e sviluppi futuri.....	87

Capitolo 1

INTRODUZIONE e CENNI STORICI

1.1 Premessa

Questa tesi si inserisce in progetto di più ampio respiro svolto con la collaborazione di diversi laureandi che, capitanati dall'Ing. Piancastelli, sviluppano idee e progetti innovativi per il campo aeronautico. Oggetto di questa tesi è lo studio preliminare ed il dimensionamento di un compressore assiale da inserire in un propulsore in cui la camera di combustione verrebbe sostituita da un motore diesel ad alte prestazioni che, tramite l'ausilio di un riduttore, andrebbe a trascinare un fan. Inoltre i gas combusti fornirebbero energia ad una turbina per il funzionamento del compressore assiale stesso.

1.2 Introduzione al compressore

La compressione può essere effettuata utilizzando due tipologie di compressori: compressori volumetrici e turbocompressori. Il secondo gruppo comprende macchine a flusso centrifugo ed a flusso assiale che sono usualmente azionate da una turbina accoppiata allo stesso albero del compressore. I compressori centrifughi vengono realizzati anche in unità singola, mentre le macchine assiali sono tipicamente multistadio. In piccoli motori, un compressore assiale è usato con

funzione di booster per incrementare la pressione all'ingresso del compressore centrifugo.

Limitatamente alla tipologia dei turbocompressori i vantaggi e svantaggi principali delle due tipologie risultano:

- Il centrifugo è di solito più robusto dell'assiale
- Il compressore assiale elabora una maggiore portata a parità di ingombri del compressore centrifugo. Questo permette quindi di ottenere maggiori potenze
- La tendenza ad adottare rapporti di pressione crescenti negli anni ha favorito l'adozione di compressori assiali in quanto permettono di realizzare migliori efficienze utilizzando soluzioni pluristadio
- Il compressore centrifugo è comunque, favorito per i piccoli motori dove la sua semplicità e robustezza consente di superare alcuni altri svantaggi.

Ricapitolando si è optato per la soluzione assiale in quanto le portate e le pressioni richieste sarebbero state difficilmente raggiungibili con una soluzione centrifuga.

1.3 Cenni storici

I concetti di base dei compressori assiali multistadio sono conosciuti da approssimativamente 150 anni, essendo stato presentato all'Académie Des Sciences francese nel 1853. Uno dei primi compressori assiali sperimentali era una turbina a reazione multi-stadio operante in maniera inversa. Questo lavoro fu compiuto da C. A. Parrocinel 1885: l'efficienza era bassa, primariamente perché le pale erano state disegnate per ridurre l'energia del fluido nella direzione inversa a quella con cui operava e non per incrementare la pressione nella direzione di flusso. Uno dei primi brevetti in America sui compressori assiali fu ottenuto da Sir Charles Parson nel 1901. In questo brevetto n° 3060, intitolato "Improvements in Compressors and Pump of the Turbine Type" Parson afferma che: *"My invention consists in a compressor or pump of the turbine type operating by motion of sets of movable blades or vanes between set of fixed blades, the movable blade being more widely spaced than in a steam turbines, and constructed with curved surfaces on the delivery side, and set at a suitable angle to the axis of rotation. The fixed blades may have a similar configuration and besimilarly arranged on the containing casing at any suitable angle"*. Il primo compressore realizzato da Parson elaborava una portata di 85 m³/min a 4000 giri/min sviluppando una pressione di 12065.8 Pa con diciannove stadi. L'efficienza era inferiore al 60% a causa dello stallo presente nelle schiere rotanti. La difficoltà nel realizzare un deflusso libero da zone di stallo derivava dai criteri di progettazione che in quegli anni derivavano dall'esperienza acquisita con le turbine. L'ulteriore

sviluppo dei compressori assiali fu in quegli anni ritardata dalla non conoscenza dei principi fondamentali della meccanica dei fluidi. La Prima Guerra Mondiale e l'interesse nell'aviazione stimolarono un rapido sviluppo della meccanica dei fluidi e dell'aerodinamica. La crescita di questi settori diede un rinnovato impulso alla ricerca nel settore dei compressori assiali. Le caratteristiche funzionali dei compressori furono notevolmente migliorate utilizzando la teoria dei profili isolati e quando il rapporto di pressione per stadio era modesto, i compressori assiali erano in grado di raggiungere efficienze piuttosto alte. Le macchine assiali cominciarono ad essere utilizzate commercialmente nei sistemi di ventilazione, nelle unità di aria condizionata e nei generatori di vapore. A partire dagli anni trenta l'interesse verso i compressori assiali aumentò per la crescente richiesta di aria compressa. Compressori efficienti erano necessari per aumentare la potenza specifica dei motori alternativi e migliorare l'efficienza degli aerei ad alta quota. Con lo sviluppo di compressori efficienti e componenti di turbina, motori a turbo getto per gli aerei cominciarono attrarre l'attenzione dei ricercatori. Nel 1936 la Royal Aircraft Establishment in Gran Bretagna cominciò lo sviluppo di compressori assiali per propulsione di jet. Una serie di compressori con elevata efficienza fu sviluppata nel 1941 e sempre in questo stesso periodo, i ricercatori in Germania stavano facendo ricerca simile che portarono alla realizzazione di una serie di jet. Negli Stati Uniti, la ricerca fu diretta dal National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), precursore dell'odierno National Aeronautics and Space Administration (NASA): nello sviluppo di tutti queste unità, l'incremento di pressione per stadio fu ottenuto usando profili palari ad elevata curvatura e schiere palari con elevata solidità. In queste condizioni progettuali le schiere palari presentavano un

mercato ricoprimento, e divenne evidente che l'approccio progettuale sviluppato per i profili isolati non era adeguato. La teoria aerodinamica fu, perciò, specificamente sviluppata per il caso di profili in schiera. Oltre agli studi teoretici, sistematiche analisi sperimentali di profili in schiera furono condotte per fornire le informazioni necessarie per il progetto. Mentre la ricerca aeronautica proseguiva nel cammino intrapreso a metà degli anni trenta, compressori assiali erano costruiti ed installati in diversi impianti di processo. Uno dei compressori industriali commercializzati in quegli anni in America trae origine dal compressore assiale TG 180 sviluppato per la propulsione jet a metà degli anni 40 e fu utilizzato per azionare pompe e per rispondere alle diverse richieste industriali elaborando fino a 37 kg/s. Il compressore (MS3002) non utilizzava valvole di spurgo, valvole di ingresso a geometria variabile o pale statoriche ad angolo variabile per regolare la turbina in un ampio campo delle velocità senza incorrere nel soffocamento del compressore. L'El Paso Natural Gas Company acquistò 28 di queste turbine che, dopo 30 anni, accumularono una media di più di 200 000 ore di funzionamento ognuna. La tecnologia sviluppata dall'industria aeronautica non venne comunque sistematicamente presa in considerazione dal settore commerciale dei compressori fino al 1958 quando molti dei rapporti di NACA furono riclassificati. Oggi, molti dei disegni dei compressori commercializzati sono basati sui rapporti NACA pubblicati. La General Electric nel 1955, sviluppò il progetto di un nuovo compressore per soddisfare meglio il mercato elettrico. In questo progetto venne sviluppato un compressore che elaborava una maggiore portata e con una più elevata efficienza e vennero adottati profili alari (un miglioramento dei profili NACA serie 65) rastremati con uno spessore del 13.5% della corda in corrispondenza al bordo di

uscita per garantire una maggior robustezza. Sezioni di estrazione dell'aria furono aggiunti al quarto e al decimo stadio per evitare instabilità funzionali al variare del numero di giri del compressore. Il progetto, usato nel modello MS5000 originale, elaborava una portata d'aria di 72,4 kg/s ed un rapporto di pressione di 6.78 a 4860 RPM. La portata d'aria del compressore fu aumentata successivamente elevando la velocità di rotazione a 5100 RPM ed aumentando l'angolo di calettamento delle pale direttrici all'ingresso (IGV), dando luogo al modello MS5001M di base che a buona ragione può essere considerato il progenitore dei moderni compressori. Negli anni successivi, come mostra la tabella fornita dall'azienda produttrice General Electric, ci fu un ulteriore notevole aumento delle prestazioni con:

- Numero di stadi via via decrescenti
- Aumento dei rapporti di compressione, efficienza e velocità periferica di punta (tip speed)

Table 2.1 Compressor developments by General Electric

<i>Year</i>	<i>Designation</i>	<i>Design pressure ratio</i>	<i>Number of stages</i>	<i>Corrected tip speed (m/s)</i>
late 50s	CJ805/J79	12.5	17	291
1969	CF6-50	13.0	14	360
1974	CFM56	12	9	396
1982	E ³ engine	23	10	456

Fig 1.1. Tabella General Electric

Capitolo 2

PROPULSORI AERONAUTICI

2.1 Generalità

Attualmente il panorama motoristico aeronautico è molto vasto in quanto si passa dai piccoli aeromobili ultraleggeri da turismo, ai grandi cargo, agli enormi aerei passeggeri da oltre 800 posti. E' quindi chiaro che ad una così grande varietà di modelli corrisponda una altrettanto vasta serie di motori passando dai piccoli motori a pistoni, alle grandi turbine dell'Airbus A380, fino ad arrivare ai "motori" screamjet degli ultimi prototipi, come ad esempio il Boeing X-51 Wave Rider, per velocità oltre Mach 6. Rimanendo nel campo dei modelli civili si è assistito dal dopoguerra ad oggi ad uno sviluppo notevole della tecnica; si è passati dai motori alternativi ad elica ai motori a getto, alle turboeliche. Oggi si sta assistendo ad un ulteriore passo avanti: si stanno utilizzando motori diesel anche per grandi potenze in sostituzione dei motori a turbina, in un ottica di riduzione dei costi resa possibile dall'estrema semplicità del motore stesso e al minore costo dei combustibili. Questo sviluppo è stato possibile grazie ad un incremento sensibilissimo delle prestazioni dei motori ad accensione per compressione, complice lo sviluppo dell'elettronica di controllo e l'avvento del common-rail, che permette, grazie ad una iniezione controllata elettronicamente, di migliorare la combustione e quindi i rendimenti dell'intero motore.

2.2 Tipologie di propulsori

TURBOJET

E' il più semplice degli aereattori e genera spinta utilizzando un ugello per la trasformazione dell'energia termica, posseduta dal propellente a valle della turbina, in energia cinetica.

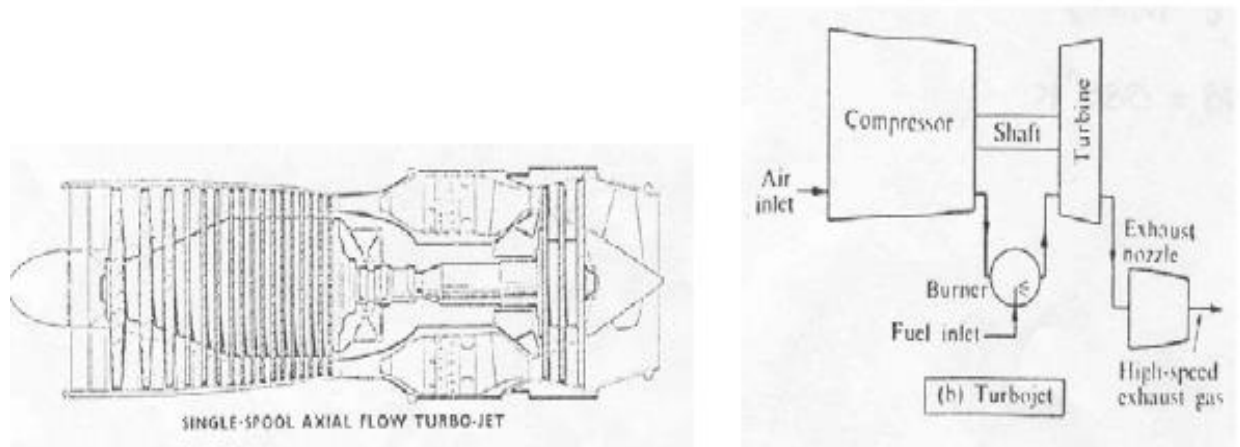


Fig 2.1. Turbojet

Oltre al generatore di gas (compressore - camera di combustione - turbina) presenta solo un altro convertitore di energia: l'ugello che ha funzione di generatore di spinta. Il generatore di gas è alimentato in aria dalla presa d'aria che si può considerare un particolare condotto di alimentazione in quanto fornisce aria nella quantità e nelle condizioni richieste dal compressore. Il turboreattore semplice permette di realizzare elevate velocità di volo fornendo elevate spinte per unità di massa strutturale del motore ma la spinta è realizzata a costo di un elevato consumo di combustibile in quanto, ricordiamo, tale motore fornisce spinta accelerando molto una piccola massa di propellente. La variazione di quantità di moto subita dal propellente nell'attraversare l'ugello è dovuta principalmente all'energia termica

fornita al propellente (elevato consumo di combustibile) e poi dal grado di sfruttabilità della stessa (compressori con elevato rapporto di compressione).

L'espressione della spinta, trascurando l'eventuale spinta statica, è la seguente:

$$\bullet \quad S = \dot{m}[(1 + f)]V_u - V_0 \quad (2.1)$$

La condizione di funzionamento è rappresentata dall'eguaglianza dei lavori tra turbina e compressore e dall'esistenza di due gole soniche al distributore di turbina e nella sezione di gola dell'ugello:

$$\bullet \quad \dot{m} \cdot c_{pc}(T_{02} - T_{01}) = \dot{m}(1 + f)c_{ph}(T_{04} - T_{05}) \quad (2.2)$$

$$\bullet \quad \frac{A_u}{A_4} = \left(\frac{T_{04}}{T_{05}}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.3)$$

I limiti del turboreattore semplice sono legati, da un lato, al limite strutturale della turbina, dall'altro, al consumo ed al rumore indotto dall'elevata velocità e all'elevata temperatura dei gas di scarico. Il ruolo della massima temperatura raggiungibile dalla turbina è fondamentale sia per le prestazioni ottenibili sia per i conseguenti consumi di combustibile. Dobbiamo considerare però che il limite strutturale della turbina impone la massima temperatura T_{04} e di conseguenza la massima velocità di efflusso V_u . Possiamo utilizzare il processo di post-combustione permettendo di ottenere una V_u elevata grazie all'aumento della temperatura di ristagno nell'ugello; tutto ciò mi permette di lasciare inalterata la temperatura T_{04} senza intaccare i limiti strutturali cui è sottoposta la turbina.

Il sistema di post-combustione permette di creare una seconda combustione nei gas in uscita dalla turbina prima di arrivare nell'ugello.

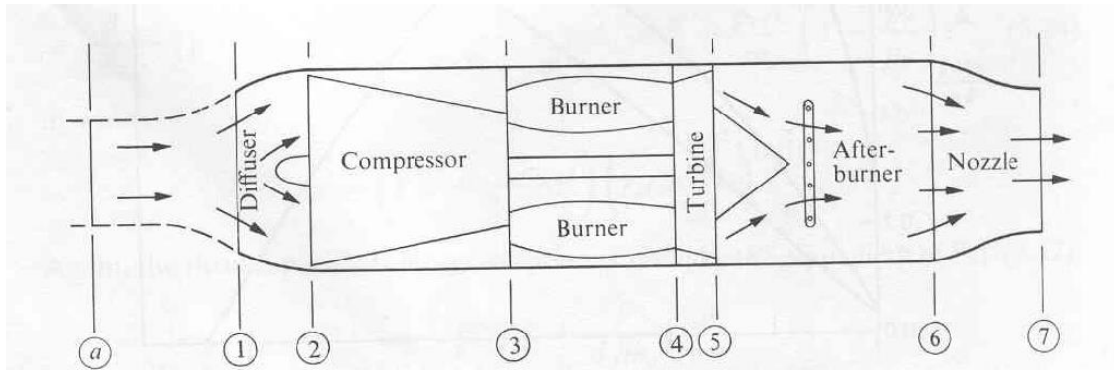


Fig 2.2. Turbojet con post-combustione

In Fig 2.2 viene mostrato un turboreattore modificato per l'esistenza di un processo di post-combustione dopo la turbina. Questo sistema non aumenta la sfruttabilità dell'energia termica ma aumenta l'energia stessa. Quindi si capisce come l'ottenimento di queste elevate prestazioni è accompagnato da un notevole dispendio energetico ragion per cui si adopera tale sistema solo in alcune fasi del volo, al decollo ad esempio o quando (se si parla di aerei militari) è necessario imprimere al velivolo una accelerazione immediata. E' possibile realizzare la post-combustione in quanto la ricchezza della miscela negli aereoreattori è molto minore di quella stechiometrica per cui la miscela dopo la turbina è ricca di ossigeno non utilizzato nella combustione. Non esistendo i vincoli di T_{max} imposti dalla turbina è possibile raggiungere, iniettando combustibile in modo da realizzare un rapporto di miscelamento adeguato, temperature più elevate di quelle in camera di combustione.

Un aumento della temperatura di ristagno influenza due parametri fondamentali: la velocità di efflusso dall'ugello, che ricordiamo essere direttamente proporzionale alla radice della temperatura di ristagno a monte dell'ugello, e la portata massica uscente dall'ugello che,

essendo a regime la gola sonica, è inversamente proporzionale alla temperatura di ristagno.

$$\bullet \quad V_U = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{06}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_u}{p_{06}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.4)$$

$\dot{m}_u = f(\gamma) \frac{p_{06} A_{cr}}{\sqrt{RT_{06}}}$ data l'espressione della spinta:

$$\bullet \quad S = \dot{m}_u V_u - m_a V_0 + (p_u - p_a) A_u \quad (2.5)$$

Si deduce che la post-combustione non ha nessun effetto sulla spinta, se la geometria dell'ugello è fissa, permette solo di avere la stessa spinta con un minor consumo di propellente. Per ottenere un aumento di spinta è necessario rendere la portata costante agendo sulla sezione di gola. In tal modo la spinta aumenta con la velocità di efflusso. Tale meccanismo di apertura dell'area di gola dell'ugello fino all'attivazione della post-combustione non è senza problemi a causa dei tempi diversi necessari per compiere le due operazioni e possono generarsi fenomeni di ostruzione termica nel compressore, cioè una riduzione della portata in ingresso al compressore che può comportare il pompaggio e lo spegnimento della combustione. Ovviamente con la post-combustione si esasperano quelli che erano i difetti del turboreattore semplice, cioè un elevato consumo ed un elevato rumore indotto dalla velocità e dalla temperatura dei gas di scarico.

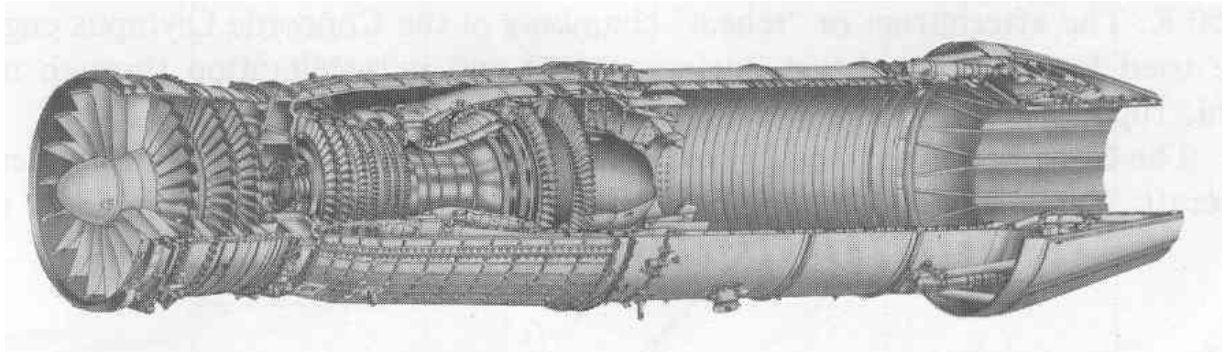


Fig 2.3. Turbojet

TURBOFAN

A seguito di quanto precedentemente descritto, il turboreattore semplice è stato sostituito in quasi tutte le applicazioni militari e civili con quello che viene chiamato turboreattore a doppio flusso o turbo fan. In questo motore la spinta è realizzata con una minore velocità dei gas all'uscita dell'ugello (minore consumo di combustibile e minori problemi di rumore) e con una maggiore portata di propellente, cioè accelerando poco una grande massa d'aria. Infatti in questo propulsore abbiamo il contributo di due differenti masse d'aria che contribuiscono a fornire la spinta necessaria al motore:

- una corrente di aria calda che, al pari di quanto accade nel turboreattore semplice, riceve energia termica sfruttabile dal gruppo compressore–camera di combustione–turbina
- Una corrente di aria fredda che, al contrario, riceve energia soltanto da un compressore secondario (il fan) presentandosi nell'ugello in tale stato

L'energia al compressore secondario viene fornita da una turbina separata posta a valle della turbina principale. La separazione delle due turbine è opportuna perché essendo diversi i rapporti di

compressione e le dimensioni dei due compressori anche il loro numero di giri sarà diverso, per cui avere alberi separati è la soluzione migliore rispetto all'inserimento di ingombranti scatole di riduzione.

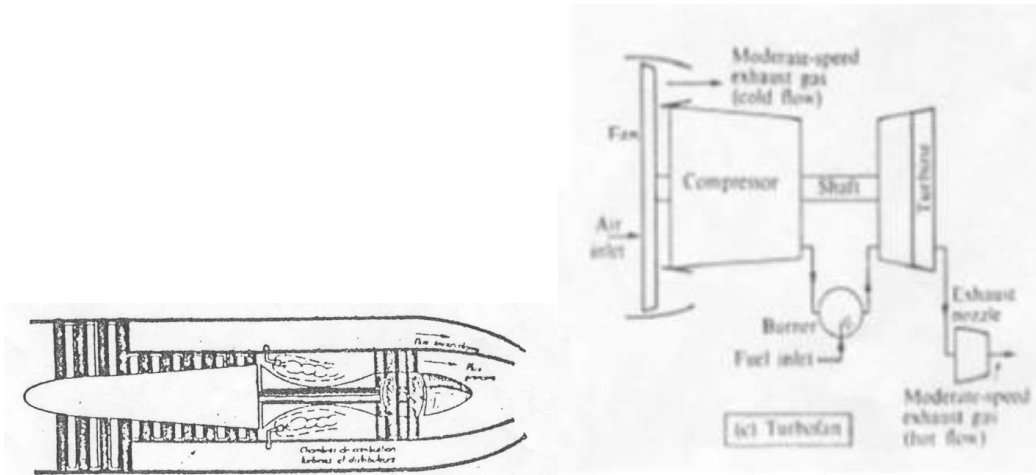


Fig 2.4 Turbofan

Solo a valle della turbina, abbiamo un cambiamento: i gas caldi non vanno direttamente nell'ugello ma cedono una parte della loro energia attraverso un'altra turbina al compressore secondario il cui compito è quello di trasferire tale energia al flusso d'aria fredda che lo attraversa. Ciò comporta che la temperatura di ristagno e la pressione di ristagno dei gas caldi all'ingresso dell'ugello del generatore di gas siano più basse e di conseguenza la velocità di efflusso dei gas caldi sarà minore. La spinta fornita dall'intero motore sarà data quindi da:

- $$S = \dot{m}_{ah}[(1 + f)]V_{uh} - V_0 + \dot{m}_{ac}(V_{uc} - V_0) \quad (2.6)$$

Introducendo il rapporto di by-pass: $BPR = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_{ah}}$, possiamo esprimere la spinta come:

- $$\frac{S}{\dot{m}_{ah}} = (1 + f)V_{uh} - V_0 + BPR(V_{uc} - V_0) \quad (2.7)$$

Le due velocità di efflusso dipendono l'una dall'altra attraverso il rapporto di by-pass BPR e attraverso il rapporto di compressione del fan β_{fan} .

Per il turbofan la condizione di equilibrio sarà:

- $(1 + f)c_{ph}(T_{04} - T_{05}) = c_{pc}(T_{03} - T_{02}) + BPR(T_{08} - T_{02})$ (2.8)

La determinazione della quantità di energia da fornire al compressore secondario per una data entalpia disponibile, viene determinata con un processo di ottimizzazione della spinta globale offerta dal motore. Inoltre, fissata l'energia fornita al compressore secondario e il rapporto di compressione β_{fan} la velocità di efflusso V_{uc} dipende dalla massa di aria fredda elaborata e quindi dal rapporto di by-pass. La scelta ottima terrà conto dell'influenza che questi due parametri hanno sul peso e l'ingombro del motore e quindi sulla resistenza aerodinamica. Aumentare il rapporto di compressione del fan vuol dire aumentare il numero degli stadi e quindi il peso del compressore ma aumentare il rapporto di by-pass vuol dire aumentare la sezione frontale e quindi la resistenza aerodinamica. Se riportiamo, in funzione del BPR, l'incremento di spinta e l'incremento di resistenza aerodinamica vediamo come si viene ad individuare un valore massimo del BPR. Tale valore dipende dal particolare velivolo e dalla missione; inoltre la geometria ed il Mach di volo sono parametri essenziali per quantificare quanto detto. Comunque il rapporto di by-pass ottimo si aggira normalmente su valori fra 5 e 10.

2.3 Turboelica

Per velivoli utilizzati nel basso subsonico allo scopo di avere un ottimo rendimento propulsivo è consigliabile utilizzare una turboelica. Ci sono diverse tipologie di turboeliche ma dal punto di vista termodinamico il funzionamento è lo stesso per tutti i tipi.

Al pari di quanto accade nel turboreattore semplice ed in quello a doppio flusso anche nella turboelica è utilizzato un generatore di gas caldi formato da un gruppo compressore – camera di combustione - turbina in cui viene elaborata l'aria proveniente dalla presa d'aria. Come nel turboreattore a doppio flusso parte dell'energia posseduta dai gas allo scarico della turbina è utilizzata per fornire energia ad un organo rotante che in questo caso è il generatore di spinta: l'elica.

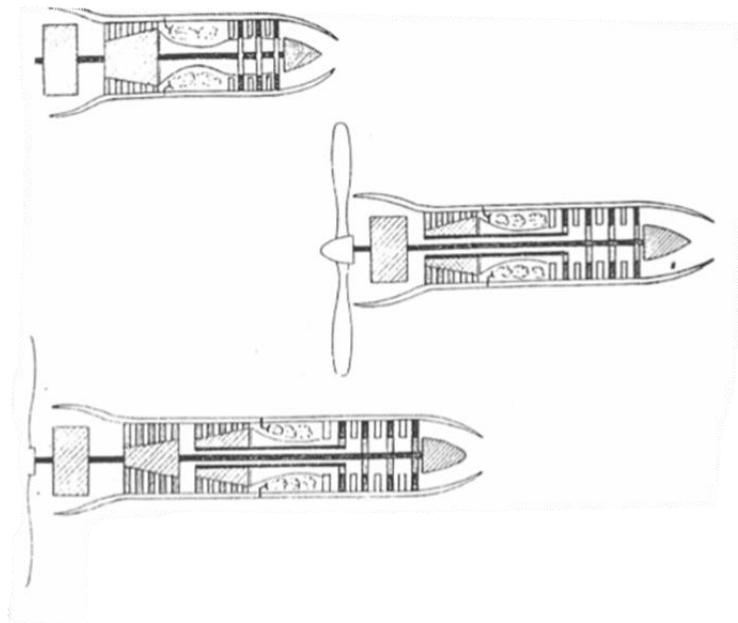


Fig 2.5. Tipologie turboeliche

Questo trasferimento di energia avviene anche in questo caso attraverso una turbina. Pertanto nel propulsore in questione,

l'equazione che esprime la condizione di equilibrio da rispettare per avere un moto rettilineo uniforme è la seguente:

- $\dot{m}_{ac} \cdot c_{pc}(T_{02} - T_{01}) + \Pi = \dot{m}_{ah}(1 + f)c_{ph}(T_{04} - T_{05})$ (2.9)

Π è la potenza all'albero dell'elica dipende dalle forze aerodinamiche agenti sulle pale dell'elica e dalle dimensioni delle pale ed è fissata in condizioni di progetto da un criterio di ottimizzazione della potenza totale offerta dal motore.

Indichiamo con:

- $\eta_p = \frac{P_e}{\Pi}$ (2.10)

il rendimento di trasformazione dell'elica, P_e rappresenta il contributo dell'elica alla potenza totale offerta dal motore. Questo contributo vale:

- $P_e = T \cdot V_0$ dove T è la trazione dell'elica (2.11)

L'ugello fornirà un contributo alla potenza totale dato da:

- $P_j = \dot{m}_{ah}[(1 + f)V_u - V_0]V_0$ (2.12)

La Potenza totale offerta dal motore sarà pari a:

- $P_T = P_j + P_e$ (2.13)

Possiamo indicare con ΔH_i l'energia totale trasformabile posseduta dai gas all'uscita dalla turbina; parte di questa energia è trasformata nella turbina di potenza e la indichiamo con $(1-\alpha)*\Delta H_i$, mentre $\alpha*\Delta H_i$ è l'energia trasformata nell'ugello.

Con questa terminologia è possibile esprimere la potenza totale offerta da una turboelica nel seguente modo:

$$\bullet P_s = \dot{m}_{ah} [(1 + \alpha) \Delta H_i \eta_t \eta_r \eta_p V_0 + \sqrt{2\alpha \Delta H_i \eta_{ug}} V_0 - V_o^2] \quad (2.14)$$

Dove η_t e η_r sono rispettivamente i rendimenti di trasformazione nella turbina di potenza (la turbina collegata all'elica) e nel riduttore. Quest'ultimo è una scatola di ingranaggi che ha lo scopo di diversificare il numero di giri dell'elica da quello della turbina.

Derivando rispetto ad α e uguagliando a zero, si ottiene il valore ottimo di α che risulta in genere dell'ordine di grandezza del 10 – 20%. Ovviamente questo valore è calcolato e realizzato nelle condizioni di progetto; fuori progetto essendo l'ugello a geometria fissa, il che vuol dire che il valore del rapporto di espansione e quindi l'aliquota di energia trasformata rimane costante, α non sarà più ottimo per le diverse condizioni di funzionamento.

Il generatore di spinta principale, cioè l'elica, preleva la potenza fornita dal motore e fornisce una trazione. Sul funzionamento dell'elica e sui diversi regimi di funzionamento ottenibili nonché sulle tipologie di elica possibili ci si soffermerà in un altro contesto.

2.4 Ramjet

Per superare il limite di funzionamento del turboreattore si deve eliminare la causa del limite e cioè la turbina e ciò comporta anche l'eliminazione del compressore. Questo permette di realizzare temperature di combustione più elevate e di conseguenza velocità di efflusso più elevate. L'eliminazione del compressore è resa possibile dal fatto che la pressione di ristagno all'uscita della presa d'aria è già ad un livello che permette una ottima sfruttabilità cinetica dell'energia. E' possibile infatti utilizzare in tal caso un ugello supersonico essendo il rapporto di espansione p_{06}/p_u maggiore del rapporto p_{06}/p_{cr} e avere un rendimento dell'ugello ed una velocità di efflusso molto elevati.

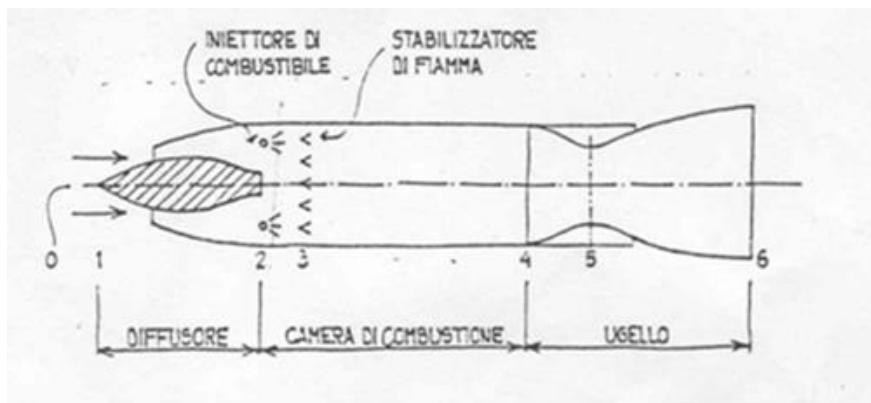


Fig 2.6.Ramjet

L'elevata pressione in camera è dovuta all'elevata pressione dinamica dell'aria: questo motore infatti, non avendo il compressore, può funzionare solo se la velocità relativa fra aria e velivolo è elevata al punto da generare una notevole pressione dinamica. Importante è il ruolo svolto dalla presa d'aria che ha il compito di "recuperare" l'energia cinetica posseduta dall'aria con la massima efficienza. Una

presa d'aria ad elevata efficienza permette di realizzare in camera di combustione una pressione pari quasi alla pressione di ristagno dell'aria entrante

Tale descrizione indica quali sono i limiti di questo motore: un limite inferiore è dato dal numero di Mach minimo per ottenere dopo il rallentamento nella presa d'aria, una pressione in camera di combustione sufficientemente elevata per ottenere un buon rendimento dell'ugello. Tipicamente il valore di rendimento è attorno a 2 – 2.5 mentre il limite superiore è fissato, più che dalla resistenza dei materiali alle elevate temperature, dall'efficienza delle prese d'aria sempre più bassa all'aumentare del numero di Mach. Pertanto oltre Mach = 4.5 non è più conveniente utilizzare questo tipo di motore.

In un ramjet ideale la pressione di ristagno si mantiene costante e uguale a quella ambiente in tutto il motore, cioè:

- $P_{06} = P_{0a}$ (2.15)

per cui nell'ipotesi di ugello adattato, cioè : $P_u = P_a$, e considerando $\gamma = \text{cost}$ si ha $M_u = M_0$ e quindi:

- $\frac{T_u}{T_a} = \frac{T_{0u}}{T_{0a}} = \frac{T_{06}}{T_{0a}}$ ottenendo: $V_u = \frac{\sqrt{T_{06}}}{\sqrt{T_{0a}}} V_0$ (2.16)

Pertanto possiamo scrivere l'equazione della spinta specifica nel seguente modo:

- $\frac{S}{\dot{m}_a} = M_0 \sqrt{\gamma R T_a} \left[(1 + f) \sqrt{\frac{T_{06}}{T_a} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2 \right)^{-1}} - 1 \right]$ (2.17)

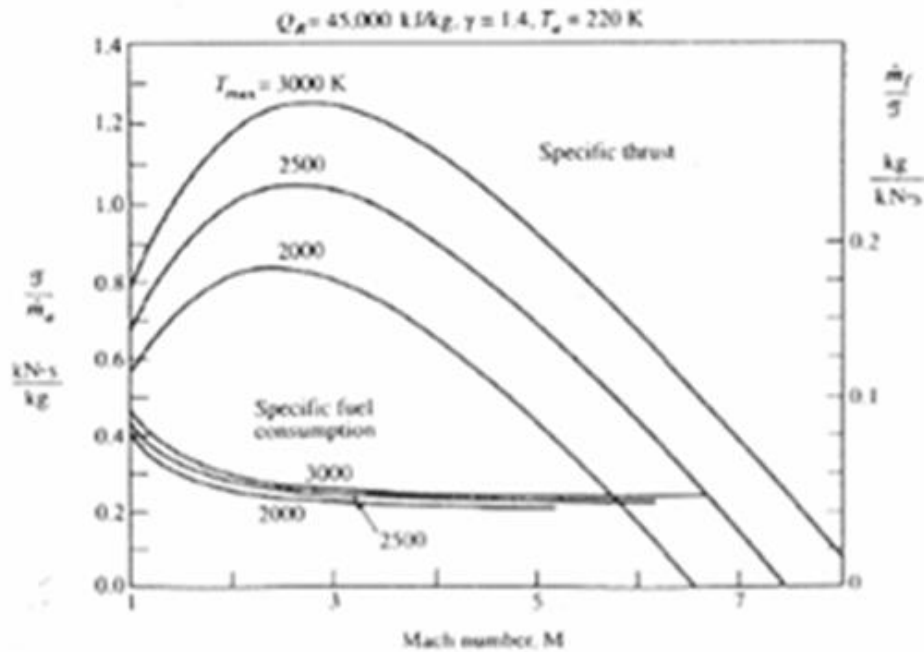


Figura 2.7. Gli andamenti della Spinta e del consumo specifico

2.5 Scramjet

Oltre il valore del Mach= 5 non è più conveniente tale propulsore essendo l'efficienza della presa d'aria eccessivamente bassa. Conviene a tal punto effettuare la combustione in regime supersonico a Mach circa uguale a 2 . Ciò significa che la presa d'aria ha il compito di rallentare l'aria restando nel regime supersonico e quindi con una efficienza molto più elevata di una presa d'aria che dal supersonico deve rallentare l'aria ad un Mach circa uguale a 0.

Ovviamente la combustione supersonica presenta delle difficoltà soprattutto per quanto riguarda la stabilizzazione della fiamma nella fase di accensione. Particolare attenzione deve essere rivolta alla progettazione della camera di combustione e al sistema di iniezione

del combustibile. Una soluzione può essere quella di iniettare il combustibile sotto la parete entro lo spessore dello strato limite dove cioè la velocità dell'aria è bassa.

L'aumento del Mach di volo comporta un aumento del livello energetico totale dell'aria in ingresso nel motore, quindi della sua temperatura di ristagno e della pressione di ristagno. Per evitare che entrambe diventino troppo elevate (la prima crea problemi di resistenza termica dei materiali, la seconda problemi di resistenza aerodinamica elevata) per raggiungere Mach elevati si deve volare a quote elevate (30000 m per lo scramjet). Ciò comporta ad un certo punto un difetto d'aria per il basso valore della densità a tali quote.

2.6 Motore diesel per applicazioni aeronautiche

Il motore diesel affonda le sue radici negli ultimi anni dell'800, il brevetto di Rudolph Diesel è datato infatti 23 febbraio 1892. Però per vederlo applicato ad una vettura di serie si dovette attendere il 1936 quando la Mercedes lo installò per la prima volta sulla 260 D. In precedenza, salvo alcuni esperimenti, i propulsori diesel erano stati utilizzati solo per impianti fissi a causa degli ingombri e del peso considerevole. La vera svolta nella diffusione del propulsore diesel si ebbe grazie al miglioramento della tecnica che permise di raggiungere pressioni elevate di iniezione del combustibile e quindi un netto incremento delle prestazioni. Ad oggi le prestazioni del motore diesel sono comparabili con quelle del motore a ciclo otto grazie all'iniezione ad alta pressione e ai controlli elettronici sui tempi di apertura degli iniettori stessi.

Per quanto riguarda l'uso in aeronautica di questo tipo di propulsori, i primi esperimenti risalgono al 1914 quando la Junkers realizzò il primo prototipo di motore Diesel aeronautico, il 4 cilindri Mo3. Successivamente nel 1928 in Michigan si ebbe il primo volo di un aereo con motore Diesel, lo Stinson SM-1DX "Detroit" con motore Packard DR-980. Degno di nota fu anche il record ottenuto nel 1931 quando l'aereo Bellanca CH-300 "Pacemaker" con motore Packard DR-980 volò senza rifornimento per 84 ore e 32 minuti, primato che resterà imbattuto per 55 anni da qualunque tipo di aereo. Da ricordare sono anche gli studi compiuti dall'italiano Cassani Francesco, il futuro fondatore della SAME, che nel 1938 brevettò il B8/110 un otto cilindri a revolver, particolarmente leggero e adatto all'impiego in aviazione. Questi esempi vogliono essere una dimostrazione di come il motore diesel abbia dei notevoli margini di sviluppo anche in campo aeronautico.

Attualmente, grazie ai moderni sistemi di iniezione elettronica common-rail, è possibile raggiungere potenze specifiche elevate pur mantenendo i pregi tipici di un motore Diesel, quali il miglior rendimento ed i bassi consumi. Infatti, una migliore dosatura ed una maggiore polverizzazione del combustibile nella camera di combustione, attraverso più elevate pressioni di iniezione e particolari tecniche costruttive degli iniettori, permette di ottenere una migliore combustione e dunque potenze specifiche maggiori, che si traducono in consumi specifici minori, rispetto ai vecchi sistemi di iniezione diesel meccanici. Da questo punto di vista il divario con i motori a benzina si è ridotto notevolmente. Ne deriva che, a parità di distanza da percorrere, necessitando di una minore quantità di carburante da imbarcare, si avrà il vantaggio di una maggiore capacità di carico.

Naturalmente il diesel, per la sua natura chimica, presenta anche degli svantaggi, primo fra tutti un minore calore specifico, rispetto alla benzina, ciò si ripercuote negativamente sulle prestazioni. Inoltre, a causa di una minore infiammabilità del combustibile, occorre raggiungere pressioni molto elevate per avere una polverizzazione sufficientemente elevata in camera di combustione. Tutto questo rende necessario un irrobustimento della struttura del motore che determina un appesantimento del motore con aumento dei costi. Ciò va ovviamente in direzione opposta agli obiettivi della progettazione.

Capitolo 3

STUDIO FLUIDODINAMICO

3.1 Compressore assiale

Il compressore assiale consente di ottenere rapporti di compressione maggiori di quelli possibili col centrifugo, per la maggiore facilità di accoppiamento degli stadi (anche se l'aumento di pressione per stadio è inferiore al centrifugo). A pari di area frontale, l'assiale consente portate d'aria maggiori del centrifugo e questo è il motivo principale del suo utilizzo nelle applicazioni aeronautiche. La progettazione è difficile (e parzialmente ancora empirica) soprattutto per i gradienti di pressione contrari che il flusso incontra procedendo assialmente. I miglioramenti dal punto di vista aerodinamico hanno consentito di aumentare continuamente i rapporti di compressione per stadio e questo ha permesso di diminuire il numero di stadi necessari e di ridurre il peso e le dimensioni dei motori.

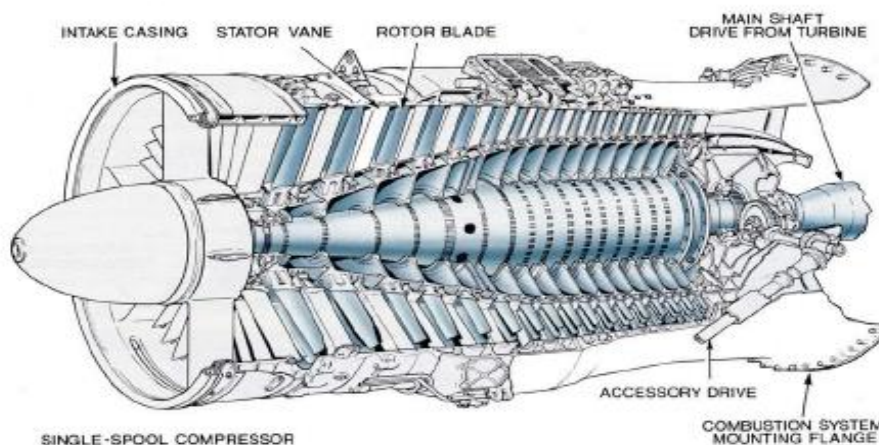


Fig 3.1. Compressore assiale

Le tecniche di progettazione sempre più spinte in campo aeronautico hanno portato a Mach di ingresso al compressore sempre più elevati ed a deviazioni del flusso nel rotore sempre maggiori. Sebbene i compressori subsonici siano i più impiegati, i transonici iniziano ad essere realizzati, mentre i supersonici sono ancora allo stadio sperimentale.

I compressori assiali sono macchine pluristadio in quanto il rapporto di compressione β del singolo stadio è basso, dell'ordine di 1.2-1.3 e generalmente per β totale di 12, valore tipico, sono richiesti 10 stadi in serie. In un compressore assiale le sezioni di passaggio del fluido hanno area via via decrescente, per la diminuzione del volume massico. Generalmente prima dell'ingresso nel primo stadio è presente un diffusore, seguito da un condotto fisso palettato, nel quale si converte in pressione l'energia cinetica che i gas ancora possiedono in uscita e si cerca di mantenere circa costante la componente assiale della velocità. La macchina ha spesso diametro esterno costante, con le pale calettate su dischi tenuti assieme da tiranti assiali e svergolati anche per rapporti l/d molto piccoli in modo da ottenere gradi di reazione opportunamente variabili (normalmente crescenti) dalla radice all'estremità della paletta (per avere rendimenti elevati). Ipotizzando che i triangoli di velocità siano simmetrici, il grado di reazione varrà 0.5 nel raggio medio e rispettivamente alla radice e alla punta di 0 e 1.

statore V_3 è uguale alla velocità V_1 possiamo trovare i triangoli di velocità per ogni stadio del compressore.

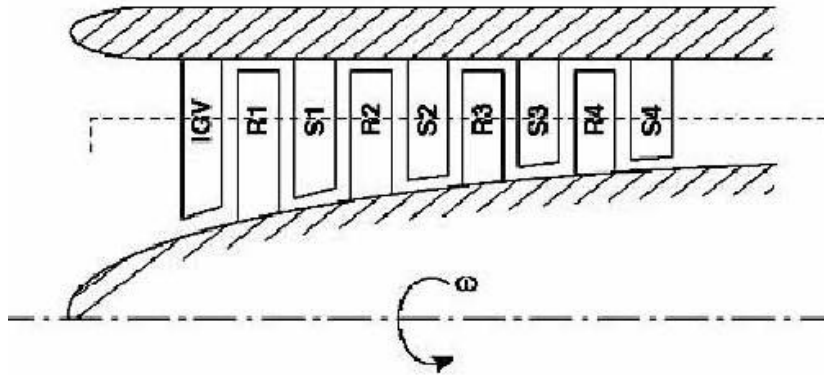


Fig. 3.3. Compressore assiale a 4 stadi con pre-palettaggio IGV

Grado di reazione: è un parametro adimensionale che valuta l'effetto di reazione. Per una turbomacchina può essere definito come il rapporto tra la variazione di entalpia statica nel rotore e la variazione di entalpia totale nello stadio

- $$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.1)$$

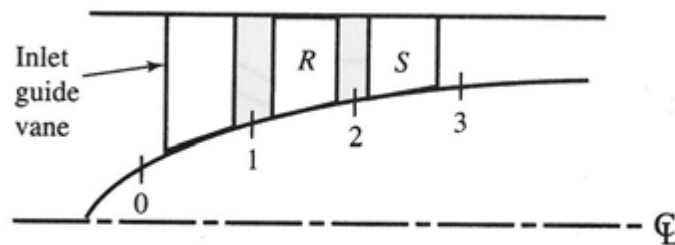


Fig. 3.4. Singolo stadio compressore assiale

Nella figura (3.4) è mostrato un singolo stadio:

- tratto 0-1: si riferisce al pre-palettamento IGV che conferisce un certo swirl al flusso prima di entrare nello stadio rotorico.
- tratto 1-2: è lo stadio rotorico dove si assiste ad un rallentamento della velocità relativa con successivo incremento di pressione.
- tratto 2-3: è lo stadio statorico con ulteriore rallentamento della velocità relativa e successivo incremento della pressione statica.

Soffermandoci sulla (3.1) otteniamo:

$$\bullet \quad h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.2)$$

$$\bullet \quad R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (V_1^2 - V_2^2)}{2\Delta h_0} \quad (3.3)$$

$R=0$ MACCHINA AD AZIONE: nel rotore non vi è variazione di pressione statica

$0 < R < 1$ MACCHINA A REAZIONE: la variazione di pressione statica avviene sia nel rotore sia nello statore.

$R=1$ MACCHINA A REAZIONE PURA: nello statore non vi è variazione di pressione statica, ma solo una variazione della direzione del flusso

Rendimento politropico: quando si effettuano calcoli di cicli che comportano un intervallo abbastanza ampio di rapporti di compressione, magari cercando di determinare il rapporto di compressione migliore per una data applicazione, è lecito domandarsi se sia ragionevole mantenere valori tipici costanti per i rendimenti adiabatici del compressore e della turbina. Queste considerazioni hanno portato all'introduzione del concetto di rendimento politropico η_p , che è definito come l'efficienza isentropica di uno stadio elementare attraverso il quale avviene una variazione di pressione infinitesima.

$$\bullet \quad \eta_c = \frac{T_{02i} - T_{01}}{T_{01} - T_{01}} = \frac{T_{01} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{02} - T_{01}} \quad (3.4)$$

Considerando poi che:

$$\bullet \quad \frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(\gamma-1)/(\gamma\eta_{pc})} \rightarrow \eta_c = \frac{(P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/(\gamma\eta_{pc})} - 1} \quad (3.5)$$

Con un rapporto di compressione per stadio dell'ordine di 1.1-1.3 consideriamo un rendimento di compressione dell'ordine dello 0.85.

3.3 Lavoro specifico per Stadio

I compressori sono macchine operatrici nelle quali il lavoro compiuto dall'esterno sull'albero viene trasferito al fluido come lavoro di compressione.

Le espressioni generali del lavoro di compressione possono essere determinate per mezzo del primo principio della termodinamica applicato al sistema rappresentato dal fluido che attraversa globalmente la macchina.

- $Q_e + L_i = \Delta H_i + \Delta E_c + \Delta E_p$ (3.6)

Siccome consideriamo compressioni di gas possiamo considerare il termine di variazione entalpica (cioè ΔH) come $C_p \Delta T$ assumendo che il fluido di lavoro sia un gas perfetto, e possiamo considerare trascurabili gli altri contributi relativi alla variazione dell'energia potenziale e cinetica anche se all'interno della macchina sono le variazioni dell'energia cinetica a trasferire lavoro al fluido.

In definitiva:

- $L_i = c_p(T_2 - T_1)$ (3.7)

Il valore $(T_2 - T_1)$ è definito considerando la trasformazione politropica di esponente k rappresentabili in un diagramma termodinamico T- S

Da cui abbiamo che il lavoro si ha

- $L_{is} = c_p(T_2 - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right]$ con: $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ (3.8)

Definendo il rendimento politropico di compressore come:

- $\eta_c = \frac{L_{is}}{L_{re}}$ (3.9)

Abbiamo:

$$\bullet L_{re} = c_p(T_2 - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k \eta_c} - 1 \right] \quad (3.10)$$

3.4 Fattore di diffusione

Le perdite sono influenzate in particolare dalla distribuzione della velocità e della pressione nella superficie superiore della paletta.

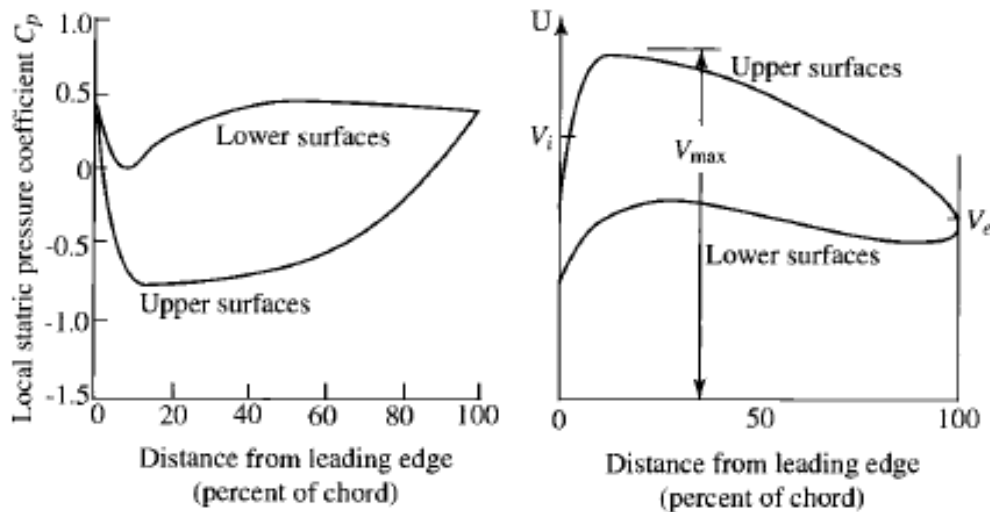


Fig 3.5. Rappresentazione di C_p ed U sulle facce della paletta

Dai grafici si vede come la parte superiore della paletta sia quella maggiormente sollecitata da un gradiente di pressione dovuto dal passaggio della velocità da un valore massimo a un valore V_e .

Quindi in questa zona può avvenire la separazione dello strato limite che è un fenomeno di elevate perdite a causa delle vorticità che bisogna cercare di evitare.

Dalla relazione diretta tra la pressione perduta e la decelerazione nella parte superiore della della paletta, definiamo il fattore di diffusione (diffusion factor) vedendo quali sono i limiti di velocità necessari per non incappare nel distacco dello strato limite.

$$D \approx \frac{V_{\max} - V_e}{V_{av}} \approx \frac{V_{\max} - V_e}{V_i}$$

Dove la V_{\max} è definita:

$$V_{\max} \approx V_i + f\left(\frac{\Delta v}{\sigma}\right) \approx V_i + \frac{|\Delta v|}{2\sigma}$$

Così il fattore di diffusione è definito come:

$$D \equiv 1 - \frac{V_e}{V_i} + \frac{|v_i - v_e|}{2\sigma V_i}$$

Da cui valgono le due relazioni per rotore e statore

$$D_r = 1 - \frac{V_{2R}}{V_{1R}} + \frac{|v_{1R} - v_{2R}|}{2\sigma V_{1R}} \quad D_s = 1 - \frac{V_3}{V_2} + \frac{|v_2 - v_3|}{2\sigma V_2}$$

Le perdite del compressore dovute ai motivi sopra citati crollano quando il fattore di diffusione supera il valore di 0.6, anche se aumentando D cresce anche il rapporto di compressione per stadio.

3.5 Scambio energetico e rapporto di compressione

Ricordiamo alcune espressioni tipiche del lavoro Δh_0 scambiato nel rotore e del grado di reazione R , nel caso particolare di macchina assiale:

- $\Delta h_0 = U(u_{t_0} - u_{t_1}) = U(w_{t_0} - w_{t_1})$ (3.11)

- $R = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2\Delta h_0} = \frac{w_{t_1}^2 - w_{t_2}^2}{2U(w_{t_1} - w_{t_2})} = \frac{w_{t_1} + w_{t_2}}{2U}$ (3.12)

e, con riferimento agli angoli:

- $u_{t_1} = u_a \tan \alpha_1$ $w_{t_1} = u_a \tan \beta_1$ (3.13)

- $u_{t_2} = u_a \tan \alpha_2$ $w_{t_2} = u_a \tan \beta_2$ (3.14)

si hanno le seguenti relazioni:

- $\Delta h_0 = Uu_a(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) = Uu_a(\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$ (3.15)

- $R = \frac{u_a}{2U}(\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$ (3.16)

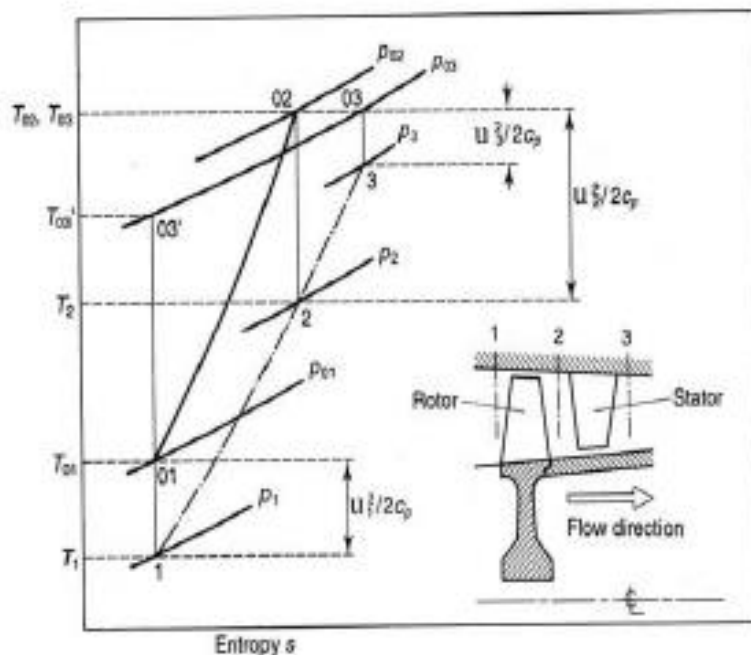


Fig 3.6. Diagramma T-S fase di compressione

La trasformazione da 01 a 02 è la compressione rotorica, invece da 02 a 03 si ha il passaggio attraverso lo statore.

Si ha che :

$$\bullet \quad T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot C_p} \quad (3.17)$$

$$\bullet \quad T_{02} = T_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot C_p} = T_{03} = T_3 + \frac{V_3^2}{2 \cdot C_p} \quad (3.18)$$

L'espressione $T_{02}=T_{03}$ deriva dal primo principio della termodinamica, il quale afferma che l'energia totale si mantiene costante in una trasformazione adiabatica irreversibile.

La differenza sta nel fatto che una parte dell'energia viene spesa sul fluido, il quale avrà pressione $P_{03} < P_{02}$ e velocità maggiore dopo lo statore.

Per quanto riguarda il rapporto di compressione dello stadio abbiamo che:

$$\bullet \quad \eta_c = \frac{T_{03} - T_{01}}{2\Delta h_0} \quad (3.19)$$

Si può notare che per avere un elevato rapporto di compressione per stadio, utile per ridurre il numero degli stadi, occorre avere il giusto compromesso tra:

- 1) Alta velocità di rotazione U
- 2) Alta velocità assiale u_a
- 3) Alta deviazione del flusso nel rotore $(\beta_1 - \beta_2)$

3.6 Fattori che influenzano il rapporto di compressione

Per quanto riguarda la velocità di rotazione, essa influenza (come nel compressore radiale) gli sforzi centrifughi σ_{ct} i quali dipendono anche dal materiale e dalle dimensioni delle palette. Si può vedere che gli sforzi centrifughi dipendono dalla densità del materiale con cui sono costruite le palette, dal quadrato della velocità tangenziale all'apice (tip speed) e inversamente dal rapporto dei raggi alla radice ed all'apice (hub/tip ratio). Infatti, ricordando l'espressione che esprime la forza centrifuga su di un elemento di fluido, si può scrivere:

$$\bullet \quad \sigma_{ct} = \frac{\rho_p \omega^2}{a_r} \int_r^a ar dr \quad (3.20)$$

Supponendo che la sezione della paletta sia costante lungo il raggio, si ha:

$$\bullet \quad \sigma_{ct} = \rho_p (2\pi N)^2 \frac{r_a^2 - r_r^2}{2} \quad (3.21)$$

e, ricordando l'espressione della velocità tangenziale all'apice $U_{ta} = 2\pi N r_a$ otteniamo:

$$\bullet \quad \sigma_{ct} = \frac{1}{2} \rho_p U_{ta}^2 \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_a} \right)^2 \right] \quad (3.22)$$

Si può notare che che gli sforzi centrifughi sono proporzionali al quadrato della velocità periferica all'apice della paletta (e quindi anche al quadrato del raggio all'apice) ed al rapporto *radice/apice*. Si deduce quindi che le palettature di maggiori dimensioni, ad esempio fan o primi stadi del compressore, sono maggiormente sollecitate

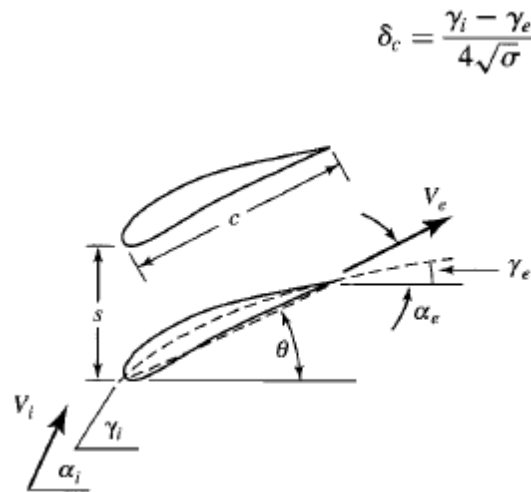
rispetto alle palette di piccole dimensioni (ultimi stadi), le quali sono maggiormente sollecitate a fatica.

Valori tipici di hub/tip ratio vanno da 0.4 per i primi stadi a 0.8 per gli ultimi stadi. Valori tipici di tip speed sono attorno ai 350 m/s, fino a valori dell'ordine di 450 m/s. Una velocità assiale elevata, oltre a favorire il rapporto di compressione, consente una elevata portata d'aria per unità di sezione. D'altra parte essa deve essere limitata per ragioni aerodinamiche, evitando di raggiungere Mach relativi troppo alti.

Per limitare il Mach relativo all'ingresso del primo stadio, molti compressori usano gli statori a geometria variabile *IGV* o *Inlet Guide Vanes* che consentono di deviare la velocità assoluta in ingresso, mantenendo costante la componente assiale u_{1a} e riducendo la velocità relativa w_1 . Negli stadi successivi il problema è minore perché, aumentando la temperatura, il Mach diminuisce.

3.7 Considerazione sui Parametri di Stadio

La figura mostra la nomenclature dei vari angoli utilizzati per lo studio del compressore



- $\alpha_i - \alpha_e =$ turning angle
- $\gamma_i - \gamma_e =$ airfoil camber angle
- $\alpha_i - \gamma_i =$ incidence angle
- $\alpha_e - \gamma_e = \delta_c =$ exit deviation
- $\sigma = c/s =$ solidity
- $\theta =$ stagger angle

Fig. 3.7. Rappresentazione chamber line

Gli angoli della lamina (paletta) possono essere calcolati, sia per il rotore che per lo statore, una volta determinati gli angoli del fluido, gli angoli di incidenza e la solidità delle pale rotoriche e statoriche. Per ottenere l'angolo della lamina in uscita abbiamo:

- $\gamma_e = \frac{4\alpha_e\sqrt{\sigma} - \gamma_i}{4\sqrt{\sigma} - 1}$ (3.23)

Stage loading:

è il rapporto fra il lavoro per stadio e la velocità di rotazione del rotore

- $\psi = \frac{\Delta h_t}{(\omega r)^2} \rightarrow \text{per un gas perfetto} \rightarrow \psi = \frac{C_p \Delta T_t}{(\omega r)^2}$ (3.24)

I compressori assiali devono lavorare in un intervallo di 0.3-0.35 al raggio medio della paletta.

Flow coefficient:

è il rapporto fra la velocità assiale e quella del rotore

- $\Phi = \frac{u_1}{\omega r}$ (3.25)

Per i compressori assiali abbiamo un range per questo parametro che va 0.45-0.55 al raggio medio del compressore.

Loss coefficient:

Le perdite in un compressore assiale sono definite in base alle perdite di pressione per stadio in particolare in base a loss coefficient che è definito come:

$$\phi_c \equiv \frac{P_{it} - P_{te}}{\rho V_t^2 / (2g_c)}$$

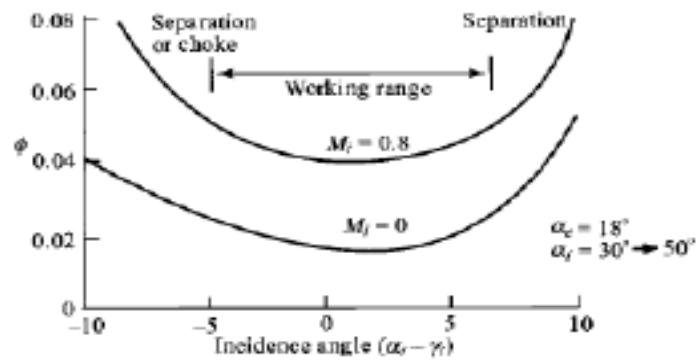


Fig. 3.8. Andamento delle perdite in funzione di M e dell'angolo di incidenza

Inoltre dal grafico si vede come le perdite dipendano dagli angoli di incidenza dalla velocità in ingresso.

Solidità:

indica il rapporto fra il passo, cioè la distanza fra le pale, e la corda.

- $\sigma = \frac{c}{s}$ (3.26)

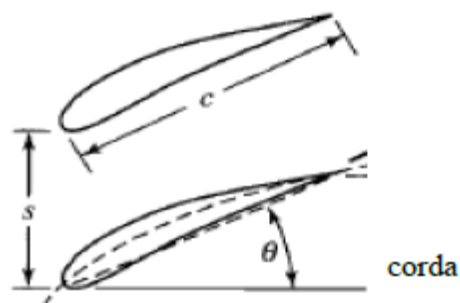


Fig. 3.9. Solidità della paletta

3.8 Metodo di risoluzione:

Riferendoci alla fig. 3.2. tra uno stadio e l'altro bisogna avere la ripetizione degli angoli e delle velocità assiali tra uno stadio e l'altro

Consideriamo come dati di input i seguenti valori: $D, M, \gamma, \sigma, \eta_c$

Conservazione massa:

$$\bullet \quad \rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 = \rho_3 u_3 A_3 \quad (3.27)$$

Siccome poi abbiamo che $\beta_2 = \alpha_1$ abbiamo che:

$$\bullet \quad v_{2r} = v_1 = \omega r - v_2 \quad (3.28)$$

Da cui otteniamo che:

$$\bullet \quad v_1 + v_2 = \omega r \quad (3.29)$$

Quindi siccome $\beta_3 = \alpha_2$ e $v_{3r} = v_2$ e $v_3 = v_1$ le condizioni di uscita sono esattamente uguali alle condizioni di ingresso per cui il fattore di diffusione diventa sia per rotore che per lo statore:

$$D = 1 - \frac{V_{2R}}{V_{1R}} + \frac{v_{1R} - v_{2R}}{2\sigma V_{1R}} = 1 - \frac{V_3}{V_2} + \frac{v_2 - v_3}{2\sigma V_2}$$

Mettiamo tutto in funzione di α_2 :

$$D = 1 - \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} + \frac{\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1}{2\sigma} \cos \alpha_2$$

Da qui si capisce che conoscendo i valori di D , possiamo determinare il valore di α_2 per ogni determinato valore dell'angolo di ingresso del

fluido α_1 . Il fattore di diffusione deve avere valori abbastanza alti per ottenere prestazioni elevati per stadio ma non deve superare il valore di 0.6 in modo tale da limitare le perdite per distacco dello strato limite.

3.9 Soluzioni generali:

Area Annulus:

il progetto preliminare del compressore si basa nel determinare la proprietà del fluido lungo la direzione media del compressore (linea unione dei raggi medi per ogni stadio) . L'area annulus di ogni stazione è basata dalle proprietà del fluido (Tt, M, Angoli del fluido).

Abbiamo che:

- $$AreaAnnulus_{1^\circ stadio} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{\cos \alpha_1 \cdot p_1 \cdot MFP} \quad (3.30)$$

Considero poi che il raggio mean è definito come la media fra il raggio di punta e quello di mozzo ed abbiamo la possibilità di calcolarlo imponendo il rapporto fra il raggio di punta e quello di mozzo considerando che per i primi stadi il rapporto va da 0.6-0.75 , mentre per gli ultimi va da 0.9-0.92. Quindi:

$$A = (r_t^2 - r_h^2) = \pi r_t^2 \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right]$$

$$r_t = \sqrt{\frac{A}{\pi [1 - (r_h/r_t)^2]}} \quad r_h = r_t \left(\frac{r_h}{r_t} \right) \quad r_m = \frac{r_t + r_h}{2}$$

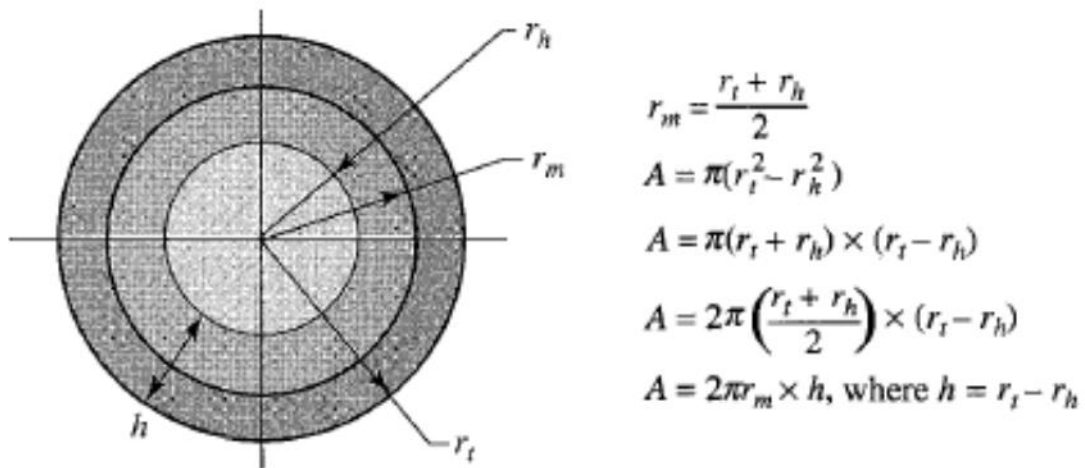


Fig. 3.10. Rapporto tra i vari raggi

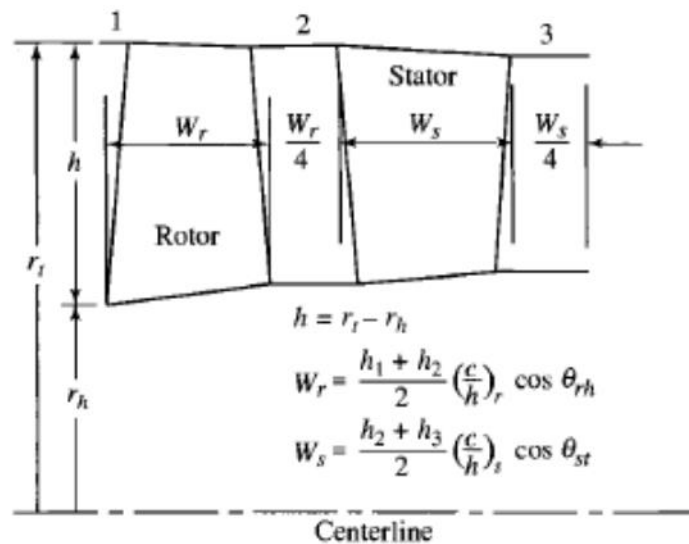


Fig. 3.11. Dimensioni assiali

Dimensione assiale:

la figura mostra le tipiche dimensioni assiali del compressore. Possiamo notare come, in fase di progetto, lo spazio fra i vari palettamenti è definito in termini di $W_r/4$ e $W_s/4$ dove W_r e W_s dipendono dalla scelta del rapporto fra la corda e l'altezza della paletta e dall'angolo θ .

Quest'ultimo vale:

$$\bullet \theta = \frac{\gamma_i + \gamma_e}{2} \quad (3.31)$$

Dove γ_i e γ_e sono gli angoli di ingresso e d'uscita della paletta

Stima del numero di stadi:

Per valutare il numero di stadi si fa riferimento al salto di temperatura di ristagno dell'intero compressore ed al salto che si ha nel singolo stadio. L'incremento di temperatura di ristagno di un singolo stadio può variare considerevolmente a seconda del tipo di progetto, ma orientativamente esso varia tra 10 K e 30K per stadi subsonici, fino a valori anche superiori a 45K per stadi transonici ad alte prestazioni.

Capitolo 4

PROFILI PALARI

4.1 Generalità

Nello sviluppo dei compressori assiali moderni lo studio del flusso bidimensionale attraverso schiere palari ha giocato un ruolo importante per l'incremento della loro efficienza. Per compressori in cui il rapporto mozzo/corona è grande, il flusso attraverso una schiera di pale può essere considerato approssimativamente bi-dimensionale con velocità radiali piccole. Per compressori in cui il rapporto mozzo/corona è più basso, le pale risulteranno svergolate lungo la lunghezza per adattarsi alle variazioni radiali del deflusso ma informazioni da schiere bi-dimensionali sono utili al progettista nell'analizzare il flusso attraverso ogni sezione. I profili palari di un compressore assiale industriale richiedono un più ampio campo operativo compreso tra il pompaggio e il soffocamento al fine di soddisfare i requisiti di portata variabile richiesti negli impianti nei quali operano. Spesso queste necessità sono assolte utilizzando un elevato numero di statori a geometria variabile. Inoltre i compressori di solito sono assemblati utilizzando un set limitato di stadi standardizzati e telai per soddisfare le particolari specifiche del cliente. Questi elementi possono variare sostanzialmente da macchina a macchina per far fronte a requisiti completamente diversi in termini di portata di massa, rapporto di compressione, proprietà del gas, taglia del rotore, numero di stadi, numero di Mach, e numero di Reynolds. È pratica normale, in tali compressori, usare stadi definiti "repeating

stages" che presentano elementi successivi con uguali pale per i rotori e gli statori mentre le altezze della schiera palare sono progressivamente ridotte procedendo verso l'uscita del compressore. I requisiti di accoppiamento assiale determinano la geometria del piano meridiano e definiscono l'altezza delle pale. Sono utilizzati diversi stili nel progetto degli stadi iniziali, intermedi e finali:

Stadi iniziali:

- 1) insensibilità agli alti numeri di Mach
- 2) elevata sensibilità all'angolo di calettamento della schiera direttrice
- 3) basso rapporto mozzo/corona

Stadi intermedi:

- 1) alta efficienza;
- 2) elevato scambio di lavoro per stadio;
- 3) ampio campo di operatività.

Stadi finali:

- 1) basso coefficiente di flusso ed elevata altezza palare;
- 2) bassa se non nulla componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita.

In generale questi requisiti conducono a disegni di pale con il 50-60% del grado di reazione negli stadi iniziali, 70-80% negli stadi intermedie assenza di vortice in uscita con un grado di reazione prossimo al 90% nello stadio finale. Le schiere transoniche sono escluse, in quanto comporterebbero limitati campi operativi e l'accoppiare assiale delle diverse sezioni risulterebbe sensibile al taglio. La variazione di altezza delle pale attraverso un'azione di taglio impedisce, inoltre, una progettazione accurata dell'aerodinamica

nella regione terminale, limitandola alla sola zona del piede di pala. Lo spostamento relativo delle sezioni palari del rotore e dello statore a seguito del taglio delle sezioni estreme (il rotore è accorciato dalla sezione esterna prossima alla cassa mentre lo statore è tagliata nella sezione del mozzo) preclude l'ottimizzazione dell'accoppiamento statore/rotore nelle diverse sezioni. Per ridurre l'effetto di questo problema, lo stadio medio viene progettato per fornire un angolo costante radialmente. Ogni miglioramento nello stadio è volto perciò principalmente sulla riduzione delle perdite di profilo e al suo ampliamento del campo di funzionamento per meglio sopperire alla tecnica di taglio.

L'approccio tradizionale per la progettazione aerodinamica di tali compressori assiali è quello di usare le varie famiglie di profili palari come base per il disegno della schiera.

4.2 Profili NACA

La pratica americana è basata su varie famiglie definite dal National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), la cui famiglia più popolare è la serie 65 per numeri di Mach moderati. La consuetudine inglese è usualmente focalizzata sulle famiglie delle serie C, utilizzando linee medie ad arco di cerchio e a arco di parabola. Quando la progettazione cominciò a prediligere condizioni transoniche, i profili alari a doppio arco di cerchio divennero popolari. Le caratteristiche di tutte queste famiglie di profili alari sono note in quanto un'ampia casistica di rilievi sperimentali è disponibile nella letteratura e si dispone di correlazioni ben documentate che permettono di valutare l'influenza dei diversi parametri di progetto. Negli ultimi anni, l'uso di profili disegnati per una prefissata distribuzione della velocità o del carico è divenuto popolare mentre metodi di progettazione inverse, che predicono la forma della pala che realizza una prefissata distribuzione del carico alare, sono stati usati soprattutto nei primi anni della ricerca. Quando la relazione tra la forma della pala e la distribuzione del carico è stata meglio analizzata, è diventata successivamente prassi l'uso di metodi di analisi convenzionali o diretti attraverso la tecnica "trial-and-error" per arrivare allo stesso risultato. Questi profili sono stati ottenuti imponendo una distribuzione di velocità (Prescribed Velocity Distribution PVD) anche se il termine profili a diffusione controllata è probabilmente più comune oggi (Controlled Diffusion CD airfoils). Anche se la letteratura offre orientamenti generali per questi criteri di progettazione, essi rimangono comunque di proprietà dei diversi progettisti ed in generale le caratteristiche di questi profili sono

conosciute bene solamente dalle organizzazioni che li hanno sviluppati.

4.3 Performance delle palette

L'efficienza dipende dal coefficiente totale d'attrito per ogni palette; dalla misura del valore delle perdite principali w , possono essere ottenuti due coefficienti che sono:

- C_L : coefficiente di portanza (lift)
- C_{Dp} : coefficiente di attrito (drag) del profilo

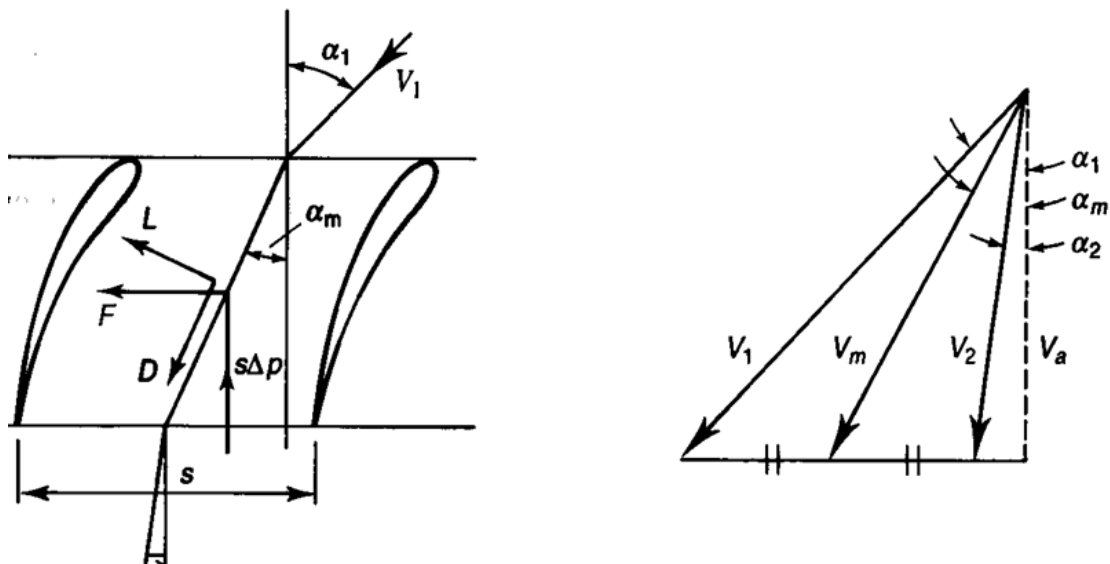


Fig. 4.1. Direzione delle forze sul profilo

La pressione statica è espressa da:

$$\bullet \quad \Delta P = P_2 - P_1 = \left(P_{02} - \frac{1}{2} \rho V_2^2 \right) - \left(P_{01} - \frac{1}{2} \rho V_1^2 \right) \quad (4.1)$$

Usiamo la formula per fluido incomprimibile poiché il cambio di densità è trascurabile. Così utilizzando la nomenclatura sopra illustrata per velocità e angoli abbiamo che:

$$\bullet \quad \Delta P = \frac{1}{2} (V_1^2 - V_2^2) - \bar{w} = \frac{1}{2} \rho V_a^2 (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2) - \bar{w} \quad (4.2)$$

V_a è la velocità assiale uguale in ingresso e in uscita.

La forza assiale per unità di lunghezza per ogni pala vale $s\Delta P$ e considerando la variazione del momento, abbiamo che:

$$\bullet \quad F = s\rho V_a = s\rho V_a^2 (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (4.3)$$

I coefficienti C_L e C_{Dp} sono basati sul vettore principale della velocità V_m definita dai triangoli di velocità di fig 6. così:

$$\bullet \quad V_m = V_a \sin \alpha_m \quad (4.4)$$

$$\bullet \quad \tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (4.5)$$

Considerando poi che D e L sono rispettivamente le forze di attrito e di portanza lungo e perpendicolarmente il vettore V_m , abbiamo che:

$$\bullet \quad D = \frac{1}{2} \rho V_m^2 c C_{Dp} = F \sin \alpha_m - s\Delta p \cos \alpha_m \quad (4.6)$$

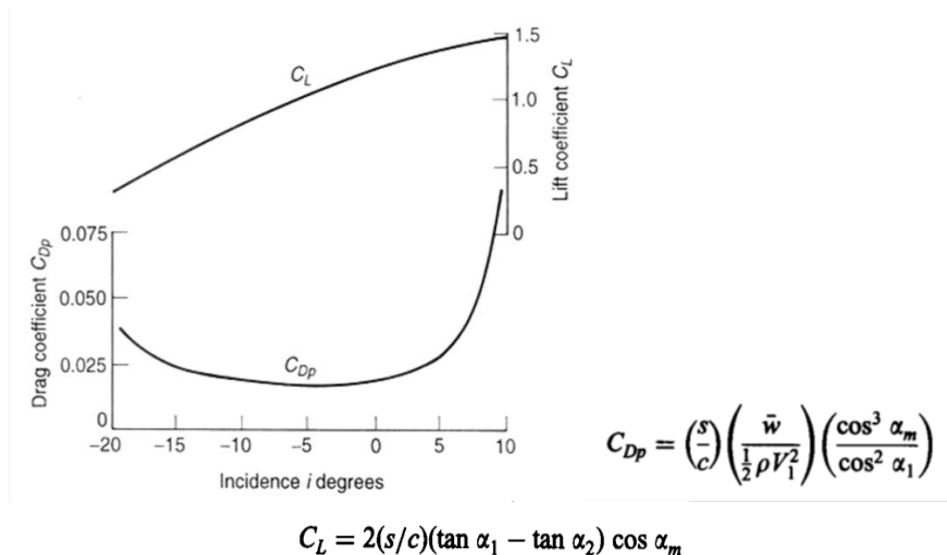


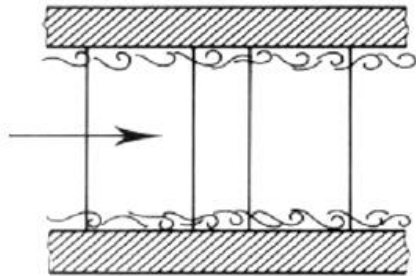
Fig. 4.2. Rappresentazione dei coefficienti C_L e C_{Dp} in funzione dell'angolo di incidenza

La fig. 4.2 rappresenta l'andamento di C_L e di C_{Dp} al variare dei valori fissati di s/c .

Potrebbe sembrare veramente trascurabile il contributo delle forze di attrito, ma va considerato che ci sono altri coefficienti di dipendenza dell'attrito in particolare dovuti a due fattori:

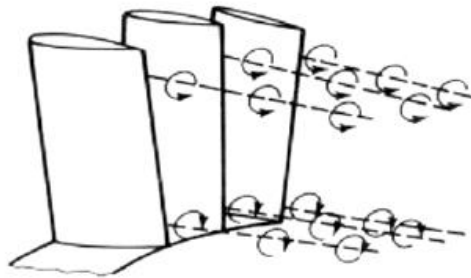
- L'attrito con le pareti della superficie di passaggio (a)
- perdite di vorticosità (b)

Attraverso formule empiriche possiamo valutare i coefficienti di attrito per questi due fenomeni :



$$C_{DA} = 0.020(s/h)$$

Fig 4.10: Annulus drag



$$C_{DS} = 0.018C_L^2$$

Fig. 4.3. Perdite sul profilo palare

Il coefficiente di attrito totale che va a peggiorare le prestazioni aerodinamiche della mia macchina, è dato da:

- $C_D = C_{Dp} + C_{DA} + C_{DS}$ (4.7)

4.4 Considerazioni sulle scelte

Le palette hanno una dimensione particolare: sono caratterizzate da un diverso angolo di incidenza fra mozzo e punta poiché essendo costante la componente assiale all'aumento della velocità periferica (all'aumentare cioè del raggio) abbiamo una paletta che deve essere in grado di dare una deviazione maggiore al fluido. Le pale risultano quindi svergolate ed al fine di mantenere il fattore di diffusione a valori accettabili sono necessarie deflessioni e variazioni di area contenute.

I profili sono caratterizzati :

- 1) Ridotto rapporto spessore/corda
- 2) Ridotta curvatura

La forma delle palette del rotore e statore si basano su studi specifici ed uno di questi profili è il simmetrico NACA 65010

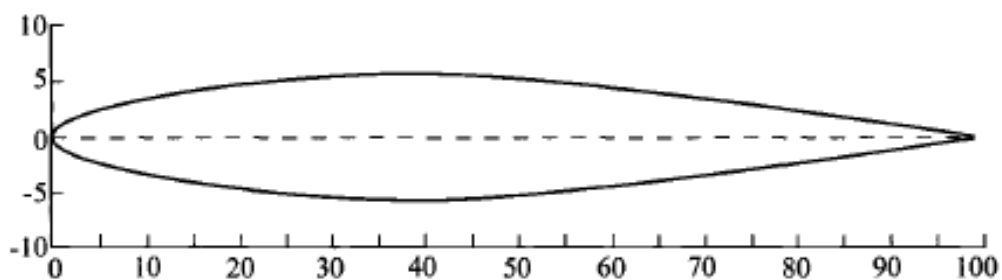


Fig. 4.4. Profilo NACA 65A010

Questo profilo ha uno spessore pari al 10% della lunghezza della corda c . Per ottenere il cambio desiderato nella direzione del fluido la curva e la forma simmetrica del profilo è distribuita lungo la “chamber line”.

La curvatura della chamber line di solito è costituita da un arco di circonferenza o da una parabola.

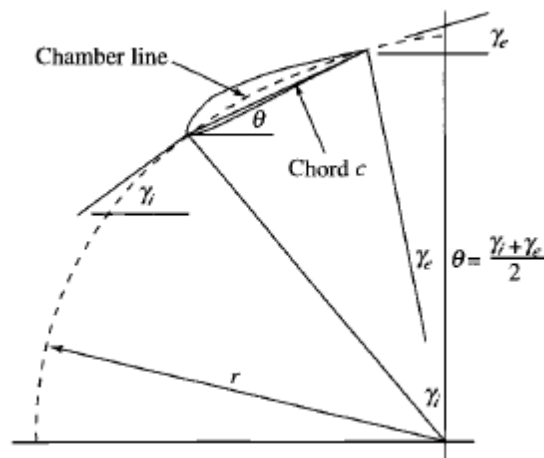


Fig. 4.5. Curvatura della paletta

Da quanto sopra esposto si nota come la progettazione di un compressore assiale sia fortemente influenzata da fenomeni difficilmente descrivibili analiticamente in quanto molto complicati; di conseguenza si può affermare che il nostro studio sarà uno studio di massima, al quale andrebbe affiancata una lunga serie di prove sperimentali su modelli in scala per verificare la reale efficienza dello stesso progetto e la possibilità di ottenere realmente i valori di pressione e portata richiesti.

Capitolo 5

Svolgimento del progetto

5.1 Scopo del progetto

L'obiettivo della tesi è uno studio preliminare in cui viene effettuato un dimensionamento di massima ed ottimizzazione di un compressore pluristadio, di tipo assiale, cercando di rimanere all'interno del corretto range di funzionamento. Verrà alimentato un motore diesel aeronautico dalle elevate prestazioni, 42000 HP di potenza, al cui collettore di aspirazione è richiesta una pressione di 18.3 bar con una temperatura di 323 K. Il motore in questione ha una velocità di rotazione di 10000 rpm ed, attraverso un riduttore, fornirà il numero di giri giusto per alimentare il fan (circa 2100 rpm). Il vantaggio di utilizzare il motore diesel consiste nel fatto che ormai con i moderni sistemi di iniezione elettronica common-rail si riescono a garantire migliori dosature e polverizzazioni del combustibile attraverso l'aumento della pressione di iniezione ottenendo consumi nettamente inferiori e migliori rendimenti di combustione.

Il compressore è necessario per ottenere buoni rendimenti di combustione in quota dove la scarsa densità dell'aria e la scarsa presenza di ossigeno in massa rende difficile la combustione. Utilizzeremo tre compressori in serie ed allo scarico del compressore di bassa pressione e di media pressione metteremo due intercooler per refrigerare il fluido asportando calore all'aria e diminuendo il lavoro

di compressione, evitando di avere salti di temperatura troppo bruschi con conseguente ingombri eccessivi dei relativi scambiatori. Allo scarico del compressore di alta pressione sarà presente un aftercooler che permette di raffreddare ulteriormente l'aria, migliorando il processo di combustione. Si utilizza aria fredda proveniente dall'esterno per raffreddare l'acqua di alimento degli scambiatori.

5.2 Prestazioni richieste

L'aria, alla quota di 10000 m, presenta tali caratteristiche:

- Pressione: 26.436 kPa
- Temperatura: 223.15k
- Densità: 0.4127 kg/m³

Il punto di partenza per lo studio ed il dimensionamento del nostro compressore assiale è il calcolo della portata massica da elaborare, poiché da quella dipendono moltissimi fattori. Il nostro gruppo termico da alimentare, ha una potenza massima di 42000 HP ed, espressa in kilowatt (kW), sarà:

$$\bullet \quad Pot_{max} = 42000 \cdot 0.7457 = 31319.4 \text{ kW} \quad (5.1)$$

Introducendo adesso il rendimento del motore diesel che è pari a $\eta_{diesel} = 0.465$, possiamo calcolare l'SFC (o BSFC che dir si voglia), specific fuel consumption, indice che misura l'efficienza del carburante di un motore che produce la rotazione dell'albero.

$$\bullet \quad SFC = \frac{1}{\eta_{diesel} \cdot 0.0119531 \cdot 1000} = 0.179915 \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad (5.2)$$

Da questo parametro possiamo risalire all' FC, fuel consumption, moltiplicandolo per la Pot_{max} trovata in precedenza:

- $FC = SFC \cdot Pot_{max} = 5635 \frac{kg}{h}$ (5.3)

Il rapporto stechiometrico per un motore a diesel e cioè il rapporto tra quanti kg di aria che servono per bruciare 1 kg di combustibile, vale:

- $r = \frac{kg \text{ di aria}}{kg \text{ di combustibile}} = 17$ (5.4)

A questo punto, possiamo calcolare la portata da elaborare in base alle specifiche del nostro motore:

- $\dot{m} = \frac{FC \cdot r}{3600} = 26.610 \frac{kg}{s}$ (5.5)

L'aria inizialmente attraversa il FAN, subendo un primo stadio di compressione che mi porta la pressione dal valore d'ingresso $P_i = 26.436$ kPa al valore d'uscita $P_u = 34.367$ kPa; anche la temperatura subisce un aumento passando da $T_i = 223.15$ K a $T_u = 240.52$ K.

Successivamente prima dell'ingresso nel primo compressore, è presente un diffusore e, trascurando le perdite, abbiamo un ulteriore incremento di pressione e di temperatura. Applicando l'equazione generalizzata del moto dei fluidi:

- $Cdc + dh = 0$ (5.6)

Sviluppando l'equazione, abbiamo che:

- $h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$ (5.7)

ottenendo una temperatura di ingresso nel compressore $T = 256.30\text{K}$ ed una pressione $P = 40.897\text{kPa}$. Possiamo quindi definire la caratteristica dell'aria in ingresso nel compressore di bassa pressione:

- 1) Quota massima = 10000 m
- 2) Portata d'aria = 26.610 kg/s
- 3) Pressione in ingresso = 40.897 kPa
- 4) Temperatura di ingresso = 256.30 K
- 5) Costante dei gas perfetti = 287 J/kg*K
- 6) $\beta = 46$
- 7) $\eta_c = 0.85$
- 8) Velocità del velivolo = 0.9 Mach
- 9) $\gamma = 1.4$

E' importante notare come il rapporto di compressione sia parecchio spinto e per questo tipo di compressore, considerando il rendimento per stadio tipico di queste macchine tra 1.1 e 1.3, sarà necessario avere un numero di stadi molto elevato. Siamo già in grado in prima approssimazione di calcolare quanti stadi sono necessari per ottenere il rapporto di compressione richiesto dal problema in esame. Infatti osserviamo che β sarà dato da: $\beta = (1.2)^N$ con N numero di stadi e 1.2 una media del rendimento complessivo per stadio che variano appunto tra 1.1 per i primi stadi e 1.3 degli stadi centrali. Abbiamo quindi:

- $N = \frac{\log \beta}{\log 1.2} = 21$, gli stadi necessari saranno all'incirca 21. (5.8)

La temperatura d'uscita considerando un'unica compressione e senza refrigerazione sarebbe pari a:

- $T_u = T_i \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_p}} = 864.19 \text{ K}$ con $\eta_p = 0.9$ (5.9)

Si può fare inoltre un calcolo approssimativo della potenza necessaria al compressore per ottenere le caratteristiche d'aria in uscita senza

considerare il calore asportato con la refrigerazione e considerando il c_p dell'aria costante.

$$\bullet L_{is} = c_p(T_u - T_i) = 610.930 \frac{kJ}{kg} \quad (5.10)$$

Considerando poi un rendimento di compressione $\eta_c = 0.85$, otteniamo il lavoro per unità di tempo:

$$\bullet L = \frac{L_{is} \cdot \dot{m}_{aria}}{\eta_c} = 19125.69 \frac{kJ}{s} \quad (5.11)$$

5.3 Calcolo design

Tendenzialmente nel progettare il design di un compressore si procede scegliendo alcune grandezze fondamentali:

- a) velocità di rotazione dell'albero;
- b) velocità del fluido in ingresso;
- c) angoli di attacco del fluido e della solidità del palettamento;
- d) Verifica dei parametri e coefficienti caratteristici;
- e) Determinazione del rapporto di compressione per stadio;
- f) Determinazione degli angoli del fluido dal mozzo alla punta per stadio;
- g) Prima raffigurazione della macchina;

Fortunatamente tutte queste grandezze variano in range noti dai quali non ci si deve discostare in maniera esagerata per non incorrere in problemi di malfunzionamento, cosa che risulta molto facile in un

componente delicato come un compressore assiale. La velocità di rotazione dell'albero è imposta dalla velocità di rotazione della turbina che è di circa 17190 rpm o 1800 rad/s.

Scegliamo la velocità del fluido in ingresso nello stadio di bassa pressione e l'angolo α_1 che deve essere diverso da zero; conferendo un certo swirl al fluido in ingresso otteniamo rendimenti migliori nei primi stadi. Quindi calcoliamo l'Annulus in condizioni di $M_1 = 0.5$ e $\alpha_1 = 34^\circ$:

- $$AreaAnnulus_{1^\circ stadio} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{\cos \alpha_1 \cdot p_1 \cdot MFP} = 0.419 \text{ m}^2 \quad (5.14)$$

Il rapporto tra raggio di mozzo e raggio di punta r_{hub}/r_{tip} varia tra 0.6 e 0.75 nei primi stadi: cerchiamo di mantenere un rapporto di 0.6 in modo tale da avere una velocità angolare elevata dalla quale poi dipenderà il lavoro del compressore.

- $$r_{tip} = \sqrt{\frac{A}{\pi \left[1 - \left(\frac{r_{hub}}{r_{tip}} \right)^2 \right]}} = 0.457 \text{ m} \quad (5.15)$$

Possiamo quindi trovare da quest'ultimo valore, il raggio di mozzo ed il raggio medio

- $$r_{hub} = 0.6 \cdot r_{tip} = 0.274 \text{ m} \quad (5.16)$$

- $$r_{mean} = \frac{r_{hub} + r_{tip}}{2} = 0.366 \text{ m} \quad (5.17)$$

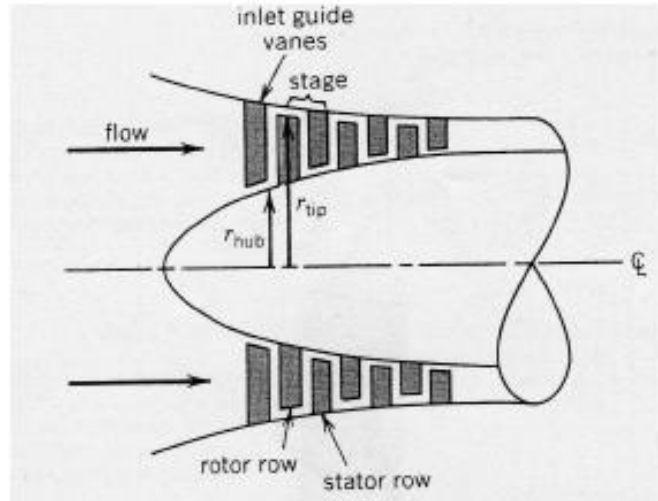


Fig 5.1. Dimensione delle varie componenti

Nella scelta della velocità di punta massima è necessario prestare attenzione a rimanere in campo subsonico per quanto riguarda i primi stadi dove la temperatura è ancora bassa. Normalmente per i primi stadi tale velocità varia tra i 350 e i 460m/s: scegliamo una velocità periferica di 360 m/s. Per mantenerci comunque in regime di sicurezza, e per rispettare le specifiche di funzionamento, scegliamo una velocità angolare di 650 rad/s.

Possiamo procedere ora con la parte computazionale per quanto riguarda tutte le grandezze caratteristiche per stadio del compressore: i calcoli verranno svolti considerando le schiere di pale di stadio in stadio speculari, in modo tale da avere un grado di reazione R pari a 0.5, utile per limitare le perdite legate agli attriti fluidodinamici tra fluido e pala.

Nota la velocità assoluta in ingresso nel primo stadio ($M_1=0.5$) e l'angolo di ingresso nel primo stadio $\alpha_1 = 34^\circ$, possiamo calcolare tutte

le altre velocità e gli angoli di ogni stadio ricordando che tra uno stadio e l'altro abbiamo schiere di pale speculari.

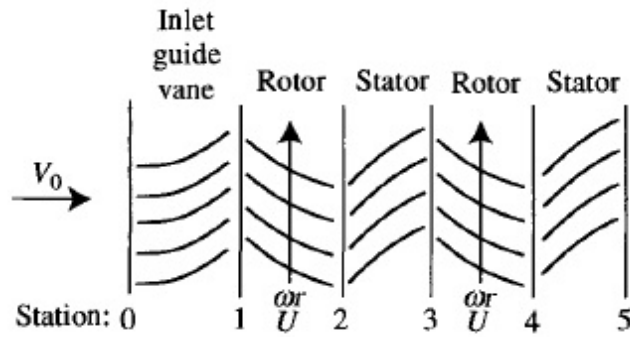


Fig 5.2. Schema schiere di pale speculari

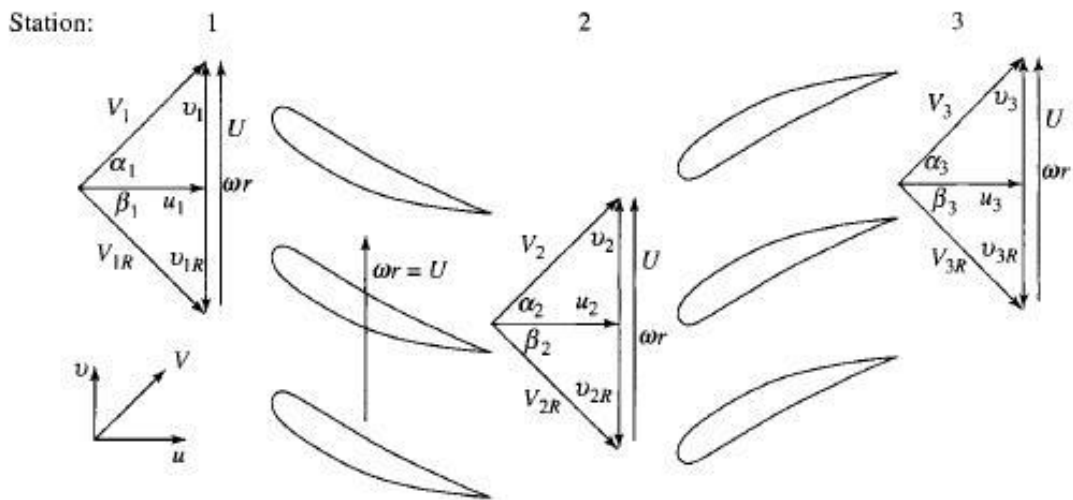


Fig 5.3. Triangoli di velocità e relativi angoli

INGRESSO ROTORE

- $V_1 = \sqrt{\gamma RT} \cdot M_1 = 160.5 \frac{m}{s}$
- $u_1 = V_1 \cdot \cos \alpha_1 = 133 \frac{m}{s}$
- $v_1 = V_1 \cdot \sin \alpha_1 = 89.8 \frac{m}{s}$
- $U_{media} = \omega \cdot r_{mean} = 237.9 \frac{m}{s}$
- $v_{1r} = U_{media} - v_1 = 148.1 \frac{m}{s}$
- $V_{1r} = \sqrt{u_1^2 + v_{1r}^2} = 199.1 \frac{m}{s}$
- $\beta_1 = \tan^{-1} \frac{v_{1r}}{u_1} = 48.1^\circ$

INGRESSO STATORE

- $\beta_2 = \alpha_1 = 34^\circ$
- $u_1 = u_2 = 133 \frac{m}{s}$
- $v_{2r} = u_2 \tan \beta_2 = 89.7 \frac{m}{s}$
- $V_{2r} = \sqrt{u_2^2 + v_{2r}^2} = 160.4 \frac{m}{s}$
- $v_2 = U_{media} - v_{2r} = 148.2 \frac{m}{s}$
- $\beta_1 = \alpha_2 = 48.1^\circ$

Gli angoli calcolati non sarebbero gli angoli di inclinazione effettiva della paletta, ma quelli del fluido. Gli angoli di ingresso e uscita dalle pale vengono calcolati in base ad alcune formule che rendono il profilo aerodinamicamente efficiente.

Utilizziamo il profilo NACA 65 A010 come suggerito dalla bibliografia .

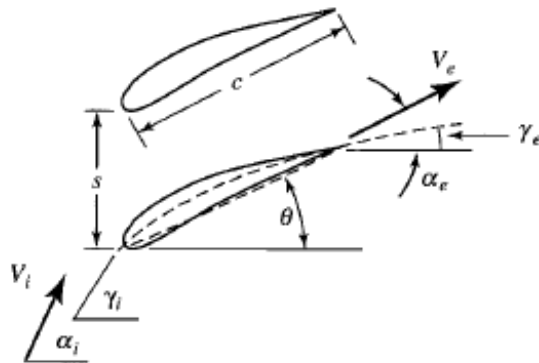


Fig 5.4. Angoli caratteristici paletta

Siccome:

$\beta_1 - \gamma_i = 0$ abbiamo che: $\beta_1 = \gamma_i = 48.1^\circ$. Il calcolo di γ_e ci permette di ricavare lo schema della paletta; l'angolo di deviazione viene calcolato secondo la regola di Carter che stabilisce quanto segue:

$$\delta_c = \frac{\gamma_i - \gamma_e}{4\sqrt{\sigma}} \quad \rightarrow \quad \gamma_e = \frac{4\alpha_e\sqrt{\sigma} - \gamma_i}{4\sqrt{\sigma} - 1}$$

Ricordiamo sempre che α_e corrisponde a β_2 e che per ipotesi sullo studio di compressori multistadio $\alpha_e = \beta_2 = \alpha_1 = 34^\circ$

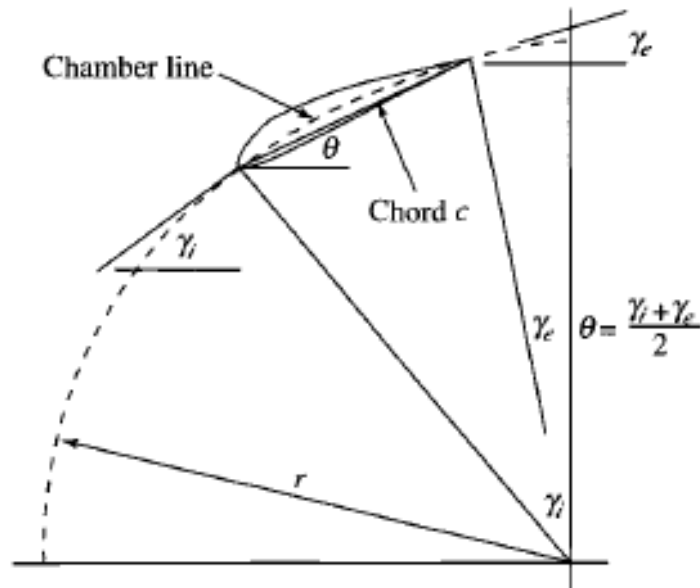


Fig 5.5. Raggio della chamber line

L'angolo $\gamma_e = 28.53^\circ$.

Possiamo calcolare l'altezza della pala grazie ai valori del r_{tip} e del r_{hub}

- $h = r_{tip} - r_{hub} = 0.183 \text{ m}$ (5.18)

Il valore della corda dipende direttamente da un parametro a nostra scelta che è il rapporto altezza pala/corda. In genere questo rapporto vale 0.5 ed effettuando questa scelta otteniamo per il primo stadio che:

- $\frac{c}{h} = 0.5$ (5.19)

ed essendo l'altezza della pala $h = 0.183 \text{ m}$ abbiamo che $c = 91.5 \text{ mm}$

Fatti i primi calcoli preliminari, inseriamo i dati all'interno del software "COMPR" allegato al libro Elements of Propulsion di Jack Mattingly, e controlliamo che, stadio dopo stadio, i parametri rimangano all'interno del range di progetto calcolati precedentemente,

facendo diverse prove per cercare di riuscire a trovare il dimensionamento migliore rispettando le specifiche di funzionamento.

5.4 Risultati

COMPRESSORE DI BASSA PRESSIONE

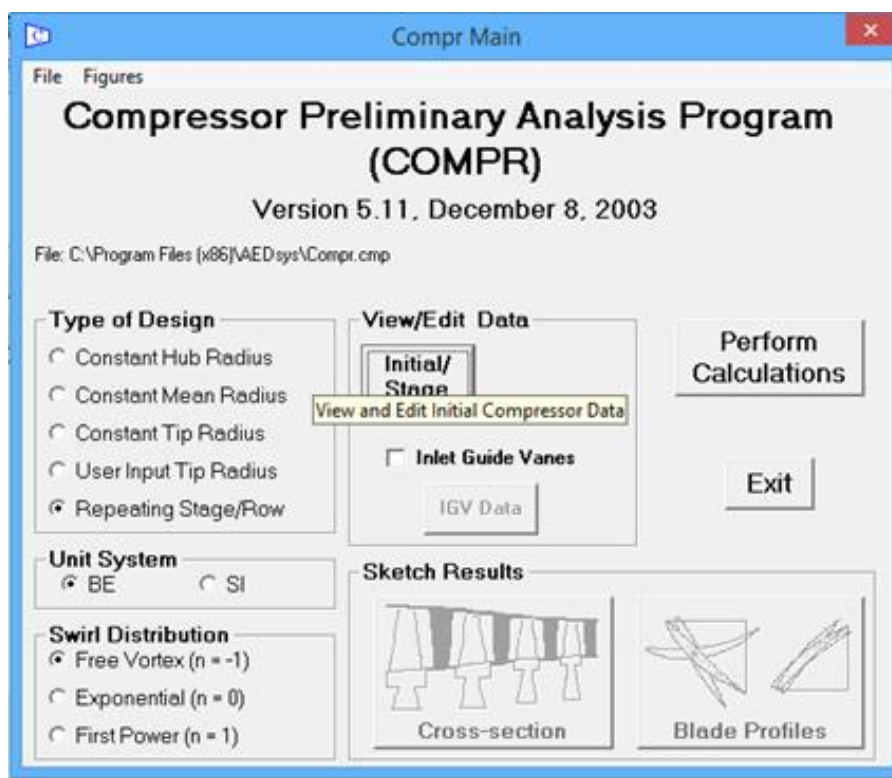


Fig. 5.6. Software COMPR

- $AreaAnnulus_{1^{\circ}stadio} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{\cos \alpha_1 \cdot p_1 \cdot MFP} = 0.419 \text{ m}^2$
- $r_{tip} = 0.457 \text{ m}$
- $r_{hub} = 0.274 \text{ m}$
- $r_{mean} = 0.366 \text{ m}$

Initial Data

Number of Stages (20 max)

Mass Flow Rate kg/s

Rotor Angular Velocity rad/s

Inlet Total Pressure kPa

Inlet Total Temperature K

Solidity

Alpha 3 for Last Stage (>=0) deg

Mach 3 for Last Stage (>0)

Ratio of Specific Heats

Gas Constant kJ/kg-K

Cp kJ/kg-K

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:47:01
 Data File: C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 062,18 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0650 rad/s
 Inlet Pt = 040,90 kPa Inlet Tt = 0256,3 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant = 0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 1 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0838 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0800 Pt3/Pt1 = 1,2766 DTt = 020,52 K AN^2=1,494E+07
 Hub R = 0,1662 Dr = 0,3744 Ds = 0,5469 Eff = 0,9027
 Mean R = 0,4503 Dr = 0,5442 Ds = 0,5282 r m = 00,366 m
 Tip R = 0,6550 Dr = 0,4262 Ds = 0,4803 M1R = 0,8324 U m = 0238,0 m/s
 Flow Area 1 = 00,4178 Area 2 = 00,3877 Area 3 = 00,3502 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 23/0,0866 m Stator-Blades/Chord = 26/0,0774 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3637 Flow = 0,5454

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K 256,3	256,3	256,3	263,8	263,8	276,8	276,8	276,8	276,8	276,8	276,8
T	K 241,2	244,1	245,5	244,1	253,3	244,7	253,3	258,7	262,6	264,6	265,7
Pt	kPa 40,77	40,77	40,77	45,07	44,26	52,42	52,42	52,42	52,04	52,04	52,04
P	kPa 32,95	34,37	35,05	34,37	38,44	34,06	38,44	41,38	43,29	44,45	45,11
M	0,560	0,500	0,470	0,635	0,454	0,810	0,681	0,591	0,520	0,480	0,457
Vel	m/s 174,4	156,6	147,6	198,7	144,7	253,9	217,2	190,6	168,8	156,6	149,3
u	m/s 129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8
v	m/s 116,4	087,6	070,2	150,5	063,9	218,2	174,1	139,5	107,9	087,6	073,7
alpha/beta	41,89	34,00	28,39	49,22	26,21	59,25	53,30	47,07	39,73	34,00	29,58
radius	m 0,275	0,366	0,457	0,366	0,366	0,292	0,375	0,457	0,312	0,385	0,457

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:47:51
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 062,18 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0650 rad/s
 Inlet Pt = 040,90 kPa Inlet Tt = 0256,3 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 2 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0820 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0741 Pt3/Pt1 = 1,2532 DTt =020,52 K AN^2=1,253E+07
 Hub R = 0,2910 Dr = 0,4598 Ds = 0,5215 Eff = 0,8988
 Mean R = 0,4847 Dr = 0,5146 Ds = 0,5089 r m = 00,385 m
 Tip R = 0,6409 Dr = 0,4199 Ds = 0,4741 M1R = 0,7907 U m = 0249,9 m/s
 Flow Area 1 = 00,3502 Area 2 = 00,3252 Area 3 = 00,2978 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 29/0,0693 m Stator-Blades/Chord = 32/0,0629 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3299 Flow = 0,5194

	Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	276,8	276,8	276,8	286,1	286,1	297,3	297,3	297,3	297,3	297,3	297,3
T	K	262,6	264,6	265,7	264,6	274,6	268,8	274,6	278,8	283,7	285,1	286,1
Pt	kPa	52,04	52,04	52,04	58,43	57,39	65,66	65,66	65,66	65,22	65,22	65,22
P	kPa	43,29	44,45	45,11	44,45	49,68	46,10	49,68	52,39	55,32	56,32	56,97
M		0,520	0,480	0,457	0,638	0,459	0,729	0,644	0,577	0,491	0,463	0,444
Vel	m/s	168,8	156,6	149,3	207,9	152,4	239,6	213,9	193,2	165,7	156,6	150,5
u	m/s	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8
v	m/s	107,9	087,6	073,7	162,4	079,9	201,4	170,0	143,1	103,0	087,6	076,1
alpha/beta		39,73	34,00	29,58	51,36	31,62	57,20	52,64	47,78	38,44	34,00	30,39
radius	m	0,312	0,385	0,457	0,385	0,385	0,325	0,391	0,457	0,338	0,397	0,457

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:48:23
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 062,18 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0650 rad/s
 Inlet Pt = 040,90 kPa Inlet Tt = 0256,3 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 3 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0804 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0690 Pt3/Pt1 = 1,2336 DTt =020,52 K AN^2=1,068E+07
 Hub R = 0,3626 Dr = 0,4804 Ds = 0,5057 Eff = 0,8960
 Mean R = 0,5065 Dr = 0,4935 Ds = 0,4961 r m = 00,397 m
 Tip R = 0,6312 Dr = 0,4159 Ds = 0,4695 M1R = 0,7558 U m = 0258,3 m/s
 Flow Area 1 = 00,2978 Area 2 = 00,2771 Area 3 = 00,2563 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 36/0,0572 m Stator-Blades/Chord = 40/0,0525 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3089 Flow = 0,5026

	Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	297,3	297,3	297,3	308,0	308,0	317,8	317,8	317,8	317,8	317,8	317,8
T	K	283,7	285,1	286,1	285,1	295,5	291,2	295,5	298,9	304,5	305,6	306,4
Pt	kPa	65,22	65,22	65,22	73,81	72,53	80,96	80,96	80,96	80,46	80,46	80,46
P	kPa	55,32	56,32	56,97	56,32	62,74	59,60	62,74	65,31	69,24	70,16	70,80
M		0,491	0,463	0,444	0,634	0,460	0,676	0,615	0,563	0,468	0,447	0,432
Vel	m/s	165,7	156,6	150,5	214,5	158,5	231,3	211,8	195,0	163,8	156,6	151,4
u	m/s	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8	129,8
v	m/s	103,0	087,6	076,1	170,7	090,9	191,4	167,4	145,5	099,9	087,6	078,0
alpha/beta		38,44	34,00	30,39	52,75	35,01	55,86	52,20	48,26	37,57	34,00	30,99
radius	m	0,338	0,397	0,457	0,397	0,397	0,347	0,402	0,457	0,357	0,407	0,457

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
Date - 28/09/2014 Time - 11:48:50
Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 062,18 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0650 rad/s
Inlet Pt = 040,90 kPa Inlet Tt = 0256,3 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 4 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
Phir= 0,0791 Phis= 0,0300
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0645 Pt3/Pt1 = 1,2169 DTt =020,52 K AN^2=9,214E+06
Hub R = 0,5076 Dr = 0,4816 Ds = 0,3599 Eff = 0,8938
Mean R = 0,6443 Dr = 0,4780 Ds = 0,3374 r m = 00,407 m
Tip R = 0,7663 Dr = 0,4131 Ds = 0,3020 M1R = 0,7258 U m = 0264,5 m/s
Flow Area 1 = 00,2563 Area 2 = 00,2392 Area 3 = 00,1999 m^2
Rotor-Blades/Chord = 44/0,0482 m Stator-Blades/Chord = 50/0,0422 m
Coefficients: Stage Loading = 0,2946 Flow = 0,4909

Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 317,8 317,8 317,8 329,6 329,6 338,4 338,4 338,4 338,4 338,4 338,4
T K | 304,5 305,6 306,4 305,6 316,3 313,0 316,3 319,2 321,2 322,3 323,1
Pt kPa | 80,46 80,46 80,46 91,37 89,85 98,49 98,49 98,49 97,92 97,92 97,92
P kPa | 69,24 70,16 70,80 70,16 77,82 74,96 77,82 80,28 81,60 82,55 83,27
M | 0,468 0,447 0,432 0,626 0,458 0,637 0,590 0,548 0,517 0,500 0,487
Vel m/s | 163,8 156,6 151,4 219,4 163,2 225,9 210,3 196,4 185,7 179,9 175,4
u m/s | 129,8 129,8 129,8 129,8 129,8 129,8 129,8 129,8 149,2 149,2 149,2
v m/s | 099,9 087,6 078,0 176,9 099,0 184,8 165,5 147,3 110,6 100,6 092,3
alpha/beta | 37,57 34,00 30,99 53,73 37,33 54,92 51,89 48,62 36,56 34,00 31,74
radius m | 0,357 0,407 0,457 0,407 0,407 0,364 0,411 0,457 0,381 0,419 0,457

```

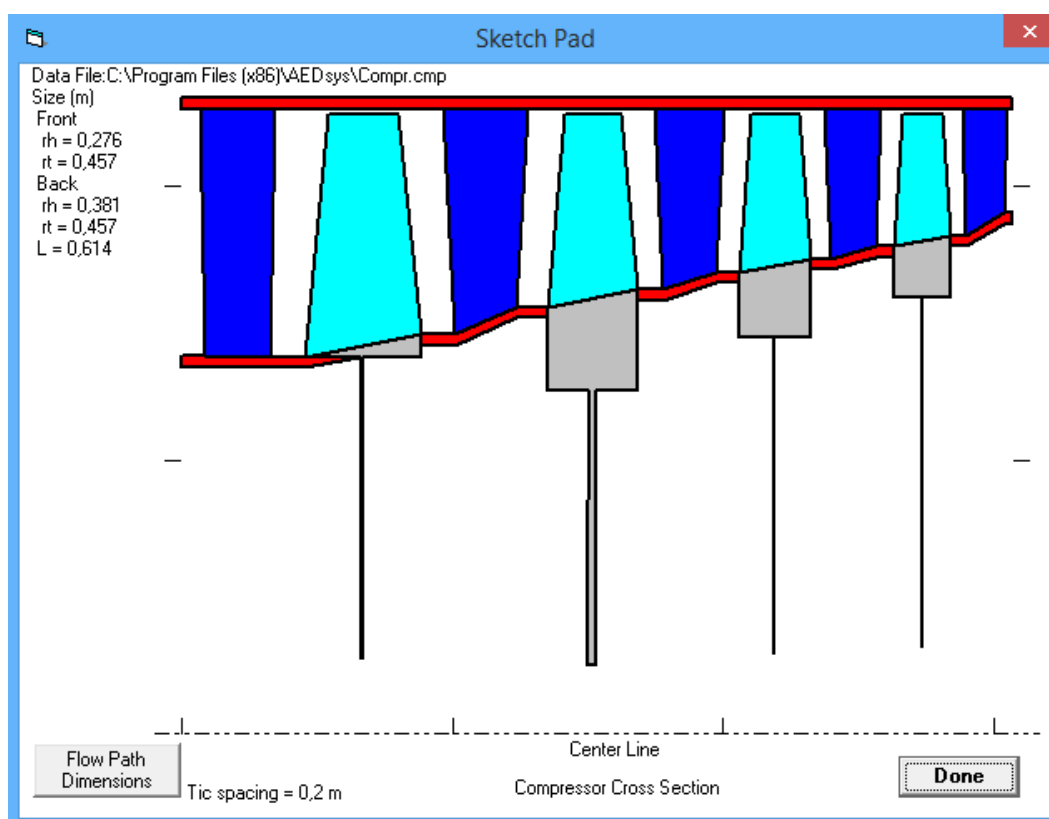


Fig 5.7. Compresore a 4 stadi

Lo stadio di bassa pressione è regolato da un compressore assiale a 4 stadi e la temperatura in uscita vale 338.4 K. A seguito della prima inter-refrigerazione, essa arriverà a 273.15 K con una pressione di 97.92 kPa; con questi dati, continuiamo la compressione nel compressore di media pressione a 6 stadi. Utilizzando le (5.14), (5.15), (5.16) e (5.17), ripetiamo gli stessi calcoli utilizzando però come temperatura per il calcolo dell'Annulus, quella ottenuta in uscita dal compressore precedente. Infine è opportuno controllare che i parametri ottenuti mediante la simulazione col software stiano all'interno del range stabilito.

COMPRESSORE DI MEDIA PRESSIONE

- $AreaAnnulus_{1^{\circ}stadio} = 0.202 \text{ m}^2$
- $r_{tip} = 0.317 \text{ m}$
- $r_{hub} = 0.190 \text{ m}$
- $r_{mean} = 0.254 \text{ m}^2$

Parameter	Value	Unit
Number of Stages (20 max)	6	
Mass Flow Rate	26.61	kg/s
Rotor Angular Velocity	920	rad/s
Inlet Total Pressure	97.92	kPa
Inlet Total Temperature	273.15	K
Solidity	0.8	
Alpha 3 for Last Stage (>=0)	34	deg
Mach 3 for Last Stage (>0)	0.5	
Ratio of Specific Heats	1.4	
Gas Constant	0.286996	kJ/kg-K
Cp	1.0045	kJ/kg-K

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:57:13
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 026,81 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0920 rad/s
 Inlet Pt = 097,92 kPa Inlet Tt = 0273,2 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 1 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0838 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0800 Pt3/Pt1 = 1,2770 DTt =021,87 K AN^2=1,289E+07
 Hub R = 0,1993 Dr = 0,4336 Ds = 0,5505 Eff = 0,9040
 Mean R = 0,4376 Dr = 0,5540 Ds = 0,5351 r m = 00,263 m
 Tip R = 0,6207 Dr = 0,4584 Ds = 0,4961 M1R = 0,7863 U m = 0241,6 m/s
 Flow Area 1 = 00,1796 Area 2 = 00,1670 Area 3 = 00,1505 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 27/0,0521 m Stator-Blades/Chord = 30/0,0468 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3764 Flow = 0,5548

	Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	273,2	273,2	273,2	280,5	280,5	295,0	295,0	295,0	295,0	295,0	295,0
T	K	257,7	260,1	261,4	260,1	269,7	262,2	269,7	274,8	280,3	282,0	283,1
Pt	kPa	097,9	097,9	097,9	107,4	105,5	126,0	126,0	126,0	125,0	125,0	125,0
P	kPa	079,9	082,5	084,0	082,5	092,0	083,4	092,0	098,3	104,5	106,8	108,2
M		0,547	0,500	0,474	0,625	0,446	0,791	0,685	0,606	0,512	0,480	0,460
Vel	m/s	176,0	161,7	153,5	202,0	146,9	256,6	225,5	201,3	171,9	161,7	155,0
u	m/s	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0
v	m/s	114,0	090,4	074,9	151,2	060,3	218,8	181,3	150,2	107,7	090,4	077,9
alpha/beta		40,39	34,00	29,19	48,44	24,21	58,52	53,53	48,26	38,78	34,00	30,17
radius	m	0,208	0,263	0,317	0,263	0,263	0,218	0,267	0,317	0,229	0,273	0,317

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:58:49
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 026,81 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0920 rad/s
 Inlet Pt = 097,92 kPa Inlet Tt = 0273,2 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 2 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0820 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0741 Pt3/Pt1 = 1,2539 DTt =021,87 K AN^2=1,081E+07
 Hub R = 0,2978 Dr = 0,4876 Ds = 0,5301 Eff = 0,9011
 Mean R = 0,4664 Dr = 0,5309 Ds = 0,5193 r m = 00,273 m
 Tip R = 0,6085 Dr = 0,4528 Ds = 0,4904 M1R = 0,7481 U m = 0251,3 m/s
 Flow Area 1 = 00,1505 Area 2 = 00,1401 Area 3 = 00,1279 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 34/0,0421 m Stator-Blades/Chord = 38/0,0383 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3478 Flow = 0,5333

	Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	295,0	295,0	295,0	303,8	303,8	316,9	316,9	316,9	316,9	316,9	316,9
T	K	280,3	282,0	283,1	282,0	292,2	286,9	292,2	296,3	302,6	303,9	304,8
Pt	kPa	125,0	125,0	125,0	138,6	136,3	157,9	157,9	157,9	156,8	156,8	156,8
P	kPa	104,5	106,8	108,2	106,8	118,9	111,5	118,9	124,7	133,4	135,4	136,8
M		0,512	0,480	0,460	0,622	0,446	0,722	0,650	0,590	0,486	0,463	0,446
Vel	m/s	171,9	161,7	155,0	209,4	152,9	245,3	222,6	203,5	169,5	161,7	156,1
u	m/s	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0
v	m/s	107,7	090,4	077,9	160,9	073,5	205,4	177,8	153,2	103,8	090,4	080,1
alpha/beta		38,78	34,00	30,17	50,21	28,75	56,88	52,99	48,82	37,76	34,00	30,85
radius	m	0,229	0,273	0,317	0,273	0,273	0,236	0,277	0,317	0,245	0,281	0,317

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:59:21
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 026,81 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0920 rad/s
 Inlet Pt = 097,92 kPa Inlet Tt = 0273,2 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 3 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0804 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0690 Pt3/Pt1 = 1,2345 DTt =021,87 K AN^2=9,211E+06
 Hub R = 0,3574 Dr = 0,5016 Ds = 0,5168 Eff = 0,8990
 Mean R = 0,4854 Dr = 0,5139 Ds = 0,5085 r m = 00,281 m
 Tip R = 0,6000 Dr = 0,4491 Ds = 0,4861 M1R = 0,7157 U m = 0258,3 m/s
 Flow Area 1 = 00,1279 Area 2 = 00,1193 Area 3 = 00,1100 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 42/0,0349 m Stator-Blades/Chord = 46/0,0320 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3292 Flow = 0,5189

	Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	316,9	316,9	316,9	326,8	326,8	338,7	338,7	338,7	338,7	338,7	338,7
T	K	302,6	303,9	304,8	303,9	314,5	310,5	314,5	317,8	324,7	325,7	326,5
Pt	kPa	156,8	156,8	156,8	174,7	171,9	194,8	194,8	194,8	193,6	193,6	193,6
P	kPa	133,4	135,4	136,8	135,4	150,2	143,6	150,2	155,8	166,9	168,8	170,1
M		0,486	0,463	0,446	0,615	0,443	0,675	0,621	0,574	0,465	0,447	0,433
Vel	m/s	169,5	161,7	156,1	214,8	157,6	238,3	220,8	205,2	167,9	161,7	156,9
u	m/s	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0
v	m/s	103,8	090,4	080,1	167,9	082,9	197,0	175,4	155,4	101,2	090,4	081,7
alpha/beta		37,76	34,00	30,85	51,40	31,73	55,77	52,62	49,22	37,05	34,00	31,36
radius	m	0,245	0,281	0,317	0,281	0,281	0,250	0,284	0,317	0,256	0,286	0,317

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 11:59:44
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 026,81 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0920 rad/s
 Inlet Pt = 097,92 kPa Inlet Tt = 0273,2 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 4 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0791 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0645 Pt3/Pt1 = 1,2178 DTt =021,87 K AN^2=7,944E+06
 Hub R = 0,3972 Dr = 0,5024 Ds = 0,5075 Eff = 0,8973
 Mean R = 0,4989 Dr = 0,5011 Ds = 0,5007 r m = 00,286 m
 Tip R = 0,5936 Dr = 0,4464 Ds = 0,4827 M1R = 0,6877 U m = 0263,5 m/s
 Flow Area 1 = 00,1100 Area 2 = 00,1029 Area 3 = 00,0956 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 50/0,0295 m Stator-Blades/Chord = 54/0,0273 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3163 Flow = 0,5085

	Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	338,7	338,7	338,7	349,6	349,6	360,6	360,6	360,6	360,6	360,6	360,6
T	K	324,7	325,7	326,5	325,7	336,6	333,5	336,6	339,4	346,8	347,6	348,2
Pt	kPa	193,6	193,6	193,6	216,2	212,7	237,1	237,1	237,1	235,7	235,7	235,7
P	kPa	166,9	168,8	170,1	168,8	186,4	180,3	186,4	191,8	205,5	207,3	208,6
M		0,465	0,447	0,433	0,605	0,439	0,638	0,597	0,559	0,447	0,433	0,421
Vel	m/s	167,9	161,7	156,9	218,9	161,3	233,5	219,4	206,4	166,8	161,7	157,6
u	m/s	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0
v	m/s	101,2	090,4	081,7	173,1	089,8	191,2	173,7	157,0	099,3	090,4	082,9
alpha/beta		37,05	34,00	31,36	52,26	33,82	54,98	52,35	49,51	36,54	34,00	31,75
radius	m	0,256	0,286	0,317	0,286	0,286	0,260	0,289	0,317	0,265	0,291	0,317

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:00:11
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 026,81 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0920 rad/s
 Inlet Pt = 097,92 kPa Inlet Tt = 0273,2 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 5 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0780 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0606 Pt3/Pt1 = 1,2034 DTt =021,87 K AN^2=6,922E+06
 Hub R = 0,4256 Dr = 0,4988 Ds = 0,5005 Eff = 0,8960
 Mean R = 0,5088 Dr = 0,4912 Ds = 0,4948 r m = 00,291 m
 Tip R = 0,5887 Dr = 0,4445 Ds = 0,4801 M1R = 0,6631 U m = 0267,6 m/s
 Flow Area 1 = 00,0956 Area 2 = 00,0897 Area 3 = 00,0838 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 59/0,0253 m Stator-Blades/Chord = 64/0,0235 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3067 Flow = 0,5008

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K 360,6	360,6	360,6	372,2	372,2	382,5	382,5	382,5	382,5	382,5	382,5
T	K 346,8	347,6	348,2	347,6	358,7	356,1	358,7	361,1	368,8	369,5	370,0
Pt	kPa 235,7	235,7	235,7	263,3	259,3	285,3	285,3	285,3	283,7	283,7	283,7
P	kPa 205,5	207,3	208,6	207,3	227,9	222,2	227,9	233,2	249,6	251,3	252,7
M	0,447	0,433	0,421	0,594	0,433	0,608	0,575	0,544	0,431	0,420	0,410
Vel	m/s 166,8	161,7	157,6	222,2	164,3	230,1	218,4	207,4	166,0	161,7	158,1
u	m/s 134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0
v	m/s 099,3	090,4	082,9	177,2	095,1	187,0	172,5	158,2	097,9	090,4	083,9
alpha/beta	36,54	34,00	31,75	52,90	35,36	54,38	52,15	49,74	36,16	34,00	32,06
radius	m 0,265	0,291	0,317	0,291	0,291	0,268	0,293	0,317	0,272	0,294	0,317

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:01:34
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 026,81 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 0920 rad/s
 Inlet Pt = 097,92 kPa Inlet Tt = 0273,2 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 6 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0769 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0572 Pt3/Pt1 = 1,1908 DTt =021,87 K AN^2=6,086E+06
 Hub R = 0,6295 Dr = 0,4939 Ds = 0,2910 Eff = 0,8949
 Mean R = 0,7230 Dr = 0,4834 Ds = 0,2730 r m = 00,294 m
 Tip R = 0,8132 Dr = 0,4430 Ds = 0,2477 M1R = 0,6411 U m = 0270,8 m/s
 Flow Area 1 = 00,0838 Area 2 = 00,0788 Area 3 = 00,0633 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 69/0,0219 m Stator-Blades/Chord = 80/0,0190 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2995 Flow = 0,4949

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K 382,5	382,5	382,5	394,6	394,6	404,3	404,3	404,3	404,3	404,3	404,3
T	K 368,8	369,5	370,0	369,5	380,8	378,6	380,8	382,8	384,4	385,1	385,7
Pt	kPa 283,7	283,7	283,7	316,4	311,8	339,6	339,6	339,6	337,8	337,8	337,8
P	kPa 249,6	251,3	252,7	251,3	275,2	269,7	275,2	280,3	282,9	284,8	286,4
M	0,431	0,420	0,410	0,583	0,426	0,583	0,556	0,531	0,510	0,500	0,491
Vel	m/s 166,0	161,7	158,1	224,7	166,8	227,5	217,7	208,1	200,4	196,7	193,5
u	m/s 134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	134,0	163,1	163,1	163,1
v	m/s 097,9	090,4	083,9	180,4	099,3	183,9	171,5	159,2	116,5	110,0	104,2
alpha/beta	36,16	34,00	32,06	53,39	36,54	53,91	51,99	49,92	35,54	34,00	32,57
radius	m 0,272	0,294	0,317	0,294	0,294	0,275	0,296	0,317	0,283	0,300	0,317

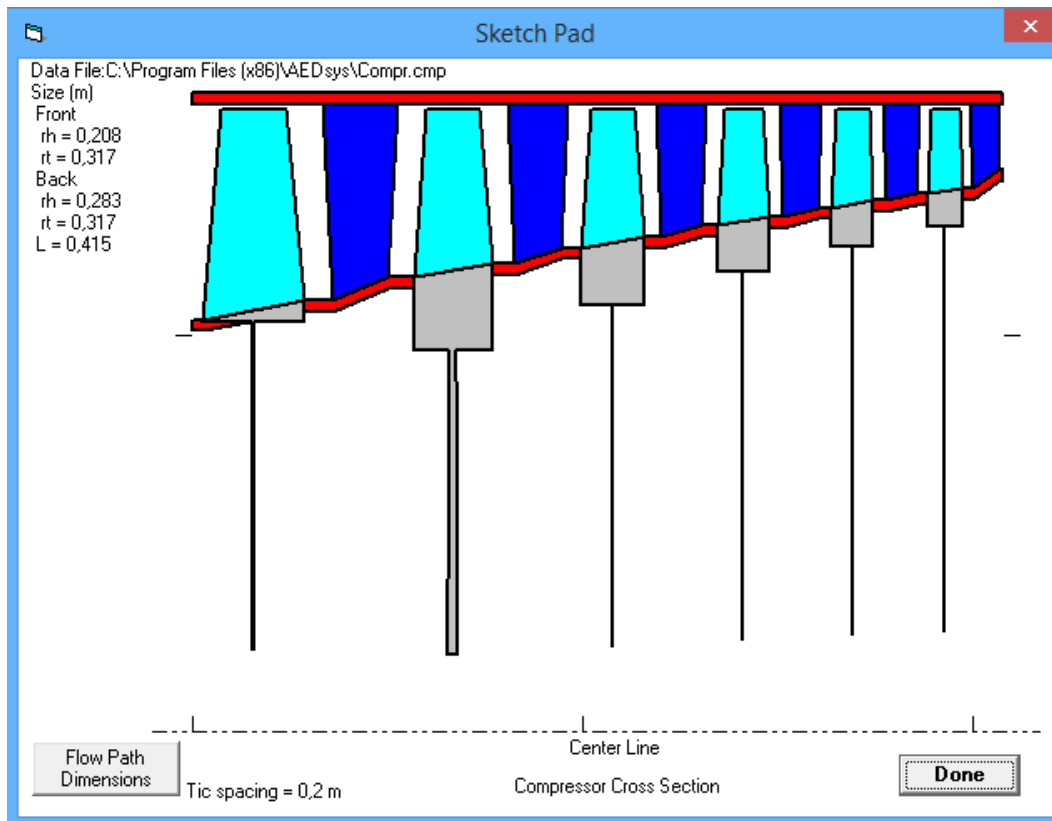


Fig 5.8. Compressore a 6 stadi

Una volta conclusa la compressione notiamo che la temperatura d'uscita vale 404.3 K e attraverso un secondo scambiatore di calore verrà portata a 323.15k con una pressione costante di 337.8 kPa. Questi sono i parametri del fluido che subirà la compressione nel compressore di alta pressione ad 11 stadi.

Analogamente al caso precedente, calcoliamo l'Annulus e verifichiamo che i valori ottenuti stiano all'interno dei parametri ottenuti.

COMPRESSORE DI ALTA PRESSIONE

- $AreaAnnulus_{1^{\circ}stadio} = 0.0637 \text{ m}^2$
- $r_{hub} = 0.107 \text{ m}$
- $r_{tip} = 0.178 \text{ m}$
- $r_{mean} = 0.142 \text{ m}^2$

Parameter	Value	Unit
Number of Stages (20 max)	11	
Mass Flow Rate	26,61	kg/s
Rotor Angular Velocity	1800	rad/s
Inlet Total Pressure	337,8	kPa
Inlet Total Temperature	350	K
Solidity	0,8	
Alpha 3 for Last Stage (>=0)	34	deg
Mach 3 for Last Stage (>0)	0,5	
Ratio of Specific Heats	1,4	
Gas Constant	0,286996	kJ/kg-K
Cp	1,0045	kJ/kg-K

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:19:30
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 1 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0838 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0800 Pt3/Pt1 = 1,2780 DTt =028,02 K AN^2=1,628E+07
 Hub R = 0,1284 Dr = 0,4007 Ds = 0,5695 Eff = 0,9071
 Mean R = 0,4061 Dr = 0,5753 Ds = 0,5516 r m = 00,146 m
 Tip R = 0,6080 Dr = 0,4824 Ds = 0,5109 M1R = 0,7659 U m = 0262,5 m/s
 Flow Area 1 = 00,0589 Area 2 = 00,0551 Area 3 = 00,0493 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 25/0,0308 m Stator-Blades/Chord = 28/0,0277 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,4083 Flow = 0,5778

Station	lh	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	350,0	350,0	350,0	357,6	357,6	378,0	378,0	378,0	378,0	378,0
T	K	330,0	333,3	335,0	333,3	344,7	333,7	344,7	351,9	359,0	361,4
Pt	kPa	337,8	337,8	337,8	364,0	358,0	434,9	434,9	431,7	431,7	431,7
P	kPa	274,8	284,8	289,9	284,8	314,9	281,1	314,9	338,5	360,4	368,7
M		0,551	0,500	0,472	0,603	0,432	0,815	0,695	0,609	0,515	0,480
Vel	m/s	200,6	183,0	173,3	220,6	160,7	298,4	258,7	229,1	195,4	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	131,3	102,3	083,8	160,2	053,0	256,9	209,5	171,7	123,2	102,3
alpha/beta		40,87	34,00	28,93	46,56	19,26	59,44	54,09	48,53	39,08	34,00
radius	m	0,114	0,146	0,178	0,146	0,146	0,119	0,148	0,178	0,126	0,152

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:21:54
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 2 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0820 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0741 Pt3/Pt1 = 1,2549 DTt =028,02 K AN^2=1,363E+07
 Hub R = 0,2467 Dr = 0,4829 Ds = 0,5465 Eff = 0,9042
 Mean R = 0,4390 Dr = 0,5529 Ds = 0,5343 r m = 00,152 m
 Tip R = 0,5947 Dr = 0,4758 Ds = 0,5042 M1R = 0,7281 U m = 0274,0 m/s
 Flow Area 1 = 00,0493 Area 2 = 00,0461 Area 3 = 00,0419 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 32/0,0248 m Stator-Blades/Chord = 36/0,0225 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3749 Flow = 0,5537

Station	lh	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	378,0	378,0	378,0	387,5	387,5	406,0	406,0	406,0	406,0	406,0
T	K	359,0	361,4	362,8	361,4	373,7	366,1	373,7	379,3	387,6	389,4
Pt	kPa	431,7	431,7	431,7	470,7	463,1	545,5	545,5	545,5	541,8	541,8
P	kPa	360,4	368,7	373,7	368,7	407,8	379,5	407,8	429,7	460,5	467,8
M		0,515	0,480	0,459	0,601	0,430	0,739	0,658	0,594	0,488	0,463
Vel	m/s	195,4	183,0	175,1	229,1	166,6	283,4	255,1	231,8	192,4	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	123,2	102,3	087,5	171,6	068,9	239,4	205,0	175,3	118,4	102,3
alpha/beta		39,08	34,00	29,97	48,53	24,43	57,63	53,50	49,13	37,97	34,00
radius	m	0,126	0,152	0,178	0,152	0,152	0,130	0,154	0,178	0,135	0,157

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:22:19
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 3 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0804 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0690 Pt3/Pt1 = 1,2354 DTt =028,02 K AN^2=1,159E+07
 Hub R = 0,3164 Dr = 0,5092 Ds = 0,5318 Eff = 0,9021
 Mean R = 0,4605 Dr = 0,5359 Ds = 0,5226 r m = 00,157 m
 Tip R = 0,5854 Dr = 0,4714 Ds = 0,4994 M1R = 0,6962 U m = 0282,1 m/s
 Flow Area 1 = 00,0419 Area 2 = 00,0392 Area 3 = 00,0360 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 40/0,0205 m Stator-Blades/Chord = 44/0,0188 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3536 Flow = 0,5377

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	406,0	406,0	406,0	416,9	416,9	434,1	434,1	434,1	434,1	434,1
T	K	387,6	389,4	390,5	389,4	402,3	396,6	402,3	406,8	416,0	417,4
Pt	kPa	541,8	541,8	541,8	594,3	585,0	673,5	673,5	673,5	669,3	669,3
P	kPa	460,5	467,8	472,8	467,8	516,2	491,1	516,2	537,0	576,8	583,6
M		0,488	0,463	0,445	0,595	0,427	0,687	0,629	0,578	0,466	0,447
Vel	m/s	192,4	183,0	176,4	235,2	171,5	274,4	252,7	233,8	190,5	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	118,4	102,3	090,1	179,8	080,0	228,6	202,1	177,9	115,2	102,3
alpha/beta		37,97	34,00	30,71	49,84	27,81	56,43	53,10	49,55	37,21	34,00
radius	m	0,135	0,157	0,178	0,157	0,157	0,139	0,158	0,178	0,142	0,160

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:23:23
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 4 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0791 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0645 Pt3/Pt1 = 1,2187 DTt =028,02 K AN^2=9,985E+06
 Hub R = 0,3621 Dr = 0,5159 Ds = 0,5216 Eff = 0,9005
 Mean R = 0,4755 Dr = 0,5230 Ds = 0,5142 r m = 00,160 m
 Tip R = 0,5785 Dr = 0,4684 Ds = 0,4956 M1R = 0,6687 U m = 0288,2 m/s
 Flow Area 1 = 00,0360 Area 2 = 00,0338 Area 3 = 00,0313 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 48/0,0173 m Stator-Blades/Chord = 52/0,0160 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3389 Flow = 0,5264

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	434,1	434,1	434,1	446,0	446,0	462,1	462,1	462,1	462,1	462,1
T	K	416,0	417,4	418,4	417,4	430,7	426,2	430,7	434,5	444,3	445,4
Pt	kPa	669,3	669,3	669,3	736,2	725,1	820,5	820,5	820,5	815,6	815,6
P	kPa	576,8	583,6	588,4	583,6	641,6	618,5	641,6	661,6	710,8	717,2
M		0,466	0,447	0,433	0,586	0,422	0,648	0,603	0,563	0,448	0,433
Vel	m/s	190,5	183,0	177,4	239,9	175,5	268,3	251,0	235,3	189,1	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	115,2	102,3	092,0	185,9	088,2	221,3	200,0	179,9	112,9	102,3
alpha/beta		37,21	34,00	31,24	50,78	30,18	55,57	52,82	49,86	36,67	34,00
radius	m	0,142	0,160	0,178	0,160	0,160	0,145	0,161	0,178	0,147	0,163

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:23:56
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 5 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0780 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0606 Pt3/Pt1 = 1,2042 DTt =028,02 K AN^2=8,692E+06
 Hub R = 0,3943 Dr = 0,5153 Ds = 0,5140 Eff = 0,8992
 Mean R = 0,4866 Dr = 0,5129 Ds = 0,5078 r m = 00,163 m
 Tip R = 0,5733 Dr = 0,4661 Ds = 0,4927 M1R = 0,6445 U m = 0292,9 m/s
 Flow Area 1 = 00,0313 Area 2 = 00,0294 Area 3 = 00,0274 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 56/0,0148 m Stator-Blades/Chord = 61/0,0138 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3281 Flow = 0,518

Station	lh	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	462,1	462,1	462,1	474,9	474,9	490,1	490,1	490,1	490,1	490,1
T	K	444,3	445,4	446,3	445,4	459,0	455,4	459,0	462,3	472,5	473,4
Pt	kPa	815,6	815,6	815,6	897,9	884,9	987,7	987,7	987,7	982,1	982,1
P	kPa	710,8	717,2	722,0	717,2	785,5	763,9	785,5	805,0	864,0	870,1
M		0,448	0,433	0,421	0,576	0,416	0,617	0,582	0,549	0,432	0,420
Vel	m/s	189,1	183,0	178,2	243,6	178,7	264,0	249,8	236,4	188,1	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	112,9	102,3	093,5	190,6	094,5	216,1	198,4	181,4	111,3	102,3
alpha/beta		36,67	34,00	31,66	51,48	31,91	54,93	52,60	50,09	36,26	34,00
radius	m	0,147	0,163	0,178	0,163	0,163	0,149	0,164	0,178	0,152	0,165

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:24:16
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 6 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0769 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0572 Pt3/Pt1 = 1,1916 DTt =028,02 K AN^2=7,635E+06
 Hub R = 0,4181 Dr = 0,5120 Ds = 0,5082 Eff = 0,8982
 Mean R = 0,4950 Dr = 0,5048 Ds = 0,5029 r m = 00,165 m
 Tip R = 0,5691 Dr = 0,4643 Ds = 0,4903 M1R = 0,6230 U m = 0296,6 m/s
 Flow Area 1 = 00,0274 Area 2 = 00,0258 Area 3 = 00,0242 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 66/0,0128 m Stator-Blades/Chord = 71/0,0120 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3199 Flow = 0,5115

Station	lh	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	490,1	490,1	490,1	503,7	503,7	518,1	518,1	518,1	518,1	518,1
T	K	472,5	473,4	474,2	473,4	487,3	484,2	487,3	490,1	500,6	501,4
Pt	kPa	0982,	0982,	0982,	1081,	1066,	1177,	1177,	1177,	1170,	1170,
P	kPa	0864,	0870,	0875,	0870,	0949,	0929,	0949,	0968,	1038,	1044,
M		0,432	0,420	0,410	0,565	0,410	0,591	0,562	0,535	0,418	0,408
Vel	m/s	188,1	183,0	178,8	246,5	181,4	260,8	248,8	237,4	187,4	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	111,3	102,3	094,7	194,3	099,4	212,2	197,2	182,6	110,0	102,3
alpha/beta		36,26	34,00	31,98	52,01	33,23	54,43	52,43	50,27	35,94	34,00
radius	m	0,152	0,165	0,178	0,165	0,165	0,153	0,166	0,178	0,155	0,166

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:24:41
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 7 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0760 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0541 Pt3/Pt1 = 1,1804 DTt =028,02 K AN^2=6,758E+06
 Hub R = 0,4363 Dr = 0,5078 Ds = 0,5036 Eff = 0,8974
 Mean R = 0,5017 Dr = 0,4984 Ds = 0,4990 r m = 00,166 m
 Tip R = 0,5658 Dr = 0,4629 Ds = 0,4884 M1R = 0,6037 U m = 0299,6 m/s
 Flow Area 1 = 00,0242 Area 2 = 00,0229 Area 3 = 00,0215 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 76/0,0112 m Stator-Blades/Chord = 81/0,0105 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3136 Flow = 0,5064

Station	lh	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	518,1	518,1	518,1	532,3	532,3	546,1	546,1	546,1	546,1	546,1
T	K	500,6	501,4	502,1	501,4	515,5	512,9	515,5	517,9	528,8	529,5
Pt	kPa	1170,	1170,	1170,	1286,	1269,	1388,	1388,	1388,	1381,	1381,
P	kPa	1038,	1044,	1049,	1044,	1134,	1115,	1134,	1153,	1234,	1239,
M		0,418	0,408	0,399	0,554	0,403	0,569	0,545	0,522	0,405	0,397
Vel	m/s	187,4	183,0	179,4	248,8	183,5	258,3	248,1	238,1	186,8	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	110,0	102,3	095,7	197,3	103,3	209,1	196,3	183,5	108,9	102,3
alpha/beta		35,94	34,00	32,24	52,44	34,26	54,04	52,30	50,42	35,68	34,00
radius	m	0,155	0,166	0,178	0,166	0,166	0,156	0,167	0,178	0,158	0,168

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
 Date - 28/09/2014 Time - 12:25:12
 Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
 Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
 Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 8 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
 Phir= 0,0752 Phis= 0,0300
 RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0513 Pt3/Pt1 = 1,1705 DTt =028,02 K AN^2=6,024E+06
 Hub R = 0,4506 Dr = 0,5036 Ds = 0,4999 Eff = 0,8967
 Mean R = 0,5070 Dr = 0,4930 Ds = 0,4959 r m = 00,168 m
 Tip R = 0,5631 Dr = 0,4618 Ds = 0,4867 M1R = 0,5861 U m = 0302,0 m/s
 Flow Area 1 = 00,0215 Area 2 = 00,0204 Area 3 = 00,0192 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 86/0,0099 m Stator-Blades/Chord = 92/0,0094 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,3085 Flow = 0,5022

Station	lh	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\											
Tt	K	546,1	546,1	546,1	560,8	560,8	574,1	574,1	574,1	574,1	574,1
T	K	528,8	529,5	530,0	529,5	543,7	541,4	543,7	545,8	556,9	557,5
Pt	kPa	1381,	1381,	1381,	1515,	1496,	1625,	1625,	1625,	1617,	1617,
P	kPa	1234,	1239,	1244,	1239,	1342,	1323,	1342,	1361,	1453,	1458,
M		0,405	0,397	0,390	0,544	0,397	0,550	0,529	0,510	0,394	0,387
Vel	m/s	186,8	183,0	179,8	250,8	185,4	256,4	247,5	238,7	186,3	183,0
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	108,9	102,3	096,5	199,7	106,5	206,7	195,5	184,3	108,1	102,3
alpha/beta		35,68	34,00	32,45	52,78	35,08	53,72	52,19	50,54	35,48	34,00
radius	m	0,158	0,168	0,178	0,168	0,168	0,159	0,168	0,178	0,160	0,169

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
Date - 28/09/2014 Time - 12:25:57
Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 9 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
Phir= 0,0745 Phis= 0,0300
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0488 Pt3/Pt1 = 1,1616 DTt =028,02 K AN^2=5,402E+06
Hub R = 0,4620 Dr = 0,4995 Ds = 0,4968 Eff = 0,8961
Mean R = 0,5113 Dr = 0,4886 Ds = 0,4933 r m = 00,169 m
Tip R = 0,5609 Dr = 0,4609 Ds = 0,4854 M1R = 0,5701 U m = 0304,1 m/s
Flow Area 1 = 00,0192 Area 2 = 00,0183 Area 3 = 00,0173 m^2
Rotor-Blades/Chord = 97/0,0088 m Stator-Blades/Chord = 103/0,0083 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3044 Flow = 0,4989

Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 574,1 574,1 574,1 589,2 589,2 602,2 602,2 602,2 602,2 602,2 602,2
T K | 556,9 557,5 558,0 557,5 571,8 569,8 571,8 573,7 584,9 585,5 585,9
Pt kPa | 1617, 1617, 1617, 1770, 1748, 1887, 1887, 1887, 1878, 1878, 1878,
P kPa | 1453, 1458, 1463, 1458, 1574, 1556, 1574, 1593, 1697, 1702, 1707,
M | 0,394 0,387 0,380 0,533 0,390 0,532 0,515 0,498 0,383 0,377 0,372
Vel m/s | 186,3 183,0 180,1 252,4 186,9 254,8 247,0 239,2 185,9 183,0 180,4
u m/s | 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7
v m/s | 108,1 102,3 097,1 201,8 109,2 204,7 194,9 184,9 107,5 102,3 097,7
alpha/beta | 35,48 34,00 32,63 53,06 35,75 53,46 52,10 50,64 35,31 34,00 32,77
radius m | 0,160 0,169 0,178 0,169 0,169 0,161 0,169 0,178 0,162 0,170 0,178

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
Date - 28/09/2014 Time - 12:26:27
Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 10 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
Phir= 0,0739 Phis= 0,0300
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0465 Pt3/Pt1 = 1,1536 DTt =028,02 K AN^2=4,871E+06
Hub R = 0,4715 Dr = 0,4958 Ds = 0,4943 Eff = 0,8956
Mean R = 0,5149 Dr = 0,4850 Ds = 0,4911 r m = 00,170 m
Tip R = 0,5590 Dr = 0,4601 Ds = 0,4842 M1R = 0,5554 U m = 0305,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0173 Area 2 = 00,0165 Area 3 = 00,0157 m^2
Rotor-Blades/Chord = 109/0,0079 m Stator-Blades/Chord = 115/0,0075 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3009 Flow = 0,4961

Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 602,2 602,2 602,2 617,5 617,5 630,2 630,2 630,2 630,2 630,2 630,2
T K | 584,9 585,5 585,9 585,5 599,9 598,2 599,9 601,6 613,0 613,5 613,9
Pt kPa | 1878, 1878, 1878, 2052, 2028, 2176, 2176, 2176, 2167, 2167, 2167,
P kPa | 1697, 1702, 1707, 1702, 1832, 1814, 1832, 1850, 1967, 1973, 1977,
M | 0,383 0,377 0,372 0,523 0,383 0,517 0,502 0,487 0,374 0,369 0,364
Vel m/s | 185,9 183,0 180,4 253,8 188,2 253,5 246,5 239,6 185,6 183,0 180,7
u m/s | 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7
v m/s | 107,5 102,3 097,7 203,5 111,5 203,1 194,4 185,5 106,9 102,3 098,1
alpha/beta | 35,31 34,00 32,77 53,29 36,30 53,24 52,03 50,72 35,17 34,00 32,90
radius m | 0,162 0,170 0,178 0,170 0,170 0,163 0,170 0,178 0,163 0,171 0,178

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 3, Swirl: 1
Date - 28/09/2014 Time - 12:27:28
Data File:C:\Program Files (x86)\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 008,80 kg/s Mass Flow = 026,61 kg/s Rotor Speed = 1800 rad/s
Inlet Pt = 337,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K

COMPRESSOR STAGE: 11 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
Phir= 0,0733 Phis= 0,0300
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0445 Pt3/Pt1 = 1,1464 DTt =028,02 K AN^2=4,413E+06
Hub R = 1,0177 Dr = 0,4924 Ds = 0,1321 Eff = 0,8951
Mean R = 1,0877 Dr = 0,4818 Ds = 0,1169 r m = 00,171 m
Tip R = 1,1577 Dr = 0,4595 Ds = 0,0981 M1R = 0,5418 U m = 0307,3 m/s
Flow Area 1 = 00,0157 Area 2 = 00,0149 Area 3 = 00,0110 m^2
Rotor-Blades/Chord = 122/0,0071 m Stator-Blades/Chord = 145/0,0060 m
Coefficients: Stage Loading = 0,2981 Flow = 0,4937

Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 630,2 630,2 630,2 645,9 645,9 658,2 658,2 658,2 658,2 658,2 658,2
T K | 613,0 613,5 613,9 613,5 628,0 626,5 628,0 629,5 626,2 626,8 627,4
Pt kPa | 2167, 2167, 2167, 2361, 2335, 2494, 2494, 2494, 2484, 2484, 2484,
P kPa | 1967, 1973, 1977, 1973, 2117, 2099, 2117, 2134, 2087, 2094, 2100,
M | 0,374 0,369 0,364 0,514 0,377 0,503 0,490 0,477 0,505 0,500 0,495
Vel m/s | 185,6 183,0 180,7 255,0 189,4 252,4 246,2 240,0 253,3 250,9 248,7
u m/s | 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 151,7 208,0 208,0 208,0
v m/s | 106,9 102,3 098,1 204,9 113,3 201,7 193,9 186,0 144,5 140,3 136,3
alpha/beta | 35,17 34,00 32,90 53,49 36,77 53,05 51,96 50,79 34,79 34,00 33,24
radius m | 0,163 0,171 0,178 0,171 0,171 0,164 0,171 0,178 0,168 0,173 0,178

```

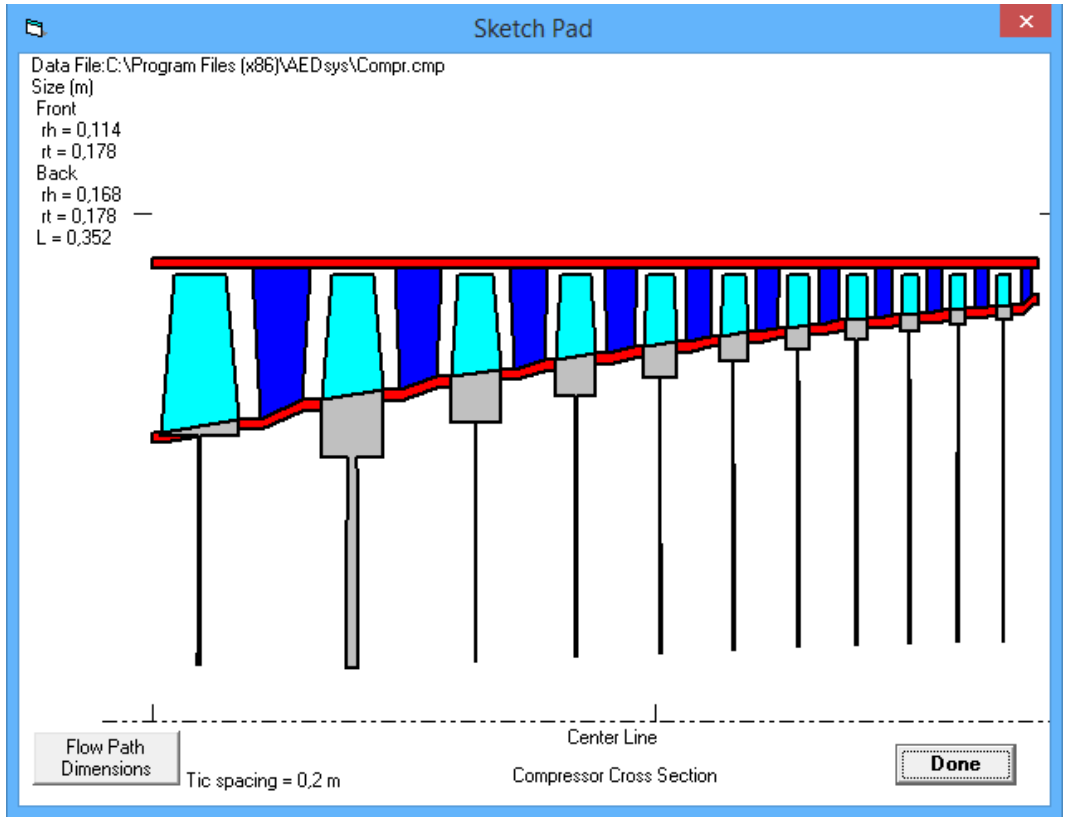


Fig. 5.9. Compensore ad 11 stadi

5.5 Analisi dei risultati

Nel compressore di bassa pressione con una ω di 650 rad/s, abbiamo ottenuto un rapporto di compressione β pari a 2.39 con una lunghezza di 0.614 m. Le variabili di stato dell'aria in uscita dallo scarico erano:

- $P_t = 97.92$ kPa
- $T_t = 338.4$ K

Attraverso un primo intercooler, si raffredda l'aria d'ingresso nel successivo compressore fino alla temperatura di 273.15 K, comprimendola successivamente nel compressore di media pressione con una ω di 920 rad/s ottenendo un rapporto di compressione β pari a 3.45 con una lunghezza di 0.415m. L'aria ha una temperatura in uscita che vale 404.3 K e viene raffreddata fino alla temperatura di 323.15 K prima di entrare nell'ultimo compressore alla pressione di 337.8 kPa.

Infine attraverso il compressore di alta pressione con ω di 1800 rad/s, otteniamo una temperatura di 607.7 K, con una pressione di 24.8 bar superiore rispetto a quella richiesta dal motore diesel. L'aria in uscita dallo scarico del compressore di alta pressione, verrà raffreddata attraverso un aftercooler, di notevoli dimensioni, fino alla temperatura di 323.15 K in modo tale da rispettare le specifiche richieste dal motore diesel.

Capitolo 6

6.1 Riassunto specifiche

Presentiamo di seguito un piccolo riassunto dei risultati trovati precedentemente

COMPRESSORE DI BASSA PRESSIONE

- rapporto di compressione: 2.39
- numero di stadi: 4
- raggio di tip: 0.457 m
- raggio di hub: 0.275 m
- lunghezza: 0.614 m

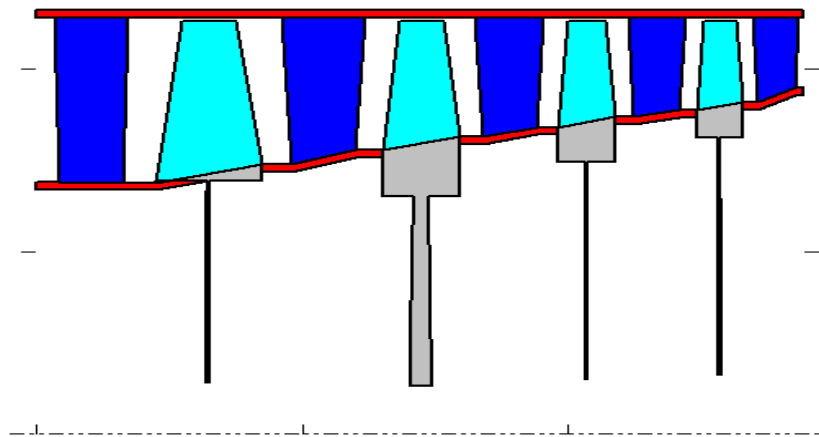


Fig 6.1. Compressore di bassa pressione

COMPRESSORE DI MEDIA PRESSIONE

- rapporto di compressione: 3.45
- numero di stadi: 6
- raggio di tip: 0.317 m
- raggio di hub: 0.208 m
- lunghezza: 0.415 m

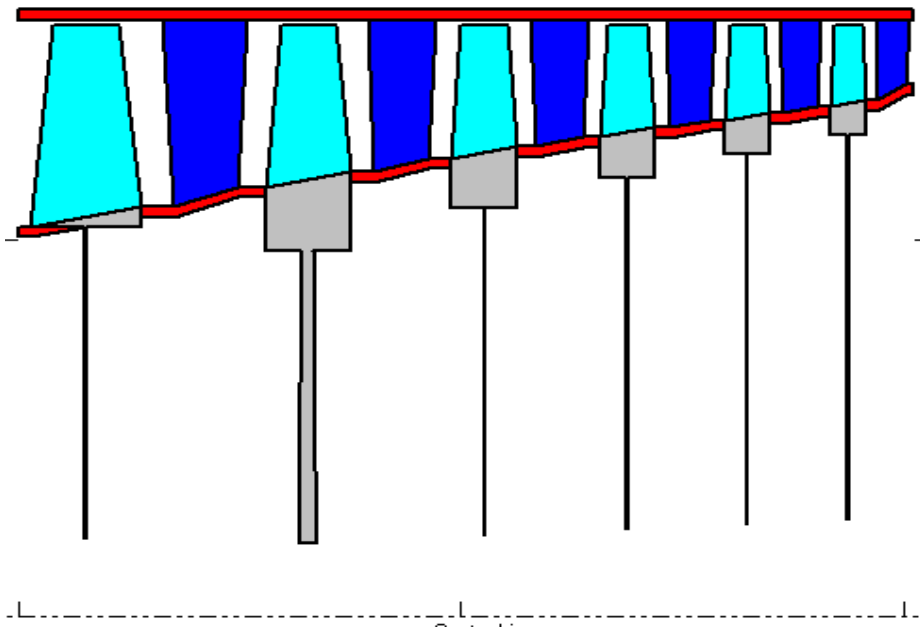


Fig 6.2. Compressore di media pressione

COMPRESSORE DI ALTA PRESSIONE

- rapporto di compressione: 7.29
- numero di stadi: 11
- raggio di tip: 0.178 m
- raggio di hub: 0.114 m
- lunghezza: 0.352 m

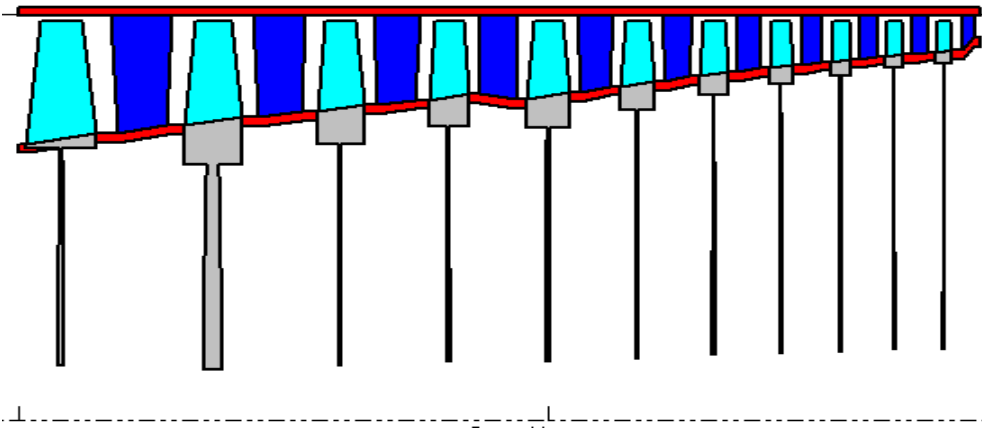


Fig. 6.3. Compressore di alta pressione

6.2 Conclusioni e sviluppi futuri

L'attenzione è stata posta su un'analisi preliminare del dimensionamento e successiva ottimizzazione dei dati attraverso il confronto tra i dati teorici e quelli ottenuti dal software cercando di rispettare le specifiche di funzionamento tipiche. Grazie alle due inter-refrigerazioni, abbiamo dei salti di temperatura durante la fase di compressione più contenuti con minore ingombro degli scambiatori di calore, diminuendo il lavoro di compressione. Soprattutto l'aftercooler finale permette di migliorare il rendimento di combustione fornendo all'aspirazione del motore, aria a temperatura più bassa rispetto al caso senza refrigerazione. Inoltre sviluppando il progetto, si è ottenuta una pressione di fine compressione pari a 24.8 bar, più alta di quanto richiesto nelle specifiche del motore diesel utilizzato. Infatti, il fan permette di ottenere un buon aumento iniziale di pressione e questo potrebbe portarci a riprogettare il tutto utilizzando solo due compressori in serie e, di conseguenza, un solo intercooler ed un aftercooler, diminuendo ulteriormente gli ingombri.

Nell'ottica di una serie di possibili sviluppi futuri, non sono state trattate tutte le problematiche inerenti alla progettazione di una apparecchiatura così complessa come può essere un compressore assiale, in particolare rimane da verificare che il profilo utilizzato, ovvero il NACA 65A010 sia l'ottimale per quanto riguarda la fluidodinamica. Essendo un progetto "di massima" andranno riviste le problematiche relative alla geometria complessiva del sistema motopropulsore, e successivamente bisogna concentrarsi sull'avviamento, regolazione, raffreddamento e lubrificazione del compressore.

BIBLIOGRAFIA

- Elements of propulsion - Gas Turbines and Rockets
J.Mattingly (2006)
- Tesi di Edoardo Larovere: Dimensionamento di un compressore assiale per motore diesel aeronautico
- Motori Endotermici:
D. Giacosa. Hoepli, Milano, 2000.
- Tesi Matteo Lontani:
Studio di massima di un fan in materiale composito per diesel aeronautico common-rail
- Gas Turbine Theory
H. Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. Saravannamutto, Longman Scientific Editors.