

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

-Sede di Forlì-

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA

in

Disegno Tecnico e Industriale

**DIMENSIONAMENTO E OTTIMIZZAZIONE
DI UN COMPRESSORE ASSIALE
PER MOTORE DIESEL AERONAUTICO**

CANDIDATO

Larovere Edoardo

RELATORE

Ing. Piancastelli Luca

Anno Accademico 2012-2013

Sessione II

INDICE

CAPITOLO 1

Introduzione e cenni storici

1.1 Premessa	1
1.2 Obiettivo della tesi.....	1
1.3 Introduzione al compressore.....	2
1.4 Cenni storici compressori assiali.....	3

CAPITOLO 2

Propulsori aeronautici

2.1 Lo stato dell'arte.....	7
2.2 Turboreattore semplice.....	8
2.3 Post-combustione.....	10
2.4 Turboreattore a doppio flusso.....	13
2.5 Turboelica	17
2.6 Statoreattore (Ramjet)	20
2.7 Statoreattore con combustione supersonica (Scramjet)	24
2.8 Diesel aeronautici	25

CAPITOLO 3

Studio fluidodinamico

3.1 Compressore Assiale.....	27
3.2 Introduzione allo studio.....	28
3.3 Studio triangoli velocità.....	29

3.4 Parametri e nozioni fondamentali.....	31
3.5 Lavoro specifico per Stadio.....	34
3.6 Fattore di diffusione.....	35
3.7 Scambio energetico e rapporto di compressione.....	37
3.8 Fattori che influenzano il rapporto di compressione.....	39
3.9 Considerazione sui Parametri di Stadio.....	41
3.10 Metodo di risoluzione.....	43
3.11 Parametri caratteristici.....	45
3.12 Soluzioni generali.....	46

CAPITOLO 4

Analisi profili

4.1 Profili Palari.....	50
4.2 Profili Naca.....	52
4.3 Progetto della pala.....	53
4.5 Performance delle pale.....	54
4.6 Considerazione sulle scelte.....	60

CAPITOLO 5

Svolgimento del progetto

5.1 Scopo del progetto	62
5.2 Dati e calcolo prestazioni richieste	63
5.3 Parametri compressore e calcolo design	65
5.4 Risultati	72
5.5 Analisi dei risultati.....	85

CAPITOLO 6

6.1 Riassunto specifiche compressore	87
6.2 Sviluppi futuri	88

Capitolo 1

INTRODUZIONE e CENNI STORICI

1.1 Premessa

Questa tesi, si inserisce in un 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 ed il dimensionamento di un compressore assiale da inserire in un gruppo turbo fan in cui la camera di combustione verrebbe sostituita da un motore diesel ad alte prestazioni che a sua volta andrebbe, tramite un riduttore, a trascinare il gruppo delle eliche; inoltre i gas combusti fornirebbero energia ad una turbina per il funzionamento del compressore assiale stesso.

1.2 Obiettivo della tesi

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, si ottiene 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.

1.3 Introduzione al compressore:

La compressione di un aeriforme 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 macchine multistadio. In piccoli motori, un compressore assiale è usato con funzione di booster per incrementare la pressione all'ingresso del compressore centrifugo (esempio Lancia Delta S4).

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 sarebbe state difficilmente raggiungibili con una soluzione centrifuga.

1.4 Cenni storici compressori assiali

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 multistadio operante in maniera inversa. Questo lavoro fu compiuto da C. A. Parroci nel 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. All'inizio del 900, alcuni compressori assiali furono costruiti usando geometrie palari basate sulla teoria del propulsore.

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 be similarly 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. Infatti, lo strato limite sulle schiere palari incontra un gradiente di pressione favorevole alla sua stabilità nelle turbine mentre risulta sfavorevole nei compressori.

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. 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 marcato 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 teorici, 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 affari 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 ri-

classificati e desecretati. 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. Profili alari (un miglioramento dei profili NACA serie 65) rastremati e con uno spessore del 13.5% della corda in corrispondenza al bordo di uscita per garantire una maggior robustezza vennero adottati.

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

Capitolo 2

PROPULSORI AERONAUTICI

2.1 Lo stato dell'arte

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, si passa da piccoli motori a pistoncini, alle grandi turbine dell'Airbus A380, ai "motori" screamjet degli ultimi prototipi, come ad esempio il Boeing X-51 WaveRider, 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. Ad oggi si sta assistendo ad un ulteriore passo avanti, si stanno utilizzando motori diesel anche per grandi potenze in sostituzione dei motori a turbina, questo 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

Turboreattore semplice

E' il più semplice degli aereoreattori e genera Spinta utilizzando un ugello per la trasformazione dell'energia termica posseduta dal propellente a valle della turbina in energia cinetica (Fig.1.)

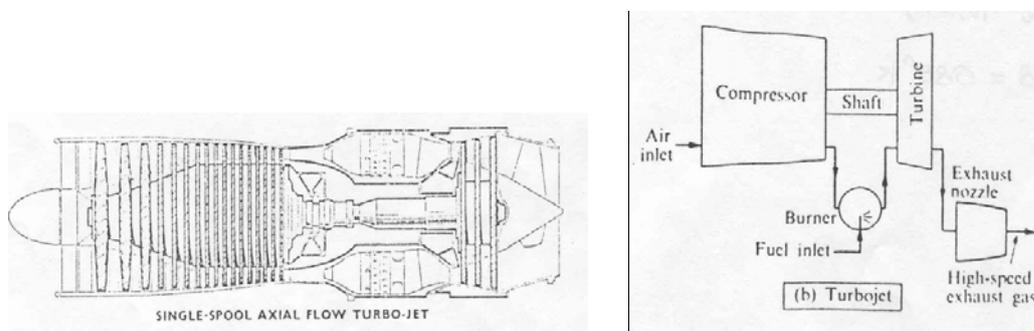


Figura 2.1

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:

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

La condizione di funzionamento è rappresentata dall'eguaglianza dei lavori turbina – compressore:

$$\dot{m}_a c_{pc} (T_{03} - T_{02}) = \dot{m}_a (1+f) c_{ph} (T_{04} - T_{05})$$

E dall'esistenza di due gole soniche al distributore di turbina e nella sezione di gola dell'ugello, che porta alla relazione:

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

I limiti del turboreattore semplice sono legati, da un lato, al limite strutturale della turbina (problema comune ad altri motori), 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 . La post-combustione permette di ottenere una V_u più elevata realizzando un

aumento della temperatura di ristagno nell'ugello e lasciando inalterata la temperatura T_{04} .

Post-combustione

E' un sistema che permette di aumentare la Spinta fornita dal motore quando il generatore di spinta è un ugello. Esso consiste nel provocare una seconda combustione nei gas all'uscita dalla turbina, prima di inviarli nell'ugello.

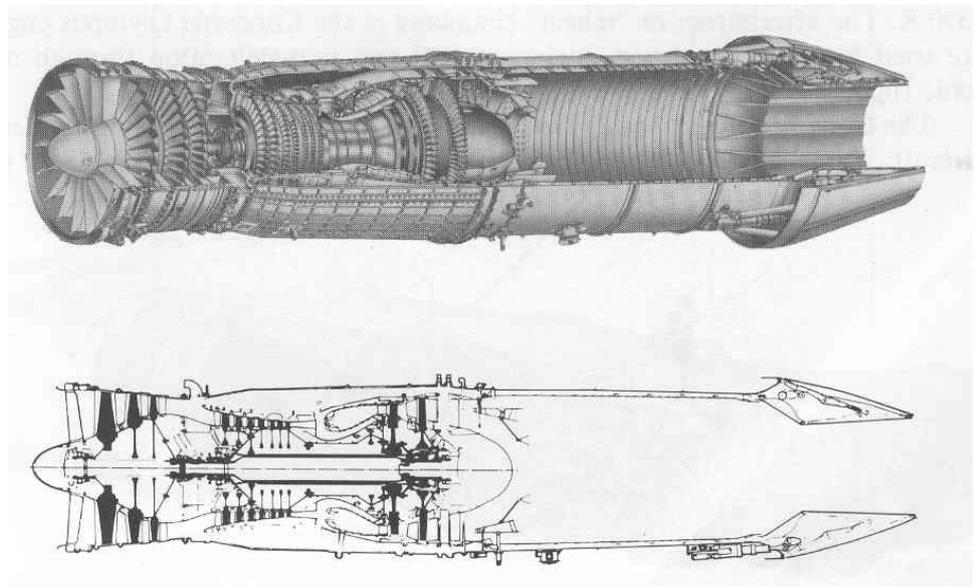
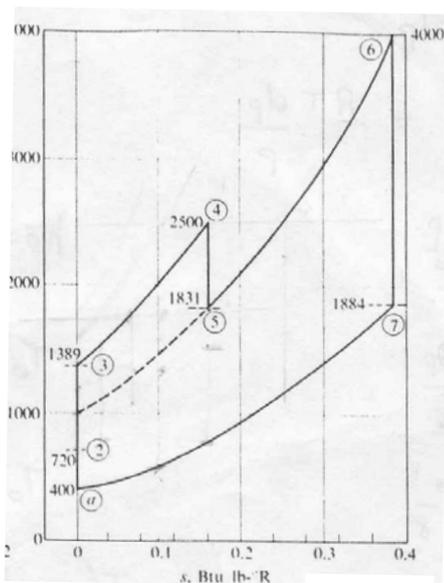


Fig 2.2

In Fig. 2.2 è riportato il ciclo dell'aeroreattore, modificato per l'esistenza di un processo di combustione dopo la turbina (Fig. 2.3)

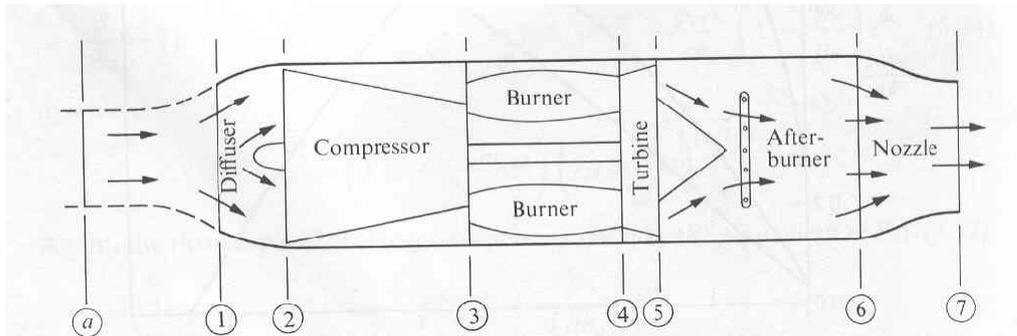


Fig 2.3

Come si può notare questo sistema non aumenta la sfruttabilità dell'Energia termica (in un processo di combustione la pressione di ristagno al massimo rimane costante) 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 (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 da T_{05} a T_{06} 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.

$$V_u = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} R T_{06} \left[1 - \left(\frac{p_u}{p_{06}} \right)^\gamma \right]}$$

E la portata di massa uscente dall'ugello che, essendo a regime la gola sonica, è invece inversamente proporzionale alla stessa temperatura.

$$\dot{m}_u = f(\gamma) \frac{P_{06} A_{cr}}{\sqrt{RT_{06}}} \quad \text{Data l'espressione la Spinta: } S = \dot{m}_u V_u - \dot{m}_a V_0 + (p_u - p_a) A_u$$

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 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.

Comunque pur volendo accettare tali "difetti", all'aumentare della velocità di volo aumenta la temperatura di ristagno dell'aria T_{0a} e se questa raggiunge un valore tale che:

$$T_{0a} + \Delta T_c = T_{04}$$

Non è possibile avere un processo di combustione. Non si può andare oltre nella velocità di volo con un turboreattore semplice.

Turboreattore a doppio flusso

Proprio questi “difetti” del turboreattore semplice hanno indotto alla sostituzione di questo motore in quasi tutte le applicazioni militari e civili con quello che viene chiamato: turboreattore a doppio flusso o turbo fan o motore con elica intubata. (Fig.5).

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 (aria) (accelerando poco una grande massa di propellente). In questo motore due differenti masse di aria contribuiscono a fornire spinta al motore:

Una corrente di aria calda m_{ah} che, al pari di quanto accade nel turboreattore semplice e riceve energia termica sfruttabile dal gruppo compressore – camera di combustione – turbina.

Una corrente di aria fredda m_{ac} che, al contrario, riceve energia soltanto da un compressore secondario (il fan) e in tale stato si presenta al generatore di spinta (l’ugello).

L’energia al compressore secondario viene fornita sempre da una turbina che può essere la stessa del generatore di gas oppure (come è normalmente) 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 ottimo sarà diverso per cui avere alberi separati è la soluzione migliore rispetto all’inserimento di ingombranti scatole di riduzione.

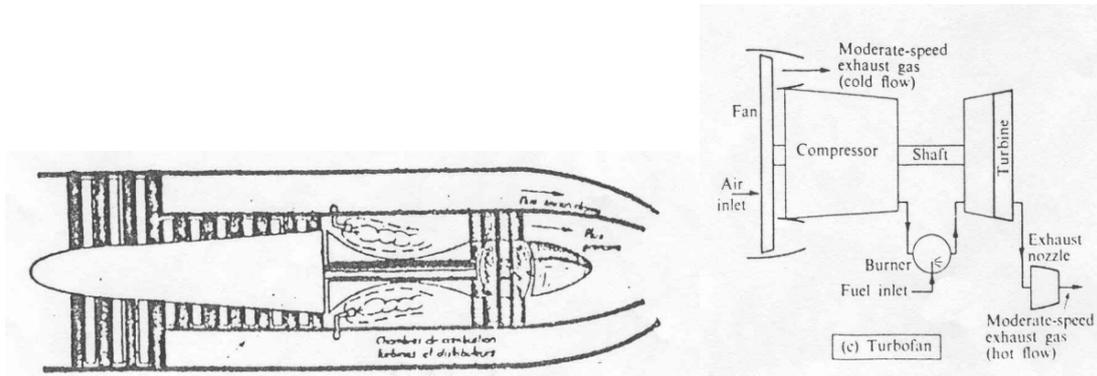


Figura 2.4

Il ciclo termodinamico sarà modificato solo nella parte finale in quanto esso è riferito alla corrente di aria calda che subisce sempre la stessa evoluzione. 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 sono più basse e di conseguenza la velocità di efflusso dei gas caldi sarà minore. La Spinta fornita dall'intero motore sarà data quindi da:

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

Introducendo il rapporto di bypass si ha: $BPR = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_{ah}}$

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

Nella quale le due velocità di efflusso sono dipendenti l'una dall'altra attraverso il rapporto di bypass BPR e attraverso il rapporto di compressione del fan β_f .

La condizione di equilibrio che nel turboreattore semplice è rappresentata dall'equazione, nel caso di turboreattore a doppio flusso si scrive:

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

Da cui si può ricavare il rapporto di espansione della turbina che risulta funzione ovviamente dei rapporti di compressione dei due compressori e del rapporto di bypass.

Nelle Fig. 2.5 e 2.6 sono riportati rispettivamente i valori della Spinta specifica e del consumo specifico in funzione del rapporto di bypass, parametrati in β_f .

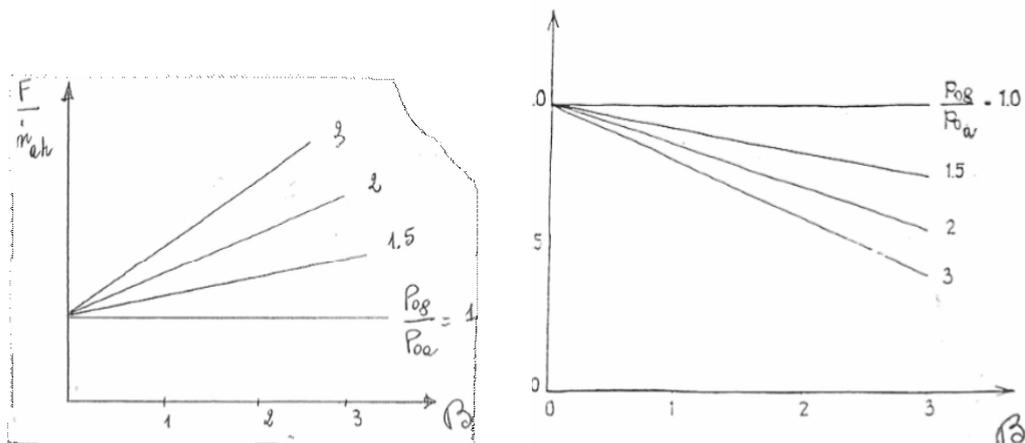


Figura 2.5-2.6

La determinazione dell'aliquota 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, il rapporto di compressione β_f e di conseguenza la velocità di efflusso V_{uc} dipende dalla massa di aria fredda elaborata e quindi dal rapporto di bypass. 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 bypass 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 (Fig.2.7) come si viene ad individuare un valore massimo del BPR. Tale valore dipende dal particolare velivolo e dalla missione. La geometria, il Mach di volo sono parametri essenziali per quantificare quanto detto. Comunque il rapporto di bypass ottimo si aggira normalmente su valori fra 5 e 10.

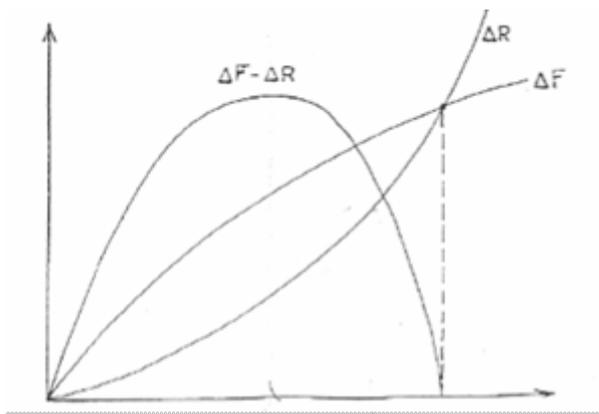


Figura 2.7

In Fig.2.8 sono riportate le prestazioni di un turboreattore a doppio flusso in funzione del rapporto di compressione β_c .

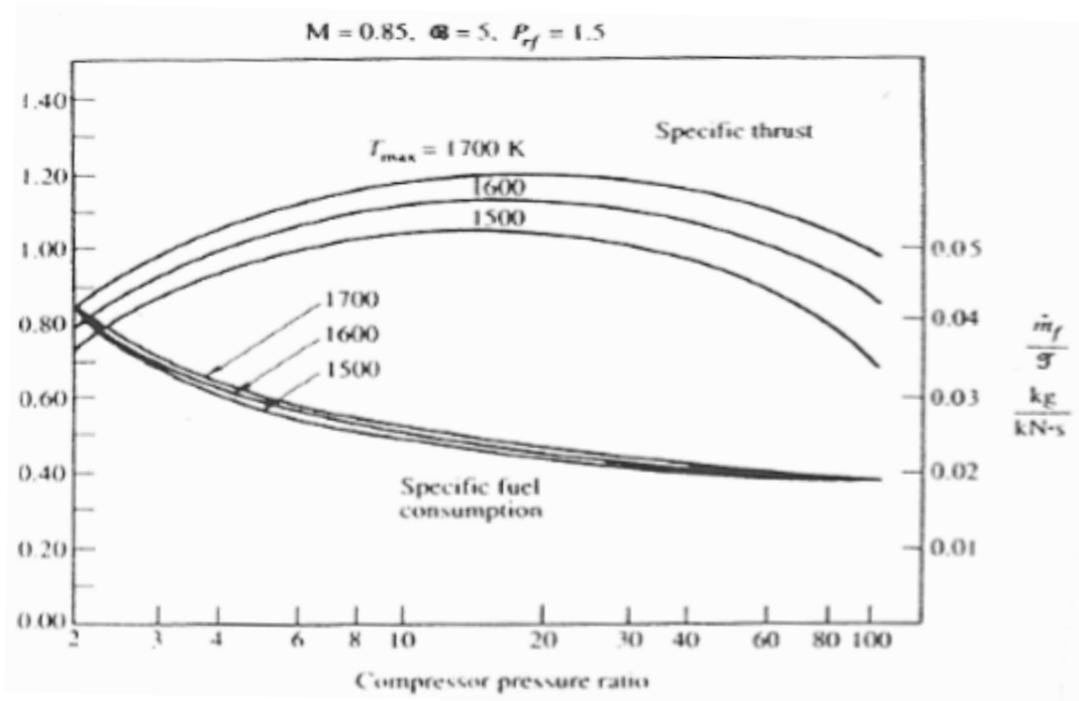


Figura 2.8

Turboelica

Per velivoli utilizzati nel basso subsonico allo scopo di avere un ottimo rendimento propulsivo è consigliabile utilizzare una turboelica.

Abbiamo diverse tipologie di turboeliche (Fig. 10) ma da un 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 l'aria proveniente dalla presa d'aria evolve.

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.

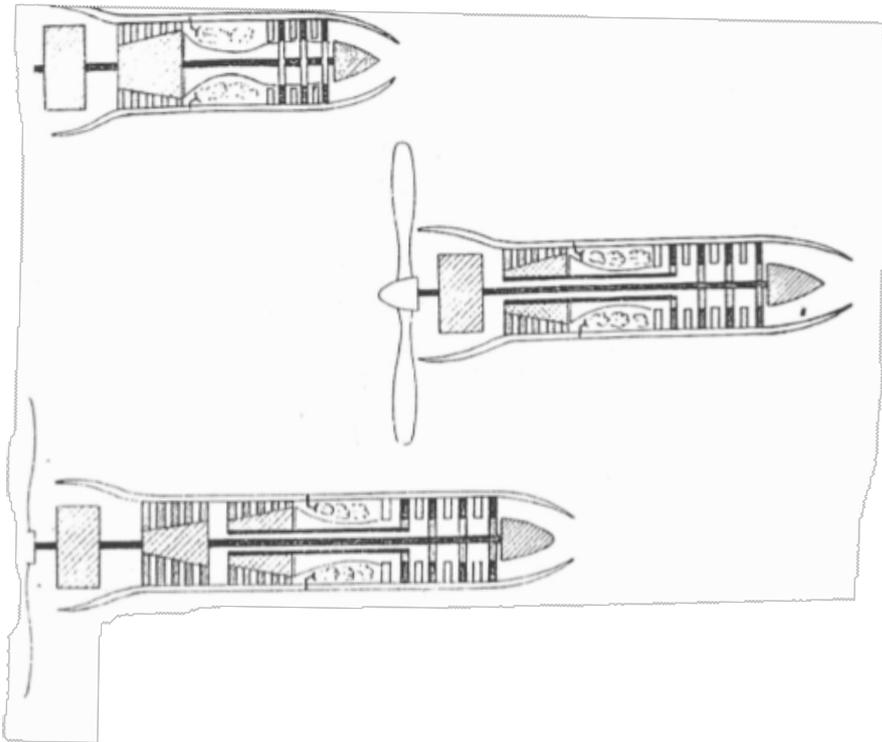


Fig 2.9: tipologie turboeliche

Questo trasferimento di energia avviene anche in questo caso attraverso una turbina. Pertanto in questo motore l'equazione che esprime la condizione di equilibrio da rispettare per avere un moto rettilineo uniforme è la seguente:

$$\dot{m}_{ah}(1+f)c_{ph}(T_{04} - T_{05}) = \dot{m}_{ac}c_{pc}(T_{03} - T_{02}) + \Pi$$

Dove Π è la Potenza all'albero dell'elica. La Potenza Π richiesta 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:

$$\eta_p = \frac{P_e}{\Pi}$$

il rendimento di trasformazione dell'elica, P_e rappresenta il contributo dell'elica alla Potenza totale offerta dal motore, uguale a:

$$P_e = T \cdot V_0 \quad \text{dove } T \text{ è la trazione dell'elica}$$

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

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

La Potenza totale offerta dal motore sarà pari a:

$$P_T = P_e + P_j$$

Possiamo indicare con ΔH_i l'energia totale trasformabile posseduta dai gas all'uscita dalla turbina. Un'aliquota 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:

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

Dove η_t e η_r sono rispettivamente i rendimenti di trasformazione nella turbina di potenza (la turbina collegata all'elica) e nel Riduttore. Il Riduttore del numero di giri è una scatola di ingranaggi che hanno lo scopo di diversificare il numero di giri dell'elica da quello della turbina, due organi rotanti con diametri molto diversi fra loro.

Derivando rispetto ad α e uguagliando a zero la (14) 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 l'ottimo per le diverse condizioni di funzionamento.

Il generatore di spinta principale è quindi l'elica che 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.

Statoreattore (Ramjet)

Per superare il limite di funzionamento del turboreattore si deve eliminare la causa del limite e cioè la turbina. Ciò comporta anche l'eliminazione del compressore. Ciò permette di realizzare temperature di combustione più elevate e di conseguenza velocità di efflusso più elevate. La eliminazione del compressore è resa possibile dal fatto che la pressione di ristagno all'uscita 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 e una velocità di efflusso molto elevati.

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 (Fig.2.10).

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

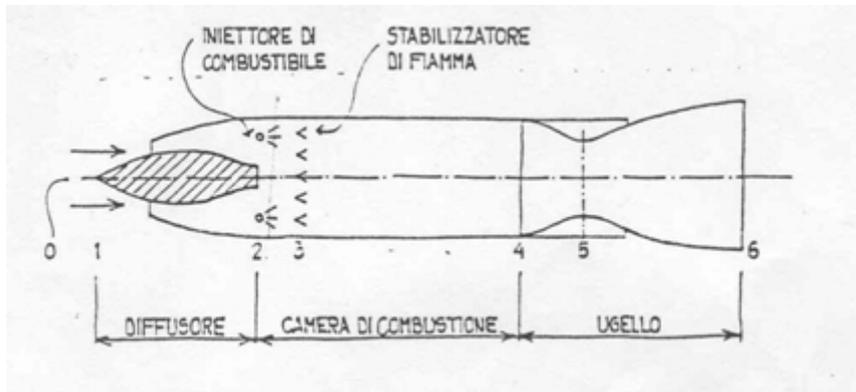


Figura 2.10

Tale descrizione indica quali sono i limiti di questo motore: un limite inferiore 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 questo valore è intorno a 2 – 2.5. 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:

$$P_{06} = P_{0a}$$

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: $V_u = \frac{a_u}{a_o} V_0$

Essendo:

$$\frac{T_u}{T_a} = \frac{T_{0u}}{T_{0a}} = \frac{T_{06}}{T_{0a}} , \quad \text{si ha:}$$

$$V_u = \frac{\sqrt{T_{06}}}{\sqrt{T_{0a}}} V_0$$

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

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

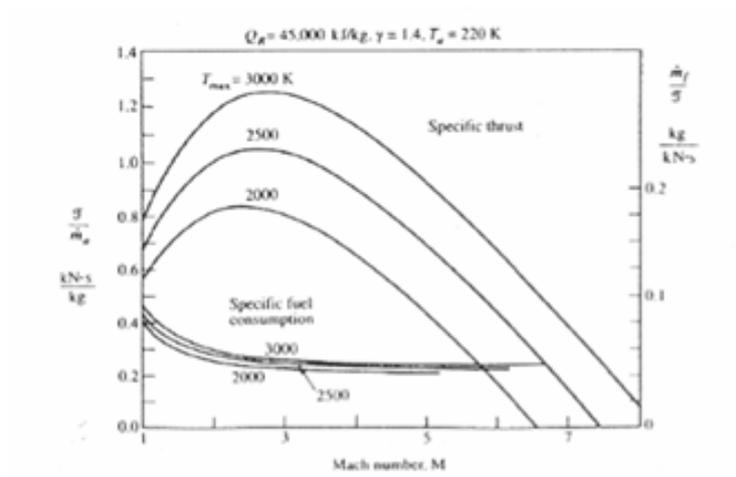


Figura 2.11 Gli andamenti della Spinta e del consumo specifico in funzione del numero di Mach di volo per diversi valori della temperatura dei gas di combustione.

Statoreattore con combustione supersonica (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 = 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 = 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.

2.3 Diesel aeronautici

-Breve storia del motore diesel

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 (c.a. 2000 bar) e ai controlli elettronici sui tempi di apertura degli iniettori stessi.

-Applicazioni aereeonautiche:

Per quanto riguarda l'uso in aeronautica di questo tipo di propulsori i primi esperimenti risalgono al 1914 quando la Junkers realizza 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 "Detroiter" con motore Packard DR-980. degno di nota è 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, il primato 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.

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 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.

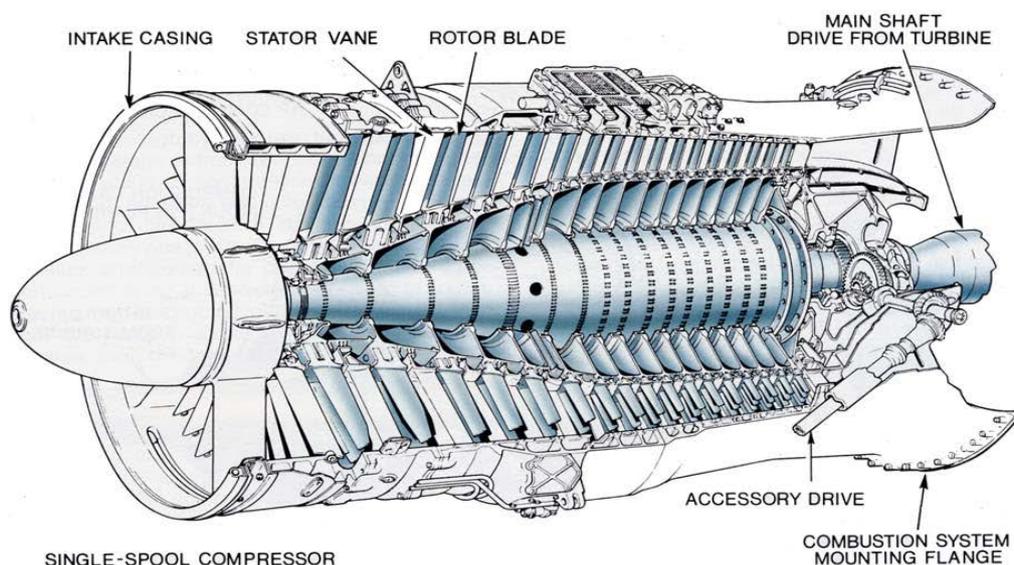


Fig 3.1: Schema di un compressore assiale aeronautico

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

3.2 Introduzione allo studio

I compressori assiali sono macchine pluristadio, poiché il rapporto di compressione β del singolo stadio è basso, dell'ordine di 1,2-1,3 data la modesta curvatura accettabile per i profili. Un β totale di 12, valore tipico, richiede in genere 10 stadi in serie.

In un compressore assiale le sezioni di passaggio del fluido hanno area via decrescenti, per la diminuzione del volume massico.

Uno stadio di turbocompressore è in genere costituito da una girante seguita da un condotto fisso palettato (diffusore), nel quale si converte in pressione l'energia cinetica che i gas ancora possiedono in uscita dalla girante. Si vuole, infatti, 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.

3.3 Studio triangoli velocità

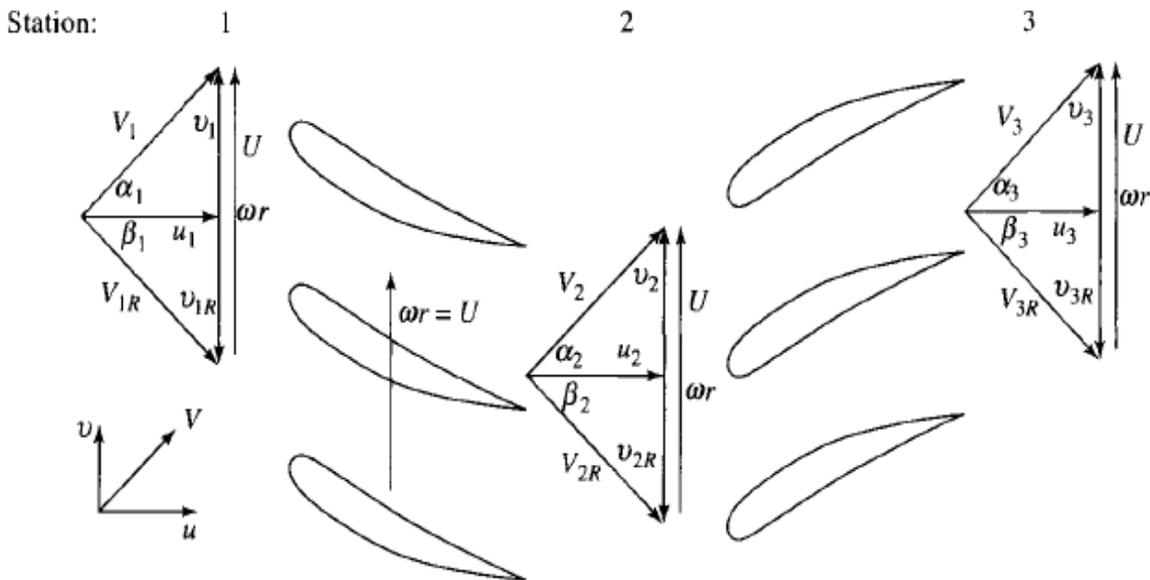


Fig3.2: Rappresentazione dei triangoli di velocità

Rotor	Stator
$V_1 = V_{1R} + U$	$V_2 = V_{2R} + U$
$u_1 = V_1 \cos \alpha_1$	$u_2 = V_2 \cos \alpha_2$
$v_1 = V_1 \sin \alpha_1$	$v_2 = V_2 \sin \alpha_2$
$u_1 = V_{1R} \cos \beta_1$	$u_2 = V_{2R} \cos \beta_2$
$v_{1R} = V_{1R} \sin \beta_1 = u_1 \tan \beta_1$	$v_{2R} = V_{2R} \sin \beta_2 = u_2 \tan \beta_2$
$v_1 + v_{1R} = \omega r = U$	$v_2 + v_{2R} = \omega r = U$

La velocità assoluta entrante nel rotore al punto 1 è V_1 .

Sottraendo a V_1 vettorialmente la velocità ωr otteniamo la velocità relativa V_{1R} entrante nel rotore. Il passaggio nelle palette rotoriche riduce la velocità relativa da V_{1R} a V_{2R} e la pressione statica viene incrementata da P_1 a P_2 . La velocità relativa del fluido all'uscita del rotore è V_{2R} . Combinando settorialmente con ωr troviamo la velocità assoluta che lascia il rotore.

In ingresso allo statore quindi abbiamo la velocità V_2 dove avviene il rallentamento del fluido dalla V_2 alla V_3 e la pressione statica incrementa da P_2 a P_3 .

Siccome la velocità in uscita dallo statore V_3 è uguale alla velocità V_1 possiamo trovare i triangoli di velocità per ogni stadio del compressore.

Dalla tabella seguente vediamo l'andamento delle caratteristiche fondamentali nei vari componenti distinguendo fra caratteristiche relative e assolute e assumendo che le trasformazioni siano isentropiche.

Tabella = + incremento - decremento / non rilevato

PROPRIETA'	IGV	ROTORE	STATORE
Velocità assoluta	+	+	-
Velocità relativa	/	-	/
Pressione statica	-	+	+
Pressione assoluta totale	0	+	0
Pressione relativa totale	0	+	0
Pressione statica	/	0	
Temperatura totale assoluta	0	+	0
Temperatura totale relativa	/	0	/

3.4 Parametri e nozioni fondamentali

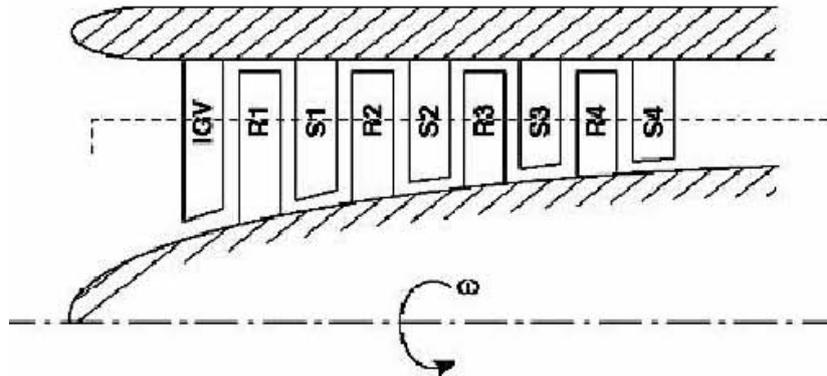
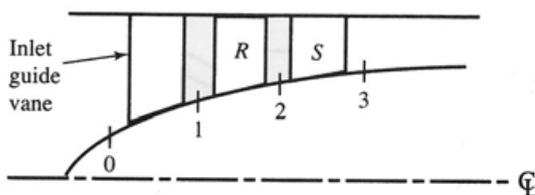


FIG3.3: compressore assiale a 4 stadi con prepalettamento (IGV)

Grado di reazione: Parametro adimensionale che valuta l'effetto di reazione. In generale si può definire il grado di reazione di una turbomacchina come il rapporto tra la variazione di entalpia statica nel rotore e la variazione di entalpia totale nello stadio:

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}}$$

Per riassumere alcune espressioni, con riferimento alla figura, che schematizza uno stadio, si ha:



- 1-3 ingresso-uscita stadio
- 1-2: ingresso-uscita rotore
- 2-3: ingresso-uscita statore

Otteniamo quindi una espressione del tipo:

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

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (V_{1R}^2 - V_{2R}^2)}{2\Delta h_0}$$

$R=0$ 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.

Infatti, si è appena visto che η_c e η_t variano quando varia il rapporto di compressione.

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.

Dove abbiamo che

$$\eta_c = \frac{T_{02i} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{T_{01}[(P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]}{T_{02} - T_{01}} = \frac{[(P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]}{(T_{02}/T_{01}) - 1}$$

Considerando poi che

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

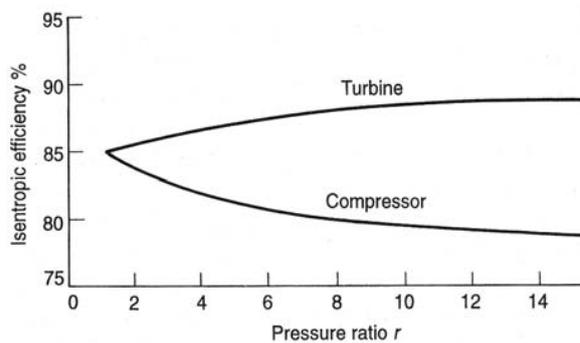


Fig3.4: mostra la variazione del rendimento di compressione in base al rapporto di compressione.

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

3.5 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.

$$Q_e + L_i = \Delta H_i + \Delta E_c + \Delta E_p \text{ Dove}$$

Siccome consideriamo di compressori 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).

$$\text{In definitiva} \rightarrow L_i = c_p(T_2 - T_1)$$

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

Da cui abbiamo che il lavoro si ha

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

Definendo il rendimento politropico di compressore come. $\eta_c = \frac{L_{is}}{L_{re}}$

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

il lavoro interno del singolo stadio vale considerando la relazione di Eulero:

$$L = Uu_2 - Uu_1 \rightarrow \text{siccome } u_2 = u_2 = u_a$$

$$U(u_a - u_a) = U(U + u_a \cot \beta_2 - u_a \cot \alpha_1)$$

3.6 Fattore di diffusione

Le perdite sono influenzate in particolare dalla distribuzione della velocità e della pressione nella superficie superiore della paletta. Fig8:Rappresentazione delle perdite in funzione di M e dell'angolo di incidenza

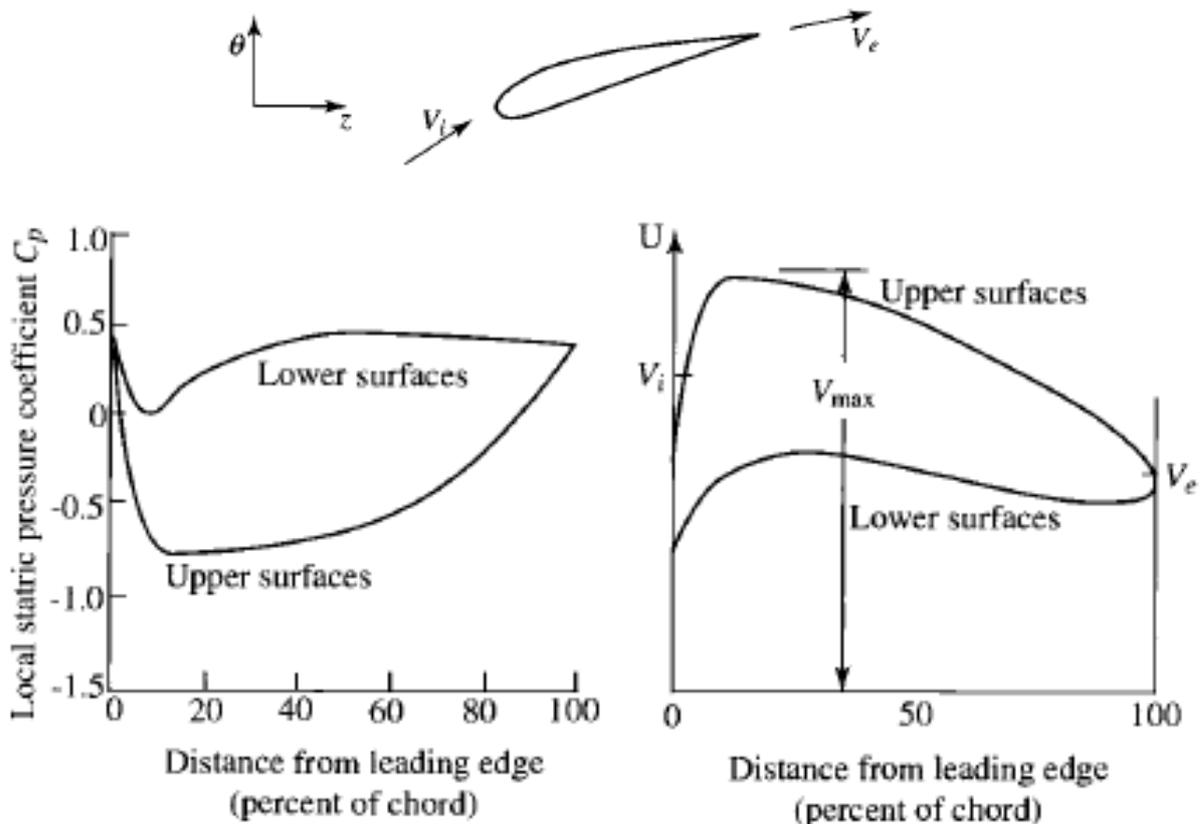


Fig3.5:Rappresentazione di C_p e U nelle due facce della paletta

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 causa di elevate perdite a causa delle vorticosità che vogliamo cercare di evitare.

Dalla relazione diretta tra la pressione perduta e la decelerazione nella parte superiore della paletta definiamo il fattore di diffusion (diffusion factor) che ci permette di definire 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 aumenta il rapporto di compressione per stadio.

3.7 Scambio energetico e rapporto di compressione

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

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

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

e, con riferimento agli angoli:

$$u_{t_1} = u_a \tan \alpha_1 \quad w_{t_1} = u_a \tan \beta_1$$

$$u_{t_2} = u_a \tan \alpha_2 \quad w_{t_2} = u_a \tan \beta_2$$

si hanno le seguenti relazioni:

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

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

ed anche, eliminando w_{t_2} dalle relazioni di Δh_0 ed R: dalle relazioni di Δh_0 ed R:

$$\Delta h_0 = 2U^2 \left(\frac{w_{t_1}}{U} - R \right) = 2U^2 \left(\frac{u_a}{U} \tan \beta_1 - R \right) = 2U^2 \left(1 - \frac{u_a}{U} \tan \alpha_1 - R \right)$$

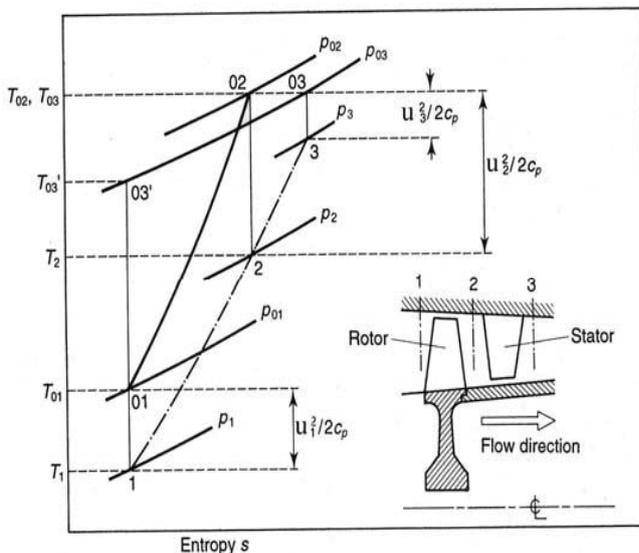


Fig 3.6: Diagramma T-s della fase di compressione.

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

$$\text{Si ha che } T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot C_p} \quad \text{e} \quad T_{02} = T_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot C_p} = T_{03} = T_3 + \frac{V_3^2}{2 \cdot C_p}.$$

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:

$$\eta_c = \frac{T_{03} - T_{01}}{2\Delta h_0}$$

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

$$\text{Rapporto di Compressione} \rightarrow \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c \Delta h_0}{C_p T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Si può notare che per avere un elevato rapporto di compressione per stadio (utile per ridurre il numero degli stadi), occorre abbinare:

Alta velocità di rotazione U

Alta velocità assiale u_a

Alta deviazione del flusso nel rotore ($\beta_1 - \beta_2$)

3.8 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:

$$\sigma_{ct} = \frac{\rho_p \omega^2}{a_r} \int_r^a ar dr$$

ρ_p è la densità del materiale con cui è costruita la paletta.

ω è la velocità angolare

a è la sezione trasversale della paletta

a r apice e radice della paletta

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

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

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

Otteniamo:

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

da cui si nota 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 (fan o primi stadi del compressore) sono maggiormente

sollecitate (almeno dal punto di vista degli sforzi centrifughi) delle 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 (M) 1 *w a* troppo alti.

Per limitare il Mach relativo all'ingresso del primo stadio, molti compressori usano gli statori a geometria variabile (*IGV: Inlet Guide Vanes*), che consentono di deviare la velocità assoluta in ingresso, mantenendo costante la componente assiale u_1 e riducendo la velocità relativa w_1 . Negli stadi successivi il problema è minore perché, aumentando la temperatura, il Mach diminuisce.

3.9 Considerazione sui Parametri di Stadio

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

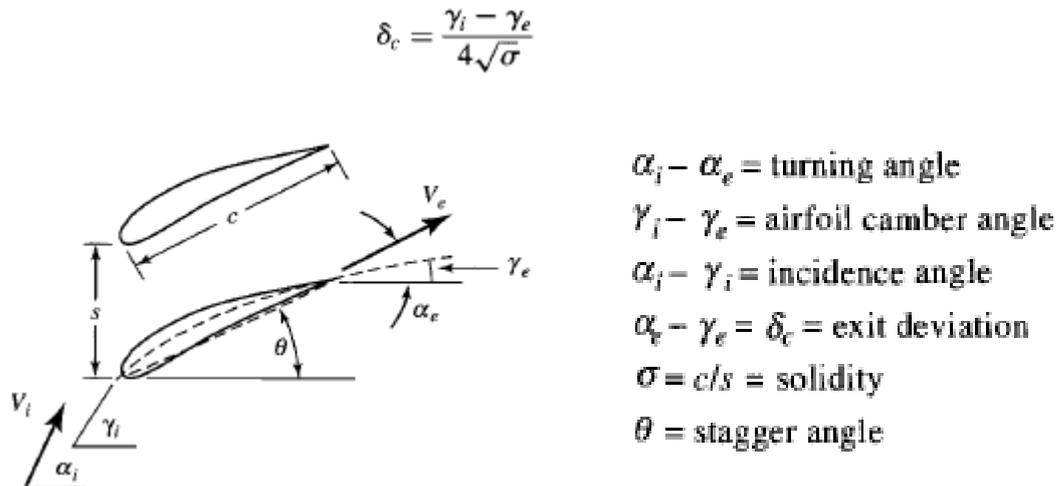


Fig 3.7: Rappresentazione della Chamber Line

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 statori che. Per ottenere l'angolo della lamina in uscita abbiamo

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

Stage loading:

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

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

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

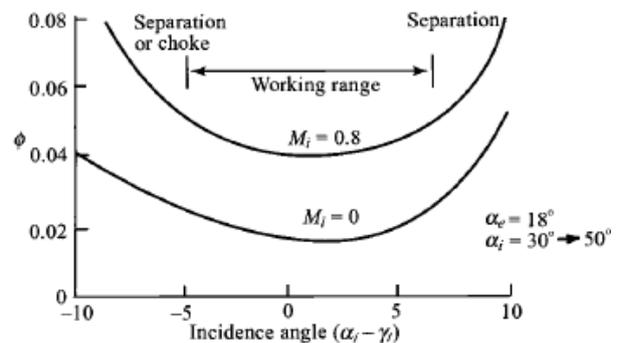
$\Phi = \frac{u_1}{\omega r}$ Per i compressori assiali abbiamo un range per questo parametro che va 0.45-0.55 al raggio medio del compressore.

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:

$$\phi_c \equiv \frac{P_{ii} - P_{ie}}{\rho V_i^2 / (2g_c)}$$

Fig 3.8: Rappresentazione delle perdite in funzione di M e dell'angolo di incidenza

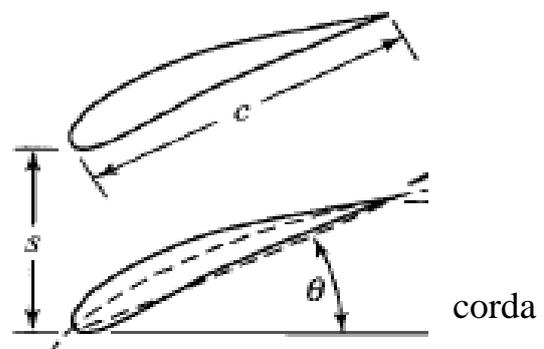


Dal grafico si vede come le perdite dipendano dagli angoli di incidenza dalla velocità in ingresso

Solidità: indica il rapporto fra il passo (cioè la distanza fra le pale) e la corda.

Per cui esso vale $\sigma = \frac{c}{s}$

Fig 3.9: visione della solidità della



Considerazione su più stadi: L'analisi e il design di un compressore assiale richiede la scelta e l'applicazione di alcune considerazioni di fondo. Per rendere più semplice il progetto dobbiamo considerare uno stage dove l'uscita da un stadio all'altro sia uguale all'ingresso (questo riguarda la velocità e l'angolo di ingresso del fluido).

L'analisi dei parametri caratteristici va effettuata considerando il raggio medio fra il valore di tip (punta) e quello di hub (mozzo) che chiameremo raggio mean.

3.10 Metodo di risoluzione:

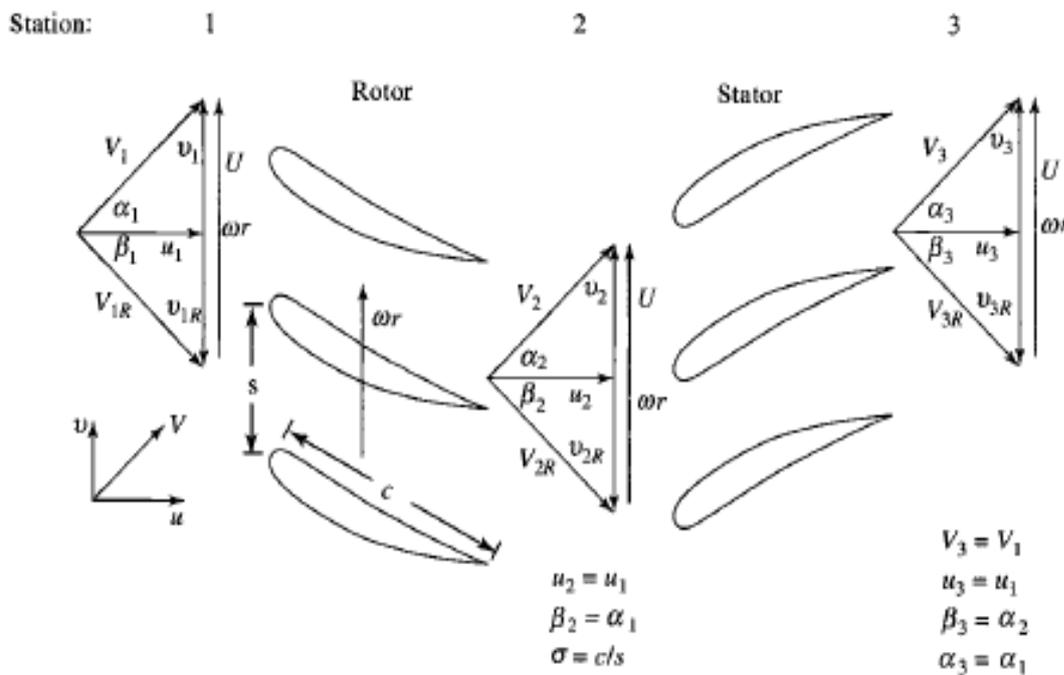


Fig 3.10 Condizioni di design multistadio

Riassunte considerazioni: Ripetizione di angoli e velocità assiali fra i vari stadi

Analisi bidimensionale:

non consideriamo variazioni di velocità normali

Rendimento politropico: rappresenta le perdite

Raggio medio costante

Consideriamo come dati di input i seguenti valori: D , M , γ , σ , η

Conservazione massa:

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 = \rho_3 u_3 A_3$$

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

$$v_{2R} = v_1 = \omega r - v_2$$

Da cui otteniamo che

$$v_1 + v_2 = \omega r$$

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:

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

Mettimo 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 cui ricaviamo il valore appunti di α_2 :

$$\cos \alpha_2 = \frac{2\sigma(1 - D)\Gamma + \sqrt{\Gamma^2 + 1 - 4\sigma^2(1 - D)^2}}{\Gamma^2 + 1}$$

Da qui si capisce che conoscendo i valori definiti di D che devono essere abbastanza alti per avere prestazioni elevate per stadio ma non devono superare il valore di 0.6 per limitare le perdite per distacco dello strato limite abbiamo che riusciamo univocamente e determinare il valore di α_2 per ogni determinato valore dell'angolo di ingresso del fluido α_1 della determinata scelta del fattore di diffusione.

Rapporto temperature per stadio: Dall'equazione di Eulero $C_p(T_{t3} - T_{t1}) = \omega r(v_2 - v_1)$ Sapendo che $\omega r = v_2 + v_1$ otteniamo

$$c_p(T_{t3} - T_{t1}) = \frac{1}{g_c}(v_2 + v_1)(v_2 - v_1) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{g_c} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{g_c}$$

Da cui:

$$\frac{T_{t3}}{T_{t1}} - 1 = \frac{V_2^2 - V_1^2}{c_p g_c T_{t1}} \quad \text{Otteniamo così il rapporto fra le temperature in ogni stadio:}$$

$$\tau_s = \frac{T_{t3}}{T_{t1}} = \frac{(\gamma - 1)M_1^2}{1 + [(\gamma - 1)/2]M_1^2} \left(\frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2} - 1 \right) + 1$$

Da qui si determina subito il rapporto di compressione per stadio:

$$\pi_s = \frac{P_{t3}}{P_{t1}} = \left(\frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right)^{\gamma_c/(\gamma-1)}$$

3.11 Parametri caratteristici

Stage loading e Flow coefficients: Possono essere espressi (grazie alle ipotesi di partenza) in funzione degli angoli di deviazione del fluido $\alpha_2 = \alpha_1$ cioè:

$$\psi = \frac{g_c c_p \Delta T_t}{(\omega r)^2} = \frac{\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1}{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2} \quad \Phi = \frac{u_1}{\omega r} = \frac{1}{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}$$

Da cui considerando anche in questa situazione i limiti imposti per i compressori possiamo combinare i vari parametri per determinare un primo layout del compressore.

Mach in uscita:

Siccome $V^3 = V^1$ e $V^2 = M^2 \gamma R T$ abbiamo che:

$$\frac{M_3}{M_1} = \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} = \sqrt{\frac{1}{\tau_s \{1 + [(\gamma - 1)/2]M_1^2\} - [(\gamma - 1)/2]M_1^2}} \leq 1$$

La figura mostra delle caratteristiche citate sopra in base alla variazione dell'angolo del fluido

3.12 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).

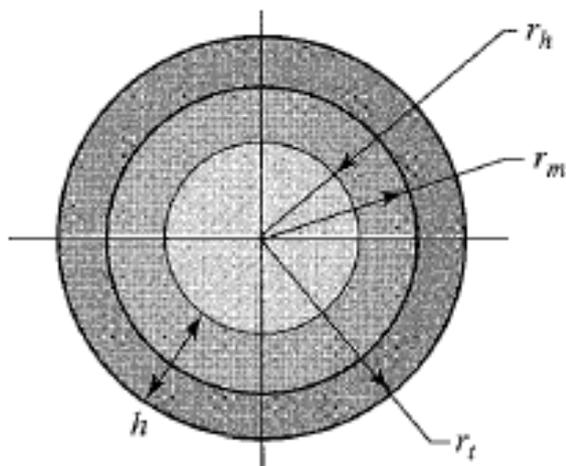
$$\text{Da cui } A_t = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{t1}}}{P_{ti}(\cos \alpha_1) MFP(M_1)}$$

Considero poi che il raggio mean è definito come la media fra il raggio di punta e quello di mozzo abbiamo la possibilità di calcolare il raggio medio imponendo il rapporto fra il raggio di punta e quello di mozzo.

Determinando il rapporto fra i due raggi quindi per ogni stadio determiniamo i vari raggi (consideriamo che per i primi stadi il rapporto va da 0.6-0.75 , mentre per gli ultimi va da 0.9-0.92). Quindi:

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

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



$$r_m = \frac{r_t + r_h}{2}$$

$$A = \pi(r_t^2 - r_h^2)$$

$$A = \pi(r_t + r_h) \times (r_t - r_h)$$

$$A = 2\pi \left(\frac{r_t + r_h}{2} \right) \times (r_t - r_h)$$

$$A = 2\pi r_m \times h, \text{ where } h = r_t - r_h$$

Fig3.11:Rappresentazione della dimensioni caratteristiche

Dimensione assiale: La figura sotto mostra le tipiche dimensioni assiali del compressore .Le relazioni sotto mostrano come in fase di progetto l'esperienza ha portato a calcolare lo spazio fra i vari palettamenti come $W_r/4$ 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 .

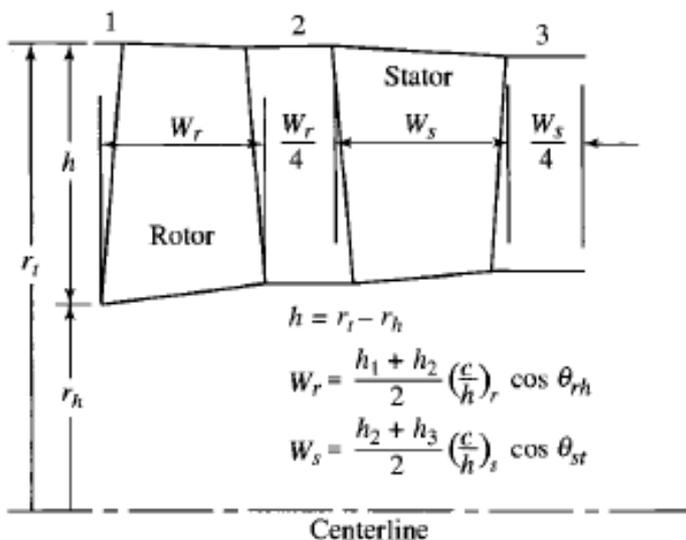


Fig3.12: dimensioni assiali

Dove l'angolo θ viene calcolato come: $\theta = \frac{\gamma_i + \gamma_e}{2}$

Dove γ_i e γ_e sono gli angoli di ingresso e di uscita della lamina

Stima del numero di stadi: Per valutare il numero di stadi si fa riferimento al salto di temperatura di ristagno all'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 può variare tra 10 e 30K per stadi subsonici, fino a valori anche superiori a 45K per stadi transonici ad alte prestazioni. Comunque una sua valutazione è possibile, ponendosi a raggio medio e calcolando la velocità tangenziale U e poi, ritenendo u_1 costante ed u_1 assiale, valutando la velocità relativa w_1 .

CAPITOLO 4

ANALISI DEI PROFILI

4.1 Profili Palari

Nello sviluppo dei compressori assiali moderni lo studio del flusso bi-dimensionale 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 e la schiera è un modello vicino al flusso nella macchina.

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 rispetto ai compressori presenti nelle turbine 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 stadi 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 ridotto tagliando l'estremità. 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:

insensibilità agli alti numeri di Mach;

elevata sensibilità all'angolo di calettamento della schiera direttrice (IGV) basso rapporto mozzo/corona.

Stadi intermedi:

alta efficienza;

elevato scambio di lavoro per stadio;

ampio campo di operatività.

Stadi finali:

basso coefficiente di flusso ed elevata altezza palare:

bassa se non nulla componente tangenziale della velocità assoluta ali in 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 intermedi e assenza di vortice in uscita con un grado di reazione prossimo al 90% nello stadio finale.

Questo tipo di standardizzazione non prevede alcune delle soluzioni progettuali che si adottano nei compressori assiali per turbine. 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, limitando la 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 sovente 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 palari 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. Metodi di progettazione inverse, che predicono la forma della pala che realizza una prefissata distribuzione del carico palare, 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 utilizzati con tecniche "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, i criteri di progettazione rimangono comunque di proprietà dei diversi progettisti. In generale le caratteristiche di questi profili sono conosciute bene solamente dalle organizzazioni che li hanno sviluppati.

4.3 Progetto della pala

Per flussi subsonici si possono utilizzare profili con spessore relativamente elevato come il seguente. Le serie più usate sono le RAF (Britannica) e le NACA (USA). Il profilo è assegnato come distribuzione di spessore sulla chamber line che in genere è un arco di cerchio tangente alle direzioni della pala in ingresso e in uscita.

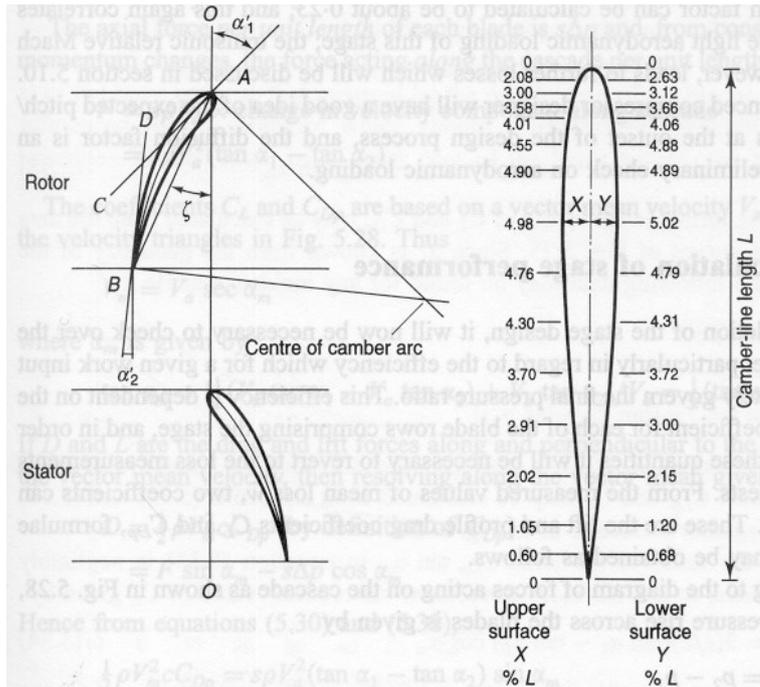


Fig 4.6 :Esempio delle caratteristiche della pala

4.4 Performance delle pale:

L'efficienza dipende dal coefficiente totale d'attrito per ogni paletta e in sequenza e le perdite in sequenza dello stadio. Dalla misura del valore delle perdite principali w , possono essere ottenuti due coefficienti che sono:

$C_L \rightarrow$ coefficiente di portanza (lift)

C_{DP} → coefficiente di attrito (drag) del profilo

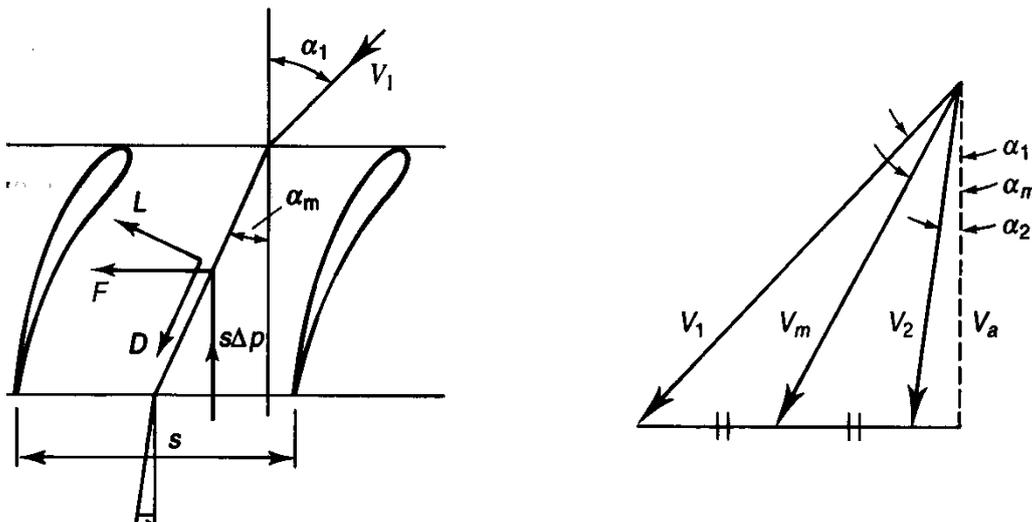


Fig 4.7 diagramma delle forze: si vede la direzione che hanno le forze sul profilo

Con riferimento alla figura 6 abbiamo che la pressione statica che cresce lungo la pala è data da:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = (p_{02} - \frac{1}{2} \rho V_2^2) - (p_{01} - \frac{1}{2} \rho V_1^2)$$

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

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

Dove 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

$$F = s\rho V_a$$

per la variazione della componente della velocità lungo la lamina

$$= s\rho V_a^2(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$$

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

$$V_m = V_a \sin \alpha_m \quad \text{dove } \alpha_m \text{ è dato da}$$

$$\tan \alpha_m = [\frac{1}{2}(V_a \tan \alpha_1 - V_a \tan \alpha_2) + V_a \tan \alpha_2]/V_a = \frac{1}{2}(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

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

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

Dopo una serie di passaggi abbiamo trovato la dipendenza fra il coefficiente di portanza e quello di attrito. Dove abbiamo che

$$C_{Dp} = \left(\frac{s}{c}\right) \left(\frac{\bar{w}}{\frac{1}{2}\rho V_1^2}\right) \left(\frac{\cos^3 \alpha_m}{\cos^2 \alpha_1}\right)$$

Quindi dati i vari valori degli angoli posso calcolare i valori dei due coefficienti. Siccome il valore di C_{DP} e la tangente di α_m è trascurabile rispetto all'altro termine:

$$C_L = 2(s/c)(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \cos \alpha_m$$

In questa relazione l'effetto dell'attrito è ignorato.

Usando questa formula la curva del C_L può essere designata per le condizioni di progetti corrispondente alla curva di deflessione (Fig 7). Questa curva che è designata per valori fissati del rapporto s/c , ma non per l'angolo α_2

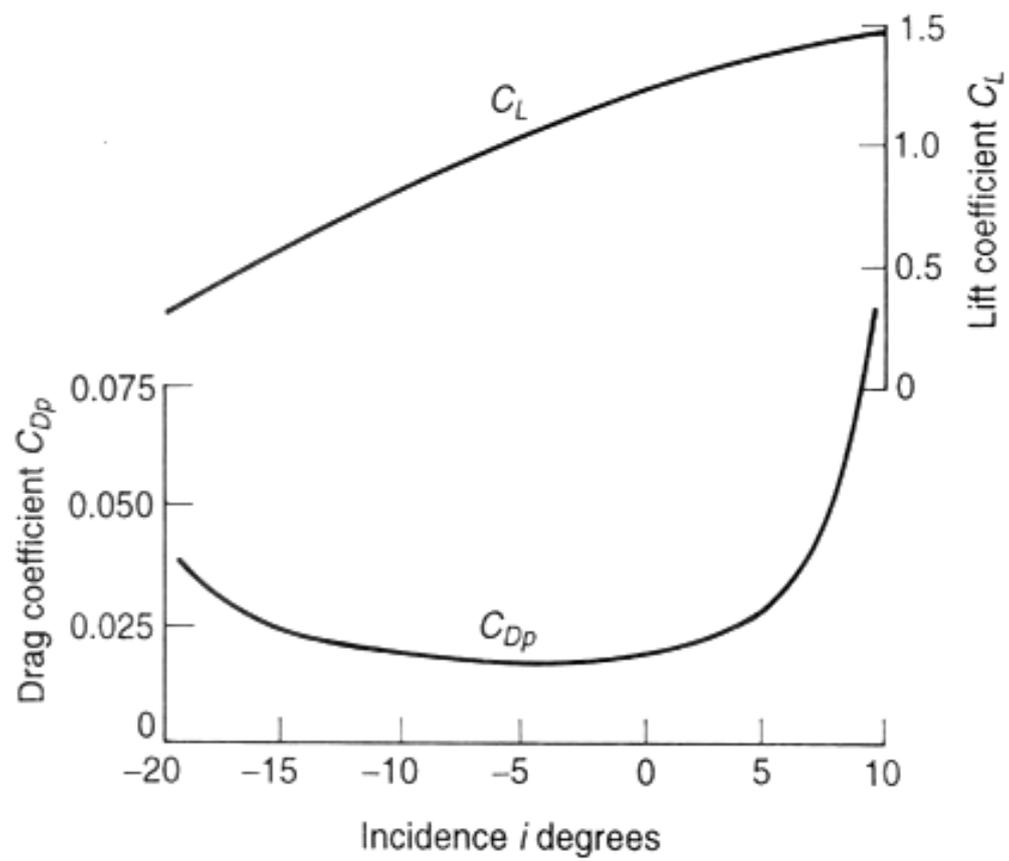


Fig 4.8: Grafico che mostrano l'andamento di C_L in base all'angolo di incidenza

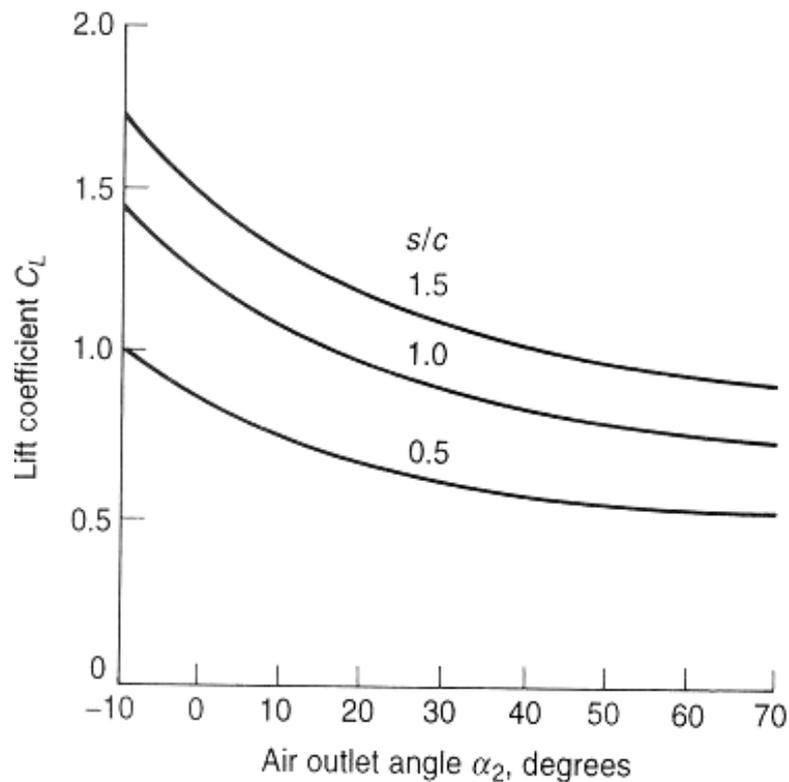


Fig 4.9: Grafico che mostrano l'andamento di C_L

in base all'angolo di uscita del fluido e del rapporto (h/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)

Dove attraverso delle formule empiriche possiamo valutare i coefficienti di attrito per questi due fenomeni come:

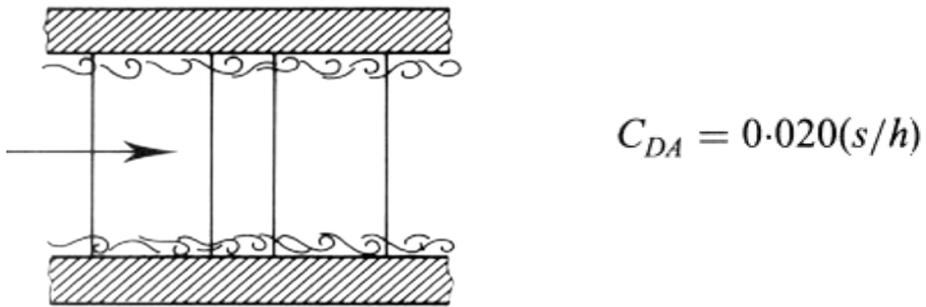


Fig 4.10: Annulus drag

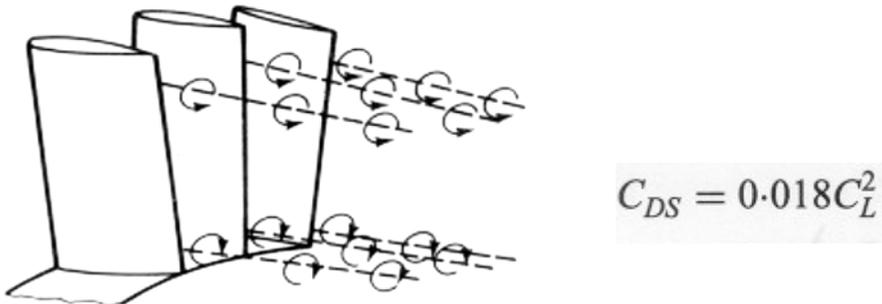


Fig 4.11: Secondary losses

Quindi il coefficiente di attrito totale che quindi va a peggiorare le prestazioni aerodinamiche della nostra macchina è data da:

$$C_D + C_{Dp} + C_{DA} + C_{DS}$$

4.5 Considerazione 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 svergloate.

Al fine di mantenere il fattore di diffusione a valori accettabili sono necessarie deflessioni e variazioni di area contenute.

I profili sono caratterizzati :

Ridotto rapporto spessore/corda

Ridotta curvatura

Profilo delle pale: La forma delle palette di compressore e statore sono basate da specifici studi per i compressori. Uno di questi profili è il simmetrico Naca 65010

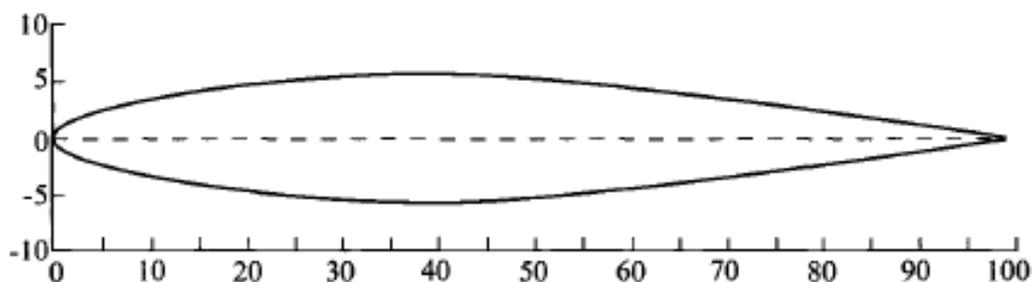


Fig 4.12: Profilo Naca 65A010

Questo profilo ha uno spessore (come mostrato in figura) 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 “chambre line”. La curvatura della chambre line di solito è costituita da un arco di circonferenza o da una parabola.

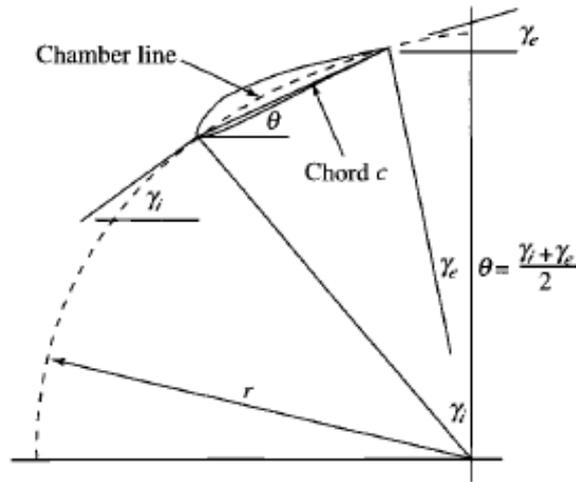


Fig 4.13: Rappresentazione curvatura paletta

Dalle formule studiate per i profili e dallo studio termodinamico degli stessi abbiamo che il raggio di questa circonferenza è dato dalla seguente relazione:

$$r = \frac{c \sin \theta}{\cos \gamma_e - \cos \gamma_i}$$

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 quello di effettuare un dimensionamento di massima e ottimizzare un compressore pluristadio, di tipo assiale, che alimenterà un motore Diesel aeronautico dalle elevate prestazioni, 42000 HP di potenza. Il compressore è necessario per ottenere buoni rendimenti di combustione in quota dove la scarsa densità dell'aria e scarsa presenza di ossigeno in massa rende difficile la combustione. Partendo dalle specifiche del problema, al collettore di aspirazione del motore è richiesta una pressione di 18,3 bar alla temperatura di 323K. Tali sono le caratteristiche di cui deve disporre l'aria ad una quota di crociera di circa 9000m alla quale abbiamo:

- Pressione 30,742 Kpa;
- Temperatura 229,65K;
- Densità 0,46 kg/m³.

Visto che la temperatura al collettore di aspirazione del motore, per non avere rendimenti volumetrici troppo scarsi è di 323K, si è pensato di utilizzare l'aria fredda presente in quota (circa -43,5 gradi Celsius) per raffreddare l'acqua di alimento di uno scambiatore acqua aria. Questo scambiatore sarà utile per asportare calore all'aria in ingresso al gruppo termico e soprattutto per poter interrefrigerare il compressore diminuendo notevolmente il lavoro necessario alla compressione. In definitiva si avranno a disposizione due scambiatori acqua-aria per refrigerare l'aria tra stadio di alta e stadio di bassa, l'aria in ingresso al motore e un altro sarà posto in un divergente convergente situato subito sotto all'ugello di aspirazione dell'aria del compressore, tale posizionamento sarà in grado di fornire ulteriore spinta (non trascurabile) al velivolo, poiché l'aria entra dall'esterno aumenta la sua entalpia

(acquista il calore dell'acqua di ritorno dal circuito di raffreddamento) e accelera in uscita dall'ugello.

5.2 Dati e calcolo prestazioni richieste

Il punto di partenza per lo studio della nostra turbomacchina è il calcolo della portata necessaria da elaborare, poiché da quella dipendono moltissimi fattori.

Per fare questo è necessario avere le specifiche di funzionamento del gruppo termico da sovralimentare, in particolare ci serve:

- La cilindrata $V_c=0,0152 \text{ m}^3$;
- La densità dell'aria ρ_a alla pressione di 18,3 bar e 323K pari a 19,74 kg/m^3 ;
- Il numero di giri al secondo a regime $R_{ps}=166,7 \text{ 1/s}$;
- Il rendimento volumetrico $\eta_v=0,81$.

La portata massica dell'aria è calcolata mediante la formula

$$\dot{m}_{aria} = R_{ps} * \rho_a * V_c / 2 * \eta_v = 166,7 * 19,74 * 7,6 * 10^{-3} * 0,81 = 20,26 \text{ kg/s}$$

Premesso che, tra l'ugello di arrivo dell'aria esterna e il manifold di aspirazione del compressore viene messo un diffusore applicando l'equazione generalizzata del moto dei fluidi (trascurando le perdite) tra l'ingresso 1 e l'uscita 2 si ottiene:

$$C_{dc} + dh = 0$$

$$h_0 + c_0^2 / 2 = h_1 + c_1^2 / 2 \text{ con } c_0 = 0,85 \text{ M e } c_1 = 0,5 \text{ M}$$

$$P = 33235,3 \text{ Pa, } P_t = 39424,2 \text{ Pa con una } T = 234,8 \text{ K } T_t = 246,54 \text{ K.}$$

Ora siamo in grado di definire completamente le caratteristiche possedute dal compressore in caso di moto stazionario alla quota di crociera:

Quota massima = 9000 m;
 Portata d'aria = 20.26kg/s;
 Pressione in ingresso = 39424.5Pa;
 Temperatura in ingresso = 234.8 K;
 Costante gas perfetti = 287 J/kg*K;
 $\beta=46,4$;
 $\eta_c= 0.85$;
 Velocità velivolo = 0,85 Mach.
 $\gamma=1,400$
 $C_{p\text{aria}}=1005 \text{ J/ kg}^*\text{K}$

E' importante notare come il rapporto di compressione sia parecchio spinto e per questo tipo di compressori, sar  necessario avere un numero di stadi molto elevato considerando il rendimento per stadio tipico di queste macchine tra 1,1 e 1,3.

Siamo gi  in grado in prima approssimazione di calcolare quanti stadi sono necessari per ottenere il rapporto di compressione richiesto dal problema in esame.

Osservando che β sar  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.

$$N = \frac{\log \beta}{\log 1,2} = 21, \text{ gli stadi necessari saranno all'incirca } 21.$$

La temperatura di uscita, considerando una compressione unica senza interrefrigerazione avrebbe un valore pari a :

$$T_u = T_i \beta^{(\gamma-1)/(\gamma \cdot \eta_c)} = 793,8\text{K}$$

Con η_c (rendimento politropico)=0,9.

Si pu  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.

$$L_{is} = C_p(T_u - T_i) = 561,869 \text{ KJ/Kg}$$

Considerando un rendimento di compressione $\eta_c 0,85$

Il lavoro totale per unità di tempo $P_{re} = L_{is} \cdot \dot{m}_{aria} / \eta_c = 13392,3 \text{ kw}$.

5.3 Parametri compressore e 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.

CONSIDERAZIONI VELOCITA' ANGOLARE

La velocità di rotazione dell'albero è imposta dalla velocità di rotazione della turbina che risulta pari a 16000rpm o in rad/s 1675,5. Facendo qualche piccola osservazione si nota che a tali velocità il raggio di punta della paletta potendo essere al massimo di 457m/s per evitare sforzi eccessivi sulla pala risulta pari a 0,28m ora immaginando per assurdo di avere un Annulus di ingresso pari all'intera sezione (raggio di mozzo nullo) l'area a disposizione risulterebbe $A=0.25\text{m}^2$. Calcoliamo l'area dell'Annulus necessaria utilizzando le formule bibliografiche e confrontiamola:

$$MFP(M_1) = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{A \cdot p_{t1}} = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot M_1 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} = 0.03$$

MACH 1 in ingresso al primo stadio varia normalmente tra 0,48 e 0,6 è stato scelto 0,5 per cercare di ottenere una pressione quanto più elevata possibile in ingresso all'aspirazione del primo stadio. Ponendo $\alpha_1=0$ si ottiene

$$AreaAnnulus_{(1^\circ \text{ stadio})} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{p_{t1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot MFP(M_1)} = 0,268m^2$$

E' evidente che nonostante le ipotesi irrealizzabili l'area dell'Annulus non è sufficiente perciò suddividiamo la compressione in due stadi, uno di bassa pressione LP e uno di alta HP.

Scegliamo:

la velocità dello stadio di bassa pressione e l'angolo α_1 ; è auspicabile conferire al fluido in ingresso un certo swirl (angolazione), che equivale ad avere $\alpha_1 \neq 0$, per ottenere rendimenti ancora migliori nei primi stadi.

Calcolo area Annulus del primo stadio con $M_1=0,5$ e $\alpha_1=34^\circ$ in genere è compreso tra i 30° e i 45° .

$$MFP(M_1) = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{A \cdot p_{t1}} = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot M_1 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} = 0.03$$

$$AreaAnnulus_{(1^\circ \text{ stadio})} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{p_{t1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot MFP(M_1)} = 0,324m^2$$

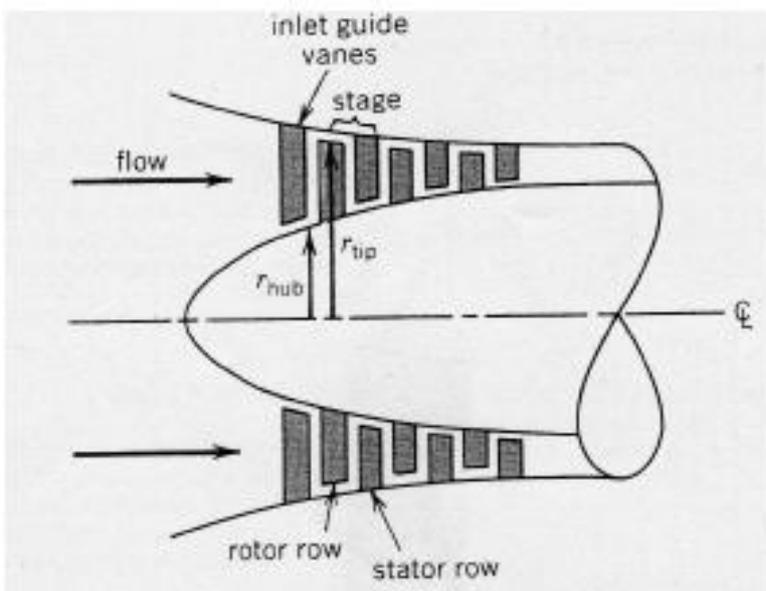
Il rapporto tra raggio di punta e raggio di mozzo r_{hub}/r_{tip} si attesta di solito per i primi stadi si attesta fra gli 0.6 e 0.75, Cerchiamo di mantenere un rapporto basso per avere una velocità angolare elevata dalla quale dipende il lavoro di compressione.

$$r_{tip} = \sqrt{\frac{A}{\pi[1 - (\frac{r_{hub}}{r_{tip}})^2]}} = 0,40m$$

dal raggio di punta si ricavano in seguito raggio medio e raggio di mozzo.

$$r_{hub}=0.24$$

$$r_m=0.32.$$

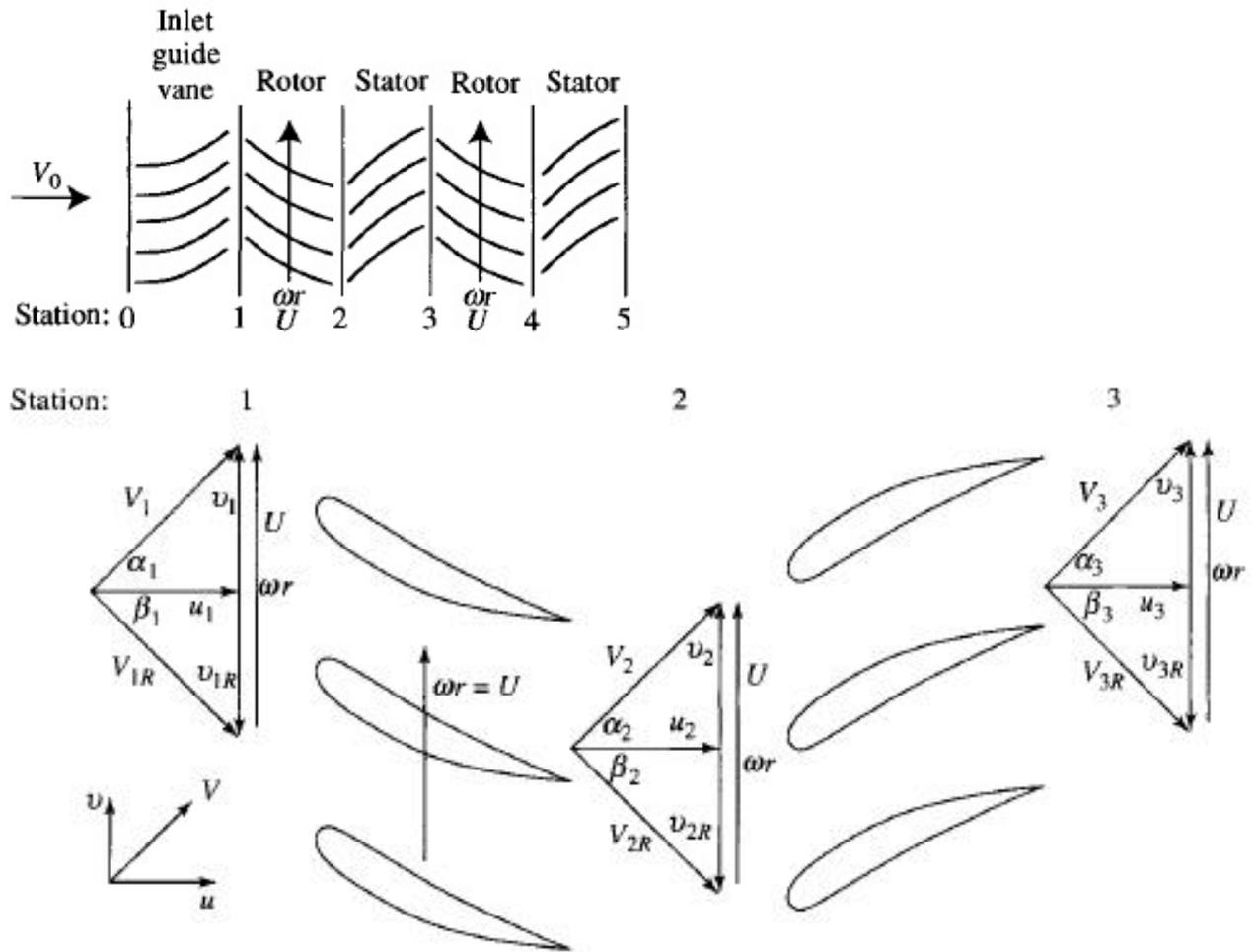


Nella scelta della velocità di punta massima è necessario prestare attenzione a rimanere in campo subsonico per quanto riguarda i primi stadi dove la temperatura è ancora bassa; date le condizioni in ingresso, facendo qualche semplice calcolo sui triangoli di velocità si trova che la velocità periferica di punta massima ammissibile è circa 360 m/s, normalmente per i primi stadi varia tra i 350 e i 460m/s.

Perciò si è stabilito una ω di 870rad/s (3 punti percentuali di margine).

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, tale disposizione permette di avere un grado di reazione R pari

a 0,5, utile per limitare le perdite legate agli attriti fluidodinamici tra fluido e pala.



Come si può evincere dalla figura esistono precise relazioni tra velocità e angoli, infatti:

Rotor	Stator
$V_1 = V_{1R} + U$	$V_2 = V_{2R} + U$
$u_1 = V_1 \cos \alpha_1$	$u_2 = V_2 \cos \alpha_2$
$v_1 = V_1 \sin \alpha_1$	$v_2 = V_2 \sin \alpha_2$
$u_1 = V_{1R} \cos \beta_1$	$u_2 = V_{2R} \cos \beta_2$
$v_{1R} = V_{1R} \sin \beta_1 = u_1 \tan \beta_1$	$v_{2R} = V_{2R} \sin \beta_2 = u_2 \tan \beta_2$
$v_1 + v_{1R} = \omega r = U$	$v_2 + v_{2R} = \omega r = U$

Per calcolare tutte le grandezze relative al primo stadio ci poniamo per semplicità a raggio medio, tramite le relazioni appena scritte è possibile

conoscere il valore di ciascuna velocità e conseguentemente (data la simmetria dei triangoli) dei salti di pressione e temperatura.

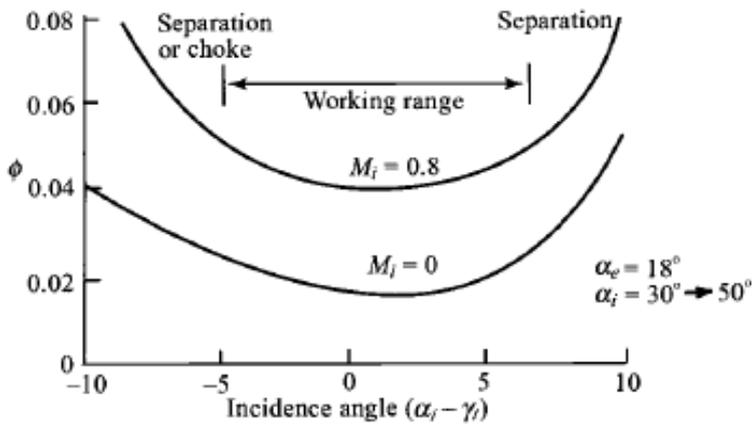
E' nota la velocità assoluta ($M_1=0,5$) e l'angolo di ingresso ($\alpha_1=34^\circ$) al primo stadio per come abbiamo conformato precedentemente il prepalettamento statorico IGV.

Note le grandezze otteniamo:

$$V_1 = \sqrt{\gamma * R * T} * M1 = 153,6 \text{ m/s}$$

Grandezze del rotore	Grandezze dello statore
$v_1 = V_1 \sin \alpha_1 = 85,9 \text{ m/sec}$	$\beta_1 = \alpha_2 = 57,3^\circ$
$U_{media} = \omega \cdot r_m = 284,8 \text{ m/sec}$	$u_1 = u_2 = 127,3 \text{ m/s}$
$v_{1R} = U_{media} - v_1 = 198,9 \text{ m/sec}$	$v_{2R} = u_2 \cdot \tan \beta_2 = 85,9 \text{ m/sec}$
$V_{1R} = \sqrt{u_1^2 + v_{1R}^2} = 236,1 \text{ m/sec}$	$V_{2R} = \sqrt{u_2^2 + v_{2R}^2} = 153,6 \text{ m/sec}$
$u_1 = 127,3 \text{ m/s}$	$v_2 = U_{media} - v_{2R} = 198,9 \text{ m/sec}$
$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{v_{1R}}{u_1} = 57,3^\circ$	$\beta_2 = \alpha_1 = 34^\circ$

Gli angoli calcolati non sarebbero gli angoli di inclinazione effettiva della paletta, ma quelli del fluido. Considerando che l'angolo di incidenza fluido pala viene convenzionalmente posto pari a 0 possiamo dire che $\gamma=\beta$.



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 65A010 come suggerito dalla bibliografia nel nostro caso (campo subsonico)

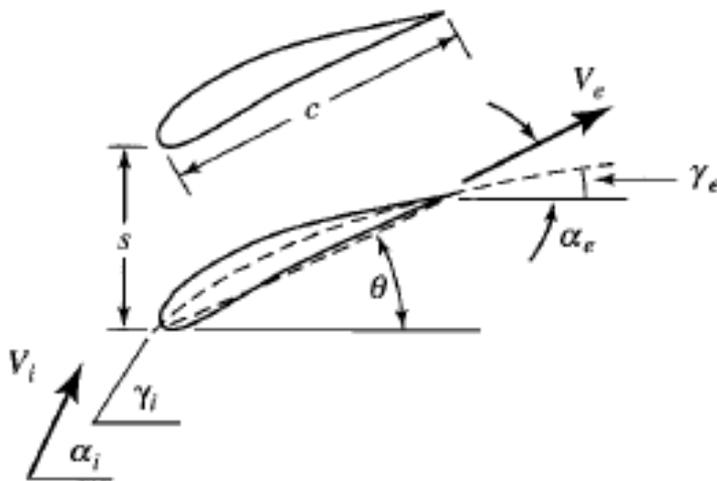


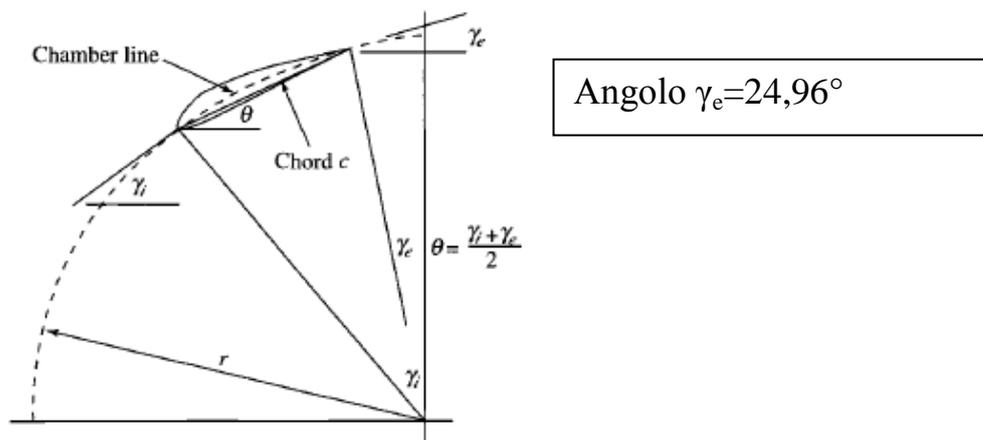
Fig 7.1:angoli caratteristici della paletta

Siccome $\beta_1 - \gamma_i = 0 \rightarrow \beta_1 = \gamma_i = 57.3^\circ$

Procediamo con il calcolo di γ_e che ci permette di ricavare lo schema della paletta. L'angolo di deviazione viene calcolato secondo la regola di Carter che stabilisce quanto segue:

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

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



Prima di inserire i dati all'interno del software per proseguire i calcoli è bene ricordare che l'idea di predisporre uno stadio di bassa pressione è stata una scelta obbligata, quindi è nata un'ulteriore idea: comprimere il fluido finché l'area dell'Annulus fosse abbastanza ridotta da permettere il passaggio di portata nello stadio di alta pressione.

Calcolo dell'Annulus dello stadio di alta pressione:

$$MFP(M_1) = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{A \cdot p_{t1}} = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot M_{1hp} \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{1hp}^2 \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} = 0.03$$

per il calcolo dell'Annulus vero e proprio si utilizza una temperatura $T_t=350$ K considerato di avere 10 stadi e all'uscita dal decimo stadio 440 K e una pressione $P_t=244,5$ kPa.

$$AreaAnnulus_{(1^{\circ}stadio)} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{p_{t1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot MFP(M_1)} = 0,07m^2$$

L'Annulus richiesto è inferiore a quello massimo ottenibile con la limitazione sulla velocità di punta, quindi è possibile utilizzare 10 stadi di bassa pressione.

Dopo aver inserito i dati all'interno del software proseguiamo i calcoli, controllando che i parametri di stadio in stadio rimangano all'interno del range di progetto, cioè che la compressione avvenga (almeno in linea teorica) senza incorrere nelle problematiche a cui è soggetto questo tipo di turbomacchina.

5.4 Risultati

Parameter	Value	Unit
Number of Stages (20 max)	10	
Mass Flow Rate	20.26	kg/s
Rotor Angular Velocity	870	rad/s
Inlet Total Pressure	39.424	kPa
Inlet Total Temperature	246.54	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	0.28699E	kJ/kg-K
Cp	1.0045	kJ/kg-K

Il calcolo dei parametri per stadio è stato ottenuto mantenendo costante il raggio medio sulla base dei calcoli precedentemente esposti.

Ecco i risultati in ordine dal primo al decimo stadio:

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Date - 04/12/2013 Time - 17.36.16
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,2711 DTt = 019,74 K AN^2=2,004E+07
 Hub R = 0,2818 Dr = 0,4399 Ds = 0,4923 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,7108 Dr = 0,3561 Ds = 0,4350 MlR = 0,9941 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,3185 Area 2 = 00,2903 Area 3 = 00,2681 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 22/0,0757 m Stator-Blades/Chord = 24/0,0694 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\	-----										
Tt	K	246,5	246,5	246,5	261,3	261,3	266,3	266,3	266,3	266,3	266,3
T	K	232,0	234,8	236,1	234,8	245,9	237,7	245,9	250,0	252,3	254,5
Pt	kPa	39,42	39,42	39,42	48,33	47,23	50,44	50,44	50,44	50,11	50,11
P	kPa	31,86	33,24	33,89	33,24	38,19	33,92	38,19	40,47	41,52	42,80
M		0,560	0,500	0,470	0,751	0,559	0,775	0,643	0,570	0,525	0,480
Vel	m/s	171,0	153,6	144,7	230,8	175,9	239,5	202,2	180,7	167,3	153,6
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	114,1	085,9	068,8	192,5	121,3	202,8	157,1	128,2	108,5	085,9
alpha/beta		41,87	34,00	28,40	56,52	43,62	57,89	50,97	45,19	40,43	34,00
radius	m	0,241	0,320	0,399	0,320	0,320	0,248	0,320	0,392	0,253	0,320

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Date - 04/12/2013 Time - 17.36.38
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,2494 DTt = 019,74 K AN^2=1,699E+07
 Hub R = 0,3379 Dr = 0,4635 Ds = 0,4864 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6935 Dr = 0,3632 Ds = 0,4390 MlR = 0,9182 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,2681 Area 2 = 00,2461 Area 3 = 00,2287 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 26/0,0639 m Stator-Blades/Chord = 28/0,0590 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\	-----										
Tt	K	266,3	266,3	266,3	281,1	281,1	286,0	286,0	286,0	286,0	286,0
T	K	252,3	254,5	255,7	254,5	265,7	259,2	265,7	269,3	272,5	274,3
Pt	kPa	50,11	50,11	50,11	60,54	59,26	63,00	63,00	63,00	62,61	62,61
P	kPa	41,52	42,80	43,48	42,80	48,66	44,62	48,66	51,02	52,86	54,07
M		0,525	0,480	0,455	0,722	0,538	0,720	0,619	0,557	0,498	0,463
Vel	m/s	167,3	153,6	145,8	230,8	175,9	232,2	202,2	183,3	164,7	153,6
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	108,5	085,9	071,1	192,5	121,3	194,2	157,1	131,9	104,4	085,9

alpha/beta | 40,43 34,00 29,17 56,52 43,62 56,76 50,97 46,00 39,36 34,00 29,80
 radius m | 0,253 0,320 0,387 0,320 0,320 0,259 0,320 0,381 0,263 0,320 0,377

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,2309 DTt =019,74 K AN^2=1,458E+07
 Hub R = 0,3784 Dr = 0,4721 Ds = 0,4820 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6788 Dr = 0,3698 Ds = 0,4421 M1R = 0,8569 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,2287 Area 2 = 00,2112 Area 3 = 00,1973 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 30/0,0547 m Stator-Blades/Chord = 33/0,0508 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h		
3m	3t	Prop\									
Tt	K	286,0	286,0	286,0	300,8	300,8	305,7	305,7	305,7	305,7	305,7
T	K	272,5	274,3	275,3	274,3	285,4	280,1	285,4	288,6	292,6	294,9
Pt	kPa	62,61	62,61	62,61	74,68	73,21	77,52	77,52	77,52	77,06	77,06
P	kPa	52,86	54,07	54,78	54,07	60,91	57,05	60,91	63,35	66,04	67,19
M		0,498	0,463	0,441	0,695	0,519	0,677	0,597	0,545	0,475	0,447
Vel	m/s	164,7	153,6	146,7	230,8	175,9	227,0	202,2	185,5	162,8	153,6
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	104,4	085,9	072,9	192,5	121,3	187,9	157,1	134,9	101,4	085,9
alpha/beta		39,36	34,00	29,80	56,52	43,62	55,88	50,97	46,66	38,54	34,00
radius	m	0,263	0,320	0,377	0,320	0,320	0,267	0,320	0,373	0,271	0,320

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Date - 04/12/2013 Time - 17.37.16
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,2149 DTt =019,74 K AN^2=1,264E+07
 Hub R = 0,4086 Dr = 0,4742 Ds = 0,4786 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6662 Dr = 0,3758 Ds = 0,4447 M1R = 0,8063 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,1973 Area 2 = 00,1831 Area 3 = 00,1718 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 35/0,0473 m Stator-Blades/Chord = 37/0,0441 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h		
3m	3t	Prop\									
Tt	K	305,7	305,7	305,7	320,5	320,5	325,5	325,5	325,5	325,5	325,5
T	K	292,6	294,0	294,9	294,0	305,1	300,7	305,1	308,0	312,5	313,7
Pt	kPa	77,06	77,06	77,06	90,91	89,23	94,15	94,15	94,15	93,63	93,63
P	kPa	66,04	67,19	67,93	67,19	75,11	71,37	75,11	77,61	81,22	82,33
M		0,475	0,447	0,428	0,672	0,502	0,642	0,577	0,533	0,455	0,433
Vel	m/s	162,8	153,6	147,5	230,8	175,9	223,1	202,2	187,4	161,3	153,6
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	101,4	085,9	074,5	192,5	121,3	183,2	157,1	137,5	099,1	085,9
alpha/beta		38,54	34,00	30,32	56,52	43,62	55,19	50,97	47,20	37,90	34,00
radius	m	0,271	0,320	0,369	0,320	0,320	0,274	0,320	0,366	0,277	0,320

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s

Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,2010 DTt = 019,74 K AN^2=1,106E+07
 Hub R = 0,4318 Dr = 0,4733 Ds = 0,4760 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6554 Dr = 0,3810 Ds = 0,4467 M1R = 0,7637 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,1718 Area 2 = 00,1602 Area 3 = 00,1509 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 40/0,0413 m Stator-Blades/Chord = 43/0,0387 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h			
3m	3t											
Prop\	-----											
Tt	K	325,5	325,5	325,5	340,3	340,3	345,2	345,2	345,2	345,2		
T	K	312,5	313,7	314,6	313,7	324,9	321,1	324,9	327,4	332,4	333,5	334,2
Pt	kPa	093,6	093,6	093,6	109,4	107,5	113,1	113,1	113,1	112,5	112,5	112,5
P	kPa	81,22	82,33	83,08	82,33	91,39	87,76	91,39	93,95	98,54	99,62	100,39
M		0,455	0,433	0,417	0,650	0,487	0,613	0,560	0,521	0,438	0,420	0,406
Vel	m/s	161,3	153,6	148,2	230,8	175,9	220,0	202,2	189,0	160,2	153,6	148,7
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	099,1	085,9	075,8	192,5	121,3	179,4	157,1	139,7	097,3	085,9	076,9
alpha/beta		37,90	34,00	30,76	56,52	43,62	54,64	50,97	47,65	37,38	34,00	31,12
radius	m	0,277	0,320	0,363	0,320	0,320	0,280	0,320	0,360	0,282	0,320	0,358

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,1888 DTt = 019,74 K AN^2=9,755E+06
 Hub R = 0,4501 Dr = 0,4713 Ds = 0,4739 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6461 Dr = 0,3857 Ds = 0,4485 M1R = 0,7274 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,1509 Area 2 = 00,1413 Area 3 = 00,1336 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 45/0,0363 m Stator-Blades/Chord = 48/0,0342 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h			
3m	3t											
Prop\	-----											
Tt	K	345,2	345,2	345,2	360,0	360,0	365,0	365,0	365,0	365,0	365,0	
T	K	332,4	333,5	334,2	333,5	344,6	341,4	344,6	346,9	352,3	353,2	353,9

Pt	kPa	112,5	112,5	112,5	130,2	128,1	134,4	134,4	134,4	133,7	133,7	133,7
P	kPa	098,5	099,6	100,4	099,6	109,9	106,4	109,9	112,5	118,2	119,2	120,0
M		0,438	0,420	0,406	0,631	0,473	0,588	0,543	0,510	0,424	0,408	0,396
Vel	m/s	160,2	153,6	148,7	230,8	175,9	217,6	202,2	190,4	159,4	153,6	149,2
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	097,3	085,9	076,9	192,5	121,3	176,5	157,1	141,5	095,8	085,9	077,8
alpha/beta		37,38	34,00	31,12	56,52	43,62	54,19	50,97	48,03	36,97	34,00	31,43
radius	m	0,282	0,320	0,358	0,320	0,320	0,285	0,320	0,355	0,287	0,320	0,353

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,1780 DTt =019,74 K AN^2=8,665E+06
 Hub R = 0,4647 Dr = 0,4687 Ds = 0,4722 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6381 Dr = 0,3898 Ds = 0,4499 M1R = 0,6960 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,1336 Area 2 = 00,1255 Area 3 = 00,1190 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 51/0,0322 m Stator-Blades/Chord = 54/0,0304 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h			
3m	3t	Prop\										
Tt	K	365,0	365,0	365,0	379,7	379,7	384,7	384,7	384,7	384,7	384,7	384,7
T	K	352,3	353,2	353,9	353,2	364,3	361,5	364,3	366,4	372,2	372,9	373,5
Pt	kPa	133,7	133,7	133,7	153,6	151,2	158,2	158,2	158,2	157,5	157,5	157,5
P	kPa	118,2	119,2	120,0	119,2	130,8	127,3	130,8	133,5	140,3	141,3	142,1
M		0,424	0,408	0,396	0,613	0,460	0,566	0,528	0,499	0,410	0,397	0,386
Vel	m/s	159,4	153,6	149,2	230,8	175,9	215,7	202,2	191,6	158,6	153,6	149,6
u	m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v	m/s	095,8	085,9	077,8	192,5	121,3	174,1	157,1	143,1	094,6	085,9	078,6
alpha/beta		36,97	34,00	31,43	56,52	43,62	53,82	50,97	48,34	36,62	34,00	31,69
radius	m	0,287	0,320	0,353	0,320	0,320	0,289	0,320	0,351	0,290	0,320	0,350

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
 Date - 04/12/2013 Time - 17.38.15
 Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
 Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
 Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,1684 DTt =019,74 K AN^2=7,746E+06
 Hub R = 0,4766 Dr = 0,4661 Ds = 0,4708 Eff = 0,8862
 Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
 Tip R = 0,6311 Dr = 0,3935 Ds = 0,4511 M1R = 0,6685 U m = 0278,4 m/s
 Flow Area 1 = 00,1190 Area 2 = 00,1122 Area 3 = 00,1067 m^2
 Rotor-Blades/Chord = 57/0,0287 m Stator-Blades/Chord = 60/0,0272 m
 Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h			
3m	3t	Prop\										
Tt	K	384,7	384,7	384,7	399,5	399,5	404,4	404,4	404,4	404,4	404,4	404,4
T	K	372,2	372,9	373,5	372,9	384,1	381,6	384,1	386,0	392,0	392,7	393,2
Pt	kPa	157,5	157,5	157,5	179,7	177,0	184,9	184,9	184,9	184,0	184,0	184,0
P	kPa	140,3	141,3	142,1	141,3	154,3	150,9	154,3	157,0	164,9	166,0	166,8
M		0,410	0,397	0,386	0,596	0,448	0,547	0,515	0,489	0,398	0,387	0,377
Vel	m/s	158,6	153,6	149,6	230,8	175,9	214,1	202,2	192,6	158,0	153,6	150,0

```

u   m/s | 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3 127,3
v   m/s | 094,6 085,9 078,6 192,5 121,3 172,1 157,1 144,5 093,6 085,9 079,3
alpha/beta | 36,62 34,00 31,69 56,52 43,62 53,50 50,97 48,61 36,33 34,00 31,92
radius m | 0,290 0,320 0,350 0,320 0,320 0,292 0,320 0,348 0,293 0,320 0,347
    
```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,1597 DTt =019,74 K AN^2=6,963E+06
Hub R = 0,4865 Dr = 0,4635 Ds = 0,4696 Eff = 0,8862
Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
Tip R = 0,6250 Dr = 0,3967 Ds = 0,4521 M1R = 0,6442 U m = 0278,4 m/s
Flow Area 1 = 00,1067 Area 2 = 00,1009 Area 3 = 00,0961 m^2
Rotor-Blades/Chord = 63/0,0258 m Stator-Blades/Chord = 67/0,0245 m
Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573
    
```

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h
3m	3t								
Prop\	-----								
Tt K	404,4	404,4	404,4	419,2	419,2	424,2	424,2	424,2	424,2
T K	392,0	392,7	393,2	392,7	403,8	401,6	403,8	405,5	411,8
Pt kPa	184,0	184,0	184,0	208,6	205,7	214,3	214,3	214,3	213,4
P kPa	164,9	166,0	166,8	166,0	180,5	177,1	180,5	183,2	192,4
M	0,398	0,387	0,377	0,581	0,437	0,530	0,502	0,479	0,387
Vel m/s	158,0	153,6	150,0	230,8	175,9	212,7	202,2	193,5	157,6
u m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v m/s	093,6	085,9	079,3	192,5	121,3	170,4	157,1	145,7	092,8
alpha/beta	36,33	34,00	31,92	56,52	43,62	53,24	50,97	48,84	36,09
radius m	0,293	0,320	0,347	0,320	0,320	0,295	0,320	0,345	0,296

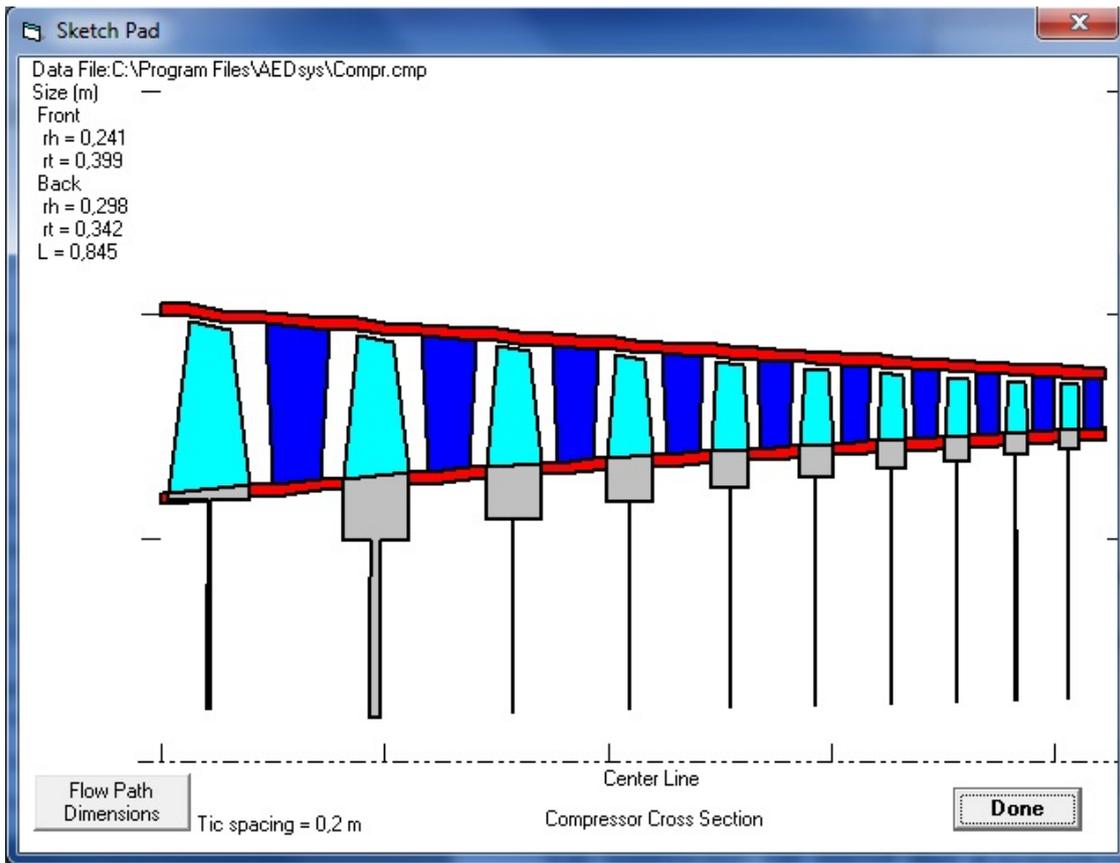
```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 2, Swirl: 1
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 047,55 kg/s Mass Flow = 020,00 kg/s Rotor Speed = 0870 rad/s
Inlet Pt = 039,42 kPa Inlet Tt = 0246,5 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 = 1,1519 DTt =019,74 K AN^2=6,292E+06
Hub R = 0,4948 Dr = 0,4611 Ds = 0,4686 Eff = 0,8862
Mean R = 0,5636 Dr = 0,4309 Ds = 0,4606 r m = 00,320 m
Tip R = 0,6196 Dr = 0,3995 Ds = 0,4530 M1R = 0,6225 U m = 0278,4 m/s
Flow Area 1 = 00,0961 Area 2 = 00,0912 Area 3 = 00,0871 m^2
Rotor-Blades/Chord = 70/0,0233 m Stator-Blades/Chord = 74/0,0222 m
Coefficients: Stage Loading = 0,2558 Flow = 0,4573
    
```

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\	-----										
Tt K	424,2	424,2	424,2	438,9	438,9	443,9	443,9	443,9	443,9	443,9	443,9
T K	411,8	412,4	412,9	412,4	423,5	421,6	423,5	425,1	431,6	432,2	432,6
Pt kPa	213,4	213,4	213,4	240,6	237,3	246,9	246,9	246,9	245,8	245,8	245,8
P kPa	192,4	193,4	194,2	193,4	209,5	206,1	209,5	212,2	222,8	223,8	224,6
M	0,387	0,377	0,369	0,567	0,426	0,514	0,490	0,470	0,377	0,369	0,361
Vel m/s	157,6	153,6	150,3	230,8	175,9	211,6	202,2	194,2	157,1	153,6	150,6
u m/s	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3	127,3
v m/s	092,8	085,9	079,9	192,5	121,3	169,1	157,1	146,7	092,1	085,9	080,4
alpha/beta	36,09	34,00	32,11	56,52	43,62	53,02	50,97	49,04	35,88	34,00	32,28
radius m	0,296	0,320	0,344	0,320	0,320	0,297	0,320	0,343	0,298	0,320	0,342

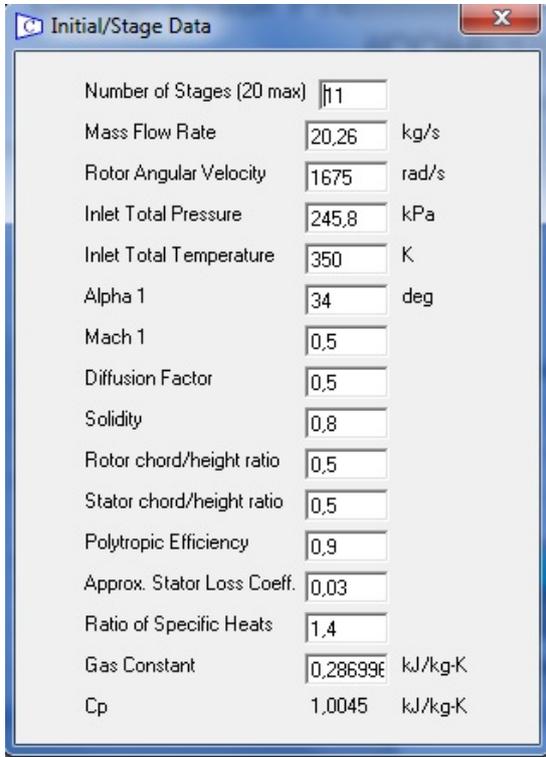


Dopo aver notato che i parametri degli stadi rientrano nei range di riferimento noti dall'esperienza è possibile ripetere gli stessi calcoli per lo stadio di alta pressione sempre con l'utilizzo del software.

Bisogna ricordare che la temperatura in uscita dal decimo stadio di bassa pressione subirà una variazione dovuta all'interrefrigerazione, in particolare la temperatura passerà dai 444 K previsti a 350 K e la pressione costante 245,8 K. Con queste caratteristiche continuiamo la compressione dell'aria nello stadio di alta pressione.

Sviluppando i calcoli si è visto che, impostando il procedimento facendo attenzione ad avere una velocità periferica di punta elevata, si ottenevano maggiori rapporti di compressione a parità di ingombro assiale, ma esisteva soprattutto sugli stadi finali un notevole rischio di incorrere in fenomeni di stallo, per via dei fattori di diffusione abbastanza elevati. La decisione, quindi, è stata quella di ottenere gli stessi rapporti di

compressione con ingombri assiali un po' più elevati (non di molto) ma evitando condizioni di funzionamento critiche.



Ecco i risultati:

```
COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s   Mass Flow = 020,26 kg/s   Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa   Inlet Tt = 0350,0 K   Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K   Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
```

```
COMPRESSOR STAGE: 1 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0800 Pt3/Pt1 = 1,2745 DTt =028,02 K AN^2=1,452E+07
Hub R = 0,3236 Dr = 0,5074 Ds = 0,5190 Phis = 0,0300 Eff = 0,8965
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0838 r m =
00,178 m
Tip R = 0,6173 Dr = 0,4480 Ds = 0,4833 M1R = 0,8121 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0617 Area 2 = 00,0568 Area 3 = 00,0518 m^2
Rotor-Blades/Chord = 35/0,0264 m Stator-Blades/Chord = 38/0,0242 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
```

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	
3m	3t									
Prop\	-----									
Tt	K	350,0	350,0	350,0	364,0	364,0	378,0	378,0	378,0	378,0
T	K	331,3	333,3	334,6	333,3	347,3	340,5	347,3	351,8	359,7
Pt	kPa	245,8	245,8	245,8	282,0	276,4	315,5	315,5	315,5	313,3
P	kPa	202,7	207,2	210,1	207,2	234,6	218,7	234,6	245,3	263,2
M		0,532	0,500	0,479	0,678	0,490	0,743	0,665	0,610	0,505
Vel	m/s	194,0	183,0	175,7	248,2	183,0	274,7	248,2	229,4	191,9
u	m/s	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7	151,7
v	m/s	121,0	102,3	088,7	196,5	102,3	229,0	196,5	172,1	117,5
alpha/beta		38,57	34,00	30,30	52,33	34,00	56,48	52,33	48,60	37,77
radius	m	0,151	0,178	0,206	0,178	0,178	0,153	0,178	0,204	0,155

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 2 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0741 Pt3/Pt1 = 1,2526 DTt =028,02 K AN^2=1,227E+07
Hub R = 0,3560 Dr = 0,5157 Ds = 0,5155 Phis = 0,0300 Eff = 0,8968
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0820 r m = 00,178 m
Tip R = 0,6019 Dr = 0,4549 Ds = 0,4861 M1R = 0,7593 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0518 Area 2 = 00,0480 Area 3 = 00,0440 m^2
Rotor-Blades/Chord = 41/0,0222 m Stator-Blades/Chord = 45/0,0205 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 378,0 378,0 378,0 392,0 392,0 406,0 406,0 406,0 406,0 406,0 406,0
T K | 359,7 361,4 362,5 361,4 375,4 369,8 375,4 379,3 388,0 389,4 390,3
Pt kPa | 313,3 313,3 313,3 355,8 349,3 395,0 395,0 395,0 392,4 392,4 392,4
P kPa | 263,2 267,5 270,5 267,5 300,0 284,7 300,0 311,1 334,7 338,9 341,9
M | 0,505 0,480 0,463 0,651 0,471 0,700 0,639 0,594 0,482 0,463 0,448
Vel m/s | 191,9 183,0 176,7 248,2 183,0 269,9 248,2 231,9 190,4 183,0 177,5
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 | 117,5 102,3 090,6 196,5 102,3 223,3 196,5 175,5 115,0 102,3 092,2
alpha/beta| 37,77 34,00 30,85 52,33 34,00 55,81 52,33 49,15 37,16 34,00 31,28
radius m | 0,155 0,178 0,201 0,178 0,178 0,157 0,178 0,200 0,159 0,178 0,198

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 3 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0690 Pt3/Pt1 = 1,2339 DTt =028,02 K AN^2=1,049E+07
Hub R = 0,3801 Dr = 0,5191 Ds = 0,5128 Phis = 0,0300 Eff = 0,8970
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0804 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5891 Dr = 0,4606 Ds = 0,4882 M1R = 0,7160 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0440 Area 2 = 00,0410 Area 3 = 00,0379 m^2
Rotor-Blades/Chord = 48/0,0190 m Stator-Blades/Chord = 52/0,0176 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 406,0 406,0 406,0 420,0 420,0 434,1 434,1 434,1 434,1 434,1 434,1
T K | 388,0 389,4 390,3 389,4 403,4 398,7 403,4 406,8 416,2 417,4 418,2
Pt kPa | 392,4 392,4 392,4 441,9 434,4 487,2 487,2 487,2 484,2 484,2 484,2
P kPa | 334,7 338,9 341,9 338,9 377,0 362,0 377,0 388,2 418,1 422,2 425,2
M | 0,482 0,463 0,448 0,628 0,455 0,665 0,617 0,579 0,463 0,447 0,435
Vel m/s | 190,4 183,0 177,5 248,2 183,0 266,4 248,2 234,0 189,2 183,0 178,2
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 | 115,0 102,3 092,2 196,5 102,3 219,0 196,5 178,2 113,0 102,3 093,5
alpha/beta| 37,16 34,00 31,28 52,33 34,00 55,28 52,33 49,60 36,69 34,00 31,64
radius m | 0,159 0,178 0,198 0,178 0,178 0,160 0,178 0,197 0,161 0,178 0,195

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.51.29
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 4 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0645 Pt3/Pt1 = 1,2178 DTt =028,02 K AN^2=9,071E+06
Hub R = 0,3986 Dr = 0,5200 Ds = 0,5108 Phis = 0,0300 Eff = 0,8972
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0791 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5784 Dr = 0,4654 Ds = 0,4900 M1R = 0,6796 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0379 Area 2 = 00,0355 Area 3 = 00,0329 m^2
Rotor-Blades/Chord = 56/0,0164 m Stator-Blades/Chord = 60/0,0153 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 434,1 434,1 434,1 448,1 448,1 462,1 462,1 462,1 462,1 462,1 462,1
T K | 416,2 417,4 418,2 417,4 431,4 427,5 431,4 434,4 444,4 445,4 446,2
Pt kPa | 484,2 484,2 484,2 541,1 532,5 593,1 593,1 593,1 589,6 589,6 589,6
P kPa | 418,1 422,2 425,2 422,2 466,4 451,7 466,4 477,8 514,5 518,5 521,6
M | 0,463 0,447 0,435 0,606 0,440 0,636 0,596 0,564 0,446 0,433 0,422
Vel m/s | 189,2 183,0 178,2 248,2 183,0 263,6 248,2 235,8 188,3 183,0 178,7
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 | 113,0 102,3 093,5 196,5 102,3 215,6 196,5 180,5 111,5 102,3 094,5
alpha/beta| 36,69 34,00 31,64 52,33 34,00 54,87 52,33 49,95 36,32 34,00 31,93
radius m | 0,161 0,178 0,195 0,178 0,178 0,163 0,178 0,194 0,164 0,178 0,193

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.51.46
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 5 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0606 Pt3/Pt1 = 1,2037 DTt =028,02 K AN^2=7,914E+06
Hub R = 0,4130 Dr = 0,5198 Ds = 0,5092 Phis = 0,0300 Eff = 0,8973
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0780 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5695 Dr = 0,4695 Ds = 0,4913 M1R = 0,6485 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0329 Area 2 = 00,0309 Area 3 = 00,0289 m^2
Rotor-Blades/Chord = 64/0,0142 m Stator-Blades/Chord = 68/0,0133 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 462,1 462,1 462,1 476,1 476,1 490,1 490,1 490,1 490,1 490,1 490,1
T K | 444,4 445,4 446,2 445,4 459,4 456,1 459,4 462,1 472,6 473,4 474,1
Pt kPa | 589,6 589,6 589,6 654,6 644,9 713,8 713,8 713,8 709,8 709,8 709,8
P kPa | 514,5 518,5 521,6 518,5 569,3 554,8 569,3 580,9 624,9 628,8 632,0
M | 0,446 0,433 0,422 0,587 0,426 0,611 0,578 0,551 0,430 0,420 0,411
Vel m/s | 188,3 183,0 178,7 248,2 183,0 261,5 248,2 237,2 187,5 183,0 179,2
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 | 111,5 102,3 094,5 196,5 102,3 213,0 196,5 182,4 110,3 102,3 095,4
alpha/beta| 36,32 34,00 31,93 52,33 34,00 54,54 52,33 50,25 36,02 34,00 32,17
radius m | 0,164 0,178 0,193 0,178 0,178 0,165 0,178 0,192 0,166 0,178 0,191

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.52.04
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 6 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0572 Pt3/Pt1 = 1,1914 DTt =028,02 K AN^2=6,961E+06
Hub R = 0,4246 Dr = 0,5191 Ds = 0,5079 Phis = 0,0300 Eff = 0,8975
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0769 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5619 Dr = 0,4729 Ds = 0,4925 M1R = 0,6216 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0289 Area 2 = 00,0272 Area 3 = 00,0255 m^2
Rotor-Blades/Chord = 73/0,0125 m Stator-Blades/Chord = 77/0,0118 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 490,1 490,1 490,1 504,1 504,1 518,1 518,1 518,1 518,1 518,1 518,1
T K | 472,6 473,4 474,1 473,4 487,4 484,5 487,4 489,8 500,7 501,4 502,0
Pt kPa | 709,8 709,8 709,8 783,4 772,4 850,2 850,2 850,2 845,6 845,6 845,6
P kPa | 624,9 628,8 632,0 628,8 686,6 672,4 686,6 698,4 750,3 754,2 757,4
M | 0,430 0,420 0,411 0,569 0,413 0,589 0,561 0,538 0,417 0,408 0,400
Vel m/s | 187,5 183,0 179,2 248,2 183,0 259,7 248,2 238,5 187,0 183,0 179,6
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 | 110,3 102,3 095,4 196,5 102,3 210,8 196,5 184,0 109,3 102,3 096,2
alpha/beta| 36,02 34,00 32,17 52,33 34,00 54,27 52,33 50,49 35,77 34,00 32,38
radius m | 0,166 0,178 0,191 0,178 0,178 0,166 0,178 0,191 0,167 0,178 0,190

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.52.22
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 7 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0541 Pt3/Pt1 = 1,1804 DTt =028,02 K AN^2=6,168E+06
Hub R = 0,4340 Dr = 0,5181 Ds = 0,5069 Phis = 0,0300 Eff = 0,8976
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0760 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5554 Dr = 0,4757 Ds = 0,4934 M1R = 0,5981 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0255 Area 2 = 00,0241 Area 3 = 00,0227 m^2
Rotor-Blades/Chord = 82/0,0111 m Stator-Blades/Chord = 87/0,0104 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 518,1 518,1 518,1 532,1 532,1 546,1 546,1 546,1 546,1 546,1 546,1
T K | 500,7 501,4 502,0 501,4 515,4 512,9 515,4 517,6 528,8 529,5 530,0
Pt kPa | 845,6 845,6 845,6 928,4 916,1 1003,3 1003,3 1003,3 998,2 998,2 998,2
P kPa | 750,3 754,2 757,4 754,2 819,5 805,5 819,5 831,4 891,8 895,6 898,8
M | 0,417 0,408 0,400 0,553 0,402 0,569 0,545 0,525 0,405 0,397 0,390
Vel m/s | 187,0 183,0 179,6 248,2 183,0 258,3 248,2 239,5 186,5 183,0 180,0
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 | 109,3 102,3 096,2 196,5 102,3 209,1 196,5 185,3 108,5 102,3 096,8
alpha/beta| 35,77 34,00 32,38 52,33 34,00 54,04 52,33 50,70 35,57 34,00 32,55
radius m | 0,167 0,178 0,190 0,178 0,178 0,168 0,178 0,189 0,168 0,178 0,189

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.52.43
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 8 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0513 Pt3/Pt1 = 1,1707 DTt =028,02 K AN^2=5,500E+06
Hub R = 0,4417 Dr = 0,5169 Ds = 0,5061 Phis = 0,0300 Eff = 0,8977
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0752 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5498 Dr = 0,4782 Ds = 0,4942 MlR = 0,5772 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0227 Area 2 = 00,0215 Area 3 = 00,0203 m^2
Rotor-Blades/Chord = 92/0,0098 m Stator-Blades/Chord = 97/0,0093 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 546,1 546,1 546,1 560,1 560,1 574,1 574,1 574,1 574,1 574,1 574,1
T K | 528,8 529,5 530,0 529,5 543,5 541,2 543,5 545,4 556,9 557,5 558,0
Pt kPa | 0998, 0998, 0998, 1091, 1077, 1174, 1174, 1174, 1169, 1169, 1169,
P kPa | 0892, 0896, 0899, 0896, 0969, 0955, 0969, 0981, 1050, 1054, 1057,
M | 0,405 0,397 0,390 0,538 0,392 0,551 0,531 0,514 0,393 0,387 0,381
Vel m/s | 186,5 183,0 180,0 248,2 183,0 257,2 248,2 240,4 186,1 183,0 180,3
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 | 108,5 102,3 096,8 196,5 102,3 207,7 196,5 186,5 107,8 102,3 097,4
alpha/beta| 35,57 34,00 32,55 52,33 34,00 53,85 52,33 50,87 35,39 34,00 32,70
radius m | 0,168 0,178 0,189 0,178 0,178 0,169 0,178 0,188 0,169 0,178 0,187

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.53.00
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 9 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0488 Pt3/Pt1 = 1,1619 DTt =028,02 K AN^2=4,933E+06
Hub R = 0,4482 Dr = 0,5158 Ds = 0,5054 Phis = 0,0300 Eff = 0,8978
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0745 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5450 Dr = 0,4803 Ds = 0,4948 MlR = 0,5585 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0203 Area 2 = 00,0193 Area 3 = 00,0182 m^2
Rotor-Blades/Chord = 103/0,0088 m Stator-Blades/Chord = 108/0,0084 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 574,1 574,1 574,1 588,1 588,1 602,2 602,2 602,2 602,2 602,2 602,2
T K | 556,9 557,5 558,0 557,5 571,5 569,5 571,5 573,2 585,0 585,5 585,9
Pt kPa | 1169, 1169, 1169, 1271, 1256, 1364, 1364, 1364, 1358, 1358, 1358,
P kPa | 1050, 1054, 1057, 1054, 1136, 1122, 1136, 1148, 1227, 1231, 1234,
M | 0,393 0,387 0,381 0,525 0,382 0,536 0,518 0,503 0,383 0,377 0,372
Vel m/s | 186,1 183,0 180,3 248,2 183,0 256,2 248,2 241,2 185,8 183,0 180,5
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 | 107,8 102,3 097,4 196,5 102,3 206,5 196,5 187,5 107,2 102,3 097,9
alpha/beta| 35,39 34,00 32,70 52,33 34,00 53,69 52,33 51,02 35,25 34,00 32,83
radius m | 0,169 0,178 0,187 0,178 0,178 0,170 0,178 0,187 0,170 0,178 0,187

```

```

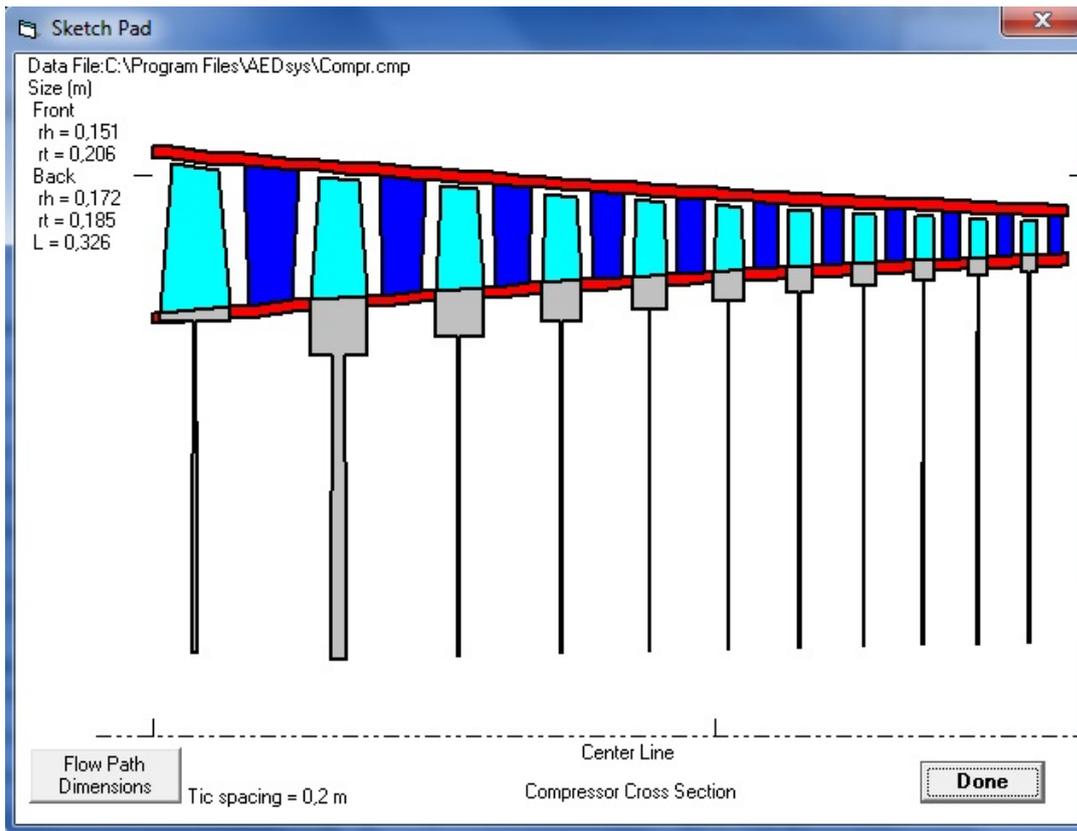
COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.53.19
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 10 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0465 Pt3/Pt1 = 1,1540 DTt =028,02 K AN^2=4,448E+06
Hub R = 0,4536 Dr = 0,5148 Ds = 0,5048 Phis = 0,0300 Eff = 0,8979
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0739 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5409 Dr = 0,4822 Ds = 0,4954 M1R = 0,5416 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0182 Area 2 = 00,0174 Area 3 = 00,0165 m^2
Rotor-Blades/Chord = 114/0,0079 m Stator-Blades/Chord = 120/0,0076 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 602,2 602,2 602,2 616,2 616,2 630,2 630,2 630,2 630,2 630,2 630,2
T K | 585,0 585,5 585,9 585,5 599,5 597,7 599,5 601,1 613,0 613,5 613,9
Pt kPa | 1358, 1358, 1358, 1472, 1455, 1574, 1574, 1574, 1567, 1567, 1567,
P kPa | 1227, 1231, 1234, 1231, 1322, 1308, 1322, 1334, 1423, 1427, 1430,
M | 0,383 0,377 0,372 0,512 0,373 0,521 0,506 0,492 0,374 0,369 0,364
Vel m/s | 185,8 183,0 180,5 248,2 183,0 255,4 248,2 241,8 185,5 183,0 180,7
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 | 107,2 102,3 097,9 196,5 102,3 205,4 196,5 188,3 106,7 102,3 098,3
alpha/beta| 35,25 34,00 32,83 52,33 34,00 53,56 52,33 51,15 35,13 34,00 32,94
radius m | 0,170 0,178 0,187 0,178 0,178 0,171 0,178 0,186 0,171 0,178 0,186

```

```

COMPR V5.00 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Date - 04/12/2013 Time - 23.53.36
Data File:C:\Program Files\AEDsys\Compr.cmp
Corr Flow = 009,20 kg/s Mass Flow = 020,26 kg/s Rotor Speed = 1675 rad/s
Inlet Pt = 245,80 kPa Inlet Tt = 0350,0 K Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant =0,2870kJ/kg-K Poly Eff = 0,900 Phis = 0,0300
COMPRESSOR STAGE: 11 u2/u1 = 1,0000 Rotor c/h = 0,5000 Stator c/h = 0,5000
RESULT: Tt3/Tt1 = 1,0445 Pt3/Pt1 = 1,1469 DTt =028,02 K AN^2=4,029E+06
Hub R = 0,4582 Dr = 0,5137 Ds = 0,5043 Phis = 0,0300 Eff = 0,8980
Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0733 r m = 00,178 m
Tip R = 0,5372 Dr = 0,4837 Ds = 0,4958 M1R = 0,5263 U m = 0298,8 m/s
Flow Area 1 = 00,0165 Area 2 = 00,0157 Area 3 = 00,0150 m^2
Rotor-Blades/Chord = 126/0,0072 m Stator-Blades/Chord = 132/0,0069 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077
Station 1h 1m 1t 1Rm 2Rm 2h 2m 2t 3h 3m 3t
Prop\ -----
Tt K | 630,2 630,2 630,2 644,2 644,2 658,2 658,2 658,2 658,2 658,2 658,2
T K | 613,0 613,5 613,9 613,5 627,5 625,9 627,5 628,9 641,1 641,5 641,9
Pt kPa | 1567, 1567, 1567, 1692, 1674, 1805, 1805, 1805, 1797, 1797, 1797,
P kPa | 1423, 1427, 1430, 1427, 1527, 1514, 1527, 1539, 1639, 1643, 1646,
M | 0,374 0,369 0,364 0,500 0,364 0,508 0,494 0,482 0,365 0,360 0,356
Vel m/s | 185,5 183,0 180,7 248,2 183,0 254,7 248,2 242,4 185,2 183,0 180,9
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 | 106,7 102,3 098,3 196,5 102,3 204,6 196,5 189,1 106,3 102,3 098,6
alpha/beta| 35,13 34,00 32,94 52,33 34,00 53,44 52,33 51,26 35,02 34,00 33,03
radius m | 0,171 0,178 0,186 0,178 0,178 0,171 0,178 0,185 0,172 0,178 0,185

```



5.5 Analisi dei risultati

Nel primo compressore di 10 stadi e una ω di rotazione pari a 870 rad/s si è ottenuto un rapporto di compressione β pari a 6,23 con una lunghezza abbastanza contenuta 0,85 metri (considerando che è lo stadio di bassa pressione). Le variabili di stato dell'aria all'uscita del manifold di scarico del compressore di bassa erano:

- $P_t = 245,8 \text{ Pa}$
- $T_t = 443,9 \text{ K}$

Attraverso uno scambiatore acqua aria si è pensato di abbassare la temperatura dell'aria prima dell'ingresso al compressore di alta pressione fino ad una temperatura di 350 K. Attraverso il secondo compressore di 11 stadi con ω di rotazione pari 1675

rad/s si è potuto ottenere un β di circa 7,3 con lunghezze molto inferiori: 0,326 metri. La temperatura di uscita da quest'ultimo è tuttavia molto elevata 641,5 Kelvin, sarà necessario uno scambiatore di notevoli dimensioni per abbassare la temperatura a quella desiderata di 323 K. Il rapporto di compressione ottenuto complessivamente è 45,6 leggermente inferiore a quello richiesto, ma comunque accettabile.

Capitolo 6

In questo elaborato si è provveduto a sviluppare un'analisi della richiesta del problema e a proporre una soluzione, in particolare è stato dimensionato il sistema di palettature, sia rotoriche che statoriche, necessarie alla compressione del fluido.

6.1 Riassunto specifiche compressore:

Chiaramente 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 65 A010 sia l'ottimale per quanto riguarda la fluidodinamica. Non sono state prese in esame neppure le problematiche relative alle spinte assiali.

Presentiamo ora un piccolo riassunto dei risultati ottenuti del compressore presentate

COMPRESSORE DI BASSA PRESSIONE:

-rapporto di compressione: 6.3

-numero stadi: 10

-lunghezza: 0.85 metri

-ingombri :

- per il primo stadio del compressore raggio di punta della pala 0.39m ,raggio di mozzo 0.24 m

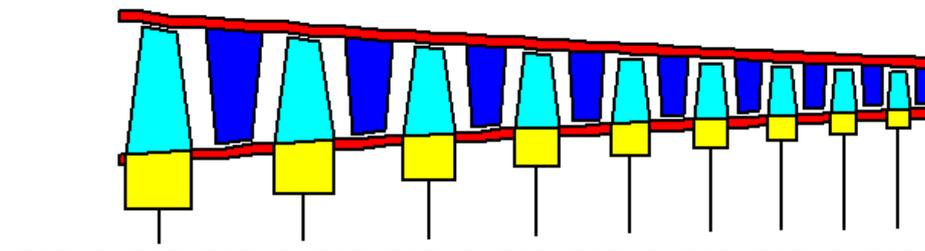


Fig 6.2

-per il secondo stadio del compressore raggio abbiamo un raggio di tip pari a 0.206 m e di hub pari a 0.151 m

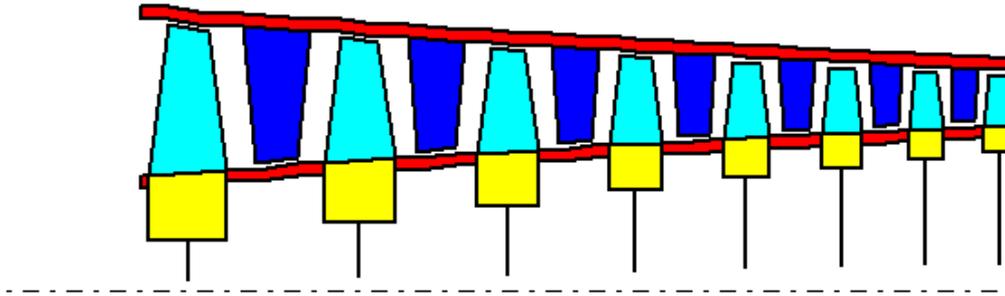


Fig 6.3

-portata massima: 20,27 kg/s

Per quanto riguarda lo studio degli scambiatori si dovrà fare in modo che siano in grado di resistere, per periodi molto lunghi di volo, a pressioni e temperature abbastanza elevate .

6.2 Sviluppi futuri:

Nell'ottica di una serie di possibili sviluppi futuri occorre tenere conto che il progetto è "di massima" quindi andranno riviste le problematiche relative all'avviamento e alla regolazione, al raffreddamento e lubrificazione del compressore. Per quanto riguarda il sistema di raffreddamento dell'aria sarebbe opportuno considerare una seconda interrefrigerazione per evitare salti di temperatura troppo elevati (con ingombri eccessivi dei relativi scambiatori) come accade a valle dell'ultimo stadio. Svolti calcoli accurati per i palettamenti e i dimensionamenti veri e propri; andranno studiati con attenzione anche i materiali da impiegarsi, che devono essere tali da supportare gli sforzi in esercizio per lunghi periodi, al fine allungare gli intervalli previsti per la manutenzione.

Bibliografia

Per la parte relativa ai compressori assiali:

- “Elements of propulsion, gas turbin and rockets” J.Mattingly (2006)
- Tesi dell’ing. Marco Cangini.
- Tesi dell’ing.Filippo Castellari.
- “Motori Endotermici “ D. Giacosa. Hoepli, Milano, 2000.

Per la parte relativa al motore Diesel:

- Tesi dell’ing.Arfeffi
- “Motori Endotermici “ D. Giacosa. Hoepli, Milano, 2000.