

**ALMA MATER STUDIORUM-UNIVERSITA' 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

**OTTIMIZZAZIONE DI UN MOTORE DIESEL  
AERONAUTICO PER VOLO STRATOSFERICO**

CANDIDATO

Castellari Filippo

RELATORE

Ing. Piancastelli Luca

Anno Accademico 2012-2013

Sessione I<sup>a</sup>

# 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 Tipologie di propulsori.....	8
2.3 Diesel aeronautici.....	26

## **CAPITOLO 3**

### **Studio fluidodinamico**

3.1 Compressore Assiale.....	28
3.2 Introduzione allo studio.....	29
3.3 Studio triangoli velocità.....	30
3.4 Parametri e nozioni fondamentali.....	32
3.5 Lavoro specifico per stadio.....	35
3.6 Fattore di diffusione.....	36

3.7 Scambio energetico e rapporto di compressione.....	38
3.8 Fattori che influenzano il rapporto di compressione.....	40
3.9 Considerazione sui parametri di stadio.....	42
3.10 Metodo di risoluzione.....	44
3.11 Parametri caratteristici.....	46
3.12 Soluzioni generali.....	47

## **CAPITOLO 4**

### **Analisi profili**

4.1 Profili palari.....	50
4.2 Profili Naca.....	53
4.3 Progetto della pala.....	54
4.4 Performance delle pale.....	55
4.5 Considerazione sulle scelte.....	60

## **CAPITOLO 5**

### **Svolgimento del progetto**

5.1 Scopo del progetto.....	62
5.2 Prestazioni richieste.....	63
5.3 Calcolo parametri caratteristici.....	64
5.4 Definizione degli angoli del palettamento.....	69
5.5 Risultati.....	74
5.6 Commento ai risultati.....	83
5.7 Ipotesi interrefrigerata.....	84
5.8 Incremento velocità di rotazione.....	93
5.9 Dimensionamento di massima della turbina.....	95
5.10 Analisi dei risultati.....	100

## **CAPITOLO 6**

6.1 Riassunto delle specifiche.....101

6.2 Sviluppi futuri.....104

**BIBLIOGRAFIA**.....105

# 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 da Tournaire.

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 m<sup>3</sup>/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.

# 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 pistoni, 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.)

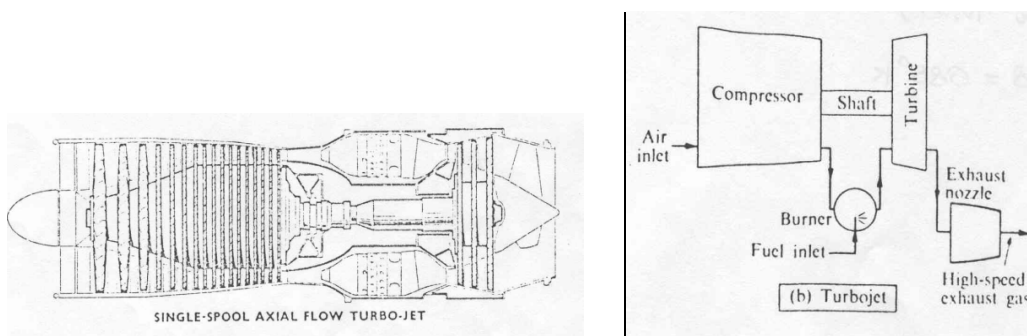


Figura 2.1

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.

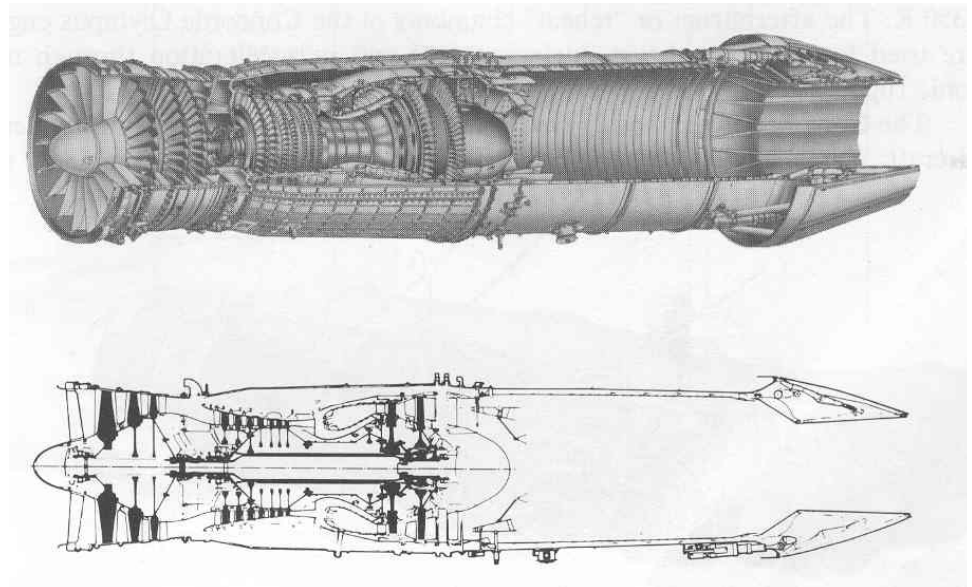
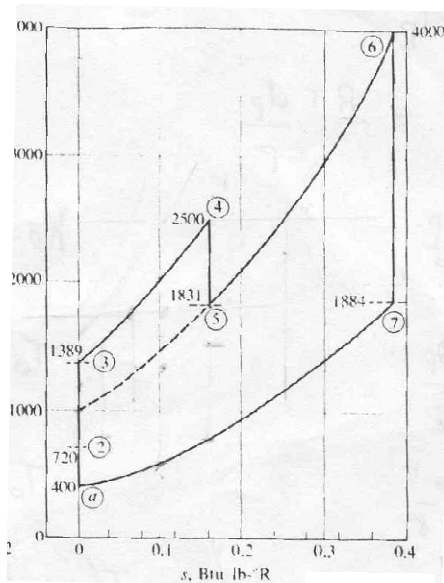


Fig 2.2

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)

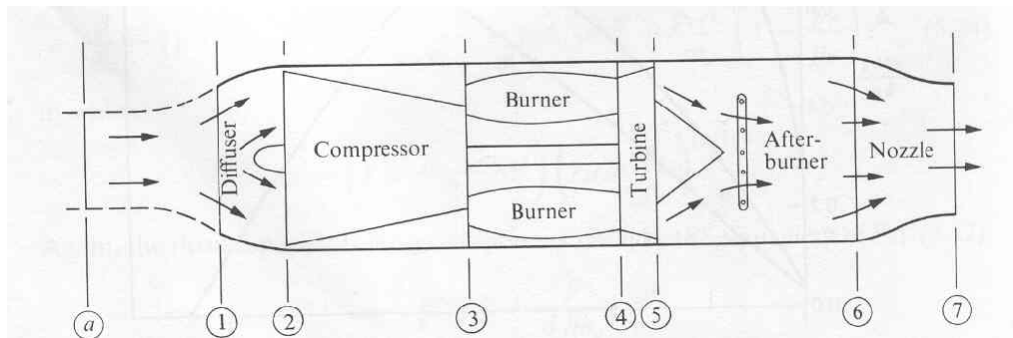


Fig 2.3

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.

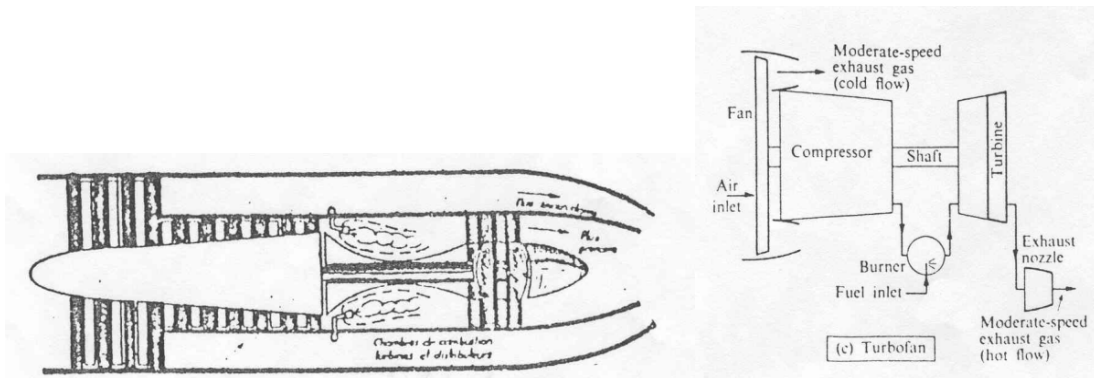


Figura 2.4

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  $\beta_f$ .

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

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

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  $\beta_f$ .

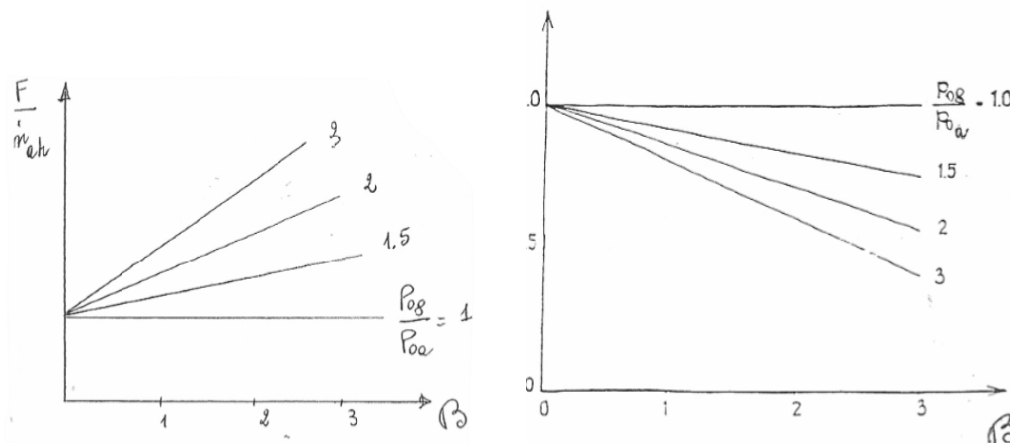


Figura 2.5-2.6

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  $\beta_f$  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.

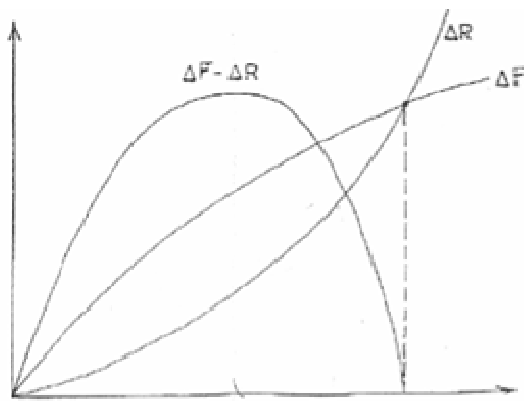


Figura 2.7

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

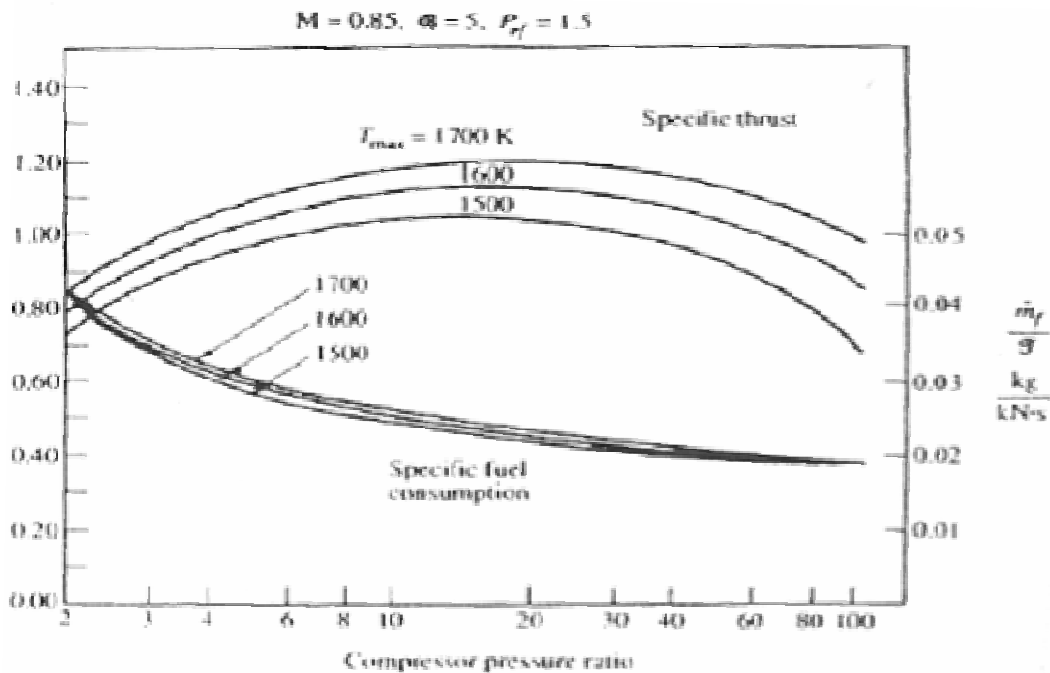


Figura 2.8

## Turboelica

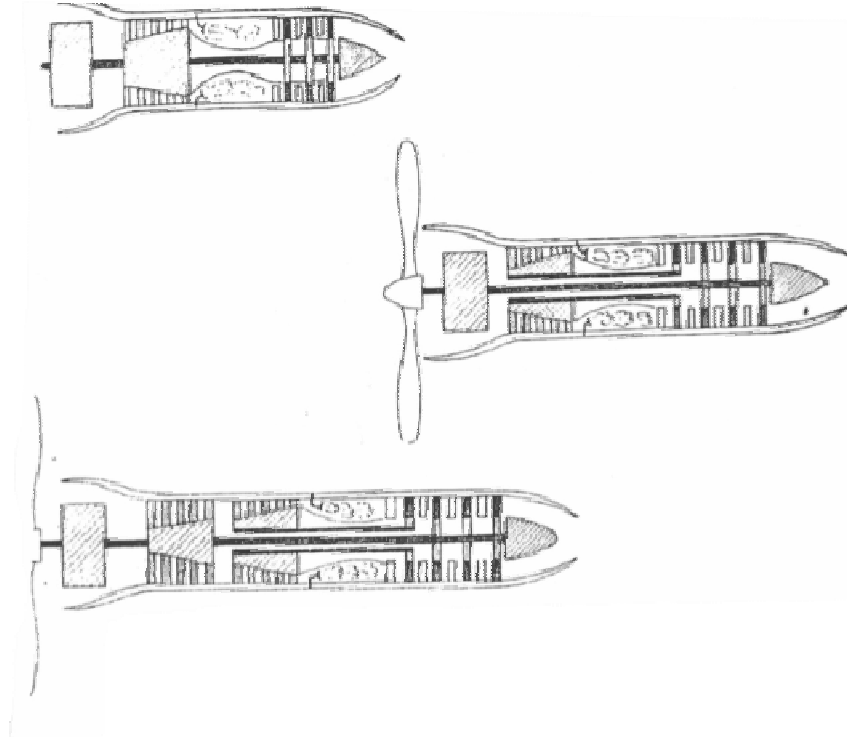
Per velivoli utilizzati nel basso subsonico allo scopo di avere un ottimo rendimento propulsivo è consigliabile utilizzare una turboelica.

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  $\Pi$  è la Potenza all'albero dell'elica. La Potenza  $\Pi$  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  $\Delta H_i$  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  $\eta_t$  e  $\eta_r$  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  $\alpha$  e uguagliando a zero la (14) si ottiene il valore ottimo di  $\alpha$  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,  $\alpha$  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)**

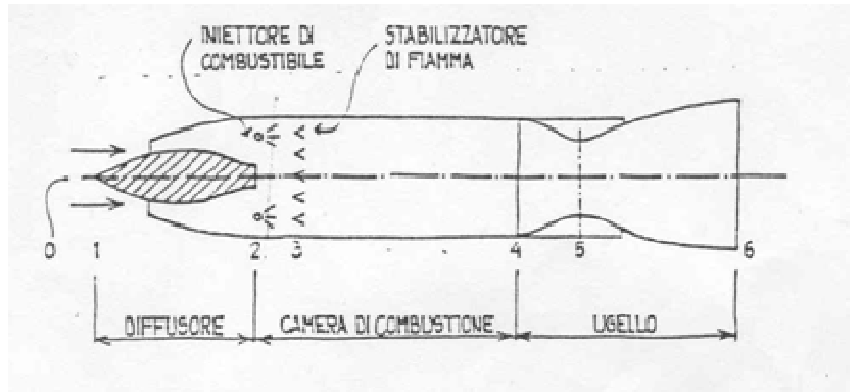
Per superare il limite di funzionamento del turboreattore si deve eliminare la causa del limite e cioè la turbina. Ciò comporta anche l'eliminazione del compressore. Ciò permette di realizzare temperature di combustione più elevate e di conseguenza velocità di efflusso più elevate. La eliminazione del 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

$$\text{ha } M_u = M_0 \text{ e quindi: } V_u = \frac{a_u}{a_0} V_0$$

Essendo:

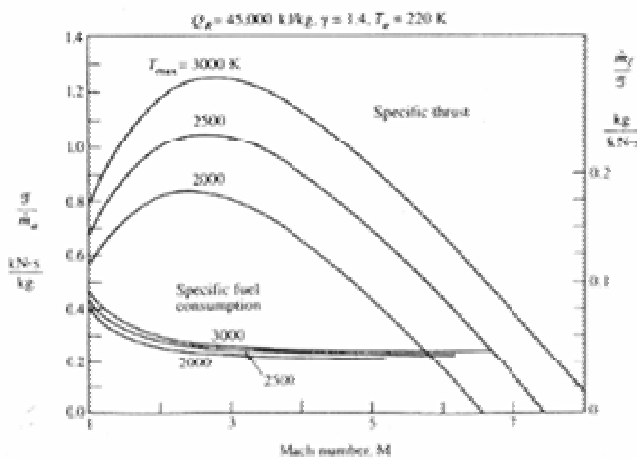
$$\frac{T_u}{T_a} = \frac{T_{0u}}{T_{0a}} = \frac{T_{06}}{T_{0a}}$$

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 aeree:**

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.

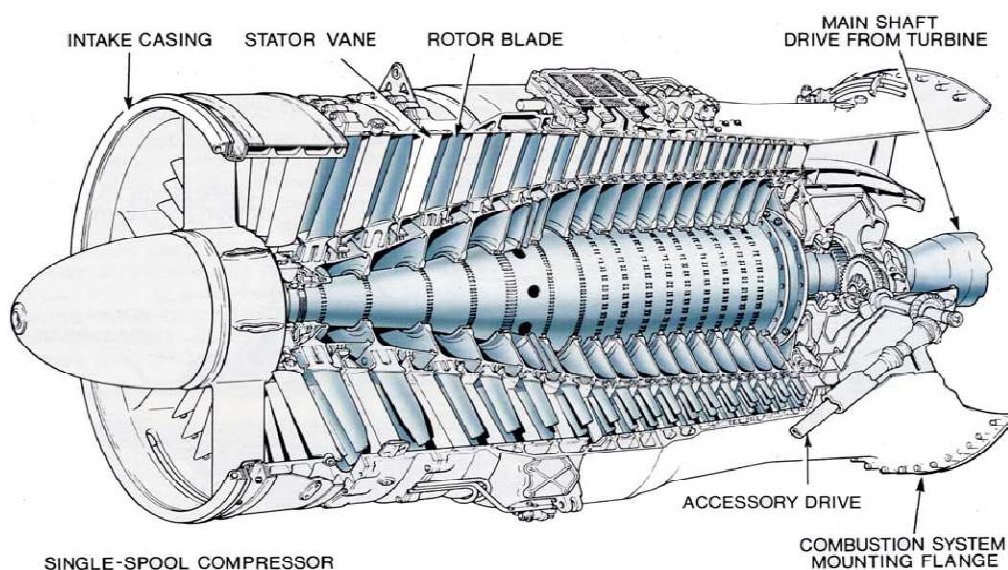


Fig 3.1: Schema di un compressore assiale aeronautico

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  $\beta$  del singolo stadio è basso, dell'ordine di 1,2-1,3 data la modesta curvatura accettabile per i profili. Un  $\beta$  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**

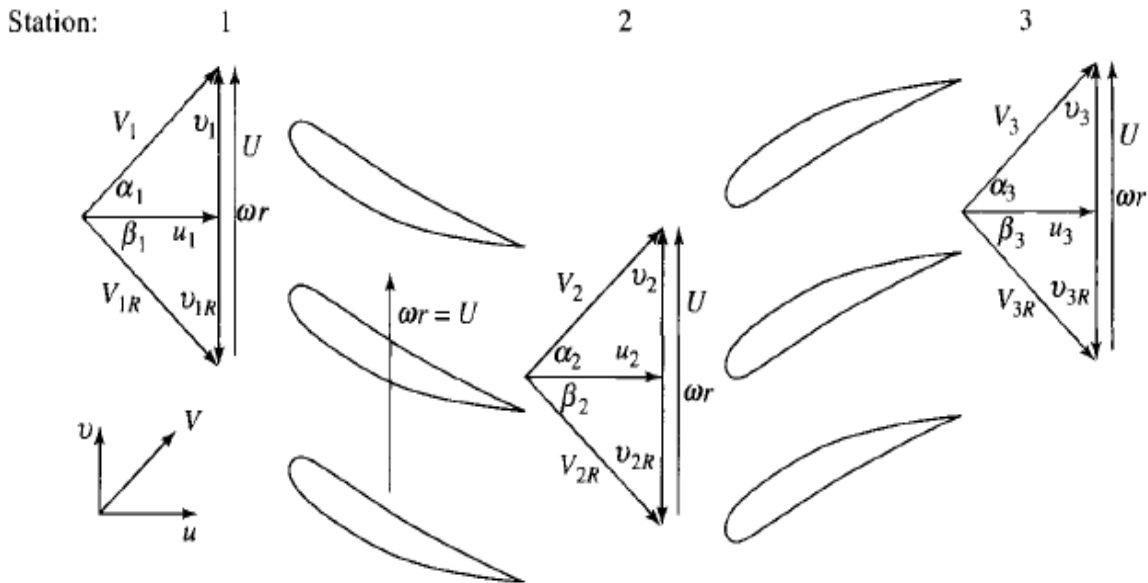


Fig3.2: Rappresentazione dei triangoli di velocità

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  $\omega r$  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  $\omega r$  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  $P_3$ .

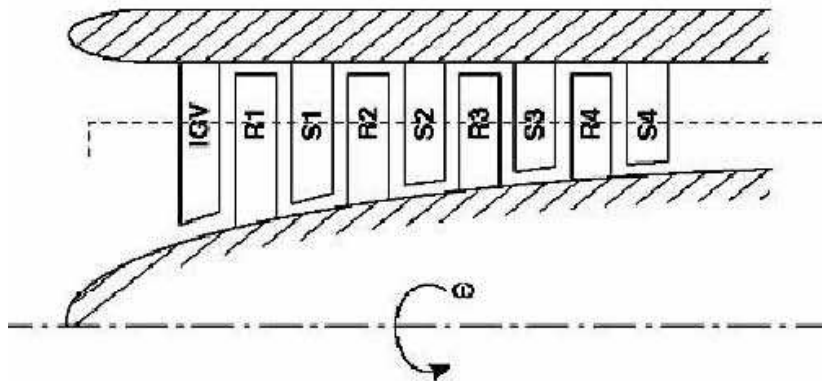


Siccome la velocità in uscita dallo statore  $V_3$  è uguale alla velocità  $V_1$  possiamo trovare i triangoli di velocità per ogni stadio del compressore.

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

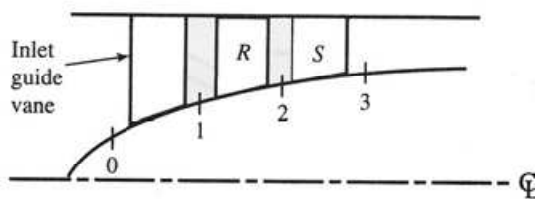


**FIG3.3:** compressore assiale a 4 stadi con prepalettamento (IGV)

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  $\eta_c$  e  $\eta_t$  variano quando varia il rapporto di compressione.

Queste considerazioni hanno portato all'introduzione del concetto di *rendimento politropico*  $\eta_p$ , 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

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

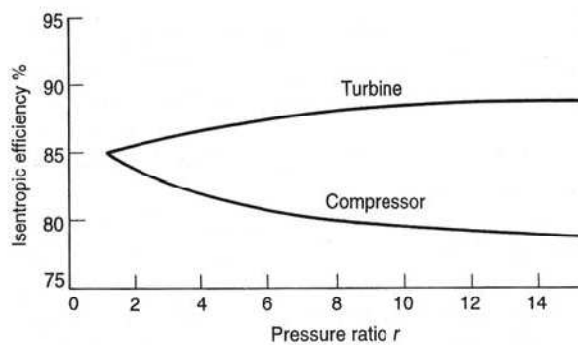


Fig3.4: mostra la variazione del rendimento di compressione in base al rapporto di compressione.

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  $\Delta H$ ) 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

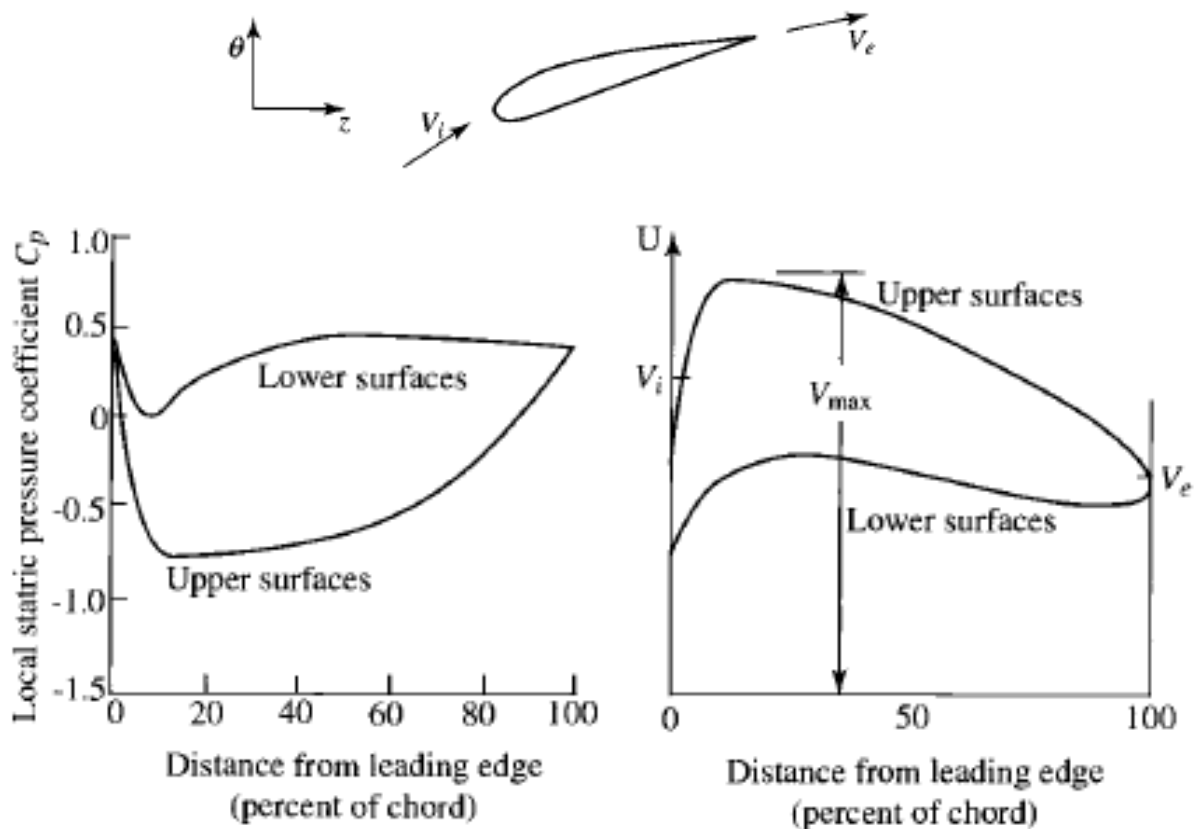


Fig3.5:Rappresentazione di  $C_p$  e  $U$  nelle due facce della paletta

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 diffusione (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:  $D = 1 - \frac{V_e}{V_i} + \frac{|v_i - v_e|}{2\sigma V_i}$

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  $\Delta h_0$  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  $\Delta h_0$  ed R: dalle relazioni di  $\Delta h_0$  ed R:

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

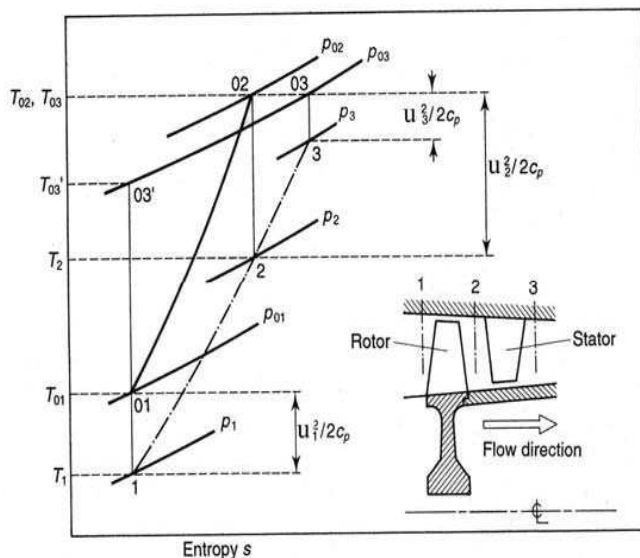


Fig 3.6: Diagramma T-s della fase di compressione.



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  $\sigma_{ct}$  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:

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

$\rho_p$  è la densità del materiale con cui è costruita la paletta.

$\omega$  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

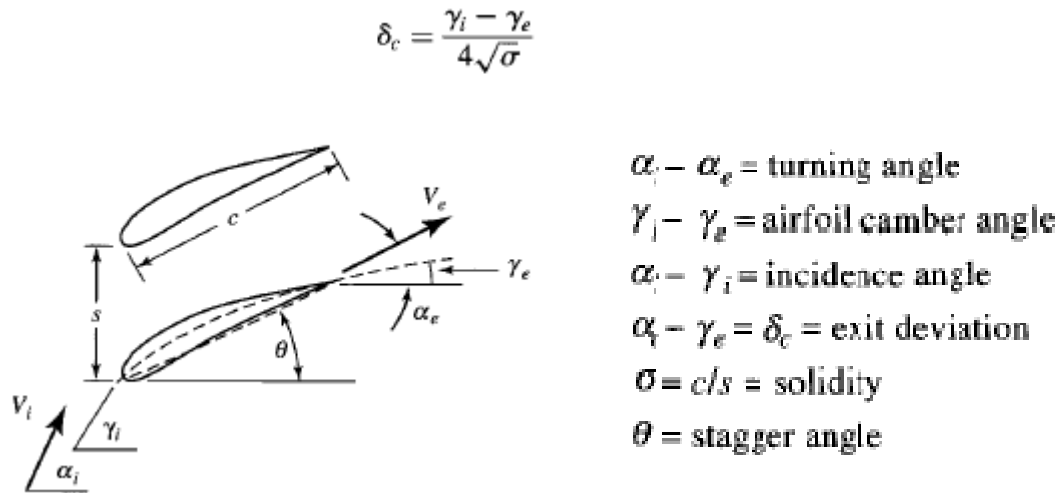


Fig 3.7: Rappresentazione della Chamber Line

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

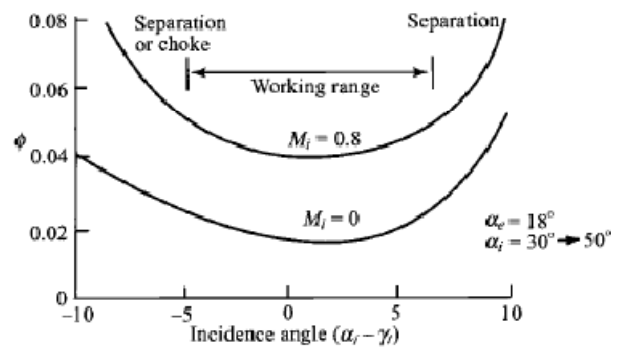
$\Phi = \frac{u_1}{\omega r}$  Per i compressori assiali abbiamo un range per questo parametro che va 0.45-0.55 al raggio medio del compressore.

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:

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

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

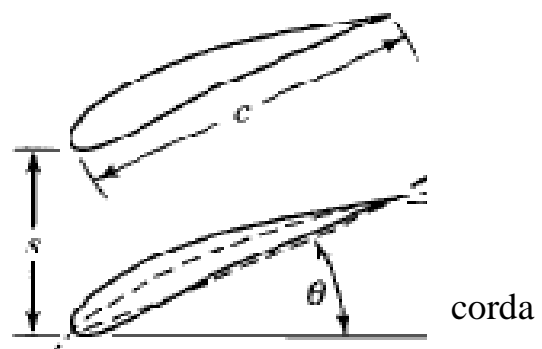


Dal grafico si vede come le perdite dipendano dagli angoli di incidenza dalla velocità in ingresso

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 o 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:

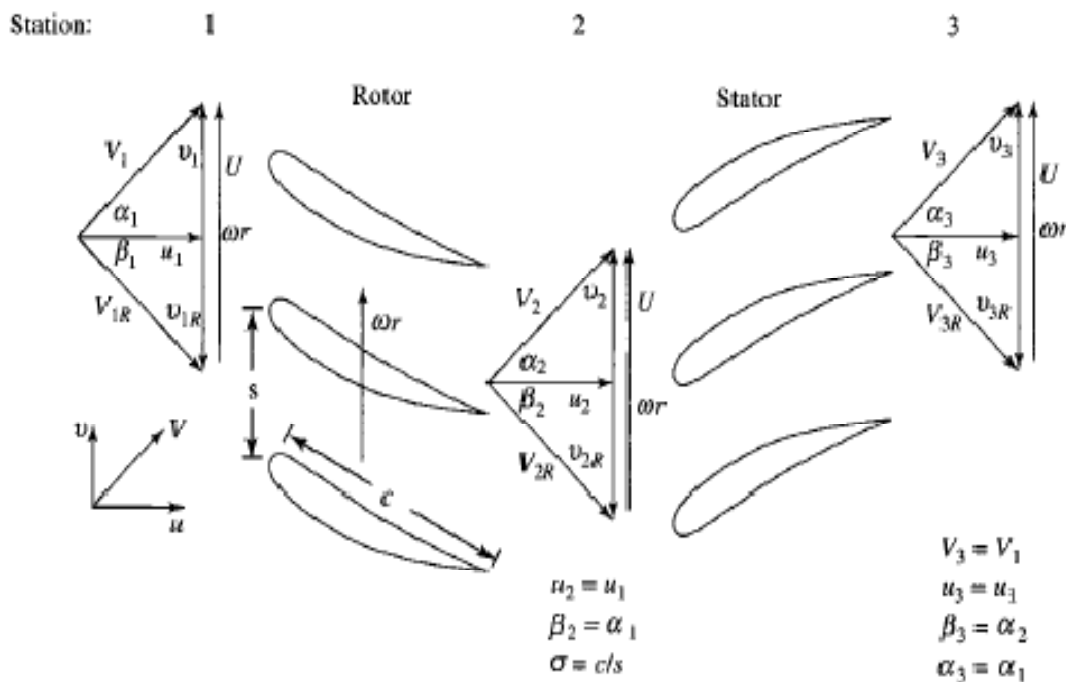


Fig 3.10 Condizioni di design multistadio

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:  $D$ ,  $M$ ,  $\gamma$ ,  $\sigma$ ,  $\eta$

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  $\alpha_2$  :

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

Da cui ricaviamo il valore appunti di  $\alpha_2$ :

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

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  $\alpha_2$  per ogni determinato valore dell'angolo di ingresso del fluido  $\alpha_1$  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:

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

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:



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

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).

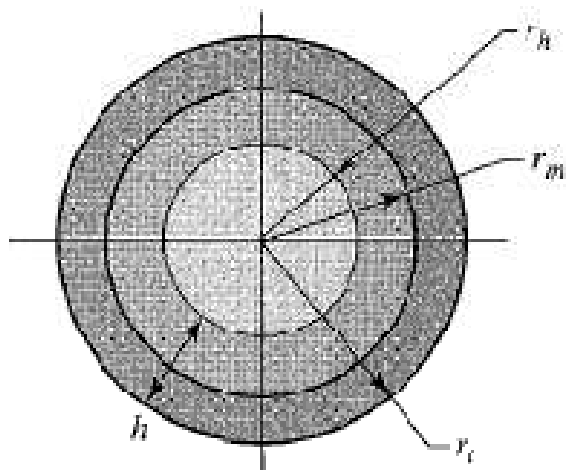
Da cui  $A_t = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{t1}}}{P_{ti}(\cos \alpha_1)MFP(M_1)}$

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:

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

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



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

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

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

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

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

Fig3.11:Rappresentazione delle 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  $\theta$ .

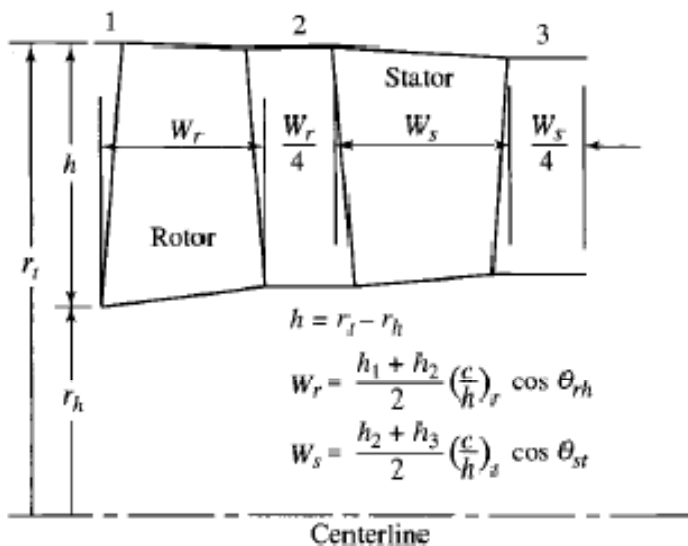


Fig3.12: dimensioni assiali

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

Dove  $\gamma_i$  e  $\gamma_e$  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 statori a geometria variabile. Inoltre, i compressori di solito sono assemblati utilizzando un set limitato di stadi standardizzati e telai per soddisfare le particolari specifiche del cliente. Questi elementi possono variare sostanzialmente da macchina a macchina per far fronte a requisiti completamente diversi in termini di portata di massa, rapporto di compressione, proprietà del gas, taglia del rotore, numero di stadi, numero di Mach, e numero di Reynolds.

È pratica normale, in tali compressori, usare stadi definiti "repeating stages" che presentano elementi successivi con uguali pale per i rotori e gli statori mentre le altezze della schiera palare sono progressivamente 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.

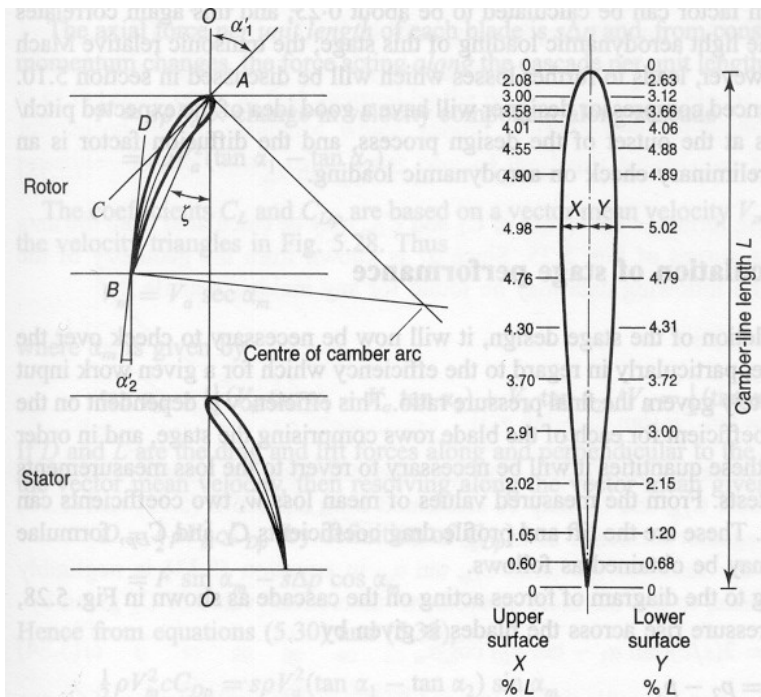


Fig 4.6 :Esempio delle caratteristiche della pala



**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)

$C_{DP} \rightarrow$  coefficiente di attrito (drag) del profilo

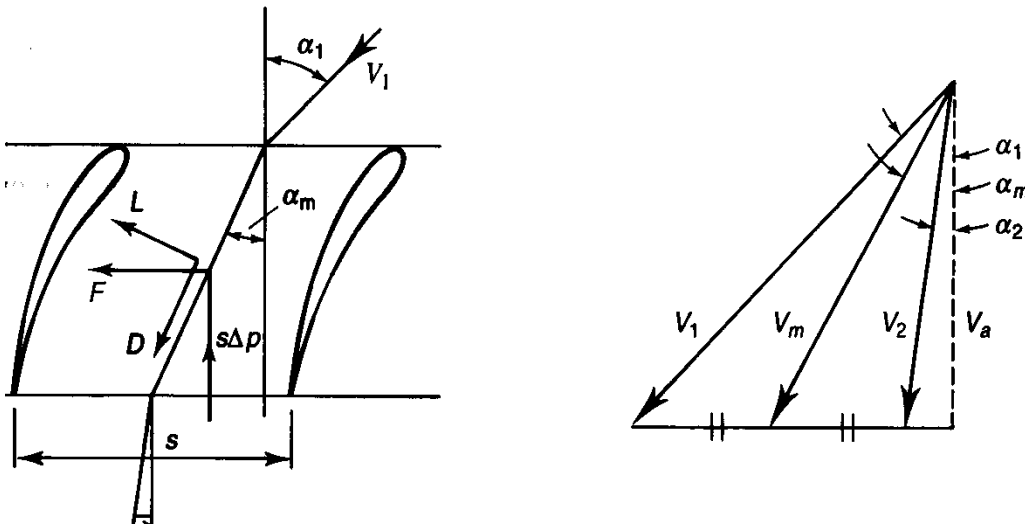


Fig 4.7 diagramma delle forze: si vede la direzione che hanno le forze sul profilo

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:

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

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

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  $\alpha_m$  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 progetto corrispondente alla curva di deflessione (Fig 7 ). Questa curva che è designata per valori fissati del rapporto  $s/c$ , ma non per l'angolo

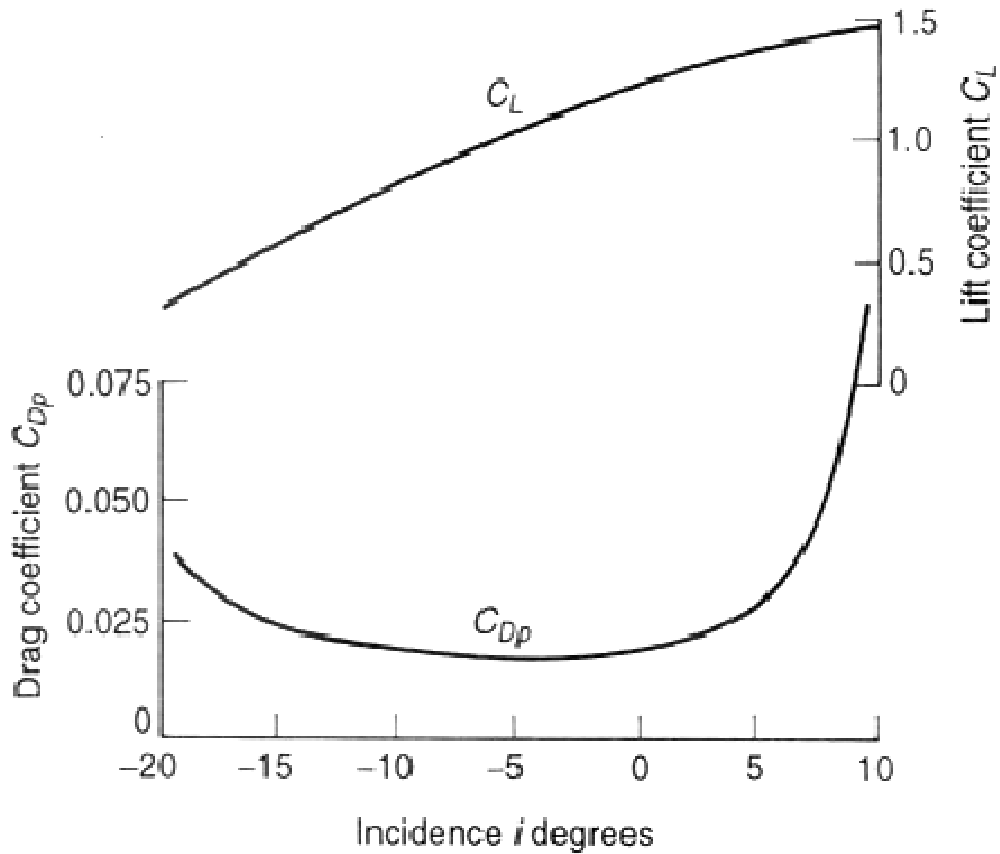


Fig 4.8: Grafico che mostrano l'andamento di  $C_L$  in base all'angolo di incidenza

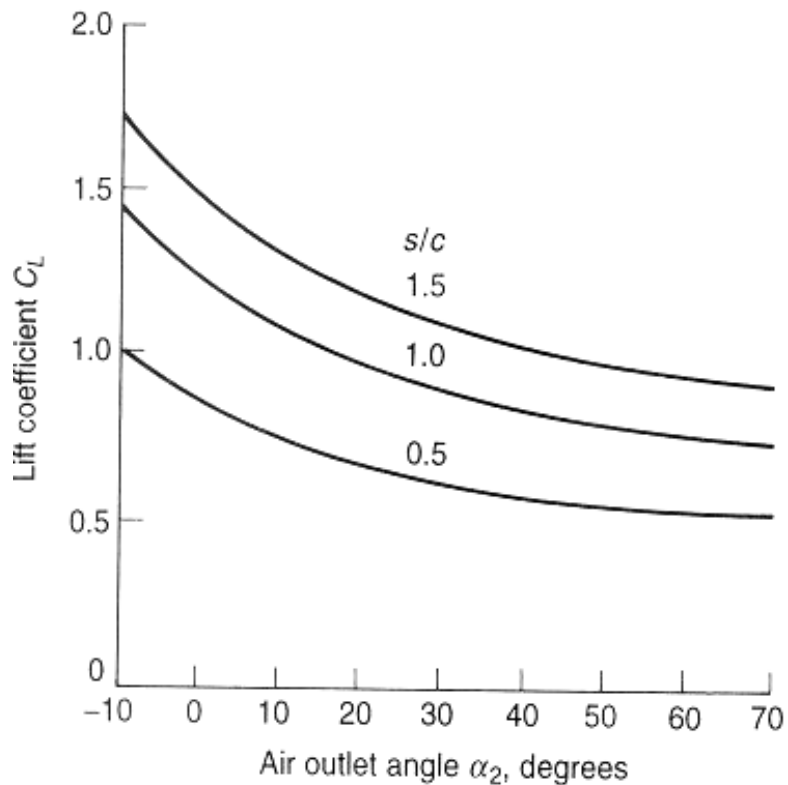


Fig 4.9: Grafico che mostrano l'andamento di  $C_L$

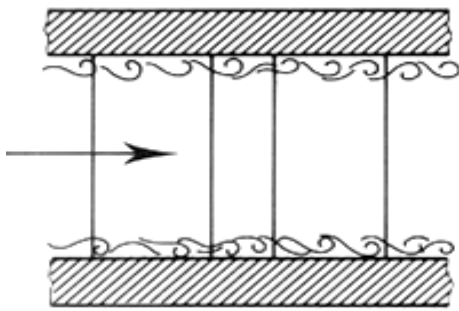
in base all'angolo di uscita del fluido e del rapporto ( $h/c$ )

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)

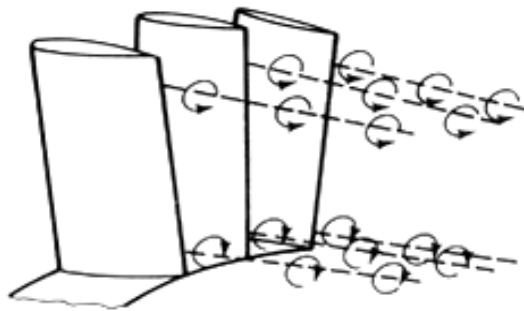
perdite di vorticosità (b)

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



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

Fig 4.10: Annulus drag



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

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 palette 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

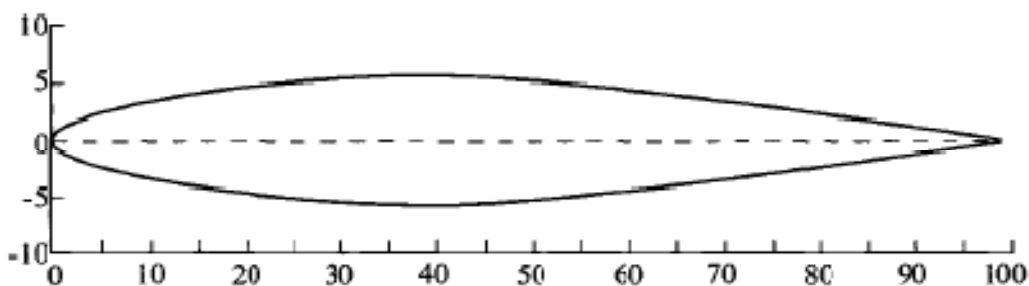


Fig 4.12: Profilo Naca 650010A

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.

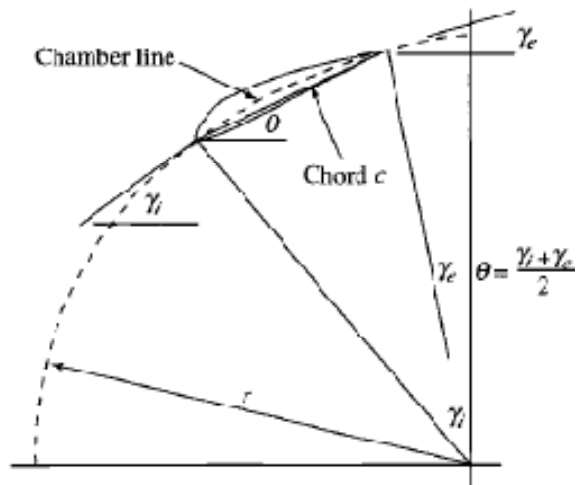


Fig 4.13: Rappresentazione curvatura paletta

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**

Il nostro compito è quello di progettare un compressore assiale pluristadio con lo scopo di sovralimentare un motore diesel, ad uso aeronautico.

Verranno sviluppate due ipotesi, entrambe volte a cercare di migliorare il rendimento del sistema compressore-motore endotermico; nello specifico infatti nel calcolo dei compressori assiali per motori a turbina il surriscaldamento del fluido operante, nel nostro caso aria, non viene considerato un problema anzi maggiore è la temperatura del fluido in ingresso nella camera di combustione migliore sarà il rendimento. Nel nostro caso invece occorrerà prestare attenzione a questo fattore in quanto l'aria in ingresso andrà raffreddata fino ad una temperatura di circa 60-70°C per garantire un rendimento ottimale del motore diesel. A questo proposito saranno proposte due soluzioni, la prima prevede l'uso di un intercooler di grandi dimensioni a valle del compressore, la seconda invece prevede l'uso di due intercooler di minori dimensioni: uno a valle dell'intero compressore mentre l'altro sarà montato all'interno del compressore stesso per raffreddare l'aria proprio durante la compressione stessa. Questa seconda ipotesi dovrebbe incrementare anche il rendimento della macchina operatrice in quanto abbassando le temperature del fluido ne ridurrebbe anche l'espansione volumetrica incrementando di conseguenza la portata a parità di numero di giri.



## 5.2 Prestazioni richieste

Le prestazioni richieste al compressore sono dettate dalle esigenze del motore stesso, infatti nota la potenza sviluppata dal motore, 36000 hp, si può ricavare la portata massica di combustibile attraverso la formula

$$\dot{m}_{comb} = \frac{P_m \cdot 735,5}{K_{jp4} \cdot \eta_m} = 1,7 \text{ kg/s}$$

A questo punto possiamo calcolare la portata d'aria, noto l'eccesso d'aria pari a 20

$$\text{Da cui } \dot{m}_{aria} = \dot{m}_{comb} \cdot e_a = 34,9 \text{ kg/s}$$

Noti i seguenti valori

Quota massima = 10000 m;  
 Portata d'aria = 34,9 kg/s;  
 Pressione in ingresso = 26436,27 Pa;  
 Temperatura in ingresso = 223,15 K;  
 Costante gas perfetti = 287 J/kg\*K;  
 $\beta=20$ ;  
 $\eta_c=0,15$ ;  
 Velocità velivolo = 2,2 Mach.  
 $\gamma=1,400$   
 $C_{p,aria}=1005 \text{ J/kg*K}$

Calcoliamo ora alcune grandezze necessarie per i calcoli successivi:

Siccome la velocità del velivolo è molto alta si è pensato di inserire un ugello con lo scopo di ridurre la velocità del fluido, fino a mach 0.3 e al contempo di incrementare la pressione statica, a valle dell'ugello si ottengono un rapporto di compressione pari a 2, una pressione di 52872.5 Pa ed una temperatura  $T_i$  di 272 K ed una temperatura di uscita dal compressore:

$$T_{out} = \Delta_{tT} = T_i (\beta^{(\gamma-1)/(\gamma-\eta_c)} - 1) = 437 \text{ K}$$

Calcoliamo inoltre la potenza necessaria ad ottenere quanto sopra, tale potenza verrà fornita dalla conversione dell'energia cinetica dei gas di scarico.

$$L_{re} = c_p(T_2 - T_1) = 202 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{re} = \dot{m} L_{re} = 7054418 \text{ W} = 7054 \text{ kW} = 9590 \text{ hp}$$

### **5.3 Calcolo parametri caratteristici**

A questo punto per procedere nel dimensionamento del compressore assiale si procede nel seguente modo, si effettuano le scelte relativamente a :

- 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;

I punti a,b,c sono stati imposti seguendo le seguenti linee guida:

a) Velocità di rotazione dell'albero:

La velocità angolare del compressore in genere viene definita dalla velocità di rotazione del motore, nel nostro caso però è stato possibile svincolarsi da tale limite in quanto la girante verrà trascinata da una turbina mossa dai gas di scarico pertanto non avendo limitazioni di sorta, se non quelle strutturali della stessa turbina, abbiamo optato per una velocità di rotazione relativamente bassa; nello specifico  $\omega$  è stata presa pari a 900 rad/s. Questo ci ha consentito di mantenere la velocità periferica di punta della paletta al di sotto dei 340m/s.

b) Scelta della velocità del fluido in ingresso:

È uno dei parametri più importanti e su cui possiamo giostrare maggiormente per cercare di avere un campo di scelte maggiore. Infatti l'aumento della velocità di ingresso è proporzionale al rapporto di compressione per stadio, cioè un aumento del numero di Mach

in ingresso aumenta il rapporto di compressione ottenibile.

Considerando che all'ingresso abbiamo un Mach di 0,3, decidiamo attraverso un pre\_palettamento (IGV) di portare la velocità d'ingresso al primo stadio fino ad un Mach di 0,5.

c) Angoli di attacco  $\alpha_1, \alpha_2$ , solidità  $\sigma$

Sono parametri molto importanti in quanto influenzano, per quanto riguarda gli angoli, la portata del compressore mentre la solidità gli ingombri del compressore stesso

Il punto d) è la verifica che i valori imposti nei punti a), b), c) rispettino i valori sotto elencati

	<b>PARAMETRI</b>	<b>RANGE di PROGETTO</b>
	Velocità periferica di punta	425-460 m/s
	Fattore diffusione D	0.45-0.55
	Rapporto $R_{hub}/R_{tip}$ ingresso	0.6-0.75
	Rapporto $R_{hub}/R_{tip}$ uscita	0.9-0.92
	Flow coefficient	0.45-0.55
	Stage loading coefficient	0.3-0.35
	Angolo ingresso fluido $\alpha_1$	30°-45°
	Solidità $\sigma$	0.8-1.2

Tab 1

### e) CALCOLO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE PER STADIO

Il rapporto  $\tau_s$  per stadio è fondamentale nel calcolo del numero di stadi necessari per ottenere il rapporto di compressione richiesto, si ricava a partire da

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

Dove il termine  $M_1$  è il numero di Mach in ingresso al compressore e i valori  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  sono gli angoli di incidenza: tali valori sono stati posti pari a  $\alpha_1=34^\circ$  e  $\alpha_2=54^\circ$

Risulta quindi un rapporto di compressione per stadio pari a 1.094. Possiamo calcolare l'incremento di temperatura per stadio tramite

$$\Delta T_i = T_u / (\tau_s - 1)$$

Pari a 25.6°K/stadio di compressione

### CALCOLO DEL NUMERO DI STADI

Una volta noto il rapporto di compressione per stadio è facile, tramite la formula  $N_s = \Delta T / \Delta T_i$

calcolare il numero di stadi, che risulta pari a 17.

### CALCOLO AREA ANNULUS

Con i dati in nostro possesso possiamo ora calcolare la così detta "Area annulus" ovvero l'area anulare del compressore, quella in cui può effettivamente fluire l'aria sospinta dalle palettature rotoriche.

Tale area si ricava mediante la seguente formula

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

dove  $MFP(M_1)$ , ovvero il parametro di flusso di massa, si ricava come

$$MFP(M_1) = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t1}}}{A \cdot p_{t1}} = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \cdot M_1 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{(\gamma+1)}{2 \cdot (\gamma-1)}} = 0,04043$$

considerando la costante universale dei gas , R, pari a 8.314 J/mol\*°K

Sostituendo quindi  $MFP(M_1)$  nella formula dell'area anulare otteniamo quindi che l'area anulare risulta pari a 0.346 m<sup>2</sup>.

### CALCOLO $R_{tip}$ e $R_{hub}$

Nota l'area annulus andiamo a calcolare il raggio di punta della palettatura ( $r_{tip}$ ) e il raggio di mozzo ( $r_{hub}$ ) sfruttando tra le altre la relazione riportata in tabella 1 seconda la quale il rapporto tra  $r_{tip}$  e  $r_{hub}$  deve essere compresa tra 0.6 e 0.75; per contenere le dimensioni del compressore prendiamo  $r_{tip}/r_{hub}=0.6$ . Si ricava quindi dalla relazione

$$A = (r_{tip}^2 - r_{hub}^2)\pi$$

Che il valore di  $r_{tip}$  è pari a 0.415 m e  $r_{hub}$  è uguale a 0.25 m

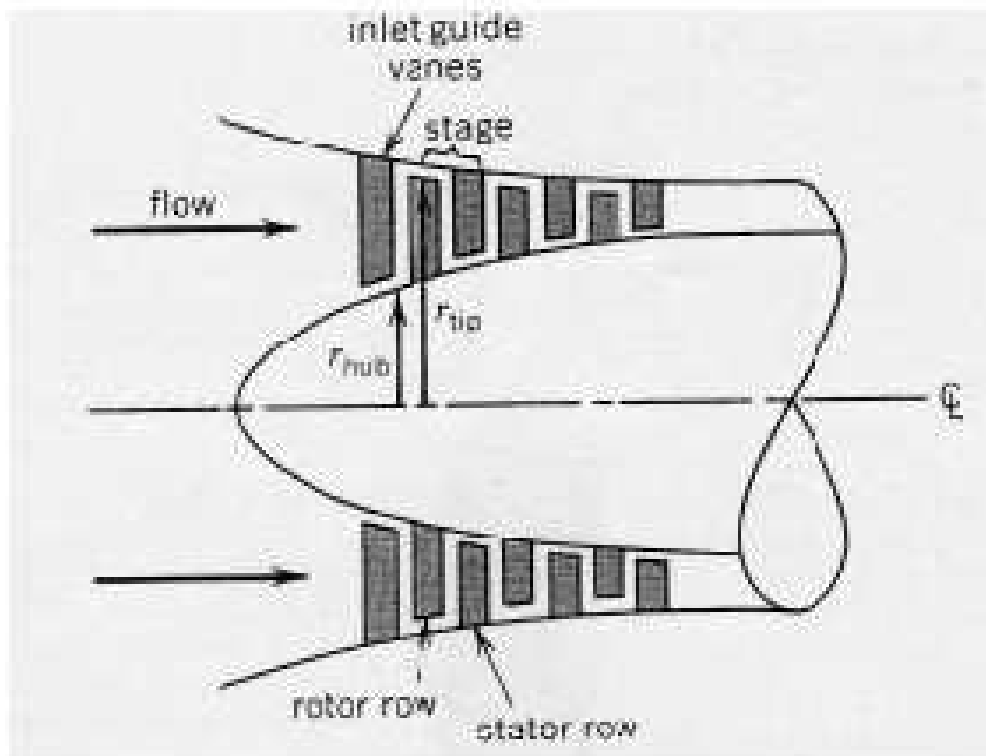


Fig 5.1 Sez. compressore

$$\text{Raggio medio} = (r_{\text{tip}} + r_{\text{hub}}) / 2 = 0.34 \text{ m}$$
$$H_{\text{pala}} = 0.165 \text{ m}$$

Facciamo ora una piccola verifica, nello specifico calcoliamo la velocità della punta della pala del rotore tramite la relazione

$$V_{\text{tip}} = \omega_r * r_{\text{tip}} = 900 \text{ rad/s} * 0.415 \text{ m} = 373,5 \text{ m/s}$$

Tale valore pur non essendo inferiore a 340 m/s, numero di Mach, è ancora sufficientemente basso da permetterci di utilizzare per la pala un profilo NACA65010 per basse velocità.

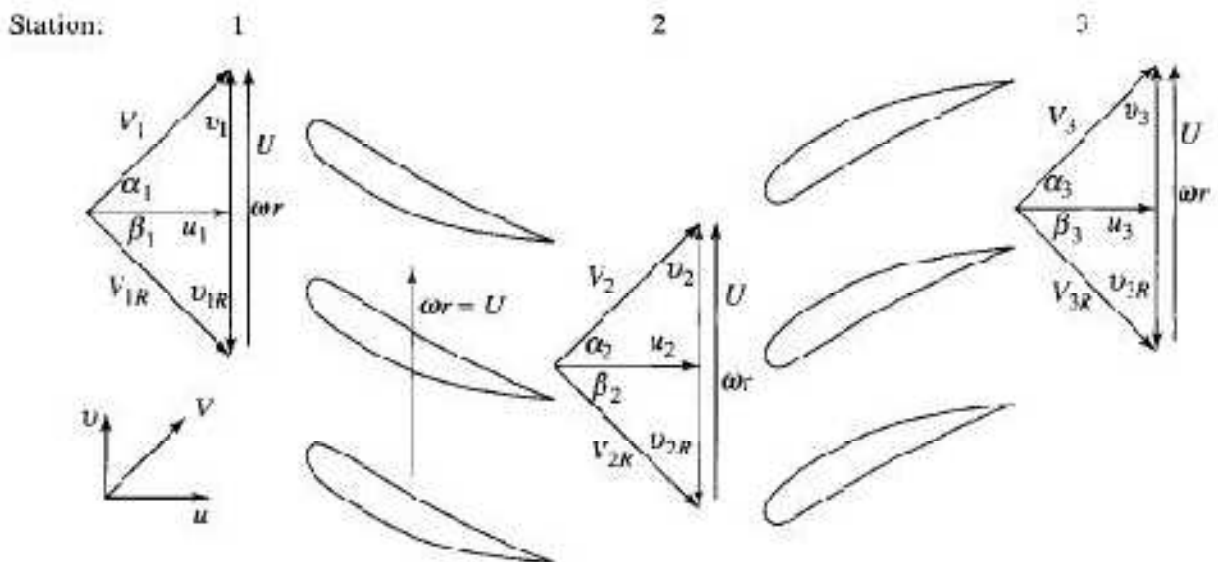
Ricordiamo che i valori calcolati fino ad ora sono validi per entrambe le ipotesi di progetto.

### 5.4 Definizione degli angoli del palettamento

#### CALCOLO ANGOLAZIONE DELLE PALE

Vediamo ora come studiare l'orientamento delle pale per quanto riguarda il primo stadio.

Calcolo degli angoli caratteristici:



Calcoliamo ora le velocità per ogni fase del compressore dalle relazioni fra le velocità elencate di seguito:

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 prima cosa però occorre conoscere la velocità di ingresso nel compressore, supponiamo di inserire un IGV (inlet guide vane) che amplia il range operativo del compressore in quanto, agendo sull'inclinazione delle pale, modifica la velocità di ingresso nel compressore stesso. posto Mach 0,5 otteniamo:

$$V_1 = \sqrt{\gamma RT_1} \cdot M_1 = 168.5 \text{ m/sec}$$

Grandezze in ingresso al *rotore*:

$$u_1 = V_1 \cos \alpha_1 = 139.7 \text{ m/sec}$$

$$v_1 = V_1 \sin \alpha_1 = 94.22 \text{ m/sec}$$

$$U_{media} = \omega \cdot r_m = 299 \text{ m/sec}$$

$$v_{1R} = U_{media} - v_1 = 204.8 \text{ m/sec}$$

$$V_{1R} = \sqrt{u_1^2 + v_{1R}^2} = 168.5 \text{ m/sec}$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{U_{media}}{v_1} = 72.3^\circ$$

Grandezze in ingresso allo *statore*:

$$T_2 = T_u \cdot \tau_s = 297,90K$$

$$\beta_2 = \alpha_1 = 34^\circ$$

$$u_1 = u_2 = 139.7 \text{ m/s}$$

$$v_{2R} = u_2 \cdot \tan \beta_2 = 92,44 \text{ m/sec}$$

$$V_{2R} = \sqrt{u_2^2 + v_{2R}^2} = 168.5 \text{ m/sec}$$

$$v_2 = U_{media} - V_{2R} = 130,63 \text{ m/sec}$$

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 650010A.



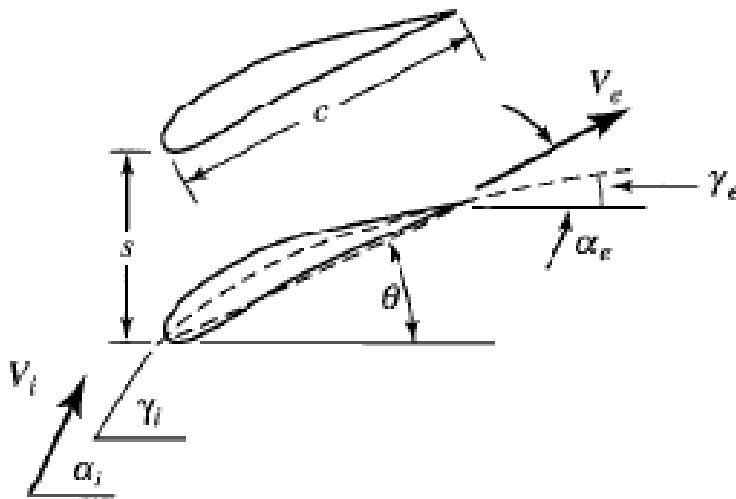


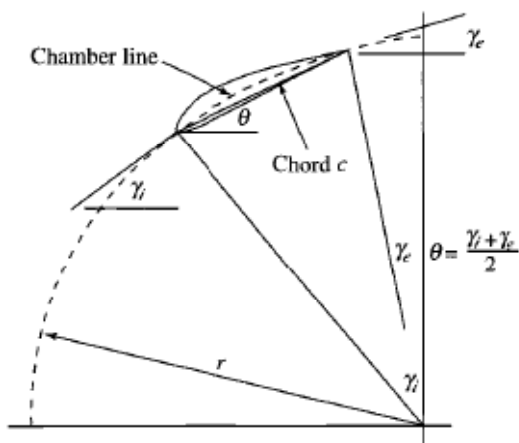
Fig5.2: Angoli caratteristici paletta

Siccome  $\beta_1 - \gamma_i = 0 \rightarrow \beta_1 = \gamma_i = 72.30^\circ$

Procediamo con il calcolo di  $\gamma_e$  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  $\alpha_e$  corrisponde a  $\beta_2$  e che per ipotesi sullo studio di compressori multistadio  $\alpha_e = \beta_2 = \alpha_1 = 34^\circ$



Da cui riusciamo a calcolare

$$\gamma_e = 19.14^\circ$$

Fig5.3 : raggio della chamber line

Dove come mostrato  $\theta = \frac{(\gamma_i + \gamma_e)}{2} \rightarrow \text{Primo stadio} \rightarrow \theta = 45.7^\circ$

$$r = \frac{c \sin \theta}{\cos \gamma_e - \cos \gamma_i} = 92.1 \text{ mm}$$

Fatte queste considerazioni possiamo quindi raffigurare la paletta nella sezione del piano individuata dal raggio medio. Per il calcolo dello svergolamento della pala occorrerà ripetere la procedura per il piano del raggio al mozzo ( $R_{\text{hub}}$ ) e del raggio di punta ( $R_{\text{tip}}$ ), successivamente, vengono ripetute le stesse considerazioni per quanto riguarda lo statore e per ogni stadio della macchina. Siamo così arrivati alla completa definizione degli angoli del palettamento. Ora dobbiamo calcolare e considerare le dimensioni vere e proprie del profilo e della sezione. Per primo va calcolato il della corda del profilo in modo da permetterci di calcolare gli angoli della pala. Poi calcoliamo il raggio della circonferenza che dirige la “chamber line” del profilo e conoscendo corda e raggio la lunghezza dell’arco.

Conoscendo l’arco e grazie alla tabella del profilo possiamo attraverso una semplice proporzione definire le dimensioni vere e proprie della sezione.

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

$$\frac{c}{h} = 0.5 \rightarrow \text{essendo } h = 0.1648 \text{ m} \rightarrow C = \frac{1}{2} h = 82.4 \text{ mm}$$

Conoscendo quindi questi elementi arriviamo alla definizione vera e propria del profilo. Ecco di seguito gli elementi necessari per la sezione Naca 65A010.

<i><b>Dir x</b></i>	<i><b>Dir y</b></i>
0,00	0,0000
0,50	0,7771
0,75	0,9381
1,25	1,1921
2,50	1,6307
5,00	2,1867
7,50	2,6524
10,00	3,0431
15,00	3,6610
20,00	4,1287
25,00	4,4833
30,00	4,7414
35,00	4,9115
40,00	4,9938
45,00	4,9816
50,00	4,8618
55,00	4,6305
60,00	4,3009
65,00	3,8968
70,00	3,4295
75,00	2,9104
80,00	2,3516
85,00	1,7719
90,00	1,1894
95,00	0,6032
100,00	0,0157

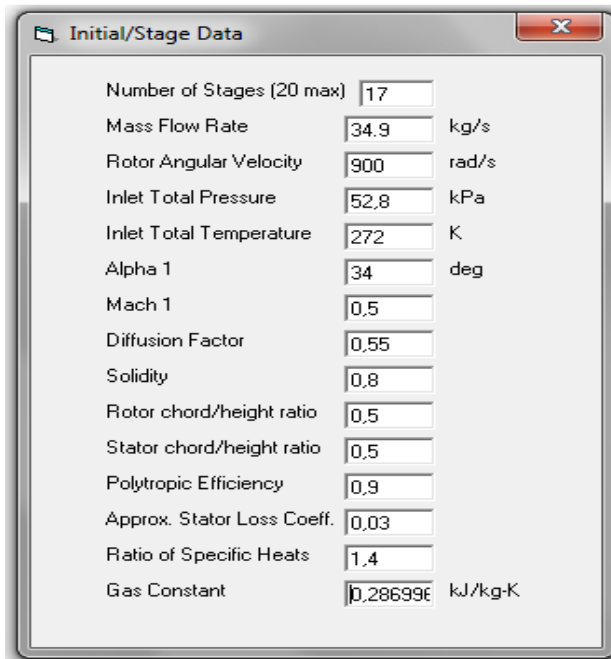
Tab 2

Come già detto in precedenza tali valori andranno poi scalati in relazione alla lunghezza della corda.

### 5.5 Risultati

Utilizzeremo ora i dati ricavati dai calcoli relativi al primo stadio per calcolare,avvalendoci del software COMPR, i valori caratteristici degli stadi successivi,nell’ipotesi di comprimere il fluido senza interrefrigerazione.

I dati in ingresso che vengono forniti al software sono i seguenti:



Si riportano i risultati ottenuti:

```

COMPR V4.3 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Data File:C:\Users\Anna\Desktop\materiale tesi
filippo\FANS&Turbines\COMPR\COMPR\Comp.cmp
Corr Flow = 066,10 kg/s   Mass Flow = 034,92 kg/s   Rotor Speed = 0900
rad/s
Inlet Pt = 052,00 kPa   Inlet Tt = 0272,0 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 =021,77 K   AN^2=3,011E+07
Hub R = -0,2176   Dr = 0,0025   Ds = 0,5561   Phis = 0,0300   Eff = 0,8965
Mean R = 0,5000   Dr = 0,5000   Ds = 0,5000   Phir = 0,0838   r m = 00,293 m
Tip R = 0,7394   Dr = 0,3728   Ds = 0,4599   M1R = 1,0364   U m = 0263,4 m/s
Flow Area 1 = 00,4428   Area 2 = 00,4076   Area 3 = 00,3718 m^2
Rotor-Blades/Chord = 14/0,1156 m   Stator-Blades/Chord = 15/0,1060 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152   Flow = 0,5077
    
```

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	272,0	272,0	272,0	282,9	282,9	293,8	293,8	293,8	293,8	293,8
-T	K	251,4	259,0	261,1	259,0	269,9	246,2	269,9	277,0	275,4	280,8
Pt	kPa	52,00	52,00	52,00	59,66	58,47	66,74	66,74	66,74	66,27	66,27
P	kPa	39,48	43,84	45,04	43,84	49,63	35,95	49,63	54,33	52,88	57,89
M		0,640	0,500	0,458	0,678	0,490	0,983	0,665	0,550	0,577	0,444
Vel	m/s	203,4	161,3	148,2	218,8	161,3	309,2	218,8	183,5	192,0	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	153,2	090,2	063,9	173,2	090,2	278,8	173,2	125,7	137,8	090,2
alpha/beta		48,89	34,00	25,54	52,33	34,00	64,37	52,33	43,22	45,86	34,00
radius	m	0,172	0,293	0,413	0,293	0,293	0,182	0,293	0,404	0,192	0,293

COMPRESSOR STAGE: 2  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$   
 RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0741$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2526$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 2,544E+07$   
 Hub  $R = -0,0463$   $Dr = 0,2146$   $Ds = 0,5448$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8968$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0820$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,7150$   $Dr = 0,3853$   $Ds = 0,4660$   $MlR = 0,9406$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,3718 Area 2 = 00,3444 Area 3 = 00,3163 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 16/0,0974 m Stator-Blades/Chord = 17/0,0898 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt K	293,8	293,8	293,8	304,7	304,7	315,5	315,5	315,5	315,5	315,5	315,5
T K	275,4	280,8	282,6	280,8	291,7	274,4	291,7	298,1	298,5	302,6	304,2
Pt kPa	66,27	66,27	66,27	75,28	73,90	83,56	83,56	83,56	83,02	83,02	83,02
P kPa	52,88	56,60	57,89	56,60	63,47	51,21	63,47	68,45	68,37	71,69	73,05
M	0,577	0,480	0,444	0,651	0,471	0,866	0,639	0,541	0,534	0,463	0,431
Vel m/s	192,0	161,3	149,6	218,8	161,3	287,7	218,8	187,4	184,9	161,3	150,8
u m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v m/s	137,8	090,2	067,0	173,2	090,2	254,7	173,2	131,2	127,7	090,2	069,7
alpha/beta	45,86	34,00	26,63	52,33	34,00	62,30	52,33	44,46	43,69	34,00	27,53
radius m	0,192	0,293	0,394	0,293	0,293	0,199	0,293	0,386	0,207	0,293	0,379

COMPRESSOR STAGE: 3  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$   
 RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0690$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2339$   $DTt = 217,81$  K  $AN^2 = 6,882E+07$   
 Hub  $R = 0,4014$   $Dr = 0,5190$   $Ds = 0,5108$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8970$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0804$   $r_m = 00,926$  m  
 Tip  $R = 0,5768$   $Dr = 0,4671$   $Ds = 0,4900$   $MlR = 0,7021$   $U_m = 0833,2$  m/s  
 Flow Area 1 = 01,0005 Area 2 = 00,9317 Area 3 = 00,8608 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 57/0,0830 m Stator-Blades/Chord = 61/0,0770 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt_ K	3157	3157	3157	3266	3266	3374	3374	3374	3374	3374	3374
T K	3018	3027	3034	3027	3136	3106	3136	3159	3238	3245	3251
Pt kPa	083,0	083,0	083,0	093,5	091,9	103,1	103,1	103,1	102,4	102,4	102,4
P kPa	70,97	71,69	72,24	71,69	79,75	77,14	79,75	81,80	88,61	89,31	89,87
M	0,479	0,463	0,450	0,628	0,455	0,657	0,617	0,584	0,460	0,447	0,436
Vel m/s	527,1	510,2	497,0	692,2	510,2	733,9	692,2	658,2	524,5	510,2	498,7
u m/s	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0	423,0
v m/s	314,5	285,3	261,1	547,9	285,3	599,8	547,9	504,3	310,1	285,3	264,2
alpha/beta	36,63	34,00	31,68	52,33	34,00	54,81	52,33	50,01	36,25	34,00	31,99
radius m	0,840	0,926	1,012	0,926	0,926	0,846	0,926	1,006	0,852	0,926	1,000

COMPRESSOR STAGE: 4  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$   
 RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0645$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2178$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,881E+07$   
 Hub  $R = 0,1520$   $Dr = 0,4241$   $Ds = 0,5305$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8972$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0791$   $r m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6743$   $Dr = 0,4077$   $Ds = 0,4748$   $MlR = 0,8032$   $U m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,2722 Area 2 = 00,2546 Area 3 = 00,2365 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 22/0,0716 m Stator-Blades/Chord = 23/0,0668 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	337,3	337,3	337,3	348,2	348,2	359,1	359,1	359,1	359,1	359,1
T	K	321,2	324,4	325,8	324,4	335,3	324,6	335,3	340,4	343,5	346,1
Pt	kPa	102,4	102,4	102,4	114,5	112,7	125,5	125,5	125,5	124,7	124,7
P	kPa	086,3	089,3	090,7	089,3	098,7	088,1	098,7	104,1	106,8	109,7
M		0,502	0,447	0,420	0,606	0,440	0,729	0,596	0,524	0,476	0,433
Vel	m/s	180,2	161,3	151,9	218,8	161,3	263,4	218,8	193,7	176,8	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	120,7	090,2	072,0	173,2	090,2	226,9	173,2	140,1	115,6	090,2
alpha/beta		42,07	34,00	28,30	52,33	34,00	59,48	52,33	46,33	40,84	34,00
radius	m	0,219	0,293	0,367	0,293	0,293	0,223	0,293	0,362	0,228	0,293

COMPRESSOR STAGE: 5  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0606$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2037$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,641E+07$   
 Hub  $R = 0,2120$   $Dr = 0,4684$   $Ds = 0,5258$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8973$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0780$   $r m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6574$   $Dr = 0,4172$   $Ds = 0,4781$   $MlR = 0,7525$   $U m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,2365 Area 2 = 00,2222 Area 3 = 00,2073 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 25/0,0623 m Stator-Blades/Chord = 26/0,0584 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	359,1	359,1	359,1	370,0	370,0	380,9	380,9	380,9	380,9	380,9
T	K	343,5	346,1	347,5	346,1	357,0	348,2	357,0	361,7	365,8	367,9
Pt	kPa	124,7	124,7	124,7	138,5	136,4	151,0	151,0	151,0	150,2	150,2
P	kPa	106,8	109,7	111,2	109,7	120,4	110,4	120,4	126,0	130,3	133,0
M		0,476	0,433	0,409	0,587	0,426	0,684	0,578	0,515	0,455	0,420
Vel	m/s	176,8	161,3	152,8	218,8	161,3	256,0	218,8	196,2	174,3	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	115,6	090,2	074,0	173,2	090,2	218,3	173,2	143,6	111,7	090,2
alpha/beta		40,84	34,00	28,94	52,33	34,00	58,50	52,33	47,04	39,87	34,00
radius	m	0,228	0,293	0,357	0,293	0,293	0,232	0,293	0,353	0,236	0,293

COMPRESSOR STAGE: 6  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0572$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1914$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,443E+07$   
 Hub  $R = 0,2573$   $Dr = 0,4939$   $Ds = 0,5221$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8975$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0769$   $r\ m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6426$   $Dr = 0,4256$   $Ds = 0,4808$   $MIR = 0,7100$   $U\ m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,2073 Area 2 = 00,1954 Area 3 = 00,1830  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 28/0,0547 m Stator-Blades/Chord = 30/0,0514 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station		1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	380,9	380,9	380,9	391,8	391,8	402,6	402,6	402,6	402,6	402,6	402,6
T	K	365,8	367,9	369,1	367,9	378,8	371,4	378,8	383,0	387,9	389,7	390,8
Pt	kPa	150,2	150,2	150,2	165,7	163,4	179,9	179,9	179,9	178,9	178,9	178,9
P	kPa	130,3	133,0	134,6	133,0	145,3	135,6	145,3	151,0	156,9	159,5	161,1
M		0,455	0,420	0,399	0,569	0,413	0,648	0,561	0,506	0,437	0,408	0,390
Vel	m/s	174,3	161,3	153,6	218,8	161,3	250,4	218,8	198,4	172,3	161,3	154,4
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	111,7	090,2	075,6	173,2	090,2	211,6	173,2	146,6	108,7	090,2	077,1
alpha/beta		39,87	34,00	29,49	52,33	34,00	57,71	52,33	47,63	39,10	34,00	29,96
radius	m	0,236	0,293	0,349	0,293	0,293	0,240	0,293	0,346	0,243	0,293	0,342

COMPRESSOR STAGE: 7  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0541$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1804$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,279E+07$   
 Hub  $R = 0,2924$   $Dr = 0,5086$   $Ds = 0,5191$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8976$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0760$   $r\ m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6296$   $Dr = 0,4330$   $Ds = 0,4831$   $MIR = 0,6739$   $U\ m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1830 Area 2 = 00,1731 Area 3 = 00,1627  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 31/0,0484 m Stator-Blades/Chord = 33/0,0457 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station		1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	402,6	402,6	402,6	413,5	413,5	424,4	424,4	424,4	424,4	424,4	424,4
T	K	387,9	389,7	390,8	389,7	400,6	394,3	400,6	404,4	409,9	411,5	412,5
Pt	kPa	178,9	178,9	178,9	196,4	193,8	212,3	212,3	212,3	211,2	211,2	211,2
P	kPa	156,9	159,5	161,1	159,5	173,4	164,1	173,4	179,3	186,9	189,5	191,1
M		0,437	0,408	0,390	0,553	0,402	0,618	0,545	0,497	0,421	0,397	0,381
Vel	m/s	172,3	161,3	154,4	218,8	161,3	246,0	218,8	200,4	170,8	161,3	155,0
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	108,7	090,2	077,1	173,2	090,2	206,4	173,2	149,2	106,3	090,2	078,4
alpha/beta		39,10	34,00	29,96	52,33	34,00	57,06	52,33	48,13	38,47	34,00	30,37
radius	m	0,243	0,293	0,342	0,293	0,293	0,246	0,293	0,340	0,248	0,293	0,337

COMPRESSOR STAGE: 8  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0513$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1707$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,140E+07$   
 Hub  $R = 0,3202$   $Dr = 0,5169$   $Ds = 0,5167$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8977$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0752$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6181$   $Dr = 0,4395$   $Ds = 0,4850$   $MlR = 0,6427$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1627 Area 2 = 00,1544 Area 3 = 00,1456 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 35/0,0431 m Stator-Blades/Chord = 37/0,0408 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	424,4	424,4	424,4	435,3	435,3	446,2	446,2	446,2	446,2	446,2
T	K	409,9	411,5	412,5	411,5	422,3	416,9	422,3	425,9	431,9	433,2
Pt	kPa	211,2	211,2	211,2	230,7	227,9	248,4	248,4	248,4	247,2	247,2
P	kPa	186,9	189,5	191,1	189,5	205,0	195,9	205,0	211,0	220,5	223,0
M		0,421	0,397	0,381	0,538	0,392	0,592	0,531	0,489	0,407	0,387
Vel	m/s	170,8	161,3	155,0	218,8	161,3	242,4	218,8	202,1	169,6	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	106,3	090,2	078,4	173,2	090,2	202,2	173,2	151,5	104,3	090,2
alpha/beta		38,47	34,00	30,37	52,33	34,00	56,52	52,33	48,56	37,95	34,00
radius	m	0,248	0,293	0,337	0,293	0,293	0,251	0,293	0,335	0,253	0,332

COMPRESSOR STAGE: 9  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0488$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1619$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,023E+07$   
 Hub  $R = 0,3426$   $Dr = 0,5215$   $Ds = 0,5147$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8978$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0745$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6079$   $Dr = 0,4452$   $Ds = 0,4866$   $MlR = 0,6156$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1456 Area 2 = 00,1385 Area 3 = 00,1310 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 39/0,0386 m Stator-Blades/Chord = 41/0,0366 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	446,2	446,2	446,2	457,1	457,1	468,0	468,0	468,0	468,0	468,0
T	K	431,9	433,2	434,1	433,2	444,1	439,4	444,1	447,3	453,8	455,8
Pt	kPa	247,2	247,2	247,2	269,0	265,8	288,6	288,6	288,6	287,3	287,3
P	kPa	220,5	223,0	224,6	223,0	240,3	231,5	240,3	246,5	258,0	260,4
M		0,407	0,387	0,372	0,525	0,382	0,570	0,518	0,480	0,395	0,377
Vel	m/s	169,6	161,3	155,6	218,8	161,3	239,6	218,8	203,6	168,6	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	104,3	090,2	079,5	173,2	090,2	198,8	173,2	153,5	102,7	090,2
alpha/beta		37,95	34,00	30,72	52,33	34,00	56,07	52,33	48,93	37,52	34,00
radius	m	0,253	0,293	0,332	0,293	0,293	0,255	0,293	0,330	0,257	0,328



COMPRESSOR STAGE: 10  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$   
 RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0465$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1540$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 9,222E+06$   
 Hub  $R = 0,3610$   $Dr = 0,5239$   $Ds = 0,5130$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8979$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0739$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5989$   $Dr = 0,4502$   $Ds = 0,4880$   $MlR = 0,5917$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1310 Area 2 = 00,1249 Area 3 = 00,1184 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 43/0,0348 m Stator-Blades/Chord = 45/0,0331 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station		1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	468,0	468,0	468,0	478,8	478,8	489,7	489,7	489,7	489,7	489,7	489,7
T	K	453,8	455,0	455,8	455,0	465,9	461,7	465,9	468,8	475,7	476,8	477,5
Pt	kPa	287,3	287,3	287,3	311,3	307,8	333,0	333,0	333,0	331,5	331,5	331,5
P	kPa	258,0	260,4	262,0	260,4	279,6	271,0	279,6	285,9	299,5	301,8	303,5
M		0,395	0,377	0,365	0,512	0,373	0,551	0,506	0,472	0,384	0,369	0,357
Vel	m/s	168,6	161,3	156,1	218,8	161,3	237,2	218,8	204,9	167,8	161,3	156,5
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	102,7	090,2	080,4	173,2	090,2	196,0	173,2	155,2	101,3	090,2	081,3
alpha/beta		37,52	34,00	31,02	52,33	34,00	55,69	52,33	49,25	37,16	34,00	31,29
radius	m	0,257	0,293	0,328	0,293	0,293	0,259	0,293	0,327	0,261	0,293	0,325

COMPRESSOR STAGE: 11  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$   
 RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0445$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1469$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 8,355E+06$   
 Hub  $R = 0,3763$   $Dr = 0,5249$   $Ds = 0,5116$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8980$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0733$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5909$   $Dr = 0,4546$   $Ds = 0,4892$   $MlR = 0,5706$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1184 Area 2 = 00,1131 Area 3 = 00,1075 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 48/0,0315 m Stator-Blades/Chord = 50/0,0300 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station		1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\												
Tt	K	489,7	489,7	489,7	500,6	500,6	511,5	511,5	511,5	511,5	511,5	511,5
T	K	475,7	476,8	477,5	476,8	487,7	484,0	487,7	490,4	497,6	498,6	499,3
Pt	kPa	331,5	331,5	331,5	358,0	354,1	381,8	381,8	381,8	380,2	380,2	380,2
P	kPa	299,5	301,8	303,5	301,8	323,1	314,6	323,1	329,4	345,2	347,5	349,3
M		0,384	0,369	0,357	0,500	0,364	0,534	0,494	0,464	0,374	0,360	0,350
Vel	m/s	167,8	161,3	156,5	218,8	161,3	235,3	218,8	206,1	167,1	161,3	156,9
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	101,3	090,2	081,3	173,2	090,2	193,6	173,2	156,8	100,2	090,2	082,0
alpha/beta		37,16	34,00	31,29	52,33	34,00	55,36	52,33	49,53	36,85	34,00	31,52
radius	m	0,261	0,293	0,325	0,293	0,293	0,262	0,293	0,323	0,263	0,293	0,322

COMPRESSOR STAGE: 12  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0426$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1403$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 7,602E+06$   
 Hub  $R = 0,3892$   $Dr = 0,5250$   $Ds = 0,5104$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8981$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0728$   $r m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5837$   $Dr = 0,4585$   $Ds = 0,4902$   $MlR = 0,5516$   $U m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1075 Area 2 = 00,1029 Area 3 = 00,0980 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 52/0,0286 m Stator-Blades/Chord = 55/0,0273 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	511,5	511,5	511,5	522,4	522,4	533,3	533,3	533,3	533,3	533,3
T	K	497,6	498,6	499,3	498,6	509,4	506,1	509,4	511,9	519,5	520,3
Pt	kPa	380,2	380,2	380,2	409,3	405,0	435,3	435,3	435,3	433,5	433,5
P	kPa	345,2	347,5	349,3	347,5	371,0	362,5	377,3	395,5	397,8	399,5
M		0,374	0,360	0,350	0,489	0,357	0,518	0,484	0,457	0,365	0,353
Vel	m/s	167,1	161,3	156,9	218,8	161,3	233,6	218,8	207,1	166,5	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	100,2	090,2	082,0	173,2	090,2	191,5	173,2	158,1	099,2	090,2
alpha/beta		36,85	34,00	31,52	52,33	34,00	55,08	52,33	49,78	36,58	34,00
radius	m	0,263	0,293	0,322	0,293	0,293	0,265	0,293	0,321	0,266	0,293

COMPRESSOR STAGE: 13  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0408$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1343$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 6,944E+06$   
 Hub  $R = 0,4001$   $Dr = 0,5246$   $Ds = 0,5094$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8982$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0723$   $r m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5773$   $Dr = 0,4619$   $Ds = 0,4911$   $MlR = 0,5345$   $U m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0980 Area 2 = 00,0940 Area 3 = 00,0897 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 57/0,0261 m Stator-Blades/Chord = 60/0,0250 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	533,3	533,3	533,3	544,2	544,2	555,0	555,0	555,0	555,0	555,0
T	K	519,5	520,3	521,0	520,3	531,2	528,2	531,2	533,5	541,3	542,1
Pt	kPa	433,5	433,5	433,5	465,3	460,7	493,8	493,8	493,8	491,8	491,8
P	kPa	395,5	397,8	399,5	397,8	423,4	415,1	423,4	429,9	450,5	452,8
M		0,365	0,353	0,344	0,479	0,349	0,504	0,474	0,449	0,356	0,346
Vel	m/s	166,5	161,3	157,2	218,8	161,3	232,2	218,8	208,0	166,0	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	099,2	090,2	082,7	173,2	090,2	189,8	173,2	159,3	098,4	090,2
alpha/beta		36,58	34,00	31,73	52,33	34,00	54,83	52,33	49,99	36,35	34,00
radius	m	0,266	0,293	0,319	0,293	0,293	0,267	0,293	0,318	0,268	0,293

COMPRESSOR STAGE: 14  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $T_{t3}/T_{t1} = 1,0392$   $P_{t3}/P_{t1} = 1,1289$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 6,367E+06$   
 Hub  $R = 0,4094$   $Dr = 0,5240$   $Ds = 0,5086$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8983$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0718$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5716$   $Dr = 0,4650$   $Ds = 0,4919$   $MlR = 0,5190$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0897 Area 2 = 00,0862 Area 3 = 00,0824 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 63/0,0239 m Stator-Blades/Chord = 65/0,0229 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	555,0	555,0	555,0	565,9	565,9	576,8	576,8	576,8	576,8	576,8
T	K	541,3	542,1	542,7	542,1	553,0	550,3	553,0	555,1	563,2	563,9
Pt	kPa	491,8	491,8	491,8	526,4	521,4	557,3	557,3	557,3	555,1	555,1
P	kPa	450,5	452,8	454,5	452,8	480,8	472,6	480,8	487,3	510,5	512,7
M		0,356	0,346	0,337	0,469	0,342	0,491	0,464	0,442	0,348	0,339
Vel	m/s	166,0	161,3	157,5	218,8	161,3	231,0	218,8	208,8	165,6	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	098,4	090,2	083,3	173,2	090,2	188,3	173,2	160,4	097,7	090,2
alpha/beta		36,35	34,00	31,91	52,33	34,00	54,62	52,33	50,18	36,15	34,00
radius	m	0,268	0,293	0,317	0,293	0,293	0,269	0,293	0,316	0,270	0,293

COMPRESSOR STAGE: 15  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $T_{t3}/T_{t1} = 1,0377$   $P_{t3}/P_{t1} = 1,1238$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 5,857E+06$   
 Hub  $R = 0,4175$   $Dr = 0,5231$   $Ds = 0,5078$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8983$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0714$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5664$   $Dr = 0,4677$   $Ds = 0,4926$   $MlR = 0,5049$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0824 Area 2 = 00,0793 Area 3 = 00,0759 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 68/0,0220 m Stator-Blades/Chord = 71/0,0211 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	576,8	576,8	576,8	587,7	587,7	598,6	598,6	598,6	598,6	598,6
T	K	563,2	563,9	564,4	563,9	574,8	572,3	574,8	576,7	585,0	585,6
Pt	kPa	555,1	555,1	555,1	592,7	587,3	626,2	626,2	626,2	623,9	623,9
P	kPa	510,5	512,7	514,5	512,7	543,2	535,1	543,2	549,8	575,7	577,9
M		0,348	0,339	0,331	0,460	0,336	0,479	0,455	0,435	0,341	0,333
Vel	m/s	165,6	161,3	157,8	218,8	161,3	229,9	218,8	209,6	165,2	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	097,7	090,2	083,8	173,2	090,2	187,0	173,2	161,3	097,0	090,2
alpha/beta		36,15	34,00	32,07	52,33	34,00	54,43	52,33	50,35	35,97	34,00
radius	m	0,270	0,293	0,315	0,293	0,293	0,271	0,293	0,314	0,272	0,293

COMPRESSOR STAGE: 16  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0364$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1191$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 5,405E+06$   
 Hub  $R = 0,4246$   $Dr = 0,5222$   $Ds = 0,5071$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8984$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0710$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5618$   $Dr = 0,4701$   $Ds = 0,4932$   $MlR = 0,4919$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0759 Area 2 = 00,0732 Area 3 = 00,0702  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 74/0,0203 m Stator-Blades/Chord = 76/0,0195 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	598,6	598,6	598,6	609,5	609,5	620,4	620,4	620,4	620,4	620,4	620,4
T	585,0	585,6	586,2	585,6	596,5	594,3	596,5	598,4	606,8	607,4	607,9
Pt	623,9	623,9	623,9	664,5	658,6	700,7	700,7	700,7	698,2	698,2	698,2
P	575,7	577,9	579,7	577,9	610,9	602,9	610,9	617,5	646,3	648,5	650,3
M	0,341	0,333	0,326	0,451	0,329	0,469	0,447	0,429	0,334	0,327	0,320
Vel	165,2	161,3	158,1	218,8	161,3	229,0	218,8	210,2	164,9	161,3	158,3
u	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	097,0	090,2	084,3	173,2	090,2	185,9	173,2	162,2	096,5	090,2	084,7
alpha/beta	35,97	34,00	32,21	52,33	34,00	54,26	52,33	50,50	35,81	34,00	32,34
radius	0,272	0,293	0,313	0,293	0,293	0,273	0,293	0,313	0,274	0,293	0,312

COMPRESSOR STAGE: 17  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0351$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1148$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 5,002E+06$   
 Hub  $R = 0,4307$   $Dr = 0,5212$   $Ds = 0,5065$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8984$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0707$   $r_m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,5575$   $Dr = 0,4723$   $Ds = 0,4937$   $MlR = 0,4800$   $U_m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0702 Area 2 = 00,0677 Area 3 = 00,0651  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 79/0,0187 m Stator-Blades/Chord = 83/0,0181 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	620,4	620,4	620,4	631,3	631,3	642,1	642,1	642,1	642,1	642,1	642,1
T	606,8	607,4	607,9	607,4	618,3	616,2	618,3	620,0	628,7	629,2	629,6
Pt	698,2	698,2	698,2	742,0	735,7	781,1	781,1	781,1	778,3	778,3	778,3
P	646,3	648,5	650,3	648,5	684,2	676,2	684,2	690,9	722,6	724,7	726,5
M	0,334	0,327	0,320	0,443	0,324	0,459	0,439	0,422	0,328	0,321	0,315
Vel	164,9	161,3	158,3	218,8	161,3	228,2	218,8	210,8	164,6	161,3	158,5
u	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	096,5	090,2	084,7	173,2	090,2	184,9	173,2	163,0	096,0	090,2	085,1
alpha/beta	35,81	34,00	32,34	52,33	34,00	54,12	52,33	50,63	35,67	34,00	32,46
radius	0,274	0,293	0,312	0,293	0,293	0,274	0,293	0,311	0,275	0,293	0,310

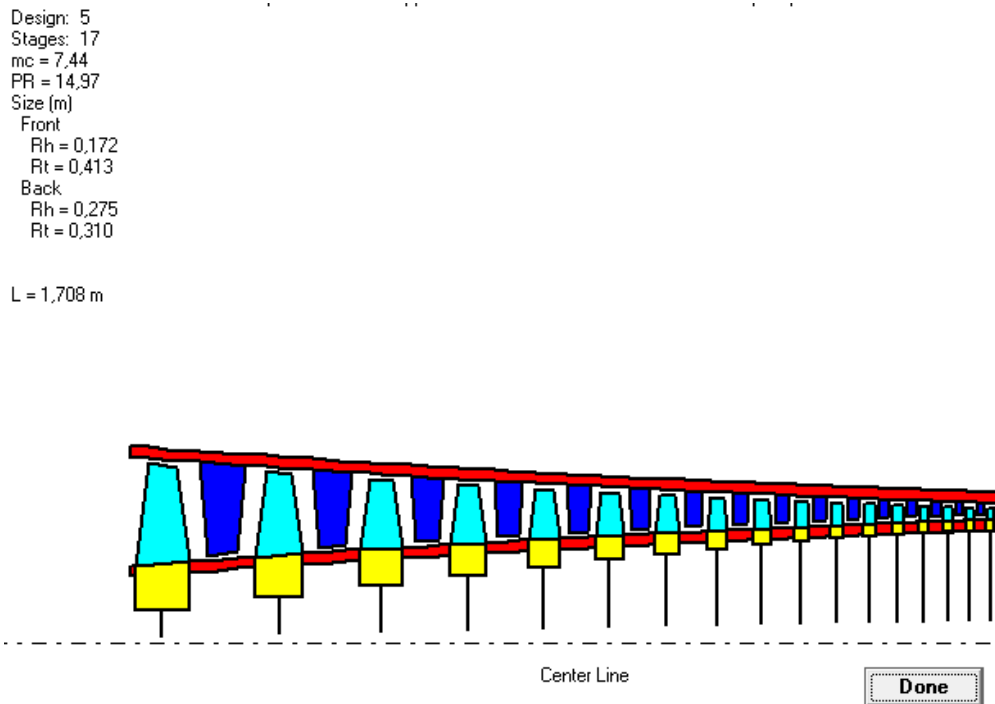


Fig 5.4 Ingombro compressore

## 5.6 Commento ai risultati

All'uscita dal compressore otteniamo quindi una pressione di 778.3 kPa ed una temperatura del fluido di 629.6°K. Il rapporto di compressione risulta pari a 15 a cui va aggiunto l'incremento di pressione ottenuto con l'ugello, che incrementa la pressione del fluido tramite la riduzione della velocità dello stesso, complessivamente si ottiene un rapporto di compressione di 17 leggermente più basso di quello richiesto dalle specifiche del progetto. La temperatura di uscita sarebbe ottimale se dovessimo alimentare un gruppo turbogas ma, nel nostro caso, dobbiamo alimentare un motore endotermico diesel pertanto occorrerà ridurre tale temperatura in maniera considerevole attraverso una batteria di scambiatori aria-aria fino ad un valore di circa 340°K.

### 5.7 Ipotesi interrefrigerata

Proponiamo ora una seconda versione del progetto, il cui scopo è proprio quella di ottenere temperature di fine compressione più basse, l'idea è quella di una compressione interrefrigerata nella quale viene inserito uno scambiatore aria-aria tra il 9° ed il 10° stadio del compressore. Tale accorgimento non solo porterà ad una minore  $T_{out}$  ma anche ad un miglior funzionamento del sistema, che lavorerà a temperature più basse.

Per i calcoli si utilizza ancora il software COMPR, verranno utilizzati gli stessi dati iniziali utilizzati precedentemente e cioè pressione in ingresso 52872,54 Pa, temperatura di ingresso  $T_i = 272^\circ K$  angoli  $\alpha_1 = 34^\circ$  e  $\alpha_2 = 54^\circ$  portata massica 34.92 kg/s, fattore di diffusione 0.55 e solidità pari a 0.8

Si riportano i risultati come sopra:

```

COMPR V4.3 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Data File: C:\Users\Anna\Desktop\materiale tesi
filippo\FANS&Turbines\COMPR\COMPR\Comp.cmp
Corr Flow = 065,10 kg/s   Mass Flow = 034,92 kg/s   Rotor Speed = 0900
rad/s
Inlet Pt = 052,80 kPa   Inlet Tt = 0272,0 K   Solidity = 0,8000
Gamma = 1,4000 Gas Constant = 0,2870 kJ/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 = 021,77 K   AN^2 = 2,965E+07
Hub R = -0,1991   Dr = 0,0238   Ds = 0,5551   Phis = 0,0300   Eff = 0,8965
Mean R = 0,5000   Dr = 0,5000   Ds = 0,5000   Phir = 0,0838   r m = 00,293 m
Tip R = 0,7371   Dr = 0,3743   Ds = 0,4604   M1R = 1,0310   U m = 0263,4 m/s
Flow Area 1 = 00,4361   Area 2 = 00,4014   Area 3 = 00,3662 m^2
Rotor-Blades/Chord = 14/0,1139 m   Stator-Blades/Chord = 15/0,1043 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152   Flow = 0,5077
    
```

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	272,0	272,0	272,0	282,9	282,9	293,8	293,8	293,8	293,8	293,8
T	K	251,7	259,0	261,0	259,0	269,9	246,9	269,9	276,9	275,6	282,6
Pt	kPa	52,80	52,80	52,80	60,57	59,37	67,76	67,76	67,76	67,29	67,29
P	kPa	40,22	44,51	45,73	44,51	50,39	36,87	50,39	55,12	53,80	57,47
M		0,636	0,500	0,458	0,678	0,490	0,974	0,665	0,551	0,575	0,444
Vel	m/s	202,2	161,3	148,3	218,8	161,3	306,9	218,8	183,9	191,2	149,7
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	151,6	090,2	064,2	173,2	090,2	276,2	173,2	126,2	136,7	067,3
alpha/beta		48,59	34,00	25,64	52,33	34,00	64,17	52,33	43,34	45,63	26,72
radius	m	0,174	0,293	0,411	0,293	0,293	0,184	0,293	0,402	0,193	0,392

COMPRESSOR STAGE: 2  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0741$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2526$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 2,505E+07$   
 Hub  $R = -0,0331$   $Dr = 0,2297$   $Ds = 0,5440$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8968$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0820$   $r m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,7128$   $Dr = 0,3868$   $Ds = 0,4664$   $MlR = 0,9362$   $U m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,3662 Area 2 = 00,3392 Area 3 = 00,3115 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 16/0,0959 m Stator-Blades/Chord = 18/0,0885 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	293,8	293,8	293,8	304,7	304,7	315,5	315,5	315,5	315,5	315,5
T	K	275,6	280,8	282,6	280,8	291,7	274,8	291,7	298,0	298,6	304,2
Pt	kPa	67,29	67,29	67,29	76,43	75,03	84,85	84,85	84,85	84,29	84,29
P	kPa	53,80	57,47	58,77	57,47	64,45	52,30	64,45	69,45	69,50	72,79
M		0,575	0,480	0,444	0,651	0,471	0,861	0,639	0,542	0,532	0,432
Vel	m/s	191,2	161,3	149,7	218,8	161,3	286,1	218,8	187,7	184,4	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	136,7	090,2	067,3	173,2	090,2	252,9	173,2	131,7	126,9	090,2
alpha/beta		45,63	34,00	26,72	52,33	34,00	62,13	52,33	44,57	43,51	34,00
radius	m	0,193	0,293	0,392	0,293	0,293	0,200	0,293	0,385	0,208	0,293

COMPRESSOR STAGE: 3  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0690$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2339$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 2,143E+07$   
 Hub  $R = 0,0798$   $Dr = 0,3566$   $Ds = 0,5360$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8970$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0804$   $r m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6913$   $Dr = 0,3984$   $Ds = 0,4712$   $MlR = 0,8610$   $U m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,3115 Area 2 = 00,2901 Area 3 = 00,2680 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 19/0,0818 m Stator-Blades/Chord = 20/0,0759 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	315,5	315,5	315,5	326,4	326,4	337,3	337,3	337,3	337,3	337,3
T	K	298,6	302,6	304,2	302,6	313,5	300,4	313,5	319,1	321,2	324,4
Pt	kPa	084,3	084,3	084,3	094,9	093,3	104,7	104,7	104,7	104,0	104,0
P	kPa	69,50	72,79	74,16	72,79	80,98	69,78	80,98	86,22	87,66	90,69
M		0,532	0,463	0,432	0,628	0,455	0,784	0,617	0,534	0,500	0,447
Vel	m/s	184,4	161,3	150,9	218,8	161,3	272,2	218,8	191,1	179,7	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	126,9	090,2	070,0	173,2	090,2	237,1	173,2	136,5	120,1	090,2
alpha/beta		43,51	34,00	27,62	52,33	34,00	60,58	52,33	45,58	41,93	34,00
radius	m	0,208	0,293	0,377	0,293	0,293	0,214	0,293	0,372	0,220	0,293

COMPRESSOR STAGE: 4  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0645$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2178$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,852E+07$   
 Hub  $R = 0,1595$   $Dr = 0,4299$   $Ds = 0,5300$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8972$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0791$   $r\ m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6723$   $Dr = 0,4090$   $Ds = 0,4752$   $M1R = 0,8002$   $U\ m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,2680 Area 2 = 00,2508 Area 3 = 00,2329 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 22/0,0705 m Stator-Blades/Chord = 23/0,0658 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	lh	lm	lt	lRm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	337,3	337,3	337,3	348,2	348,2	359,1	359,1	359,1	359,1	359,1
T	K	321,2	324,4	325,8	324,4	335,3	324,8	335,3	340,4	343,6	346,1
Pt	kPa	104,0	104,0	104,0	116,2	114,4	127,4	127,4	127,4	126,7	126,7
P	kPa	087,7	090,7	092,1	090,7	100,2	089,7	100,2	105,6	108,5	111,4
M		0,500	0,447	0,420	0,606	0,440	0,727	0,596	0,525	0,475	0,433
Vel	m/s	179,7	161,3	152,0	218,8	161,3	262,5	218,8	194,0	176,4	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	120,1	090,2	072,2	173,2	090,2	225,8	173,2	140,5	115,1	090,2
alpha/beta		41,93	34,00	28,37	52,33	34,00	59,37	52,33	46,41	40,72	34,00
radius	m	0,220	0,293	0,366	0,293	0,293	0,225	0,293	0,361	0,229	0,293

COMPRESSOR STAGE: 5  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0606$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2037$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,616E+07$   
 Hub  $R = 0,2180$   $Dr = 0,4719$   $Ds = 0,5254$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8973$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0780$   $r\ m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6556$   $Dr = 0,4184$   $Ds = 0,4784$   $M1R = 0,7500$   $U\ m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,2329 Area 2 = 00,2188 Area 3 = 00,2041 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 25/0,0614 m Stator-Blades/Chord = 27/0,0575 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	lh	lm	lt	lRm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	359,1	359,1	359,1	370,0	370,0	380,9	380,9	380,9	380,9	380,9
T	K	343,6	346,1	347,5	346,1	357,0	348,4	357,0	361,6	365,8	367,9
Pt	kPa	126,7	126,7	126,7	140,6	138,5	153,3	153,3	153,3	152,5	152,5
P	kPa	108,5	111,4	112,9	111,4	122,3	112,3	122,3	127,9	132,4	135,1
M		0,475	0,433	0,409	0,587	0,426	0,682	0,578	0,515	0,454	0,420
Vel	m/s	176,4	161,3	152,9	218,8	161,3	255,3	218,8	196,5	174,0	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	115,1	090,2	074,2	173,2	090,2	217,4	173,2	144,0	111,3	090,2
alpha/beta		40,72	34,00	29,01	52,33	34,00	58,40	52,33	47,11	39,77	34,00
radius	m	0,229	0,293	0,356	0,293	0,293	0,233	0,293	0,352	0,237	0,293



COMPRESSOR STAGE: 6  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0572$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1914$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,422E+07$   
 Hub R = 0,2621 Dr = 0,4960 Ds = 0,5217 Phis = 0,0300 Eff = 0,8975  
 Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0769 r m = 00,293 m  
 Tip R = 0,6410 Dr = 0,4267 Ds = 0,4811 MlR = 0,7079 U m = 0263,4 m/s  
 Flow Area 1 = 00,2041 Area 2 = 00,1925 Area 3 = 00,1803 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 28/0,0539 m Stator-Blades/Chord = 30/0,0507 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt_ K	380,9	380,9	380,9	391,8	391,8	402,6	402,6	402,6	402,6	402,6	402,6
T K	365,8	367,9	369,1	367,9	378,8	371,6	378,8	383,0	387,9	389,7	390,8
Pt kPa	152,5	152,5	152,5	168,3	165,9	182,6	182,6	182,6	181,6	181,6	181,6
P kPa	132,4	135,1	136,6	135,1	147,5	137,9	147,5	153,3	159,4	162,0	163,6
M	0,454	0,420	0,399	0,569	0,413	0,646	0,561	0,507	0,436	0,408	0,390
Vel m/s	174,0	161,3	153,7	218,8	161,3	249,8	218,8	198,7	172,1	161,3	154,4
u m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v m/s	111,3	090,2	075,8	173,2	090,2	210,9	173,2	147,0	108,3	090,2	077,3
alpha/beta	39,77	34,00	29,55	52,33	34,00	57,63	52,33	47,70	39,01	34,00	30,02
radius m	0,237	0,293	0,348	0,293	0,293	0,240	0,293	0,345	0,244	0,293	0,342

COMPRESSOR STAGE: 7  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0541$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1804$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,260E+07$   
 Hub R = 0,2964 Dr = 0,5098 Ds = 0,5188 Phis = 0,0300 Eff = 0,8976  
 Mean R = 0,5000 Dr = 0,5000 Ds = 0,5000 Phir = 0,0760 r m = 00,293 m  
 Tip R = 0,6280 Dr = 0,4340 Ds = 0,4833 MlR = 0,6720 U m = 0263,4 m/s  
 Flow Area 1 = 00,1803 Area 2 = 00,1705 Area 3 = 00,1603 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 32/0,0477 m Stator-Blades/Chord = 34/0,0450 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt_ K	402,6	402,6	402,6	413,5	413,5	424,4	424,4	424,4	424,4	424,4	424,4
T K	387,9	389,7	390,8	389,7	400,6	394,4	400,6	404,4	409,9	411,5	412,4
Pt kPa	181,6	181,6	181,6	199,4	196,8	215,5	215,5	215,5	214,4	214,4	214,4
P kPa	159,4	162,0	163,6	162,0	176,0	166,8	176,0	182,0	189,9	192,4	194,0
M	0,436	0,408	0,390	0,553	0,402	0,617	0,545	0,498	0,420	0,397	0,381
Vel m/s	172,1	161,3	154,4	218,8	161,3	245,5	218,8	200,6	170,6	161,3	155,1
u m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v m/s	108,3	090,2	077,3	173,2	090,2	205,8	173,2	149,5	106,0	090,2	078,5
alpha/beta	39,01	34,00	30,02	52,33	34,00	56,99	52,33	48,19	38,40	34,00	30,42
radius m	0,244	0,293	0,342	0,293	0,293	0,246	0,293	0,339	0,249	0,293	0,336

COMPRESSOR STAGE: 8  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0513$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1707$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,123E+07$   
 Hub  $R = 0,3236$   $Dr = 0,5176$   $Ds = 0,5164$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8977$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0752$   $r\ m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6166$   $Dr = 0,4405$   $Ds = 0,4852$   $MlR = 0,6411$   $U\ m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1603 Area 2 = 00,1521 Area 3 = 00,1434  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 36/0,0425 m Stator-Blades/Chord = 38/0,0402 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	424,4	424,4	424,4	435,3	435,3	446,2	446,2	446,2	446,2	446,2
T	K	409,9	411,5	412,4	411,5	422,3	417,0	422,3	425,8	431,9	433,2
Pt	kPa	214,4	214,4	214,4	234,3	231,4	252,3	252,3	252,3	251,0	251,0
P	kPa	189,9	192,4	194,0	192,4	208,2	199,1	208,2	214,2	224,0	226,4
M		0,420	0,397	0,381	0,538	0,392	0,591	0,531	0,489	0,407	0,387
Vel	m/s	170,6	161,3	155,1	218,8	161,3	242,0	218,8	202,3	169,5	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	106,0	090,2	078,5	173,2	090,2	201,7	173,2	151,8	104,1	090,2
alpha/beta		38,40	34,00	30,42	52,33	34,00	56,46	52,33	48,62	37,89	34,00
radius	m	0,249	0,293	0,336	0,293	0,293	0,251	0,293	0,334	0,254	0,293

COMPRESSOR STAGE: 9  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0488$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1619$   $DTt = 021,77$  K  $AN^2 = 1,007E+07$   
 Hub  $R = 0,3455$   $Dr = 0,5219$   $Ds = 0,5145$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8978$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0745$   $r\ m = 00,293$  m  
 Tip  $R = 0,6065$   $Dr = 0,4461$   $Ds = 0,4868$   $MlR = 0,6142$   $U\ m = 0263,4$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,1434 Area 2 = 00,1364 Area 3 = 00,1290  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 40/0,0380 m Stator-Blades/Chord = 42/0,0361 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	446,2	446,2	446,2	457,1	457,1	468,0	468,0	468,0	468,0	468,0
T	K	431,9	433,2	434,1	433,2	444,1	439,5	444,1	447,3	453,8	455,8
Pt	kPa	251,0	251,0	251,0	273,1	269,9	293,0	293,0	293,0	291,7	291,7
P	kPa	224,0	226,4	228,1	226,4	244,0	235,2	244,0	250,2	262,0	264,4
M		0,407	0,387	0,373	0,525	0,382	0,569	0,518	0,481	0,395	0,377
Vel	m/s	169,5	161,3	155,6	218,8	161,3	239,2	218,8	203,8	168,5	161,3
u	m/s	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7	133,7
v	m/s	104,1	090,2	079,6	173,2	090,2	198,4	173,2	153,8	102,5	090,2
alpha/beta		37,89	34,00	30,76	52,33	34,00	56,01	52,33	48,98	37,46	34,00
radius	m	0,254	0,293	0,332	0,293	0,293	0,256	0,293	0,330	0,258	0,293

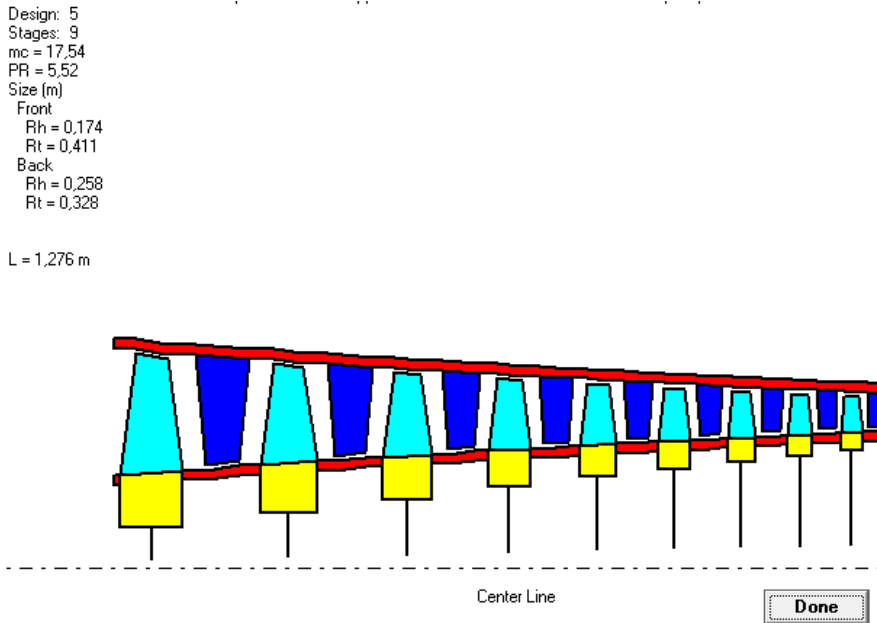


Fig 5.6 Dimensioni e ingombro 1° compressore

A valle di questa sezione ipotizziamo di inserire una batteria di scambiatori con la funzione di refrigerare il fluido, la temperatura di uscita dallo stadio risulta pari a 436°K con una pressione di 291 kPa, supponiamo di raffreddare il fluido fino a 300°K e di continuarne la compressione;

**Resultati secondo step di compressione:**

```

COMPR V4.3 - COMPRESSOR INITIAL DATA, Design: 5, Swirl: 1
Data File:C:\Users\Anna\Desktop\materiale tesi
filippo\FANS&Turbines\COMPR\COMPR/Comp.cmp
Corr Flow = 012,41 kg/s    Mass Flow = 034,92 kg/s    Rotor Speed = 0900
rad/s
Inlet Pt = 291,00 kPa    Inlet Tt = 0300,0 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 =024,01 K    AN^2=5,650E+06
Hub R = 0,4291    Dr = 0,5151    Ds = 0,5083    Phis = 0,0300    Eff = 0,8965
Mean R = 0,5000    Dr = 0,5000    Ds = 0,5000    Phir = 0,0838    r m = 00,307 m
Tip R = 0,5589    Dr = 0,4774    Ds = 0,4921    M1R = 0,7387    U m = 0276,7 m/s
Flow Area 1 = 00,0831    Area 2 = 00,0765    Area 3 = 00,0698 m^2
Rotor-Blades/Chord = 76/0,0207 m    Stator-Blades/Chord = 83/0,0189 m
Coefficients: Stage Loading = 0,3152    Flow = 0,5077
    
```

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt- K	300,0	300,0	300,0	312,0	312,0	324,0	324,0	324,0	324,0	324,0	324,0
T K	285,0	285,7	286,3	285,7	297,7	295,4	297,7	299,7	309,2	309,7	310,2
Pt kPa	291,0	291,0	291,0	333,8	327,2	373,5	373,5	373,5	370,9	370,9	370,9
P kPa	243,2	245,3	247,0	245,3	277,7	270,1	277,7	284,1	314,7	316,7	318,5
M	0,513	0,500	0,490	0,678	0,490	0,696	0,665	0,638	0,490	0,480	0,472
Vel m/s	173,5	169,4	166,0	229,8	169,4	239,9	229,8	221,2	172,8	169,4	166,5
u m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v m/s	101,9	094,7	088,5	181,9	094,7	194,5	181,9	170,9	100,6	094,7	089,5
alpha/beta	35,95	34,00	32,23	52,33	34,00	54,16	52,33	50,59	35,63	34,00	32,50
radius m	0,286	0,307	0,329	0,307	0,307	0,288	0,307	0,327	0,289	0,307	0,325

COMPRESSOR STAGE: 2  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0741$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2526$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 4,774E+06$   
 Hub  $R = 0,4410$   $Dr = 0,5144$   $Ds = 0,5068$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8968$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0820$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5505$   $Dr = 0,4804$   $Ds = 0,4935$   $MlR = 0,7002$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0698 Area 2 = 00,0646 Area 3 = 00,0594 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 90/0,0174 m Stator-Blades/Chord = 97/0,0160 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	324,0	324,0	324,0	336,0	336,0	348,0	348,0	348,0	348,0	348,0
T	K	309,2	309,7	310,2	309,7	321,7	319,8	321,7	323,4	333,3	333,7
Pt	kPa	370,9	370,9	370,9	421,3	413,5	467,6	467,6	467,6	464,6	464,6
P	kPa	314,7	316,7	318,5	316,7	355,2	347,7	355,2	361,7	399,2	401,2
M		0,490	0,480	0,472	0,651	0,471	0,665	0,639	0,617	0,471	0,463
Vel	m/s	172,8	169,4	166,5	229,8	169,4	238,2	229,8	222,5	172,2	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	100,6	094,7	089,5	181,9	094,7	192,4	181,9	172,5	099,7	094,7
alpha/beta		35,63	34,00	32,50	52,33	34,00	53,87	52,33	50,85	35,37	34,00
radius	m	0,289	0,307	0,325	0,307	0,307	0,291	0,307	0,324	0,292	0,307

COMPRESSOR STAGE: 3  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0690$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2339$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 4,083E+06$   
 Hub  $R = 0,4501$   $Dr = 0,5133$   $Ds = 0,5057$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8970$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0804$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5436$   $Dr = 0,4829$   $Ds = 0,4945$   $MlR = 0,6676$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0594 Area 2 = 00,0553 Area 3 = 00,0511 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 105/0,0148 m Stator-Blades/Chord = 113/0,0138 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	348,0	348,0	348,0	360,0	360,0	372,0	372,0	372,0	372,0	372,0
T	K	333,3	333,7	334,2	333,7	345,8	344,1	345,8	347,2	357,3	357,8
Pt	kPa	464,6	464,6	464,6	523,1	514,2	576,8	576,8	576,8	573,2	573,2
P	kPa	399,2	401,2	402,9	401,2	446,3	438,9	446,3	452,8	497,8	499,8
M		0,471	0,463	0,456	0,628	0,455	0,637	0,617	0,598	0,453	0,447
Vel	m/s	172,2	169,4	166,9	229,8	169,4	236,9	229,8	223,5	171,8	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	099,7	094,7	090,2	181,9	094,7	190,8	181,9	173,8	099,0	094,7
alpha/beta		35,37	34,00	32,72	52,33	34,00	53,64	52,33	51,06	35,18	34,00
radius	m	0,292	0,307	0,323	0,307	0,307	0,293	0,307	0,322	0,294	0,307

COMPRESSOR STAGE: 4  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0645$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2178$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 3,530E+06$   
 Hub  $R = 0,4573$   $Dr = 0,5123$   $Ds = 0,5048$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8972$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0791$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5380$   $Dr = 0,4850$   $Ds = 0,4953$   $MlR = 0,6394$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0511 Area 2 = 00,0478 Area 3 = 00,0444 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 122/0,0128 m Stator-Blades/Chord = 131/0,0119 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	372,0	372,0	372,0	384,1	384,1	396,1	396,1	396,1	396,1	396,1
T	K	357,3	357,8	358,1	357,8	369,8	368,4	369,8	371,0	381,4	381,8
Pt	kPa	573,2	573,2	573,2	640,6	630,5	702,2	702,2	702,2	698,1	698,1
P	kPa	497,8	499,8	501,6	499,8	552,1	544,8	552,1	558,7	611,9	613,8
M		0,453	0,447	0,441	0,606	0,440	0,613	0,596	0,581	0,438	0,433
Vel	m/s	171,8	169,4	167,3	229,8	169,4	235,9	229,8	224,3	171,5	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	099,0	094,7	090,8	181,9	094,7	189,6	181,9	174,9	098,4	094,7
alpha/beta		35,18	34,00	32,89	52,33	34,00	53,46	52,33	51,23	35,02	34,00
radius	m	0,294	0,307	0,321	0,307	0,307	0,295	0,307	0,320	0,296	0,307

COMPRESSOR STAGE: 5  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0606$   $Pt_3/Pt_1 = 1,2037$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 3,080E+06$   
 Hub  $R = 0,4630$   $Dr = 0,5112$   $Ds = 0,5041$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8973$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0780$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5334$   $Dr = 0,4867$   $Ds = 0,4960$   $MlR = 0,6147$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0444 Area 2 = 00,0417 Area 3 = 00,0389 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 140/0,0111 m Stator-Blades/Chord = 149/0,0104 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	396,1	396,1	396,1	408,1	408,1	420,1	420,1	420,1	420,1	420,1
T	K	381,4	381,8	382,1	381,8	393,8	392,6	393,8	394,9	405,5	405,8
Pt	kPa	698,1	698,1	698,1	775,0	763,5	845,0	845,0	845,0	840,3	840,3
P	kPa	611,9	613,8	615,6	613,8	673,9	666,6	673,9	680,5	742,5	744,5
M		0,438	0,433	0,428	0,587	0,426	0,592	0,578	0,565	0,424	0,420
Vel	m/s	171,5	169,4	167,5	229,8	169,4	235,1	229,8	225,0	171,2	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	098,4	094,7	091,3	181,9	094,7	188,5	181,9	175,8	097,9	094,7
alpha/beta		35,02	34,00	33,03	52,33	34,00	53,32	52,33	51,37	34,89	34,00
radius	m	0,296	0,307	0,319	0,307	0,307	0,297	0,307	0,318	0,297	0,307

COMPRESSOR STAGE: 6  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0572$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1914$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 2,709E+06$   
 Hub  $R = 0,4677$   $Dr = 0,5103$   $Ds = 0,5036$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8975$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0769$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5296$   $Dr = 0,4882$   $Ds = 0,4965$   $MlR = 0,5929$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0389 Area 2 = 00,0367 Area 3 = 00,0343 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 159/0,0098 m Stator-Blades/Chord = 169/0,0092 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	420,1	420,1	420,1	432,1	432,1	444,1	444,1	444,1	444,1	444,1
T	K	405,5	405,8	406,1	405,8	417,8	416,7	417,8	418,8	429,5	429,8
Pt	kPa	0840,	0840,	0840,	0927,	0914,	1006,	1006,	1006,	1001,	1001,
P	kPa	742,5	744,5	746,2	744,5	812,9	805,7	812,9	819,5	890,9	892,9
M		0,424	0,420	0,415	0,569	0,413	0,573	0,561	0,550	0,412	0,408
Vel	m/s	171,2	169,4	167,7	229,8	169,4	234,4	229,8	225,5	171,0	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	097,9	094,7	091,7	181,9	094,7	187,7	181,9	176,5	097,6	094,7
alpha/beta		34,89	34,00	33,15	52,33	34,00	53,20	52,33	51,49	34,78	34,00
radius	m	0,297	0,307	0,317	0,307	0,307	0,298	0,307	0,317	0,299	0,307

COMPRESSOR STAGE: 7  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$

RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0541$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1804$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 2,400E+06$   
 Hub  $R = 0,4715$   $Dr = 0,5094$   $Ds = 0,5031$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8976$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0760$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5263$   $Dr = 0,4894$   $Ds = 0,4970$   $MlR = 0,5734$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0343 Area 2 = 00,0325 Area 3 = 00,0305 m<sup>2</sup>  
 Rotor-Blades/Chord = 180/0,0087 m Stator-Blades/Chord = 190/0,0082 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	444,1	444,1	444,1	456,1	456,1	468,1	468,1	468,1	468,1	468,1
T	K	429,5	429,8	430,0	429,8	441,8	440,9	441,8	442,7	453,6	453,8
Pt	kPa	1001,	1001,	1001,	1099,	1085,	1188,	1188,	1188,	1182,	1182,
P	kPa	0891,	0893,	0895,	0893,	0970,	0963,	0970,	0977,	1058,	1060,
M		0,412	0,408	0,404	0,553	0,402	0,556	0,545	0,536	0,400	0,397
Vel	m/s	171,0	169,4	167,9	229,8	169,4	233,9	229,8	226,0	170,8	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	097,6	094,7	092,1	181,9	094,7	187,0	181,9	177,1	097,2	094,7
alpha/beta		34,78	34,00	33,25	52,33	34,00	53,10	52,33	51,58	34,70	34,00
radius	m	0,299	0,307	0,316	0,307	0,307	0,299	0,307	0,316	0,299	0,307

COMPRESSOR STAGE: 8  $u_2/u_1 = 1,0000$  Rotor  $c/h = 0,5000$  Stator  $c/h = 0,5000$   
 RESULT:  $Tt_3/Tt_1 = 1,0513$   $Pt_3/Pt_1 = 1,1707$   $DTt = 024,01$  K  $AN^2 = 2,140E+06$   
 Hub  $R = 0,4747$   $Dr = 0,5086$   $Ds = 0,5027$   $Phis = 0,0300$   $Eff = 0,8977$   
 Mean  $R = 0,5000$   $Dr = 0,5000$   $Ds = 0,5000$   $Phir = 0,0752$   $r_m = 00,307$  m  
 Tip  $R = 0,5236$   $Dr = 0,4905$   $Ds = 0,4973$   $MlR = 0,5559$   $U_m = 0276,7$  m/s  
 Flow Area 1 = 00,0305 Area 2 = 00,0290 Area 3 = 00,0273  $m^2$   
 Rotor-Blades/Chord = 202/0,0077 m Stator-Blades/Chord = 213/0,0073 m  
 Coefficients: Stage Loading = 0,3152 Flow = 0,5077

Station	1h	1m	1t	1Rm	2Rm	2h	2m	2t	3h	3m	3t
Prop\ Tt	K	468,1	468,1	468,1	480,1	480,1	492,1	492,1	492,1	492,1	492,1
T	K	453,6	453,8	454,0	453,8	465,8	465,0	465,8	466,6	477,6	478,0
Pt	kPa	1182,	1182,	1182,	1291,	1275,	1390,	1390,	1390,	1383,	1383,
P	kPa	1058,	1060,	1062,	1060,	1147,	1140,	1147,	1154,	1246,	1250,
M		0,400	0,397	0,394	0,538	0,392	0,540	0,531	0,523	0,390	0,387
Vel	m/s	170,8	169,4	168,1	229,8	169,4	233,4	229,8	226,4	170,7	169,4
u	m/s	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4	140,4
v	m/s	097,2	094,7	092,4	181,9	094,7	186,5	181,9	177,6	097,0	094,7
alpha/beta		34,70	34,00	33,33	52,33	34,00	53,01	52,33	51,66	34,62	34,00
radius	m	0,299	0,307	0,315	0,307	0,307	0,300	0,307	0,315	0,300	0,314

Design: 5  
 Stages: 9  
 $mc = 17,05$   
 $PR = 5,52$   
 Size (m)  
 Front  
 $R_h = 0,177$   
 $R_t = 0,408$   
 Back  
 $R_h = 0,259$   
 $R_t = 0,327$

$L = 1,242$  m

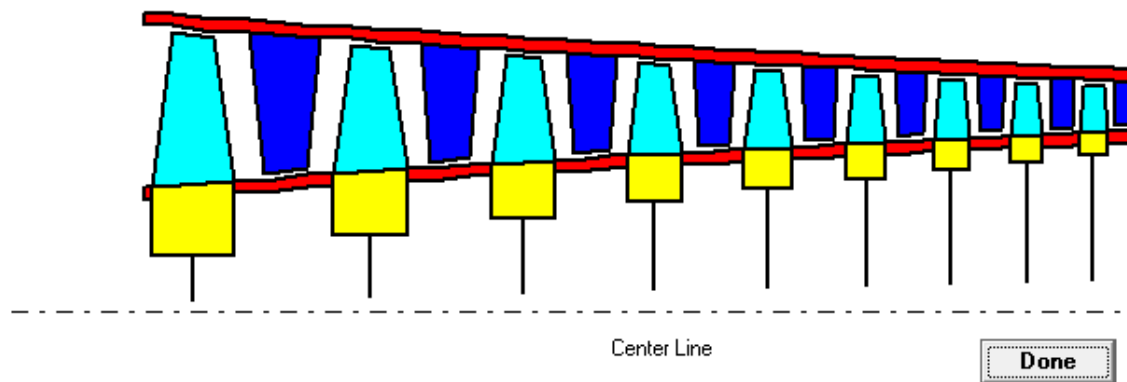


Fig 5.7 dimensioni e ingombro 2° compressore

## 5.8 Incremento velocità di rotazione

Viene ora sviluppato un ulteriore calcolo relativo al compressore, si cercherà di incrementarne i giri fino a raggiungere i 33000 giri/ minuto, valore tipico per i compressori centrifughi. A tale velocità di rotazione occorrerà prestare molta attenzione a mantenere le punte delle pale in regime subsonico.

I dati in ingresso sono gli stessi già utilizzati e vengono riportati di seguito:

Quota massima = 10000 m;

Portata d'aria = 34,9 kKg/s;

Pressione in ingresso = 26436,27 Pa;

Temperatura in ingresso = 223,15 K;

Costante gas perfetti = 287 J/kg\*K;

$\beta=20$ ;

$\eta_c=0,15$ ;

Velocità velivolo = 2,2 Mach.

$\gamma=1,400$

$C_p \text{ aria}=1005 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$P_i=52872,54 \text{ Pa}$

$T_i=272 \text{ K}$

$T_{\text{out}}=\Delta_{\text{T}}=T_i(\beta^{(\gamma-1)/(\gamma-\eta_c)}-1) = 437 \text{ K}$

$\omega=3453 \text{ rad/s}$

Siccome dobbiamo avere la certezza che la punta della pala non superi la velocità del suono partiamo dimensionando il tip radius della palettatura rotorica del primo stadio.

Imponiamo che

$\text{Tip}_{\text{radius}} \cdot \omega < 340 \text{ m/s}$

Da cui si ricava che la pala, per non lavorare in campo supersonico dovrebbe avere un raggio inferiore ai 90 mm. Un valore molto basso considerando che tale raggio deve essere complessivo anche del albero porta mozzo, le cui dimensioni dovranno essere tali da sopportare le forze centrifughe generate dalle palette in rotazione a 33000 rpm

Inoltre un tale valore del raggio non garantisce l'ara annulus calcolata in precedenza, necessaria per garantire la portata d'aria necessaria. Si può quindi affermare che tale incremento di velocità è difficilmente realizzabile.



## 5.9 Dimensionamento di massima della turbina

Forniamo ora una breve analisi di massima della turbina che deve fornire la potenza necessaria al funzionamento dell'intero sistema.

Iniziamo definendo i valori che dovranno poi essere utilizzati nel calcolo, tali valori sono:

$T_{in}$ : temperatura di uscita dal motore, supponiamo costante lungo il collettore di scarico

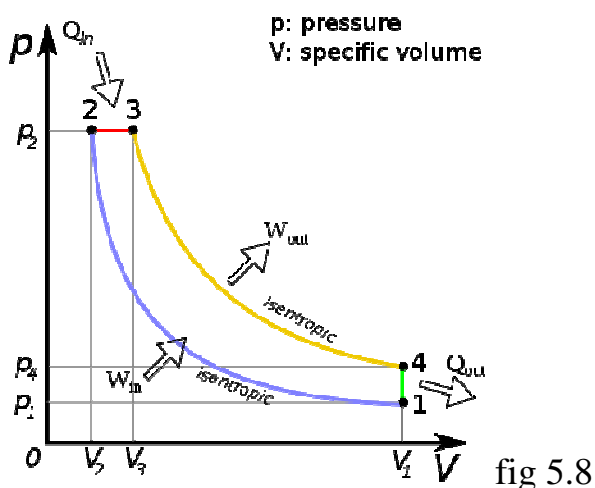
$P_{in}$ : pressione di uscita dal collettore di scarico, prenderemo questo valore pari a quello in uscita dalla testata

$M_f$ : portata massica dei fumi in uscita, sarà pari alla portata d'aria a cui andrà sommata la quantità di gas generata dalla combustione del gasolio

$\Omega_{rot}$ : velocità angolare di rotazione dell'albero di uscita. Verrà presa pari a 1200 rad/s per non dovere interporre uno stadio di riduzione tra la turbina e il compressore assiale.

Siccome i dati relativi a pressioni e temperature di uscita non possono essere rilevati direttamente sul motore utilizzeremo valori ricavati dalla bibliografia.

Nello specifico i valori che andremo ad utilizzare sono quelli nel punto 4 del diagramma di figura 5.8



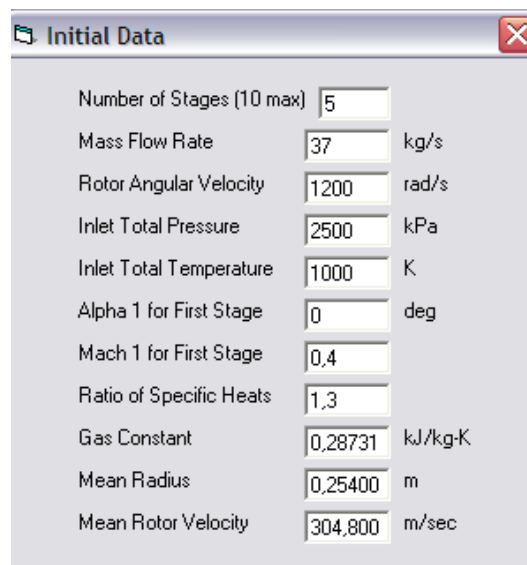
Tali valori sono

$T_{in}: 1000^{\circ}\text{K}$

$P_{in}: 25 \text{ bar} = 2,5 \text{ MPa}$

$M_f: 37 \text{ kg/s}$

Inserendo i valori ottenuti nel programma TURBN allegato al volume “Elements of propulsion” otteniamo i seguenti risultati



```
TURBN V4.3 - TURBINE DATA FILE:C:\Programmi\TURBN\turbn.tbn      Stage #1
Corr Flow =  2,79 kg/s  M1 = 0,4000  Tt1 = 1000,0 K  Pt1 = 2500,00 kPa
Mass Flow =  37,00 kg/s  M2 = 1,0500  AL2 = 51,94      AL1 = 0,00
u3/u2 = 1,0000  phis= 0,020  phir= 0,080  Um = 304,80 m/s  rm = 0,254 m
Stator: Z = 0,9000  c/h = 0,5000  Rotor: Z = 0,9000  c/h = 1,0000
Gamma = 1,3000  Gas Const = 0,2873kJ/kg-K      w = 1200 rad/s  AL3 = 0,00

RESULT: Tt3/Tt1 = 0,8854  Pt3/Pt1 = 0,5680  DTt = 114,58 K  AN^2=2,562E+06
Reaction Hub = 0,1939  Mean = 0,2322  Tip = 0,2679  Eff = 93,64%
Flow Area 1 = 0,0191  Area 2 = 0,0195  Area 3 = 0,0223 m^2
Coeff. Load = 1,5356  Flow = 1,2023  Vel Rat = 0,5706  RPM = 11.459
Nozzle-Blades:c/s = 224/0,848  Rotor-Blades:c/s = 210/1,724  M3Rt = 0,865

  Station  1h  1m  1t  2h  2m  2t  2Rm  3Rm  3h  3m  3t
Prop\
Tt      K | 1000,0 1000,0 1000,0 1000,0 1000,0 1000,0 922,7 922,7 885,4 885,4 885,4
T       K | 976,6 976,6 976,6 853,7 858,1 862,2 858,1 831,5 831,5 831,5 831,5
Pt      kPa | 2500 2500 2500 2476 2476 2476 1747 1698 1420 1420 1420
P       kPa | 2256 2256 2256 1248 1276 1302 1276 1081 1081 1081 1081
M       | 0,400 0,400 0,400 1,069 1,050 1,032 0,709 0,855 0,658 0,658 0,658
Vel     m/s | 242 242 242 604 594 586 401 477 366 366 366
u       m/s | 242 242 242 366 366 366 366 366 366 366 366
v       m/s | 0 0 0 480 468 457 163 305 0 0 0
alpha/beta | 0,00 0,00 0,00 52,62 51,94 51,28 24,01 39,75 0,00 0,00 0,00
radius  m | 0,248 0,254 0,260 0,248 0,254 0,260 0,254 0,260 0,247 0,254 0,261
```

```

Stage #02
Corr Flow = 4,63 kg/s M1 = 0,6465 Tt1 = 885,4 K Pt1 = 1420,01 kPa
Mass Flow = 37,00 kg/s M2 = 0,6500 AL2 = 43,88 AL1 = 0,00
u3/u2 = 1,0000 phis= 0,020 phir= 0,080 Um = 304,80 m/s rm = 0,254 m
Stator: Z = 0,9000 c/h = 1,0000 Rotor: Z = 0,9000 c/h = 0,7000
Gamma = 1,3000 Gas Const = 0,2873kJ/kg-K w = 1200 rad/s AL3 = 0,00

RESULT: Tt3/Tt1 = 0,9305 Pt3/Pt1 = 0,7122 DTt = 61,51 K AN^2=4,108E+06
Reaction Hub = 0,5541 Mean = 0,5878 Tip = 0,6179 Eff = 92,22%
Flow Area 1 = 0,0225 Area 2 = 0,0313 Area 3 = 0,0371 m^2
Coeff. Load = 0,8244 Flow = 0,8572 Vel Rat = 0,7788 RPM = 11.459
Nozzle-Blades:c/s = 164/1,732 Rotor-Blades:c/s = 118/1,109 M3Rt = 0,7556

Station 1h 1m 1t 2h 2m 2t 2Rm 3Rm 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 885,4 885,4 885,4 885,4 885,4 885,4 861,2 861,2 823,9 823,9 823,9
T K | 833,2 833,2 833,2 830,6 832,6 834,5 832,6 796,5 796,5 796,5 796,5
Pt kPa | 1420 1420 1420 1413 1413 1413 1253 1225 1011 1011 1011
P kPa | 1091,0 1091,0 1091,0 1071,3 1083,0 1093,4 1083,0 873,4 873,4 873,4 873,4
M | 0,647 0,647 0,647 0,663 0,650 0,638 0,478 0,736 0,479 0,479 0,479
Vel m/s | 361 361 361 370 362 356 267 401 261 261 261
u m/s | 361 361 361 261 261 261 261 261 261 261 261
v m/s | 0 0 0 261 251 242 -0054 305 0 0 0
alpha/beta | 0,00 0,00 0,00 45,01 43,88 42,80-11,58 49,40 0,00 0,00 0,00
radius m | 0,247 0,254 0,261 0,244 0,254 0,264 0,254 0,264 0,242 0,254 0,266
    
```

```

Stage #03
Corr Flow = 6,27 kg/s M1 = 0,4743 Tt1 = 823,9 K Pt1 = 1011,33 kPa
Mass Flow = 37,00 kg/s M2 = 0,6500 AL2 = 41,62 AL1 = 0,00
u3/u2 = 1,0000 phis= 0,020 phir= 0,080 Um = 304,80 m/s rm = 0,254 m
Stator: Z = 0,9000 c/h = 0,6000 Rotor: Z = 0,9000 c/h = 0,6000
Gamma = 1,3000 Gas Const = 0,2873kJ/kg-K w = 1200 rad/s AL3 = 0,00

RESULT: Tt3/Tt1 = 0,9310 Pt3/Pt1 = 0,7127 DTt = 56,86 K AN^2=5,365E+06
Reaction Hub = 0,5775 Mean = 0,6190 Tip = 0,6547 Eff = 91,81%
Flow Area 1 = 0,0374 Area 2 = 0,0409 Area 3 = 0,0489 m^2
Coeff. Load = 0,7620 Flow = 0,8576 Vel Rat = 0,8100 RPM = 11.459
Nozzle-Blades:c/s = 134/1,235 Rotor-Blades:c/s = 100/1,057 M3Rt = 0,7908

Station 1h 1m 1t 2h 2m 2t 2Rm 3Rm 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 823,9 823,9 823,9 823,9 823,9 823,9 804,4 804,4 767,0 767,0 767,0
T K | 797,0 797,0 797,0 772,4 774,8 776,8 774,8 739,6 739,6 739,6 739,6
Pt kPa | 1011,3 1011,3 1011,3 1006,6 1006,6 1006,6 907,1 885,5 720,8 720,8 720,8
P kPa | 875,9 875,9 875,9 761,2 771,3 780,1 771,3 615,6 615,6 615,6 615,6
M | 0,474 0,474 0,474 0,666 0,650 0,636 0,504 0,764 0,497 0,497 0,497
Vel m/s | 259 259 259 358 350 342 271 402 261 261 261
u m/s | 259 259 259 261 261 261 261 261 261 261 261
v m/s | 0 0 0 245 232 221 -0073 305 0 0 0
alpha/beta | 0,00 0,00 0,00 43,10 41,62 40,23-15,51 49,38 0,00 0,00 0,00
radius m | 0,242 0,254 0,266 0,241 0,254 0,267 0,254 0,267 0,239 0,254 0,269
    
```

```

Stage #04
Corr Flow = 8,49 kg/s M1 = 0,4923 Tt1 = 767,0 K Pt1 = 720,82 kPa
Mass Flow = 37,00 kg/s M2 = 0,6500 AL2 = 41,09 AL1 = 0,00
u3/u2 = 1,0000 phis= 0,020 phir= 0,080 Um = 304,80 m/s rm = 0,254 m
Stator: Z = 0,9000 c/h = 0,5000 Rotor: Z = 0,9000 c/h = 0,5000
Gamma = 1,3000 Gas Const = 0,2873kJ/kg-K w = 1200 rad/s AL3 = 0,00

RESULT: Tt3/Tt1 = 0,9292 Pt3/Pt1 = 0,7062 DTt = 54,29 K AN^2=7,203E+06
Reaction Hub = 0,5815 Mean = 0,6362 Tip = 0,6809 Eff = 91,76%
Flow Area 1 = 0,0492 Area 2 = 0,0549 Area 3 = 0,0662 m^2
Coeff. Load = 0,7276 Flow = 0,8342 Vel Rat = 0,8290 RPM = 11.459
Nozzle-Blades:c/s = 126/1,287 Rotor-Blades:c/s = 88/1,046 M3Rt = 0,8221

Station 1h 1m 1t 2h 2m 2t 2Rm 3Rm 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 767,0 767,0 767,0 767,0 767,0 767,0 750,1 750,1 712,8 712,8 712,8
T K | 740,1 740,1 740,1 718,4 721,3 723,8 721,3 686,8 686,8 686,8 686,8
Pt kPa | 720,8 720,8 720,8 717,5 717,5 717,5 651,1 635,0 509,1 509,1 509,1
P kPa | 617,5 617,5 617,5 540,0 549,7 557,8 549,7 433,4 433,4 433,4 433,4
M | 0,492 0,492 0,492 0,672 0,650 0,631 0,515 0,784 0,502 0,502 0,502
Vel m/s | 259 259 259 348 337 328 267 397 254 254 254
u m/s | 259 259 259 254 254 254 254 254 254 254 254
v m/s | 0 0 0 238 222 208 -0083 305 0 0 0
alpha/beta | 0,00 0,00 0,00 43,09 41,09 39,24-18,09 50,16 0,00 0,00 0,00
radius m | 0,239 0,254 0,269 0,237 0,254 0,271 0,254 0,271 0,233 0,254 0,275
    
```

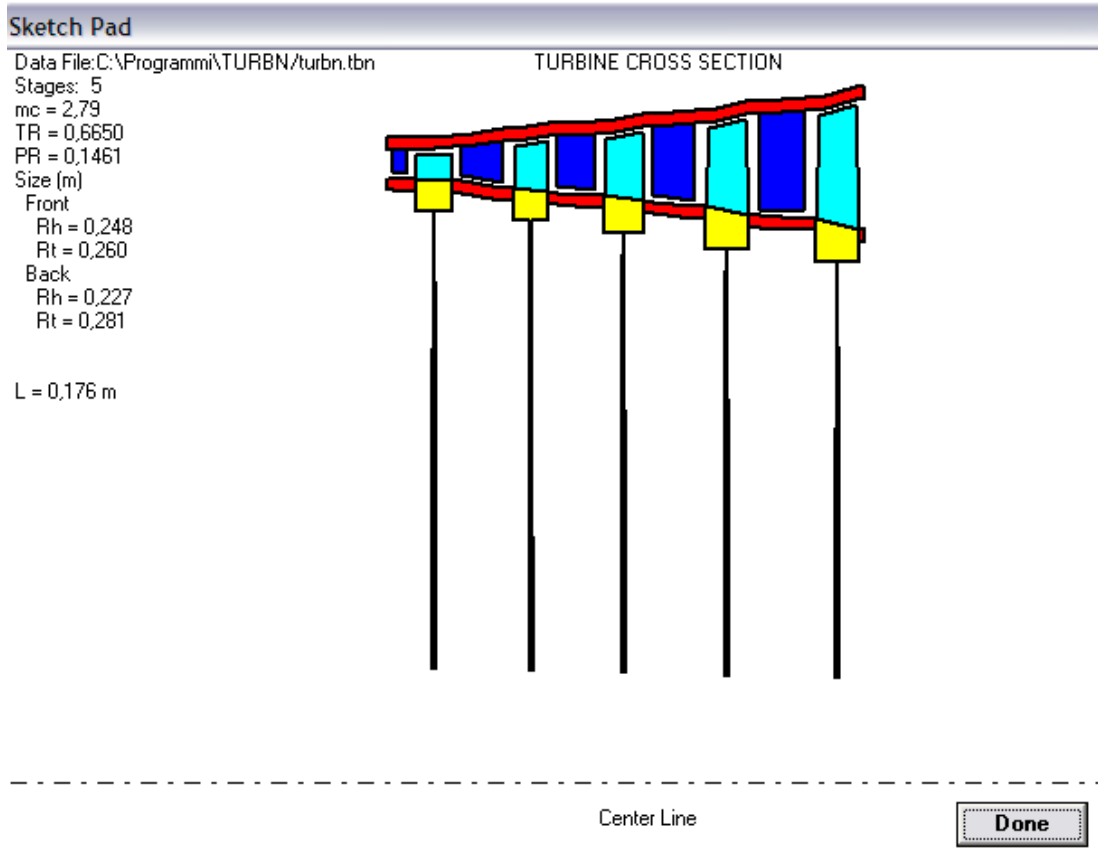
```

Stage #05
Corr Flow = 11,58 kg/s M1 = 0,4966 Tt1 = 712,8 K Pt1 = 509,06 kPa
Mass Flow = 37,00 kg/s M2 = 0,6500 AL2 = 36,86 AL1 = 0,00
u3/u2 = 1,0000 phis= 0,020 phir= 0,080 Um = 304,80 m/s rm = 0,254 m
Stator: Z = 0,9000 c/h = 0,4000 Rotor: Z = 0,9000 c/h = 0,4000
Gamma = 1,3000 Gas Const = 0,2873kJ/kg-K w = 1200 rad/s AL3 = 0,00

RESULT: Tt3/Tt1 = 0,9330 Pt3/Pt1 = 0,7174 DTt = 47,76 K AN^2=9,261E+06
Reaction Hub = 0,6161 Mean = 0,6800 Tip = 0,7292 Eff = 90,81%
Flow Area 1 = 0,0668 Area 2 = 0,0705 Area 3 = 0,0855 m^2
Coeff. Load = 0,6400 Flow = 0,8538 Vel Rat = 0,8839 RPM = 11.459
Nozzle-Blades:c/s = 108/1,164 Rotor-Blades:c/s = 78/0,956 M3Rt = 0,8723

Station 1h 1m 1t 2h 2m 2t 2Rm 3Rm 3h 3m 3t
Prop\
Tt K | 712,8 712,8 712,8 712,8 712,8 712,8 702,3 702,3 665,0 665,0 665,0
T K | 687,3 687,3 687,3 667,2 670,3 672,6 670,3 637,8 637,8 637,8 637,8
Pt kPa | 509,1 509,1 509,1 506,7 506,7 506,7 475,3 462,6 365,2 365,2 365,2
P kPa | 434,9 434,9 434,9 380,6 388,2 394,2 388,2 304,7 304,7 304,7 304,7
M | 0,497 0,497 0,497 0,674 0,650 0,631 0,564 0,821 0,533 0,533 0,533
Vel m/s | 252 252 252 337 325 316 282 401 260 260 260
u m/s | 252 252 252 260 260 260 260 260 260 260 260
v m/s | 0 0 0 214 195 179 -0110 305 0 0 0
alpha/beta | 0,00 0,00 0,00 39,39 36,86 34,59-22,86 49,51 0,00 0,00 0,00
radius m | 0,233 0,254 0,275 0,232 0,254 0,276 0,254 0,276 0,227 0,254 0,281
    
```

Riportiamo inoltre una sezione della turbina (fig 5.9)



## **5.10 Analisi dei risultati**

Analizzando i risultati ottenuti si nota subito un miglioramento delle prestazioni dell'intero sistema, in particolare si ottiene un rapporto di compressione più elevato, infatti a parità di numero di stadi di compressione riusciamo ad ottenere, nel caso di compressione interrefrigerata, un rapporto maggiore di 27 ed una temperatura di fine compressione di 492 K; questo porta quindi ad una maggiore sovralimentazione del motore endotermico, inoltre essendo il salto termico minore gli scambiatori possono essere di minori dimensioni, per contro avremo un maggiore ingombro in quanto, mentre nella prima ipotesi il compressore completo aveva una lunghezza di 1.70 m in questo caso avremo due compressori lunghi circa 1.20, che possono essere montati su un unico albero, e due batterie di scambiatori.

Da non trascurare anche l'aspetto legato ai materiali impiegati non tanto per la costruzione delle palettature rotoriche e statoriche, in quanto le temperature attualmente raggiunte nei compressori dei motori turbogas sono di gran lunga maggiori, quanto per quelli impiegati negli scambiatori; in genere alluminio per avere un buon rapporto resistenza/massa. Nel nostro caso l'azione congiunta delle alte pressioni e delle alte temperature potrebbe portare a problemi di resistenza meccanica soprattutto a livello delle giunzioni tra le varie parti degli intercooler con uno scadimento dell'affidabilità.

Occorrerà valutare, anche in relazione al tipo di aeromobile sul quale andrà installato il sistema, quale delle due soluzioni sia la migliore.

# Capitolo 6

## RIASSUNTO DELLE SPECIFICHE

In questo elaborato si è provveduto a sviluppare un'analisi del problema e a proporre due possibili soluzioni, in particolare è stato dimensionato il sistema di palettature, sia rotoriche che statoriche, necessarie alla compressione del fluido, inoltre è stato fatto un dimensionamento di massima della turbina necessari per il trascinamento del compressore.

## 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 65100 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 per entrambe le ipotesi di costruzione del compressore presentate

### Prima ipotesi:

- rapporto di compressione: 17
- numero stadi: 17
- lunghezza totale: 1.70 m
- ingombri : raggio di punta della pala 0.41m ,raggio di mozzo 0.25 m
- portata massima: 35 kg/s



Fig 6.1

**Seconda ipotesi:**

-rapporto di compressione: 27

-numero stadi: 17

-lunghezza totale: due compressori di lunghezza pari a 1.20 metri

-ingombri :

- per il primo stadio del compressore raggio di punta della pala 0.41m ,raggio di mozzo 0.25 m

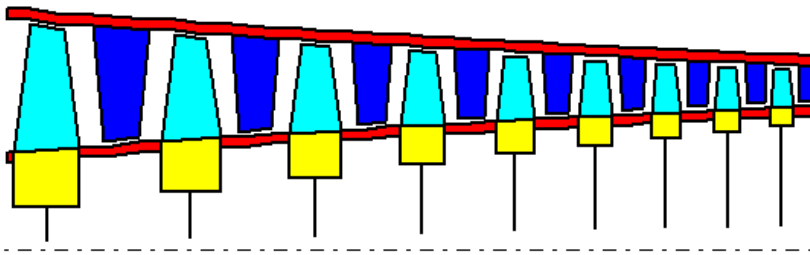


Fig 6.2

-per il secondo stadio del compressore raggio abbiamo un raggio di tip pari a 0.411 m e di hub pari a 0.174 m

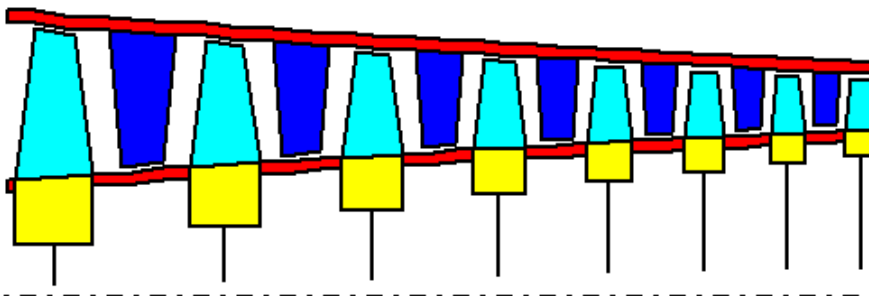


Fig 6.3

-portata massima: 35 kg/s

In un ottica di riduzione dei costi si potrebbe pensare, dato che le dimensioni dei due compressori sono pressoché identiche, di utilizzarne due identici posti in cascata.

Si nota subito come nella seconda ipotesi, ovvero quella con l'interrefrigerazione, si possano ottenere a parità di stadi un maggiore rapporto di compressione ed una



minore temperatura di fine compressione. Per contro però si avrà una maggiore complessità costruttiva in quanto, dovendo i compressori essere montati affiancati, occorrerà definire anche un riduttore che li accoppi. Inoltre 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 .

### **Incremento di velocità di rotazione**

Il tentativo di incrementare la velocità di rotazione del compressore si è rivelato infruttuoso in quanto il limite sulla velocità della pala è troppo restrittivo per potere essere rispettato.

### **TURBINA**

Per quanto riguarda la progettazione della turbina siamo stati costretti ad utilizzare una velocità di rotazione superiore a quella del compressore per rispettare i parametri che vengono forniti dal programma stesso di calcolo. Il numero di stadi è stato posto uguale a 5 per contenere gli ingombri dato che l'intero sistema andrà installato su un aeromobile.

Si riportano anche in questo caso i risultati ottenuti:

- $\Omega_{rot}$ : 1200 rad/s

In ingresso

- $R_{tip}$ : 0.24m

- $R_{hub}$ : 0.22m

In uscita

- $R_{tip}$ : 0.11m

- $R_{hub}$ : 0.39m

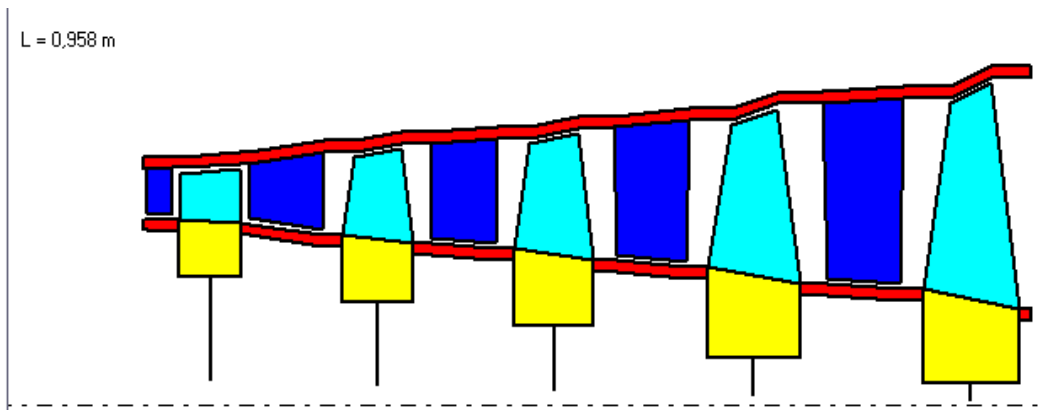


Fig 6.4

### **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 la turbina andranno 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 sopportare le alte temperature di 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.
- “Motori Endotermici “ D. Giacosa. Hoepli, Milano, 2000.

### Per la parte relativa alla turbina:

- “Elements of propulsion, gas turbin and rockets”, J. Mattingly (2006)
- “Motori Endotermici “ D. Giacosa. Hoepli, Milano, 2000.
- “La tecnica del motore “ P. Leone R. Scuto Editrice Levarotto e Bella
- “Motori ad alta potenza specifica” Giacomo Augusto Pignone, Giorgio Nada Editore