

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 Assistito Dal Calcolatore L

Studio ed ottimizzazione di un turbocompressore
per un motore avio V6 da 1.6 l

CANDIDATO

Matteo Colaianni

RELATORE

Prof. Ing. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2013-2014
Sessione III

Indice

Introduzione	1
---------------------------	---

Capitolo 1

Motore V6 da competizione

1.1 Brevi cenni storici sul turbocompressore	2
1.2 Descrizione del motore	4
1.3 Caratteristiche tecniche	5

Capitolo 2

I motori alternativi sovralimentati

2.1 Introduzione alla sovralimentazione	6
2.2 Tecniche di sovralimentazione	9
2.3 Turbo-sovralimentazione	10
2.4 I componenti essenziali del gruppo	17
2.4.1 La girante del compressore	17
2.4.2 La girante della turbina	18
2.4.3 Corpo della turbina (carter di scarico)	18
2.4.4 Corpo del compressore	19
2.4.5 Albero	19
2.4.6 Corpo centrale	19
2.4.7 Sistemi portanti	20
2.4.8 Valvola di by-pass ("Waste-gate")	20
2.4.9 Overboost.....	21
2.4.10 Valvola "pop-off" o "blow-off"	22
2.5 L'inter-refrigerazione	23
2.6 Effetti della sovralimentazione	28

Capitolo 3

Richiami di termofluidodinamica

3.1 Introduzione	30
3.2 Sistemi chiusi e aperti	30

3.3 Stato di un sistema	30
3.4 Trasformazioni quasi statiche	30
3.5 Trasformazioni cicliche	31
3.6 Primo principio della termodinamica	31
3.7 Calore specifico dei gas	32
3.8 Energia interna ed entalpia	33
3.9 Modellazione di un gas	33
3.10 Trasformazioni adiabatiche	34
3.11 Trasformazioni reversibili ed irreversibili	34
3.12 Secondo principio della termodinamica	35
3.13 Quantità di moto e momento della quantità di moto	36
3.14 Equazioni che descrivono una trasformazione isentropica di un gas perfetto	38
3.15 Proprietà del diagramma T-s	38
3.16 Velocità del suono e numero di Mach	40
3.17 Moto di un fluido attraverso un condotto	41
3.18 Il parametro di flusso	44
3.19 Le curve caratteristiche	45
3.19.1 Curve caratteristiche della turbina	45
3.19.2 Curve caratteristiche del compressore	46

Capitolo 4

I motori per la propulsione aerea

4.1 Sistemi di propulsione	50
4.2 Caratteristiche dei motori alternativi	50

Capitolo 5

Specifiche di progetto

5.1 Stimoli alla progettazione	54
5.2 Impostazione generale della progettazione	54
5.3 Definizione delle specifiche di progetto	55

Capitolo 6

Introduzione allo studio del compressore

6.1 Introduzione	60
------------------------	----

6.2 Triangoli di velocità e studio termodinamico	61
6.3 Grandezze statiche, di ristagno e totali	64
6.4 Rendimento total to total del compressore	67
6.5 Rendimento total to total degli elementi che compongono il compressore	68

Capitolo 7

Studio fluidodinamico della girante

7.1 Scelte progettuali	70
7.2 Flusso reale in uscita dalla girante	72
7.2.1 Studio della deviazione del flusso	73
7.2.2 Studio della disuniformità del flusso nel vano palare	75
7.3 Coefficiente di ostruzione palare	77
7.4 Relazione tra rapporto di compressione e velocità periferica della girante	81
7.5 Trasformazione termodinamica all'interno della girante	82
7.6 Approccio adimensionale alla progettazione	83
7.7 Calcolo del diametro	84
7.8 Verifica del rendimento della girante	87
7.9 Risultati ottenuti	88
7.10 Osservazioni conclusive	89

Capitolo 8

Design della girante

8.1 Introduzione	91
8.2 Disegno del canale meridiano	92
8.3 Disegno dell'inducer	92
8.4 Disegno 3D della girante	94

Capitolo 9

Materiale della girante

9.1 Introduzione	95
9.2 Scelta del material della girante	94

Capitolo 10

Studio fluidodinamico del diffusore

10.1 Introduzione	97
10.2 Scelte progettuali	98
10.3 Funzionamento di un diffusore liscio (vaneless diffuser)	99
10.4 Progetto del diffusore	99
10.5 Risultati del calcolo	103
10.6 Commenti ai risultati del calcolo	103

Capitolo 11

La voluta

11.1 Introduzione	104
11.2 I tipi di volute	104
11.3 Possibile disegno della voluta circolare	106

Conclusioni	107
--------------------------	-----

Allegato	110
-----------------------	-----

Bibliografia	117
---------------------------	-----

Introduzione

Questa tesi ha come scopo la progettazione di un sistema turbocompressore ad altissimo rapporto di compressione, $\beta_c = 10$ per un motore avio. In particolare faremo riferimento per l'intera progettazione all'attuale propulsore V6 da 1.6 l che equipaggia le vetture di Formula 1.

Il turbocompressore ha una funzione di fondamentale importanza per i motori alternativi in generale, in quanto permette l'aspirazione di una quantità d'aria maggiore riducendone il volume specifico e quindi garantisce prestazioni più elevate a parità di cilindrata. In particolare per il motore che andremo ad analizzare, il turbocompressore, oltre a garantire un' aumento di potenza, è anche l'organo preposto all'alimentazione del sistema MGU-H (Motor Generator Unit – Heat) il quale converte l'energia cinetica in eccesso della turbina, alimentata dai gas di scarico del motore, in energia elettrica convogliandola in un pacco batterie.

Nel nostro caso di studio, per una scelta progettuale, il propulsore è sprovvisto del sistema MGU-H, quindi il turbocompressore garantisce il solo aumento di potenza in quota.

Come prima cosa verranno introdotte le attuali tecniche di sovralimentazione, con una descrizione degli aspetti più importanti ed interessanti del complesso campo della sovralimentazione per capire cosa la sovralimentazione sia, a cosa serve e brevi accenni storici sulla sua nascita. Vedremo quindi come un impianto di sovralimentazione si integra nel sistema motore alternativo ed una descrizione delle sue componenti.

Seguirà un breve e doveroso richiamo alle termofluidodinamica le cui leggi sono i pilastri su cui si basa l'intera progettazione.

Il compressore sarà il punto di partenza della progettazione dell'intero sistema, nonché la parte più critica; da esso dipendono tutte le altre componenti ed il successivo sviluppo del gruppo. Inizieremo quindi con la progettazione della girante a pale radiali del compressore centrifugo. Seguirà la progettazione del diffusore il cui studio basato sulla la teoria monodimensionale dovrà successivamente essere integrato con l'analisi del flusso tridimensionale per poter essere testato ed ottimizzato con programmi di fluidodinamica numerica CFD – Fluent di Ansys.

Per l'intera progettazione verrà utilizzato il programma di calcolo Excel di Microsoft, e i disegni dei componenti verranno realizzati con il software di progettazione tridimensionale parametrica Solid Works 2013.

Capitolo 1

Motore V6 Turbo da competizione

1.1 Brevi cenni storici sul turbocompressore

Il turbocompressore fu inventato dall'ingegnere svizzero Alfred J. Büchi che lavorava nel campo delle turbine a vapore; nel 1905 Büchi depositò il brevetto del primo concetto di turbocompressore azionato da gas di scarico, in cui turbina e compressore erano accoppiati meccanicamente. Nel 1910 fu costruito il primo motore turbocompresso: si trattava di un due tempi della Murray-Willat, azienda costruttrice di motori per aeroplani. Infatti, i primi velivoli che cominciavano a solcare i cieli durante la Prima Guerra Mondiale, mossi da motori a combustione interna, subivano un notevole calo di potenza ad alta quota, a causa della riduzione della densità dell'aria aspirata, limitandone l'altitudine di volo.

Nel 1918 il Dott. Sanford Moss della General Electric applicò un turbocompressore ad un motore per velivoli, il V12 Liberty, e lo testò all'altitudine di 14000 ft: a questa quota, i 354 CV sviluppati, in condizioni di aspirazione libera, al livello del mare, scendevano a soli 230 CV, ma con il turbo la potenza si impennava a 377 CV, dimostrando in maniera inconfutabile come esso potesse eliminare le perdite di potenza fino ad allora riscontrate a causa della riduzione di densità dell'aria all'aumentare della quota di volo.

In campo aeronautico era un susseguirsi di record di altitudine con i 33.113 ft raggiunti già nel 1920, mentre è del 1925 la prima applicazione di successo su due navi tedesche di un motore Diesel sovralimentato capace di 2.000 CV.

Nel 1936 fu fondata da J.C. Garrett la Garrett Corporation, che negli anni a venire si sarebbe affermata come uno dei più grandi e importanti costruttori di turbocompressori. Durante la Seconda Guerra Mondiale i veloci aerei a reazione soppiantarono quelli con motore a pistoncini: l'avvento delle turbine a gas portò grandi sviluppi nella tecnologia dei materiali e nella progettazione, con positive ricadute anche nel campo dei turbocompressori. Nuovi materiali, più resistenti alle alte temperature dei gas di scarico, e nuove tecniche di lavorazione permisero lo sviluppo di turbine radiali, più piccole e leggere di quelle assiali, che meglio si adattavano ai piccoli motori delle automobili. Come spesso accade nel mondo dell'automobile, le prime applicazioni di un nuovo dispositivo si hanno nelle competizioni. Nel 1952, la prima autovettura equipaggiata con un motore Diesel turbocompresso prodotto dalla Cummins fece la sua comparsa alla 500 Miglia di Indianapolis, ottenne la pole-position e restò alla testa della corsa per 100 miglia, prima che un frammento di pneumatico danneggiasse proprio il turbocompressore costringendo la vettura al ritiro.

Il passaggio del turbocompressore dalle piste alla strada avverrà solo nel 1962, negli Stati Uniti d'America, grazie a due vetture del gruppo General Motors: la Oldsmobile Jetfire e

la Chevrolet Corvair Monza. La Jetfire, per limitare il fenomeno di detonazione, principale vincolo tecnico dei motori sovralimentati, con un rapporto di compressione di ben 10,25:1, era dotata di un insolito sistema di iniezione di una miscela di acqua e alcool metilico, contenuta in un serbatoio ausiliario. La miscela veniva iniettata nei condotti di aspirazione nei momenti di maggior richiesta di potenza: in base allo stile di guida.

Il turbo ricomparve sulle auto di serie negli Anni Settanta, ma sull'altra sponda dell'Oceano. La rinascita fu condotta da BMW, con la celebre 2002 del 1973 (motore 2 l da 170 CV e 240 Nm), seguita da Porsche, con la 911 Turbo del 1974. Per trovare il primo motore turbo-Diesel bisogna attendere il 1978, quando la Mercedes-Benz presentò la 300 SD: lo sviluppo di questa insolita motorizzazione era destinata esclusivamente al mercato di Stati Uniti e Canada, fu avviato allo scopo di soddisfare i valori limite imposti per i consumi di carburante dal governo statunitense.

La prima vettura italiana turbocompressa fu l'Alfa Romeo Alfetta GTV 2000 Turbodelta. Ma in Europa, la Casa che realmente "turbò" il mondo dell'automobile fu la Renault. Nel 1977, la Casa francese inaugurò nel Campionato Mondiale di Formula 1 quella che sarebbe passata alla storia sportiva come "Era Turbo", durata fino al 1989; ben presto, essa fu seguita da Honda, Ferrari, BMW, in una sfida tra propulsori a quattro e sei cilindri di 1.5 l capaci di straordinarie nonché terrificanti potenze che potevano arrivare anche a 1500 CV.

Tale escalation di potenze, sia su pista che su strada, non passò inosservata, anche per gli effetti negativi che portò a livello di sicurezza. Governare questi bolidi, senza gli ausili elettronici di oggi, poteva andare al di là delle capacità del migliore dei piloti, per cui le varie Federazioni furono costrette a mettere dei paletti: in Formula 1, prima si fissò un limite alla pressione massima di sovralimentazione per poi bandire del tutto i motori turbo a partire dal 1989.

Arriviamo agli anni '90: se fino ad ora il turbocompressore è stato soprattutto il compagno ideale dei motori a benzina per ottenere alte potenze, spesso a discapito della guidabilità e del piacere di guida, con il classico "calcio nel sedere" o "turbo-lag", a partire dal 1997, grazie all'Alfa 156, si legherà ai motori Diesel dotati della nascente iniezione diretta Common Rail, in un connubio, ogni giorno più solido, da cui sono nati motori capaci di conciliare alte prestazioni, piacere di guida e consumi contenuti.

Sebbene abbia ormai più di un secolo, il turbocompressore è ancora oggi oggetto di importanti affinamenti. Gli interventi dei tecnici si concentrano soprattutto sulle palette di turbina e compressore, che rappresentano il cuore di questo dispositivo: un loro corretto disegno è fondamentale per un buon funzionamento del turbocompressore in un ampio campo di utilizzo. Se l'adozione di palette mobili per il compressore è una realtà consolidata da anni (comunemente si parla di turbocompressore a geometria variabile), molto più recente e complessa è l'introduzione di questa soluzione sul lato turbina. La criticità risiede nel fatto che le palette della turbina vengono investite dai gas di scarico ad alta temperatura: la prima Casa ad adottare una turbina a geometria variabile è stata Porsche con la 911 Turbo del 2005, grazie all'adozione di materiali di derivazione aerospaziale.

A parte queste sofisticazioni, il turbocompressore sta tornando in auge sui motori a benzina. Grazie ad esso è possibile realizzare il "Downsizing", cioè utilizzare motori piccoli (e quindi leggeri) su una ampia gamma di vetture, potendo contare sempre su una adeguata riserva di coppia e potenza garantite da uno, ma anche due turbocompressori: si realizzano così motori che per prestazioni, piacere di guida ed economia, cominciano ad impensierire i turbo-Diesel ad iniezione diretta.

Infatti uno dei problemi maggiori dei motori benzina se subiscono un downsizing molto aggressivo è quello della detonazione. Tale limite, chiamato limite di detonazione, si è presentato varie volte in passato quando si cercavano nuove tecniche di per rendere i motori benzina più efficienti. Questo problema può essere parzialmente migliorato usando l'iniezione diretta, in quanto iniettando il combustibile direttamente in camera di combustione, questo evaporando velocemente sottrae calore abbassando la temperatura in camera di combustione, riducendo la tendenza di auto-accensione della miscela e di conseguenza permettendo di sviluppare motori a benzina con un forte downsizing e di spingere il rapporto di compressione più in alto. Un altro sistema per ridurre la detonazione è il disegno di condotti di aspirazione che generano molta turbolenza in camera di combustione e aumentano la velocità della combustione stessa riducendo il tempo a disposizione dei gas per autoaccendersi, tali condotti però sono meno permeabili e richiedono un sistema di sovralimentazione per garantire la portata d'aria necessaria.

1.2 Descrizione del motore

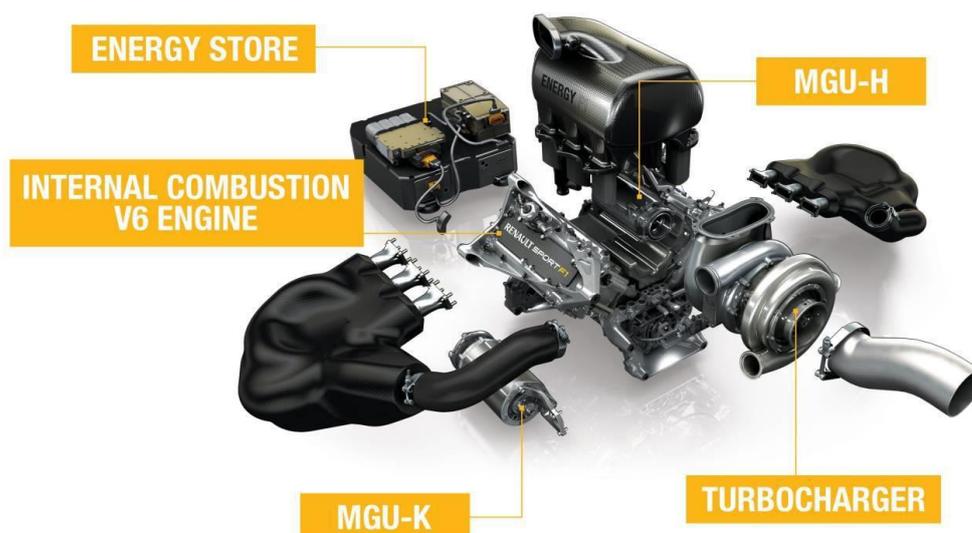


Figura 1: Motore Renault F1 2014

Il motore su cui faremo riferimento in questa tesi sarà l'attuale propulsore che equipaggia le vetture di Formula 1. La cosiddetta Power Unit (unità motrice) è costituita da un propulsore V6 turbo da 1,6 litri di cilindrata, dotato di iniezione diretta, velocità massima di rotazione limitata a 15000 giri/minuto e potenza di circa 600 CV.

La sovralimentazione è ottenuta attraverso un singolo turbocompressore, con unica turbina, che gira a circa 125000 giri/minuto e da due motori elettrici. Le due unità che compongono il sistema elettrico di ausilio al motore termico prendono il nome di ERS: Energy Recovery System. Il motore-generatore preposto al recupero dell'energia cinetica eccedente, in fase di frenata, dalle ruote motrici si chiama MGU-K (Motor Generator Unit - Kinetics); il secondo invece è preposto al recupero dell'energia termica dai gas di scarico del turbo e si chiama MGU-H (Motor Generator Unit - Heat). O per meglio dire quest'ultimo sistema converte l'energia cinetica in eccesso della turbina alimentata dai gas di scarico del motore e quindi dal loro contenuto entalpico, in fase di frenata, quando cioè al compressore non occorre, in energia elettrica.

L'energia recuperata da MGU-K e MGU-H viene accumulata in un pacco batterie comune per un totale di 120 kW. L'energia recuperata dall'MGU-H viene restituita alla girante del turbo, per eliminarne il ritardo di risposta "turbo-lag", o rallentandolo al posto di una "wastegate" più tradizionale; il risultato è un'erogazione della coppia più lineare, a tutto vantaggio dell'efficienza termodinamica, e consumi minori.

Nel nostro caso di studio, l'unità motrice viene privata dei due motori elettrici, per una scelta progettuale volta alla riduzione di peso e ingombri all'interno del vano motore.

1.3 Caratteristiche tecniche

Motore:

1. Cilindrata: 1600 cc
2. Giri max: 15000 rpm
3. Sovralimentazione: Turbo singolo
4. Portata benzina: 100 kg/h max
5. Configurazione: V6 90°
6. Nr. cilindri: 6
7. Alesaggio: 80 mm
8. Corsa: 53 mm
9. Valvole: 4 per cilindro
10. Iniezione: 500 bar, diretta

Sistema ERS:

11. Energia batteria (a giro): 4 MJ
12. Potenza MGU-K: 120 kW
13. Giri max MGU-K: 50000 rpm
14. Giri max MGU-H: 125000 rpm

Capitolo 2

I motori alternativi sovralimentati

2.1 Introduzione alla sovralimentazione

Dopo aver descritto brevemente motore di cui ci si occuperà, cerchiamo adesso di addentrarci nel delicato campo della sovralimentazione. Per prima cosa si deve capire cosa la sovralimentazione sia, a cosa serve e come è nata. Vedremo quindi come un impianto di sovralimentazione si integra nel complesso sistema motore alternativo, interessandoci in particolar modo dei problemi che si verificano quando si ha a che fare con motori aeronautici, che quindi si possono trovare ad elaborare fluidi a densità più bassa di quella che si ha a terra. Solo dopo tali premesse si potrà affrontare la progettazione fluidodinamica del gruppo turbocompressore.

La potenza di un motore a combustione interna dipende essenzialmente dalle sue “capacità respiratorie”, ovvero dalla massa d’aria e dalla quantità di combustibile che possono essere introdotte nel cilindro. Normalmente un aumento di potenza dovuto ad un aumento di massa d’aria entrante viene ottenuto con un aumento di cilindrata o del regime di rotazione. Tuttavia un aumento di cilindrata ha come conseguenza l’aumento della massa del motore e del relativo ingombro, mentre l’aumento del regime di rotazione rappresenta, oltre ad un chiaro aumento dei consumi di carburante, una difficoltà insormontabile, poiché il corrispondente aumento delle forze d’inerzia richiede un maggior irrobustimento degli organi in moto alternativo. Aumentando le masse si perviene ad un innalzamento ulteriore delle forze d’inerzia innescando così un processo senza sbocchi.

Una diversa soluzione tecnica per ottenere l’aumento di potenza del motore è la sovralimentazione che consiste nell’aumentare la pressione dell’aria di alimentazione. Essendo l’aria un fluido comprimibile, aumentando la sua pressione i sovralimentatori fanno entrare nel motore una quantità di aria maggiore di quella che il motore aspirerebbe naturalmente attraverso il normale ciclo di pompaggio (quindi a pressione ambiente). In definitiva la sovralimentazione si propone di introdurre fluido attivo nei cilindri del motore in un volume superiore a quello che esso avrebbe se si trovasse nelle condizioni di pressione e temperatura dell’ambiente esterno

Sostanzialmente i sovralimentatori sono dei sistemi di alimentazione forzata dell’aria: essi fanno entrare nel motore una quantità di aria maggiore di quella che il motore aspirerebbe naturalmente attraverso il normale ciclo di pompaggio. L’introduzione di una quantità di aria più elevata per ogni ciclo e per ogni cilindro, consente di introdurre e, dunque, bruciare più combustibile. E’ intuitivo comprendere che ad una massa maggiore di combustibile bruciato corrisponda l’ottenimento di una quantità di energia maggiore dalla singola combustione che avviene nel singolo cilindro. Quindi un motore alternativo

sovralimentato può sviluppare una potenza maggiore dello stesso motore non sovralimentato: questo significa che si può innalzare il rapporto potenza/peso del motore attraverso la sovralimentazione, senza alterare significativamente le masse.

A tal proposito il problema dei pesi non è sempre di secondaria importanza, anzi in alcuni campi quali ad esempio trasporti, aviazione o competizioni è sede di studi molto approfonditi.

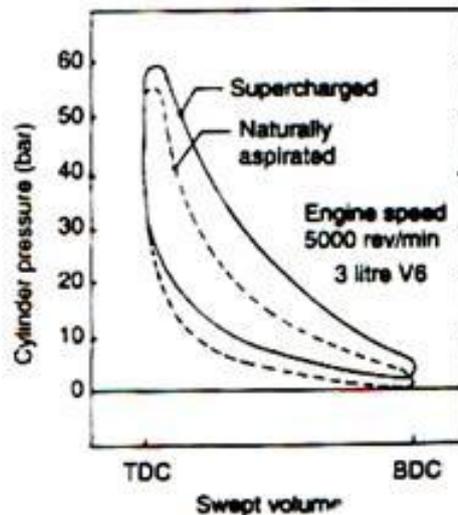


Figura 1: Comparazione tra un ciclo aspirato ed uno sovralimentato (tralasciando le fasi di aspirazione e scarico)

La sovralimentazione, realizzata nel modo corretto, porta poi anche a vantaggi in termini di rendimento indicato

$$\eta = \frac{L_{\text{indicato}}}{q_s}$$

in quanto essendo la pressione all'uscita del compressore maggiore della pressione dell'ambiente in cui scarica il motore, l'area di scambio gas del ciclo di lavoro diventa positiva e quindi il lavoro corrispondente viene aggiunto e non sottratto al lavoro compiuto, come avviene per un motore aspirato.

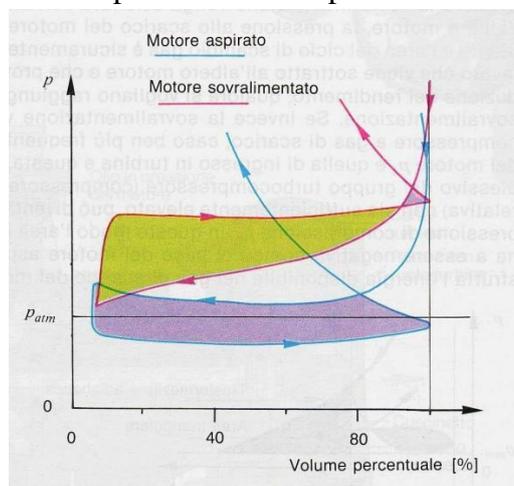


Figura 2: Lavoro di pompaggio per un motore aspirato ed uno sovralimentato

La fig. 2 mette in evidenza la variazione del lavoro di pompaggio durante il periodo di scambio gas, espresso dalle aree colorate. Nel caso del motore aspirato, il lavoro viene compiuto dal pistone che provvede ad espellere i gas combusti ad una pressione mediamente superiore a quella atmosferica, mentre aspira la carica fresca ad una pressione mediamente inferiore: si tratta quindi di un lavoro negativo. Al contrario, nel caso del motore sovralimentato, il lavoro di scambio gas diventa positivo in quanto la carica fresca viene adesso portata ad una pressione maggiore di quella atmosferica a spese del lavoro di compressione superando così la pressione a cui vengono espulsi i gas dal cilindro.

Passiamo ora a vedere come si possono esprimere i concetti precedentemente esposti in termini analitici, ovvero di come la potenza del motore aumenti per effetto della sovralimentazione.

La potenza P_0 erogata da un qualsiasi motore alternativo è uguale a:

$$P_0 = V_c p_{me} \frac{2n}{\tau}$$

Dove si è indicato con:

- V_c cilindrata;
- p_{me} pressione media effettiva;
- n il numero dei giri nell'unità di tempo
- τ il numero rappresentativo del tipo di motore.
($\tau = 4$ per motore quattro tempi; $\tau = 2$ per motore due tempi)

essendo poi in generale:

$$p_{me} = K' \cdot \rho \cdot \eta_i \cdot \eta_0 \cdot \eta_{th} \cdot \eta_c \cdot \eta_v$$

Dove si è indicato con:

- ρ la densità dell'aria.
- η_v il rendimento volumetrico del motore;
- K' la tonalità termica della miscela aria-combustibile;
- η_c il rendimento di combustione;
- η_{th} il rendimento termodinamico;
- η_i il rendimento indicato;
- η_0 il rendimento meccanico;

Risulta evidente che con la sovralimentazione, trovandosi a lavorare con aria che all'aspirazione ha una densità ρ elevata (ben maggiore della densità dell'aria atmosferica ρ_{atm}), il motore aumenta la sua p_{me} e quindi anche la potenza.

E' bene però ricordare che al variare delle condizioni di utilizzo del motore, la potenza può variare notevolmente.

2.2 Tecniche di sovralimentazione

Per conseguire la sovralimentazione si possono seguire diverse vie che presentano caratteristiche decisamente diverse tra loro. Vediamo di descrivere le varie possibilità:

1. Compressore volumetrico collegato meccanicamente con l'albero motore:

Presenta una svantaggiosa riduzione del rendimento legata alla sottrazione di energia all'albero motore, da parte dell'albero della girante del compressore, ma ha il vantaggio di fornire una sovralimentazione più performante, con una rapida risposta in termini di aumento di pressione dei gas di aspirazione.

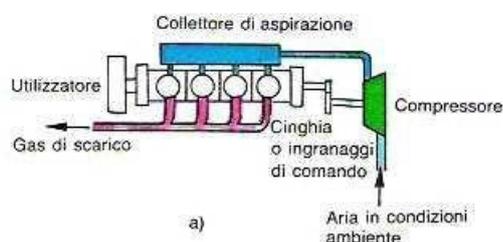


Figura 3: Compressore rotativo azionato dall'albero motore

2. Compressore dinamico a flusso centrifugo mosso da una turbina radiale a flusso centripeto alimentata dai gas di scarico del motore (turbo-sovralimentatore a gas di scarico):

Tale sistema, come vedremo meglio in seguito, consente di recuperare l'energia perduta allo scarico del motore con evidenti benefici al rendimento (punto debole dei motori sovralimentati meccanicamente).

2.1 Turbina alimentata ad impulsi:

I collettori di scarico in uscita dal motore sono accoppiati a due a due, come accade spesso in alcuni motori di natura sportiva aspirati naturalmente, al fine di ottenere particolari caratteristiche di estrazione dell'impianto di scarico sfruttando l'energia cinetica dei gas in uscita dal motore, ma in questo modo il flusso di gas che alimenta la turbina non è costante, ma ha un andamento pulsante.

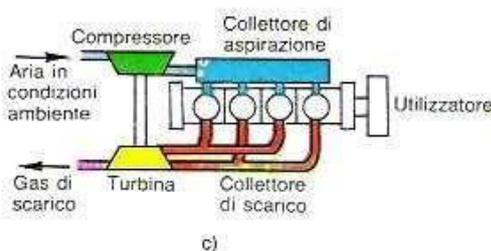


Figura 4: Gruppo turbocompressore alimentato ad impulsi

2.2 Turbina a pressione costante:

E' il caso da noi scelto in cui i condotti di scarico provenienti dai singoli cilindri vengono fatti confluire in una camera che si collega poi alla turbina. La camera di scarico centrale deve avere una capacità tale da smorzare l'energia cinetica dei gas che giungono con flusso pulsante. Ciò porta ad una diminuzione delle perdite di carico in turbina e ad un maggiore rendimento della stessa. Per contro, la camera di scarico deve essere la più corta possibile per ridurre le perdite fluidodinamiche dovute alla dissipazione dell'energia cinetica dei gas provenienti dai vari cilindri. Tale energia non si converte completamente in energia di pressione, anche se un parziale recupero avviene sotto forma di una più elevata temperatura dei gas all'ingresso della turbina.

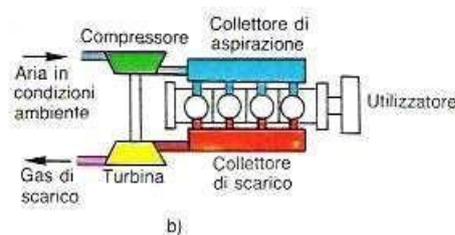


Figura 5: Gruppo turbocompressore alimentato a pressione costante

2.3 Turbo compound:

Tale sistema è sempre costituito da un gruppo turbocompressore, ma in questo caso oltre ad un collegamento diretto tra le giranti compressore e turbina è presente un ulteriore collegamento con l'albero motore. Il motivo di tale scelta è spiegato dal fatto che ad alti regimi di rotazione, ai quali corrisponde un'alta pressione dei gas di scarico, la turbina riesce a produrre più energia di quella necessaria a trascinare il compressore, per cui è ragionevole fare uso del surplus energetico per effettuare una trasmissione di potenza sull'albero motore.

3. Sovralimentazione esterna, facendo trascinare il compressore da una macchina motrice indipendente (soluzione decisamente sconveniente).

2.3 Turbo-sovralimentazione

Analizziamo ora il sistema di sovralimentazione utilizzato sul nostro motore, cioè il turbo-sovralimentatore a gas di scarico. Innanzi tutto si può notare come l'energia che può essere trasformata in lavoro meccanico dalla turbina è data dall'area triangolare di fig. 6 dove la curva superiore rappresenta un'espressione adiabatica dei gas di scarico.

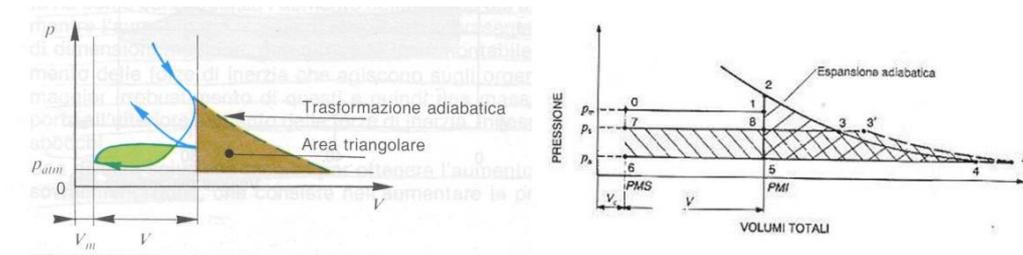


Figura 6: Energia a disposizione della turbina

Inoltre il seguente diagramma h-s di fig. 7 mostra come l'energia posseduta dal gas è trasferita al rotore nei passaggi tra gli elementi della turbina.

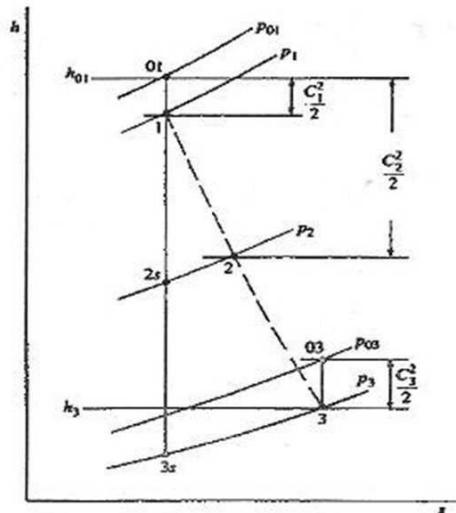


Figura 7: Energia a disposizione della turbina (tratto continuo: trasformazione ideale, tratto discontinuo: trasformazione reale)

- Da 1 a 2 il flusso viene accelerato a spese di una parte dell'energia di pressione, ciò avviene con modeste perdite.
- Da 2 a 3 un'altra parte dell'energia di pressione e una parte dell'energia cinetica posseduta dal fluido vengono trasferite al rotore sotto forma di lavoro meccanico disponibile all'albero.
- Dal punto 3 il fluido deve posseder una bassa energia cinetica se il rotore è ben progettato.

Ci interesseremo in modo particolare di descrivere come funziona tale sistema e come s'inserisca nel contesto della macchina. Vediamo inizialmente alcune immagini di un turbo sovralimentatore caratterizzato da una turbina radiale centripeta e da un compressore centrifugo.



Figura 8.1: Turbocompressore

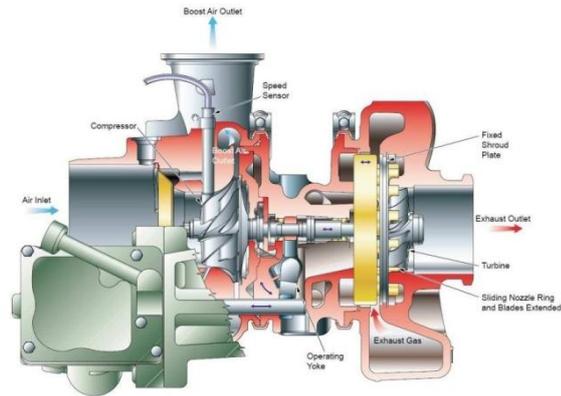


Figura 8.2: Sezione di un turbocompressore

Esso è costituito, come si può vedere dalla fig. 8.2, essenzialmente da una carcassa in cui sono ricavate le sezioni di entrata e di uscita dei gas ed un rotore palettato alle due estremità. Una normale macchina di questo tipo può arrivare a ruotare a circa 150000 rpm, circa trenta volte più veloce del motore a cui è correlata e può fornire rapporti di compressione fino a $\beta = 4,4$. L'elevata velocità di rotazione determina la quasi l'impossibilità di far trascinare il turbocompressore dal motore stesso, a meno che non si pensi di introdurre un gruppo di ingranaggi con elevato rapporto di trasmissione.

Il valore del rapporto di compressione ci dice molte cose: innanzi tutto esso varia al variare del regime di rotazione del motore, con un andamento circa proporzionale al suo quadrato; inoltre il rapporto di compressione dipende dal tipo di compressore (normalmente soltanto i compressori concepiti per motori di grosse cilindrata possono spingersi di molto sopra il valore $\beta = 3$); i compressori più piccoli hanno, infatti, limiti maggiori dovuti alle esigenze di flusso di massa ed inoltre nella maggior parte dei casi devono rispecchiare le esigenze delle aziende produttrici di motori che richiedono compressori con caratteristiche non esasperate, adatti quindi ad equilibrare propulsori di serie che fanno dell'affidabilità uno dei più importanti requisiti.

Il turbocompressore è normalmente situato vicino al motore, in modo da limitare le perdite di carico lungo i condotti di aspirazione e di scarico, e per essere facilmente raggiungibile dal circuito di lubrificazione del motore. Il lubrificante nel turbocompressore esplica una funzione doppia, cioè di lubrificazione e di refrigerazione al tempo stesso e per questo motivo è estremamente importante.

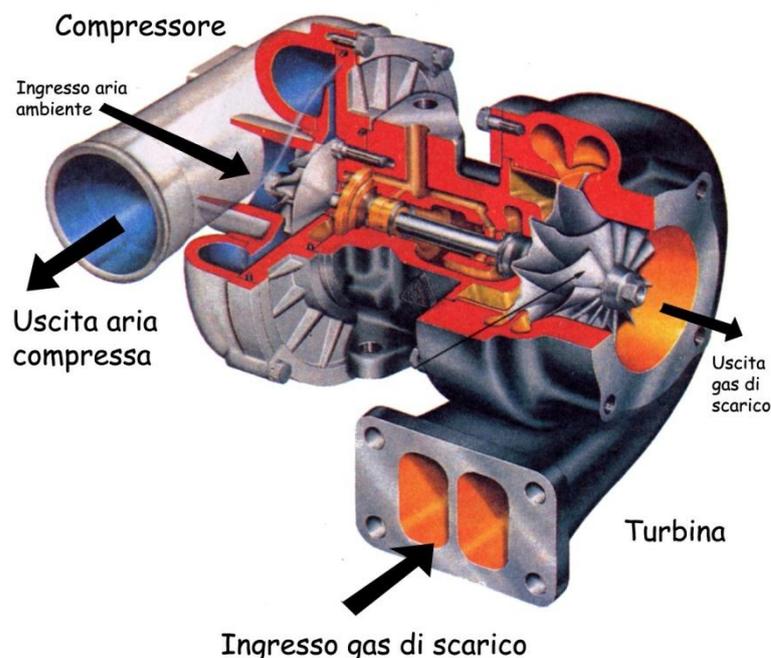


Figura 9: Flussi nel turbocompressore

L'aria giunge all'aspirazione del compressore, che si trova in posizione centrale per consentire il flusso centrifugo, dopo essere stata filtrata nell'apposito filtro aria. La compressione dell'aria prosegue nel successivo diffusore, che ha il compito di trasformare in energia di pressione l'elevata energia cinetica da essa posseduta all'uscita della girante. In tale fase la temperatura dell'aria sale, sempre per applicazioni limite, fino a quasi 300 °C. Dal diffusore l'aria compressa passa poi nella chiocciola o voluta, un condotto che serve a raccoglierla e ad inviarla al motore, direttamente o attraverso un refrigeratore. L'intercooler, o inter-refrigeratore, non è in realtà sempre presente, ma esso aumenta notevolmente l'efficacia della sovralimentazione in quanto abbassa la temperatura dei gas riscaldati durante la compressione, innalzandone quindi la densità. Dopo il passaggio nell'intercooler l'aria entra nel motore dove svolge il normale ciclo termico, per poi uscire trasformata in gas combusti, con un contenuto entalpico ancora elevato, e passa nella chiocciola della turbina che provvede a convogliarla al successivo distributore della turbina. Sulla chiocciola, o immediatamente a monte di essa, è installata la valvola di scarico, chiamata "waste-gate", che ha l'importante funzione di controllare la potenza erogata dalla turbina scaricando all'esterno, quando richiesto, parte dei gas prodotti dalla combustione. Qualora la valvola non si aprisse, il turbo aumenterebbe in modo incontrollato il suo regime, con conseguente distruzione del turbo stesso per eccessiva centrifugazione, o del motore per eccesso di sovralimentazione. I condotti di scarico possono presentare o meno un collettore capace di rallentare la dinamica dello scarico in modo da regolarizzare il flusso dei gas che raggiungono la turbina, garantendo un'alimentazione a pressione costante.

Il successivo passaggio dei gas avviene attraverso il distributore della turbina a flusso

radiale centripeto. Nel distributore della turbina una parte dell'energia termica posseduta dai gas combusti viene trasformata in energia cinetica. Conseguentemente i gas vengono accelerati ed indirizzati poi sulle palette della girante della turbina, alla quale cedono la loro energia. Il distributore classico dei turbo è privo di palette ed è costituito da un unico ugello ad uscita quasi tangenziale rispetto alla turbina. Nelle più recenti realizzazioni sono utilizzati anche distributori con palette ad orientamento variabile con l'intento di regolare la potenza fornita dalla turbina. I vantaggi ottenuti, rispetto al controllo tramite valvola waste-gate, sono però marginali e rappresentati per lo più da una ridotta contropressione al motore. La girante della turbina è di tipo centripeto, per cui il flusso dei gas si muove dalle estremità delle palette verso il centro della turbina, fuoriuscendo poi da una bocca di scarico, talora seguita da un diffusore.

Essendo le due giranti calettate sul medesimo albero, vengono presi dai costruttori particolari provvedimenti in modo da non far riscaldare troppo il compressore, cosa che causerebbe un crollo del rendimento del gruppo oltre che il danneggiamento della girante del compressore stesso, progettata per resistere a temperature decisamente inferiori a quelle a cui è sottoposta la turbina. Nei gruppi di grandi dimensioni è infatti ricavato, all'interno del corpo centrale, un sistema di canalizzazione che permette la circolazione del liquido di raffreddamento del motore. Una volta oltrepassata la turbina i gas di scarico vengono poi dispersi in atmosfera attraverso il sistema di scarico finale.

Riportiamo di seguito la fig. 10 che meglio chiarisce l'andamento dei gas all'interno del ciclo compressore-intercooler-motore-turbina.

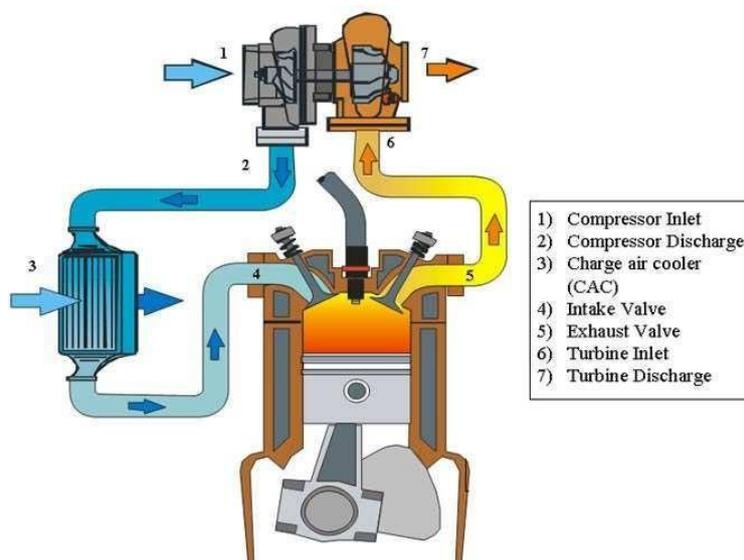


Figura 10: Schema di funzionamento

Nella fig. 11 viene indicato il percorso vero e proprio della carica fresca e dei gas di scarico all'interno del motore con turbocompressore.

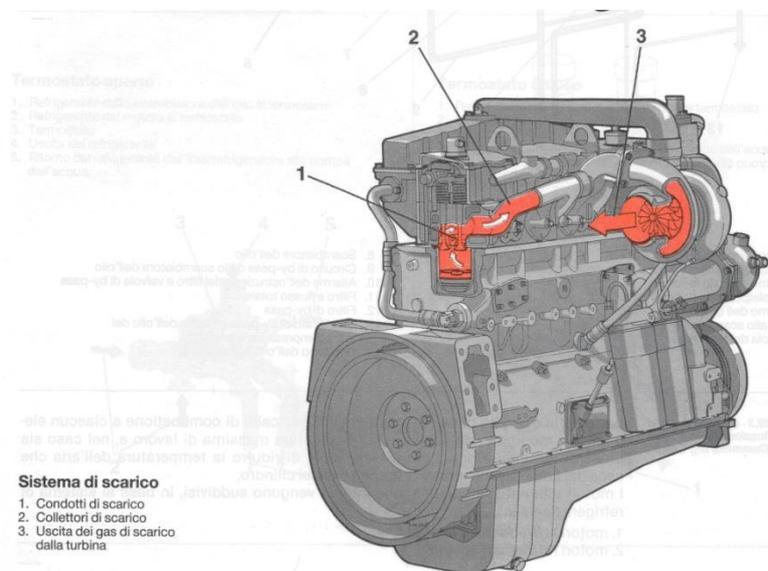
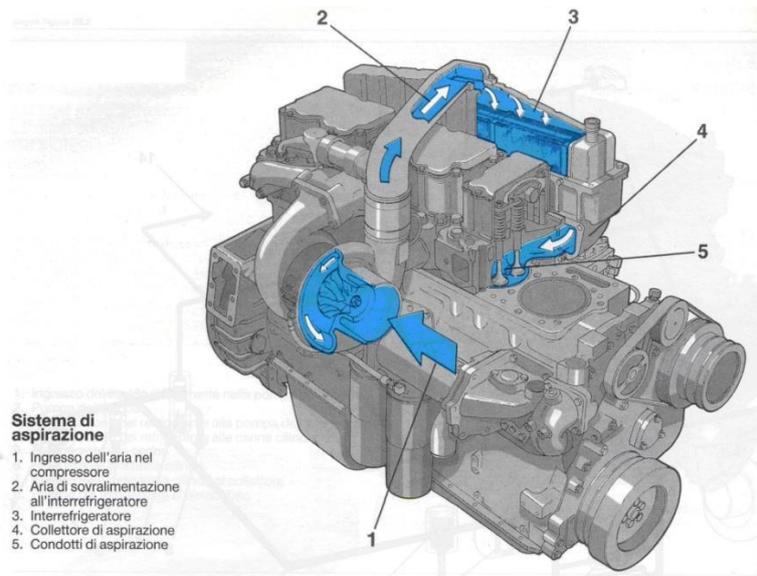
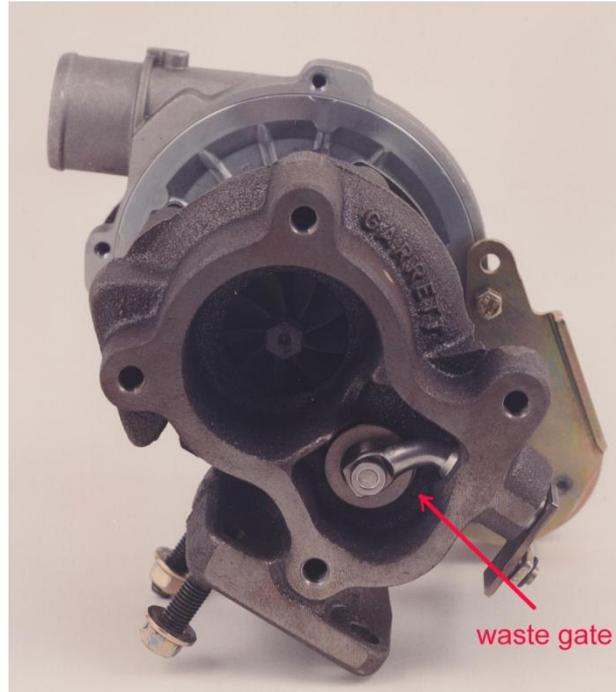


Figura 11: Carica fresca e gas di scarico

Lo statore della turbina presenta sempre una valvola di bypass, necessaria per non far lavorare il motore a rapporti di compressione troppo elevati, in modo da non compromettere l'efficacia della combustione nei motori benzina e da non inficiare sulla guidabilità o sulla durata: un rapporto di compressione troppo elevato infatti renderebbe necessaria, soprattutto per quanto riguarda i motori diesel che lavorano con rapporti di compressione già molto alti, una modifica in senso adattivo degli elementi del motore, in particolare l'albero a gomiti, che potrebbe risultare sovraccaricato.

Di seguito riportiamo una foto di una turbina in cui è chiaramente visibile la valvola di bypass menzionata, che in genere si chiama *waste-gate*, come si presenta chiusa.



Introduciamo fin da ora per poter capire il seguito dell'opera, un fenomeno legato ai sistemi di sovralimentazione che può dare noia soprattutto nei motori che si trovano a funzionare in un ampio campo di velocità e di richieste di coppia: il **turbolag**.

Uno dei problemi dei motori "turbo" è quello della scarsa prontezza di fronte alla variazione di richiesta di coppia: questo causa un ritardo nella dinamica di motori con tale sistema, ritardo che può essere chiaramente avvertito dal guidatore di un autoveicolo con motore "turbo", al momento di schiacciare a fondo e improvvisamente il pedale del gas.

Un modo per ridurre il turbolag è quello di ridurre i momenti di inerzia delle parti rotanti delle turbomacchine, importante è anche ridurre se possibile le dimensioni dei collettori in modo da accelerare i fenomeni gasdinamica.

2.4 I componenti essenziali del gruppo

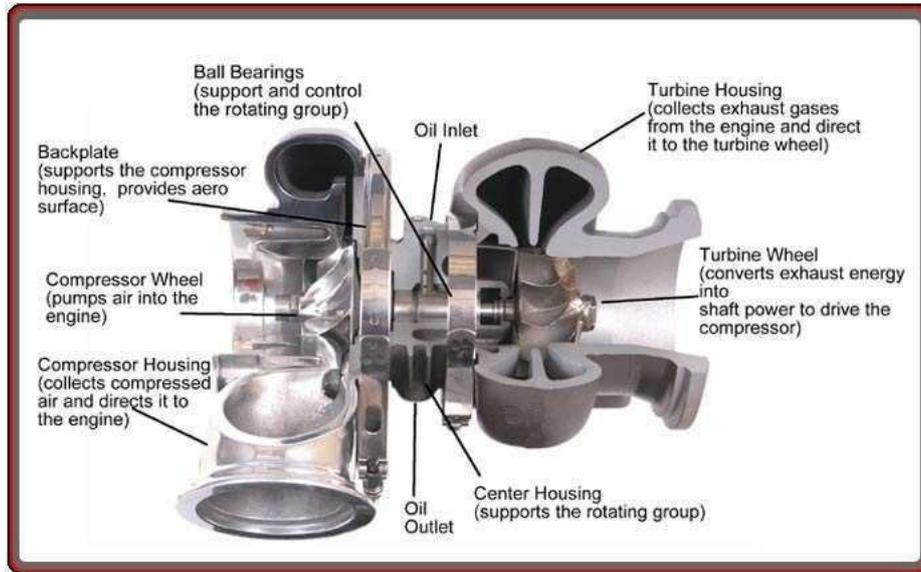


Figura 12: Turbocompressore sezionato : componenti essenziali

2.4.1 La girante del compressore

Le palette del compressore vengono prodotte per fusione e successivamente lavorate tramite centri di lavoro CNC. Viene inizialmente creato uno stampo di gomma per moltiplicare la ventola, intorno alla quale viene creata una matrice di fusione. Lo stampo di gomma può successivamente essere estratto dalla matrice dentro la quale il metallo viene versato. Per la prestazione del compressore è importante che la sezione della lama e della sagoma sia accurata. La fabbricazione della parte posteriore ottimizza le condizioni di pressione/spinta della ventola. La ventola è localizzata sull'asse di montaggio e si serve di un dado filettato.

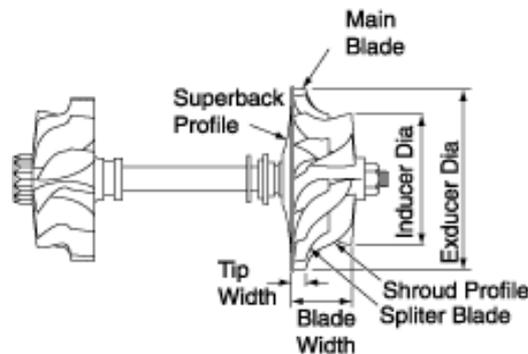


Figura 13: Girante compressore e nomenclatura base

2.4.2 La girante della turbina

Il corpo della turbina comprende due componenti: la ruota a pale della turbina ed il collettore, comunemente chiamato “custodia/alloggiamento”. La ruota della turbina può essere di tipo misto radiale o assiale. Generalmente, nei turbocompressore usati su motori ad alta velocità le turbine sono di disegno radiale. Su motori più grandi come la propulsione marina vengono usate le turbine assiali.

La girante della turbina riveste un ruolo molto importante ai fini della performance globale della macchina, in quanto è l’elemento che maggiormente influenza il “turbo-lag”, ovvero il ritardo di risposta del compressore in fase di accelerazione. Essendo costruita con materiali pesanti come ad esempio le leghe Inconel, Nimonic, per resistere alle forti sollecitazioni meccaniche e termiche (nei motori più spinti la temperatura dei gas di scarico supera i 1000 °C), la girante possiede un elevato momento d’inerzia ed impiega quindi un certo tempo per ritornare alla velocità di rotazione iniziale, una volta che è scesa di giri a seguito di una “scalata”.

Per tale motivo si cerca di ridurne, per quanto possibile, il peso attraverso la riduzione del diametro e la realizzazione di intagli tra una pala e l’altra. Le turbine leggere e refrattarie in ceramica, su cui per qualche tempo si sono concentrate le più recenti ricerche, potrebbero rappresentare un significativo passo verso la riduzione del problema.

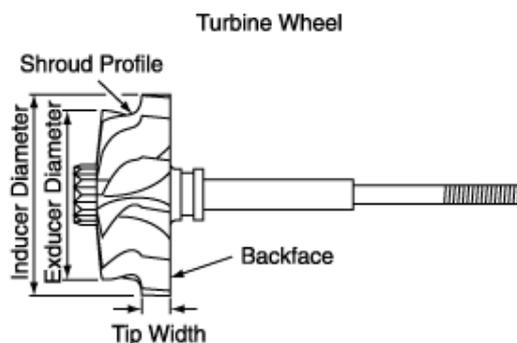


Figura 14: Turbina centripeta e nomenclatura base

2.4.3 Corpo della turbina (carter di scarico)

I corpi di scarico della turbina sono realizzati in vari tipi di ferro grafitato sferoidale per preservarli dalla fatica termica e per contenere l’accelerazione della ruota. Così come il rotore, la lavorazione del profilo viene attentamente controllata per adattarlo alla forma della pala della turbina per una prestazione ottimale. La flangia d’immissione del corpo della turbina agisce come punto di riferimento per fissare la posizione del turbocompressore in relazione alla sua installazione. Essa è generalmente l’interfaccia dei cuscinetti di carico.



Figura 15: Carter di scarico

2.4.4 Corpo del compressore

Al contrario di quanto accade per il corpo centrale della turbina, il collettore di amissione è collocato al centro dell'alloggiamento, mentre il condotto di uscita si sviluppa a forma di chiocciola. Queste sono fatte anche di alluminio fuso. Ne vengono usati vari tipi al fine di adattarli all'applicazione. Vengono usate sia le tecniche dell'arresto di gravità che del getto di sabbia. Importante per raggiungere una prestazione ottimale è la lavorazione del profilo affinché combini con la forma sviluppata dal bordo del compressore.



Figura 16: Coclea

2.4.5 Albero

L'albero della turbina, una volta montati tutti i componenti, risulta collocato nel corpo centrale del gruppo turbocompressore di cui ne formerà l'asse, che fatto ruotare dalla spinta impressa dai gas di scarico sul palettamento della turbina a sua volta mette in rotazione la girante del compressore calettata su di esso. Importantissime sono le tolleranze di questo componente poiché deve essere garantita la giusta stabilità dinamica alle massime velocità di funzionamento.

2.4.6 Corpo centrale

Una custodia di ferro grigio fornisce lo spazio ad un sistema di cuscinetti a sustentazione idraulica per l'asse della turbina e del compressore, i quali possono girare a velocità superiori ai 170000 rpm. La cassa a conchiglia viene usata per fornire, durante le

operazioni di montaggio, la massima precisione nel posizionamento di tratti critici della custodia quali l'asse del cuscinetto e delle guarnizioni. E' realizzato tramite lavorazioni con macchinari CNC ed è scrupolosamente controllato nei parametri di rugosità delle sezioni di accoppiamento e nelle caratteristiche di finitura della superficie.

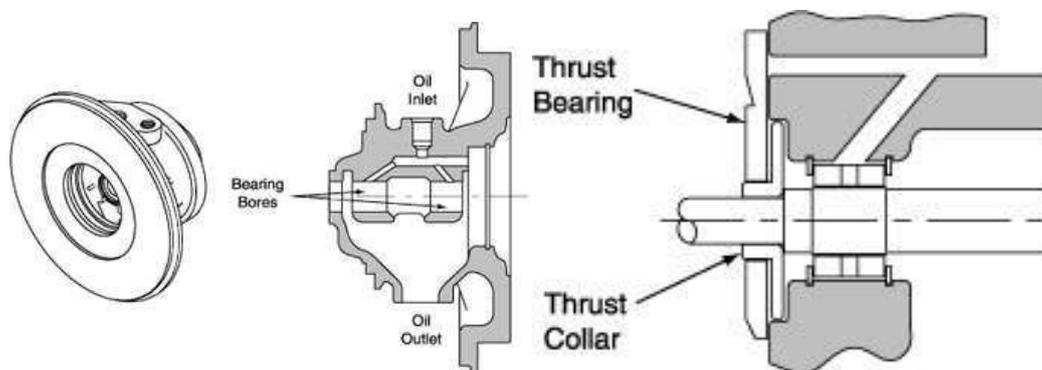


Figura 17: Corpo centrale e cuscinetti simmetrici

2.4.7 Sistemi portanti

Il sistema portante di cuscinetti a sustentazione idraulica deve resistere a particolari condizioni di stress quali le alte temperature, arresti roventi, carichi di fuliggine, additivi ed altri contaminanti presenti nell'olio e alla partenza a freddo. I cuscinetti portanti vengono fabbricati con le leghe di bronzo ed ottone appositamente sviluppate, attraverso processi studiati per ottenere tolleranze geometriche e finiture superficiali adatte al funzionamento ad alte temperature ed altissimo numero di giri. Una grande attenzione è posta poi nella realizzazione del sistema di lubrificazione che è di vitale importanza per il corretto funzionamento di questo tipo di cuscinetti. Le flange di spinta sono realizzate in robusto acciaio ed i convogliatori di olio sono fabbricati con tolleranze molto rigorose mediante lappatura.

2.4.8 Valvola di by-pass (“Waste-gate”)

Nel caso di turbine di piccole/medie dimensioni, lo statore della turbina presenta sempre una valvola di by-pass, necessaria per non far lavorare il motore con valori di pressione troppo elevati, in modo da non influire sulla guidabilità o sulla durata del motore stesso. Il valore della pressione dell'aria in ingresso al motore influisce sul valore della pressione raggiunta all'interno della camera di combustione. Questo valore non deve essere quindi troppo elevato, per contenere le eccessive sollecitazioni che renderebbero necessaria, soprattutto per i motori diesel, una modifica in senso adattivo agli elementi del motore. Di seguito riportiamo la foto della valvola menzionata, chiamata waste-gate. Nei gruppi turbo compressi di dimensioni considerevoli questa valvola è invece installata esternamente, sul collettore di scarico, ed ha il vantaggio di poter introdurre nei gas di scarico i gas che non sono transitati attraverso la turbina, aumentandone il rendimento.

Per salvaguardare il turbocompressore dall'elevata velocità e dal surriscaldamento, si fa in modo che una parte dei gas di scarico, pari al 30÷40 %, sotto alti carichi del motore e/o ad elevato numero di giri, venga deviata per by-passare la turbina ed indirizzare il flusso direttamente al tubo di scarico, con l'effetto di non aumentare la velocità e di mantenere costante la pressione di spinta, con qualche ulteriore aumento della velocità del motore. La valvola waste-gate, con una caratteristica a forma di fungo, è normalmente azionata da un attuatore a diaframma che ha la funzione di controllo della pressione. La valvola a fungo è connessa da un lungo stelo all'attuatore a diaframma. Lo stelo è racchiuso in un involucro alettato per poter meglio dissipare il calore trasmesso dai gas di scarico.

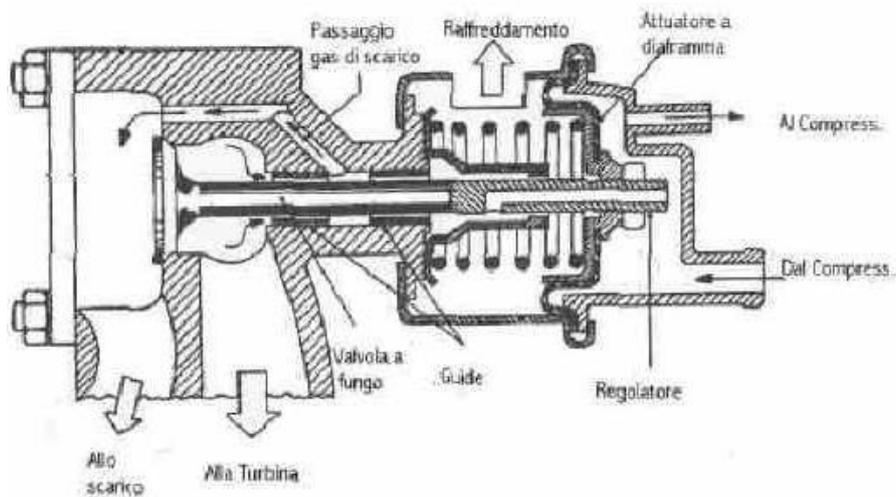


Figura 18: Sezione e vista interna della valvola Waste-gate

2.4.9 Overboost

Soprattutto nei motori con prestazioni particolarmente spinte, si usa un dispositivo (overboost) che, ritardando l'apertura della valvola waste-gate, permette un aumento

temporaneo della pressione di alimentazione oltre i valori massimi consentiti. Ovviamente tale dispositivo deve essere utilizzato per brevi periodi di tempo onde evitare danni al motore derivanti dalle maggiori temperature e pressioni interne.

2.4.10 Valvola pop-off o blow-off

Una situazione particolarmente critica nel caso di sovralimentazione con turbocompressore, si ha al momento del rilascio dell'acceleratore. In questa situazione (dove la valvola a farfalla è quasi totalmente chiusa) la turbina continua a ruotare, per inerzia, ad elevati regimi e il compressore ad essa accoppiato comprime l'aria che tuttavia dato che la valvola a farfalla è chiusa, non può entrare nei cilindri e genera il così detto colpo d'ariete, responsabile di malfunzionamenti e di possibili danni al gruppo. Per evitare questo inconveniente il gruppo turbocompressore viene dotato di un'ulteriore valvola, pop-off o blow-off, situata tra il gruppo e la valvola a farfalla, che provvede ad aprirsi nel momento di rilascio dell'acceleratore.

Si adottano in questo caso due soluzioni:

- *Con sfiato interno (valvola a ricircolo):* in cui l'aria in eccesso viene convogliata a monte del compressore, solitamente all'interno della scatola del filtro.
- *Con sfiato esterno:* in cui l'aria in eccesso viene semplicemente espulsa verso l'esterno producendo un caratteristico sbuffo.

Consideriamo inoltre un altro aspetto molto importante legato al sistema di sovralimentazione che può interessare soprattutto i motori che si trovano a funzionare in un ampio campo di velocità e di richieste di coppia: il turbo lag. Questo fenomeno è legato al fatto che variando le condizioni di regime, il turbo si presenta assai meno rapido del motore ad accelerare, originando il tipico e penalizzante ritardo nella risposta.

L'equazione fondamentale dell'equilibrio dinamico (moto non stazionario) del turbo, in un determinato istante, è la seguente:

$$G_t c_{pg} T_{1t} \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_t \eta_0 - \frac{G_c c_{pa} T_a}{\eta_c} \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{d}{dt} \left(J_t \frac{\omega_t^2}{2} \right) = J_t \omega_t \frac{d\omega_t}{dt}$$

dove abbiamo indicato con:

G_t = portata in massa della turbina;

G_c = portata in massa del compressore;

β_t = rapporto d'espansione della turbina;

β_c = rapporto di compressione del compressore;

T_{1t} = temperatura ingresso turbina;

η_t = rendimento adiabatico della turbina;

η_c = rendimento organico del compressore;

ω_t = velocità di rotazione del rotore;

J_t = momento d'inerzia del rotore.

In questa il primo termine rappresenta la potenza erogata dalla turbina, il secondo la potenza assorbita dal compressore, mentre il terzo rappresenta la variazione dell'energia cinetica del rotore del turbo. Senza entrare troppo nel dettaglio, è evidente come il fenomeno del turbo lag sia tanto maggiore quanto maggiore sia la potenza assorbita dal turbo. Se esistono vari modi per far fronte a questo problema (soprattutto operando sulle temperature dei gas di scarico), è comunque evidente come l'inerzia del complessivo rotore rivesta un ruolo fondamentale in esso, essendo inversamente proporzionale a tale accelerazione, a parità di potenza sull'albero. Dovremo pertanto tenere presente queste problematiche a maggior ragione per il fatto che gran parte di questo elaborato tratta le difficoltà relative alla progettazione di componenti della parte rotorica.

2.5 L'inter-refrigerazione

Con la sovralimentazione si aumenta la massa volumica della carica fresca attraverso il passaggio in un compressore. Purtroppo non è tecnicamente possibile comprimere un gas senza aumentarne la temperatura, a meno di non raffreddarlo durante la compressione. L'aumento della temperatura della carica dovuto alla compressione reale dipende da:

- rapporto di compressione;
- rendimento adiabatico del compressore;
- dispersioni termiche nel compressore.

La fig. 19 mostra l'andamento della temperatura sul piano T-s nel caso di una compressione adiabatica seguita da un raffreddamento in uno scambiatore di calore, prescindendo dalle perdite termiche del compressore.

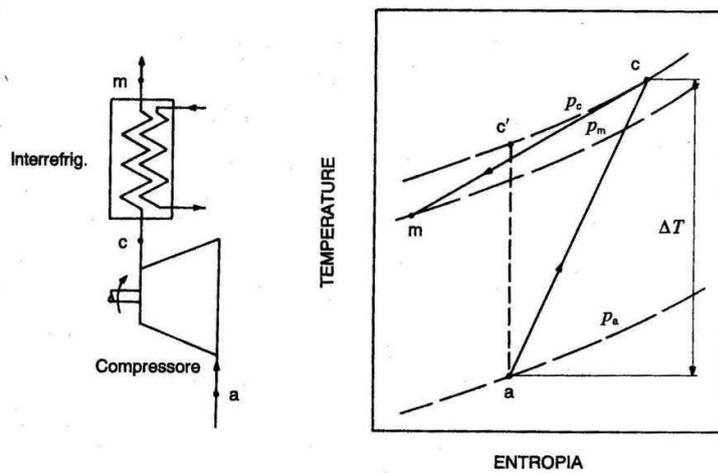


Figura 19: Andamento della temperatura nel piano T-s

L'aumento di temperatura attraverso il compressore si può esprimere in funzione del rapporto di compressione p_c/p_a e del rendimento adiabatico del compressore η_{ac} , mediante la seguente relazione:

$$\Delta T = T_c - T_a = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ac}}$$

Il diagramma riportato in fig. 20 fornisce la temperatura dell'aria all'uscita del compressore centrifugo per alcuni valori della temperatura all'ingresso T_a e del rendimento adiabatico del compressore η_{ac} , in funzione del rapporto di compressione p_c/p_a .

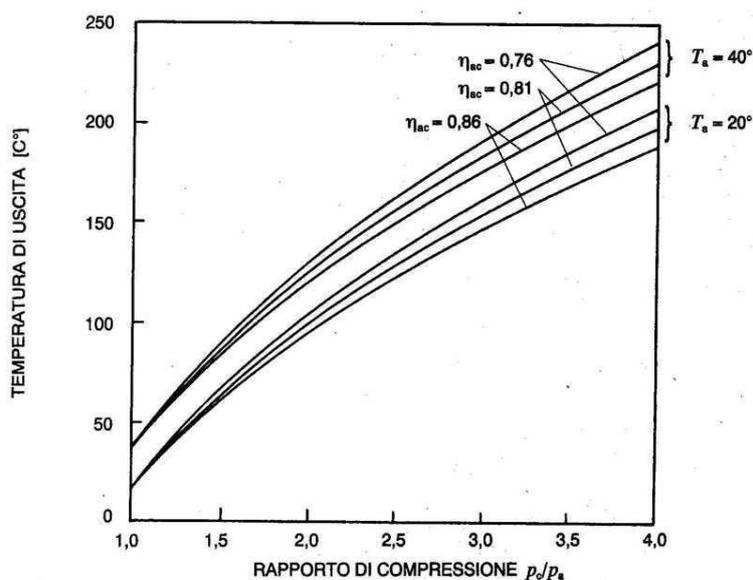


Figura 20: Temperatura dell'aria in uscita dal compressore in funzione del rapporto di compressione

Sulla base di questi dati si può dire che le temperature di uscita sono sufficientemente alte, tali che al di sopra del rapporto di compressione $\beta = 1.5$ il raffreddamento diventa tecnicamente interessante, mentre è auspicabile eseguire sempre l'inter-refrigerazione per rapporti di compressione maggiori di 2. Possiamo ora elencare i vantaggi ottenuti con il raffreddamento della carica compressa:

1. Aumento della massa d'aria introdotta per ciclo nel cilindro e quindi della potenza fornita al motore. Infatti, l'aumento della massa volumica all'uscita del compressore è sempre minore dell'incremento di pressione e solo per una compressione isoentropica i due aumenti sono uguali.
2. Si riducono tutti i livelli di temperatura raggiunti durante il ciclo, abbassando così i carichi termici sul motore che spesso limitano il valore del grado di sovralimentazione) e sulle palette della turbina.
3. Si migliora il rendimento organico (quindi il consumo specifico di combustibile), perché si incrementa la potenza resa senza variare sensibilmente i livelli di pressione (perciò le perdite per attrito negli accoppiamenti meccanici).
4. Si riduce, nel caso di motore ad accensione comandata, il pericolo di detonazione che costituisce l'attuale limite di sovralimentazione di questo tipo di motore. La fig. 21 riportata illustra qualitativamente questo effetto, evidenziando la necessità di ridurre il rapporto di compressione ed insieme raffreddare la carica, per rendere tollerabili elevati valori di p_m , senza avere detonazione.

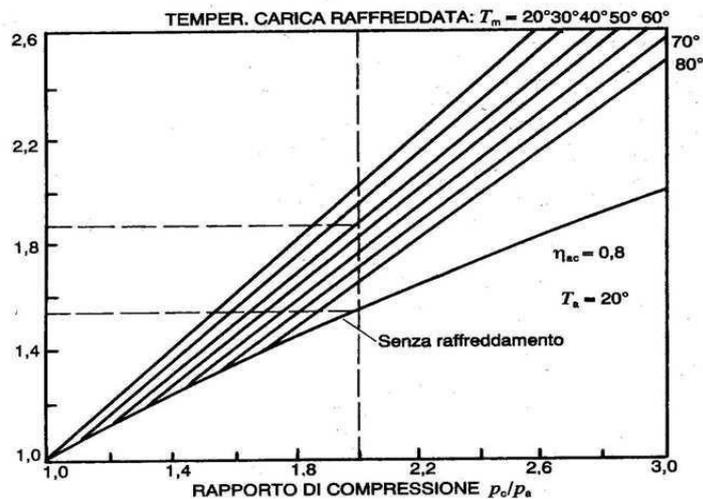


Figura 21: Vantaggi della inter-refrigerazione in termini di detonazione

Una regola empirica permette poi di quantificare i vantaggi elencati, per un diesel di media potenza, in questi termini: a parità di grado di sovralimentazione, una diminuzione di temperatura dell'aria di 10 °C causa un aumento di massa volumica dell'aria del 3%, del rendimento meccanico dello 0.5% e quindi di potenza del 3.5%, con un modesto appesantimento corrispondente dovuto allo scambiatore.

Come fluido refrigerante può essere usata l'acqua del circuito di raffreddamento del motore, con la stringente limitazione della sua alta temperatura (tipicamente 80÷90 °C); oppure quella di un circuito di raffreddamento separato, soluzione possibile solo con motori per particolari impianti fissi. In entrambi i casi, dato l'elevato coefficienti di scambio termico ottenibile, lo scambiatore risulta particolarmente compatto. Attualmente sono reperibili in commercio interessanti scambiatori di calore tra carica fresca e aria ambiente. Si può quindi, con tali scambiatori, adottare una delle seguenti disposizioni:

1. *Inter-refrigeratore di fronte al motore:* adiacente al radiatore dell'impianto di raffreddamento e quindi raffreddato dalla ventilazione naturale derivante dall'avanzamento del veicolo o da un ventilatore trascinato meccanicamente dal motore.
2. *Inter-refrigeratore raffreddato da un ventilatore separato:* lo scambiatore di calore è lambito da un flusso di aria mossa da una turbina azionata da una piccola carica compressa.

I vantaggi connessi con il raffreddamento della carica sono così forti che si è tentato di usare per questo scopo speciali cicli frigoriferi del tipo ad assorbimento o del tipo a compressione. Il turbo-raffreddamento può talvolta costituire un altro mezzo per ridurre

la temperatura della carica ad un livello inferiore a quello del mezzo refrigerante, grazie all'uso di un primo turbocompressore a gas di scarico di tipo usuale (che fornisce un valore di pressione un po' più elevato di quello finale), cui segue un inter-refrigeratore ed un secondo turbocompressore posto in serie (che provvede all'espansione e quindi all'ulteriore raffreddamento dell'aria).

In fig. 22 viene riportato uno scambiatore aria-aria e la sua ipotetica collocazione:

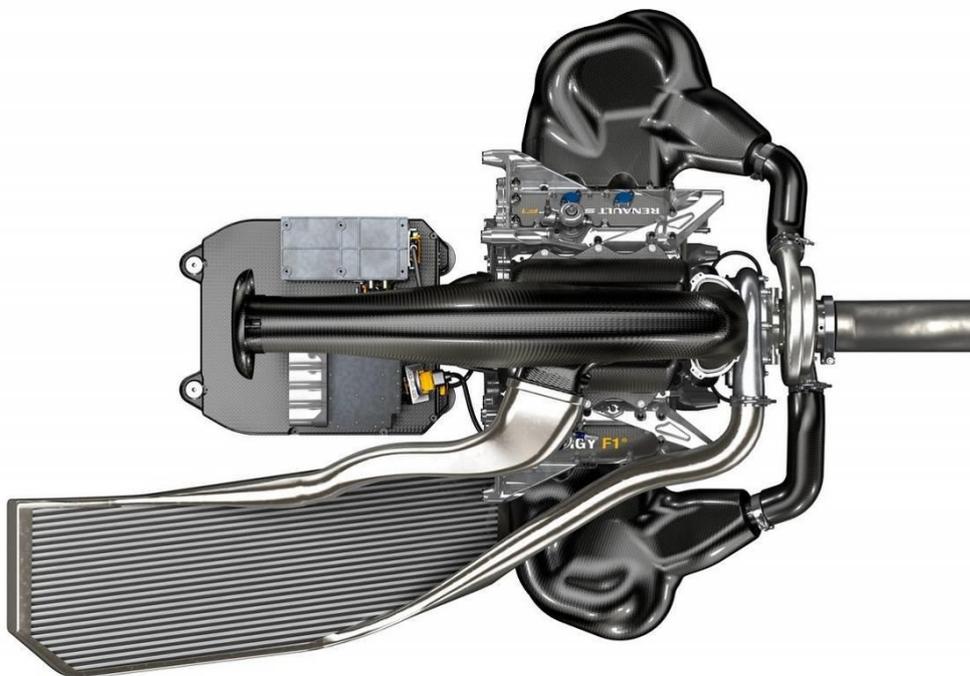
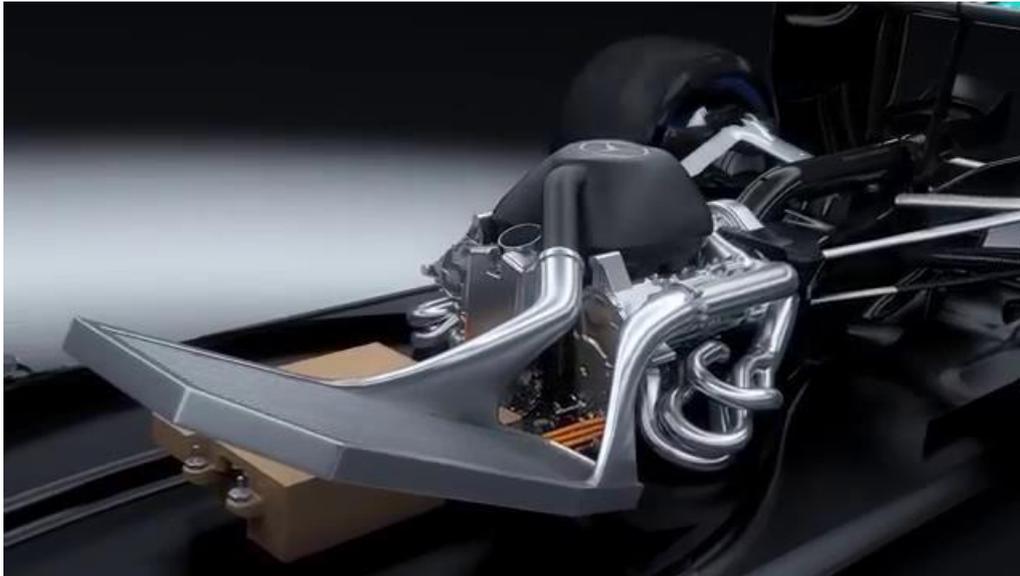


Figura 22: Scambiatore di calore tipo aria-aria

2.6 Effetti della sovralimentazione

POTENZA

La sovralimentazione porta ad avere un aumento di potenza per diversi motivi, fra cui un aumento del volume a disposizione della carica entrante in quanto i gas residui che restano intrappolati nello spazio morto vengono compressi e quindi occupano un volume minore, ciò equivale ad un aumento del coefficiente di riempimento quantificabile mediamente in un coefficiente variabile tra 1 e $\rho/(\rho - 1)$ dove ρ è il rapporto di compressione e il valore 1 vale per i motori diesel sovralimentati che hanno un incrocio tale da lavare completamente lo spazio morto.

Un grande vantaggio dei turbocompressori è rappresentato dal modesto incremento di ingombro e peso apportato al motore, in rapporto al notevole incremento di potenza fornito. Inoltre, come detto, non sono trascinati dal motore, ma traggono la potenza necessaria al loro funzionamento dalla pressione e dalla temperatura del gas di scarico.

RENDIMENTO

La sovralimentazione ha effetti contrastanti sulle forme di perdite che intervengono nella conversione dell'energia termica in energia meccanica, ma complessivamente essa ha effetti sul rendimento globale che possono considerarsi trascurabili.

SOLLECITAZIONI MECCANICHE

La sovralimentazione immette aria nel circuito ad una pressione più elevata, quindi, mantenendo inalterati rapporti di compressione, istante di inizio iniezione, ritardo all'accensione e, ipotizzando la stessa politropica di compressione, si raggiungono pressioni di fine compressione più elevate. In realtà sia il rapporto di compressione che l'istante di inizio iniezione vengono ottimizzati per contenere le sollecitazioni senza sacrificare i consumi. Dunque si può dire che l'aumento degli sforzi meccanici dovuti alla sovralimentazione è modesto, basterà irrobustire gli organi principali del motore, senza che questo comporti rilevanti incrementi di peso rispetto ai guadagni di potenza ottenuti.

I VANTAGGI

- *Diminuzione rapporto peso/potenza*, di importanza rilevante per propulsori impiegati su velivoli;
- *Miglioramento del rendimento*, perché si recupera parte dell'energia posseduta dai gas di scarico che andrebbe invece perduta;
- *Miglioramento del processo di combustione*, specialmente nel motore diesel per la riduzione del ritardo di accensione;
- *Motore meno rumoroso*, per combustione più graduale;

- *Riduzione emissioni allo scarico.*

GLI SVANTAGGI

- *Aumento dei carichi meccanici e termici sul motore, con conseguente necessità di migliorare raffreddamento e resistenza meccanica del motore.*

Capitolo 3

Richiami di termofluidodinamica

3.1 Introduzione

Come noto la fluidodinamica si occupa della descrizione dello stato meccanico e termodinamico di quelle sostanze che sotto l'azione di forze esterne si deformano, senza alcuna tendenza a mostrare la loro forma (fluidi).

Per poter comprendere le leggi ed i principi della fluidodinamica (necessari per lo studio di una macchina a fluido) è indispensabile introdurre le grandezze e le leggi che governano la termofluidodinamica. E' per questo scopo che introduciamo in questo capitolo un breve richiamo sui concetti di base della termodinamica.

3.2 Sistemi chiusi e aperti

Si definiscono:

- *Sistema chiuso*: sistema che non scambia materia con l'ambiente esterno. Un sistema chiuso può interagire con l'ambiente esterno con scambi di energia sotto forma di calore o lavoro.
- *Sistema aperto*: sistema caratterizzato da un flusso di materia. Il sistema aperto interagisce con l'ambiente con l'ambiente esterno attraverso tale flusso di materia e scambiando energia sotto forma di calore o lavoro.

3.3 Stato di un sistema

Un qualsiasi sistema termodinamico può essere descritto da un punto di vista macroscopico dal valore che assumono al suo interno alcune grandezze che in genere sono la temperatura e la pressione. Se è possibile assegnare per ogni fase del sistema a ciascuna di esse un solo valore allora il sistema risulta essere in equilibrio termodinamico.

3.4 Trasformazioni quasi statiche

Chiamiamo trasformazioni quasi statiche una trasformazione che si realizza in modo tale

che il sistema passi per una serie di successivi stati di equilibrio termodinamico. Il grande vantaggio delle trasformazioni quasi statiche è che è possibile studiarle facilmente su opportuni diagrammi.

Le trasformazioni che caratterizzano una turbo macchina non sono quasi statiche, ma vengono studiate sui medesimi diagrammi.

3.5 Trasformazioni cicliche

Chiamiamo trasformazione ciclica una trasformazione tale che lo stato iniziale e lo stato finale del sistema coincidono.

3.6 Primo principio della termodinamica

Il primo principio della termodinamica stabilisce che “*quando un sistema realizza una trasformazione ciclica il lavoro scambiato dal sistema con l'esterno è uguale al calore scambiato*”. Tale principio si può descrivere con la seguente relazione:

$$\oint dL = \oint dQ$$

dove è stato indicato con:

dL il lavoro infinitesimo;

dQ il calore scambiato infinitesimo.

Si può dimostrare che $dL - dQ$ non dipende dal tipo di trasformazione seguita dal sistema, ma risulta essere funzione solo dello stato fisico in cui tale sistema viene a trovarsi (dunque in una trasformazione ciclica tale grandezza è evidentemente nulla). La differenza $dL - dQ$ viene chiamata energia (E) del sistema che risulta essere una proprietà di stato.

Si può esprimere il primo principio della termodinamica per una qualsiasi trasformazione finita che porti il sistema dallo stato 1 allo stato 2 nel seguente modo:

$$E_2 - E_1 = Q - L$$

Si noti che la definizione data dal I° principio della termodinamica è di validità generale e dunque può essere applicata sia ad un sistema chiuso, sia ad un sistema aperto.

3.7 Calore specifico dei gas

Nelle trasformazioni che si realizzano nelle macchine termiche si utilizza come fluido operatore un gas; è dunque di fondamentale importanza studiare alcune caratteristiche fisiche comuni a tutti i gas.

Quello che ci interessa in questa sede è di definire una grandezza che contraddistingua la capacità di un gas di trasferire calore in un qualsiasi processo. A tal scopo si definisce:

- *Calore specifico di un gas*: quantità di calore necessaria per elevare la temperatura di una massa unitaria di gas di un grado centigrado.

E' evidente che il calore specifico è una grandezza che dipende dalla particolare trasformazione che si fa realizzare al gas. Nei problemi di analisi di flussi comprimibili nelle macchine vengono usati due tipi di calori specifici:

1. *Calore specifico a volume costante*: quantità di calore necessaria ad elevare la temperatura di una massa unitaria di gas di un grado centigrado a volume costante. La definizione matematica di questa grandezza risulta la seguente:

$$c_v = \left(\frac{dq}{dT} \right)_v = \left(\frac{dE}{dT} \right)_v \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

La seconda uguaglianza scritta coinvolge una grandezza che dobbiamo ancora definire, vale a dire l'energia interna E di un gas ed è ottenuta applicando semplicemente il primo principio della termodinamica a un sistema chiuso.

2. *Calore specifico a pressione costante*: quantità di calore necessaria ad elevare la temperatura di una massa unitaria di gas di un grado centigrado a pressione costante.

La definizione matematica di questa grandezza risulta la seguente:

$$c_p = \left(\frac{dq}{dT} \right)_p = \left(\frac{dh}{dT} \right)_p \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

La seconda uguaglianza scritta coinvolge una grandezza che dobbiamo ancora definire, vale a dire l'entalpia h di un gas ed è ottenuta applicando semplicemente il primo principio della termodinamica a un sistema chiuso.

Nello studio delle macchine termiche risulta di fondamentale importanza il rapporto k tra i calori specifici a pressione e volume costante di un gas e il suo valore dipende dalla costituzione molecolare del gas:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Per un gas reale sia c_p che c_v risultano essere funzioni della temperatura T .

3.8 Energia interna ed entalpia

Energia interna specifica E: l'energia interna specifica di un gas si può intendere come una valutazione dell'energia cinetica posseduta dalle molecole per il loro moto di agitazione; se si può ritenere c_v costante essa vale:

$$E = c_v \cdot T = \int_0^T c_v \cdot dT \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

Entalpia specifica h: si definisce entalpia specifica la quantità che rappresenta la somma dell'energia interna e dell'energia che il gas possiede per il fatto che si trova a certe condizioni di pressione; se c_p dipende dalla temperatura si ha:

$$h = E + \frac{p}{\rho} = c_p \cdot T = \int_0^T c_p \cdot dT \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

3.9 Modellazione di un gas

Come abbiamo già sottolineato, nello studio di macchine termiche si utilizza un gas come fluido operatore; è dunque necessario definire quali modelli sia possibile utilizzare per definire il comportamento di un gas.

Gas ideale: definiamo gas ideale un gas che rispetta la seguente equazione di stato:

$$p = \rho \cdot R \cdot T$$

Dove R è la costante universale del gas definita dalla relazione:

$$R = c_p - c_v$$

$$c_p = \frac{k}{k-1}; \quad c_v = \frac{1}{k-1}$$

Gas perfetto: definiamo gas perfetto un gas ideale in cui c_p e c_v sono indipendenti dalla temperatura. Si ha:

$$\frac{d}{dT}(c_v) = 0 \quad c_v(T) = \text{cost}$$

$$\frac{d}{dT}(c_p) = 0 \quad c_p(T) = \text{cost}$$

Nello studio della nostra turbomacchina considereremo i fluidi trattati come gas perfetti.

3.10 Trasformazioni adiabatiche

Definiamo trasformazione adiabatica una trasformazione nella quale il sistema non scambia calore con l'esterno ($Q = 0$); il primo principio della termodinamica assume la forma:

$$E_2 - E_1 = L$$

3.11 Trasformazioni reversibili ed irreversibili

Trasformazione reversibile: una trasformazione termodinamica è reversibile se il sistema e il suo ambiente possono essere riportati nelle loro condizioni iniziali realizzando una trasformazione inversa.

E' opportuno notare che in una macchina a fluido si può realizzare una trasformazione reversibile solo se risultano completamente assenti:

- Fenomeni di attrito al passaggio del fluido
- Trasferimenti di calore all'interno del fluido dovuti a differenze di calore tra le varie parti.

Da quanto appena detto risulta evidente che nella realtà una qualsiasi macchina a fluido non realizza una trasformazione reversibile, nonostante ciò si utilizza tale modello (che garantisce particolari relazioni tra le varie variabili in gioco) come riferimento. In pratica nello studio di una macchina fluidodinamica si utilizza la "trasformazione reversibile" non per descrivere la reale trasformazione che avviene, ma come punto di riferimento (macchina ideale) per valutare la qualità della trasformazione che avviene nella realtà. Una macchina fluidodinamica che realizzi una trasformazione reversibile sarebbe totalmente esente da fenomeni di attrito e dunque "ideale".

3.12 Secondo principio della termodinamica

Si è ora in grado di introdurre il II° principio della termodinamica del quale ne possiamo enunciare due formulazioni:

1 *Enunciato di Clausius*: è impossibile realizzare una serie di trasformazioni termodinamiche il cui unico effetto sia il trasferimento di calore da un termostato a temperatura più bassa ad una a temperatura più alta.

2 *Enunciato Kelvin-Planck*: è impossibile costruire una macchina termica che realizzi una trasformazione ciclica che produca lavoro scambiando calore con un solo termostato, senza altri effetti.

Non è certo questa la sede per discutere tutte le implicazioni teoriche e reali che questo principio implica, ci limiteremo dunque ad introdurre le relazioni che da esso scaturiscono.

- *Definizione di entropia s*: in una trasformazione reversibile la variazione di entropia del sistema è uguale all'integrale del rapporto tra calore specifico e temperatura tra i due stati estremi della trasformazione.

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dQ_R}{T} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{K}} \right]$$

Il pedice R indica che la trasformazione è reversibile. Per una trasformazione infinitesima:

$$ds = \frac{dQ_R}{T}$$

Da come è definita risulta evidente che l'entropia è una funzione di stato in quanto, nonostante sia necessario considerare una trasformazione reversibile, essa risulta valida per qualsiasi trasformazione reversibile che colleghi gli stati fisici A e B. In pratica si può definire l'entropia di un generico stato fisico A assumendo come riferimento uno stato fisico 0 in cui si suppone l'entropia nulla:

$$s(A) = \int_0^A \frac{dQ_R}{T}$$

- *Disuguaglianza di Clausius*: essa è definita come:

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0$$

La trasformazione considerata è una trasformazione ciclica. Nel caso di trasformazione reversibile vale la seguente relazione:

$$\oint \frac{dQ_R}{T} = 0$$

Per tutte le trasformazioni non reversibili vale la disuguaglianza stretta.

Possiamo adesso definire alcune interessanti relazioni che valgono per diversi tipi di relazioni:

- In una qualsiasi trasformazione *irreversibile*:

$$s_2 - s_1 > \int_1^2 \frac{dQ}{T}$$

- In una qualsiasi trasformazione *adiabatica e irreversibile*:

$$s_2 - s_1 > 0$$

- In una qualsiasi trasformazione *adiabatica e reversibile*:

$$s_2 - s_1 = 0$$

Dalla relazione appena scritta risulta evidente che una trasformazione adiabatica e reversibile risulta essere isoentropica (nel resto della trattazione si utilizzeranno questi due termini in maniera equivalente). Dopo aver dato queste definizioni possiamo indicare come verranno modellizzate le trasformazioni (sia quella ideale sia quella reale) che dobbiamo analizzare nello studio del nostro turbocharger:

1. *Trasformazione ideale*: adiabatica e reversibile (isoentropica).
2. *Trasformazione reale*: adiabatica e irreversibile (ad entropia costante).

3.13 Quantità di moto e momento della quantità di moto

Quando non sia possibile valutare direttamente l'interazione tra fluido e il condotto che lo delimita mediante l'analisi puntuale delle velocità e delle pressioni distribuite lungo le pareti solide, si ricorre ai principi della quantità di moto e del momento della quantità di moto. Questi consentono di calcolare le forze ed i momenti agenti in base alla sola conoscenza delle velocità fluide su una sezione immediatamente a monte e su una sezione immediatamente a valle del condotto stesso.

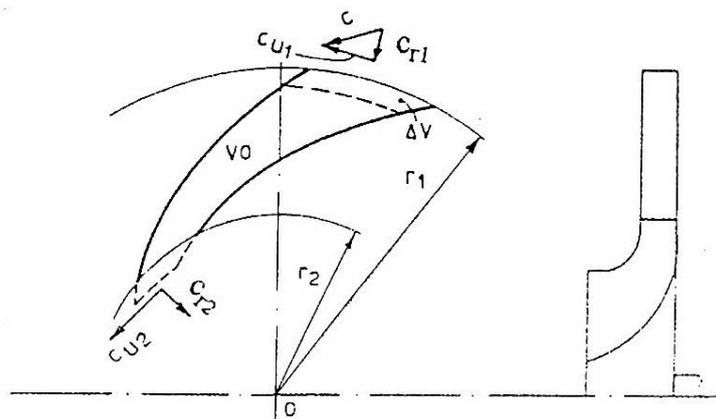


Figura 1: Interazione tra fluido e condotto

La forza che un fluido in moto permanente esercita, ad esempio, sul condotto di fig. 1 è uguale alla variazione nel tempo della quantità di moto che attraversa la superficie del condotto, ossia:

$$F = \dot{m} \cdot (c_1 - c_2)$$

Dove \dot{m} indica la portata di massa nel condotto.

Le velocità del fluido si intendono uniformemente distribuite sulla sezione 1 immediatamente a monte e, rispettivamente, sulla sezione 2 immediatamente a valle del condotto. In F sono incluse tutte le forze esterne.

Per calcolare il momento con il quale il fluido sollecita il condotto basterà sostituire le velocità c con il prodotto delle componenti c_u tangenti alle circonferenze di raggio r_1 e r_2 rispettivamente, per i raggi corrispondenti nell'equazione appena scritta, quindi:

$$T = \dot{m} \cdot (r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2})$$

Le pressioni agenti sulle sezioni estreme del condotto non hanno componenti che possano contribuire alla coppia T ; inoltre nella formula appena ricavata si presuppone ancora che il fluido sia in moto permanente e che i prodotti $r \cdot c_u$ siano ripartiti in modo uniforme sulle superfici A_1 ed A_2 .

In definitiva quindi la differenza tra la quantità di moto, o il momento della quantità di moto, entrante e quella uscente misura l'azione del fluido sul condotto; viceversa l'azione del condotto sul fluido è data dalla differenza tra la quantità di moto, o il momento della quantità di moto, uscente e quella entrante.

3.14 Equazioni che descrivono una trasformazione isoentropica di un gas perfetto

E' opportuno ora definire le equazioni che si possono utilizzare per descrivere le trasformazioni isoentropiche che coinvolgono un gas perfetto.

$$p \cdot \rho^{-k} = cost$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{k-1}$$

$$T \cdot ds = dh - \frac{p}{\rho}$$

In un diagramma T-s, che verrà usato nel seguito per illustrare le varie trasformazioni, l'isoentropica è rappresentabile con una retta verticale.

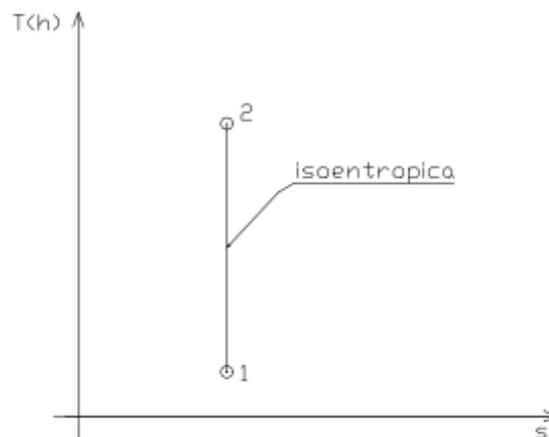


Figura 2: Trasformazione isoentropica ideale

3.15 Proprietà del diagramma T-s

Come si è già avuto modo di anticipare nei paragrafi precedenti, per lo studio delle trasformazioni termodinamiche che avvengono in una qualsiasi macchina è di fondamentale importanza l'utilizzo del diagramma Temperatura-Entropia. E' necessario, dunque, analizzare brevemente le caratteristiche di questo tipo di diagramma.

La prima informazione da fornire è la seguente: in un qualsiasi diagramma termodinamico possono essere rappresentate in modo rigoroso solo trasformazioni quasi statiche (trasformazioni che passano per successivi stati di equilibrio). Risulta evidente che le trasformazioni che avvengono in un turbo non sono quasi statiche, perciò

rappresenteremo la trasformazione reale con una linea tratteggiata ad indicare appunto questa approssimazione. Si noti che, comunque, non ci interessa tanto il “cammino” percorso dalla trasformazione, ma gli stati iniziale e finale della trasformazione stessa. La seconda informazione da fornire è la seguente: nello studio di un turbocharger è di fondamentale importanza evidenziare il salto di pressione che si realizza con una certa trasformazione. Scelto uno stato fisico iniziale, noto a priori e caratterizzato da un certo valore di pressione, si fissa la pressione finale da raggiungere con la trasformazione termodinamica che si va ad analizzare. E’ evidente che esiste un certo numero, teoricamente infinito, di trasformazioni che portano il sistema alla stessa pressione finale, ma con uno stato fisico (cioè valori di T e s) diversi. Risulta, dunque, facilmente comprensibile la fondamentale importanza di definire come debba essere rappresentata una curva isobara (luogo dei punti caratterizzati da una certa pressione $p = cost$) sul diagramma T-s.

Si può dimostrare che le curve a pressione costante nel diagramma T-s, per un gas perfetto ($c_p = cost$) sono esprimibili nella forma generale che andiamo a ricavare:

$$T \cdot ds = c_p \cdot dT - \frac{dp}{\rho}$$

Essendo la curva che vogliamo definire isobara ($dp = 0$), si ottiene:

$$T \cdot ds = c_p \cdot dt$$

Da cui con semplici passaggi:

$$\frac{dT}{T} = \frac{ds}{c_p}$$

Infine integrando avremo¹:

$$T(s) = A \cdot e^{\frac{s}{c_p}} \quad (1)$$

Il coefficiente angolare della curva isobara risulta essere:

$$\left(\frac{dT}{ds}\right)_{p=cost} = \frac{d}{ds} \left(A \cdot e^{\frac{s}{c_p}} \right) = \frac{A \cdot e^{\frac{s}{c_p}}}{c_p} = \frac{T(s)}{c_p} \quad (2)$$

Analizzando le equazioni (1) e (2) possiamo fare alcune osservazioni (fig. 3) sulla rappresentazione delle curve isobare nel diagramma T-s:

¹ A è una generica costante.

- Sono curve di tipo esponenziale dunque per s che aumenta esse diventano sempre più ripide: $\left(\frac{dt}{ds}\right)_{p=cost}$ aumenta;
- Le curve divergono all'aumentare di s ; si ha in pratica su una retta parallela all'asse delle ordinate:

$$s = s_A < s_B \rightarrow T_{2A} - T_{1A} < T_{2'B} - T_{1'B}$$

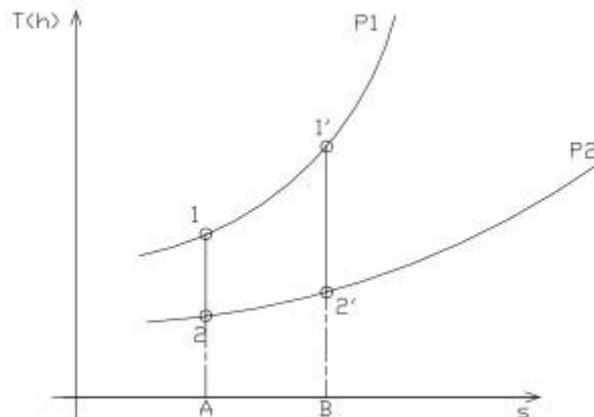


Figura 3: Rappresentazione delle curve isobare

E' evidente che nel diagramma presentato in fig. 3 si è accentuata la divergenza delle due curve.

3.16 Velocità del suono e numero di Mach

Si consideri un condotto a sezione costante, con superfici prive di attrito e con il fluido inizialmente in quiete. Se nel condotto viene fornito un impulso (una compressione del fluido) la perturbazione non si propagherà istantaneamente, ma con una velocità pari a quella con cui si propaga un'onda di pressione in un mezzo, cioè con quella che è la velocità del suono ; velocità con la quale si trasmette appunto la perturbazione. Il fluido non si sposta longitudinalmente, ma subisce una semplice oscillazione/compressione. Un osservatore solidale con il fronte d'onda, vedrà il fluido che si sposta. Differenziando l'espressione della portata virtuale vista dall'osservatore, si ottiene l'espressione:

$$c_s^2 = \frac{dp}{d\rho}$$

Per un gas perfetto, nel caso di espressione isoentropica, si può differenziare:

$$\frac{p}{\rho^k} = cost$$

ed ottenere quindi:

$$c_s^2 = k \cdot \frac{p}{\rho} = k \cdot R \cdot T$$

$$c_s = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$$

In definitiva la velocità del suono in un fluido è fortemente correlata alla sua temperatura. Per individuare il regime di moto viene usato il rapporto tra la velocità puntuale e la velocità del suono nel medesimo punto; tale grandezza è detta numero di Mach (M):

$$M = \frac{c}{c_s}$$

Se $c > c_s$ si ha: per $M > 1$ il regime di moto è detto supersonico, per $M > 4 \div 5$ il regime di moto è detto ipersonico. Se $c < c_s$, ovvero $M < 1$, il regime è detto subsonico. Infine, se $c = c_s$ e $M = 1$ il regime è detto sonico.

3.17 Moto di un fluido attraverso un condotto

Si consideri un fluido che esce da un ambiente nel quale è assegnato lo stato fisico totale, attraversante un condotto privo di attriti e adiabatico. Si consideri che le condizioni a monte non varino con la portata e che quindi le grandezze totali rimangano costanti (ambiente a monte molto grande, al limite infinito), come rappresentato in fig. 4.

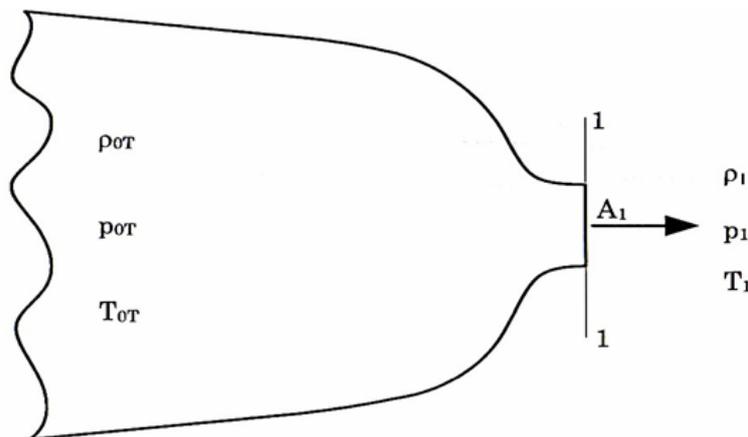


Figura 4: Esempio di condotto ideale

Ricordando che per un filetto di fluido si ha:

$$cdc + dh = 0$$

si può scrivere:

$$\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = c_p \cdot (T_0 - T_1)$$

Avendo indicato con 1 la sezione di uscita del fluido. Introducendo le grandezze totali:

$$c_1^2 = \frac{2 \cdot k \cdot R \cdot T_{0t}}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_{0t}}\right)$$

Si cerchi ora di trovare il valore del rapporto T_1/T_{0t} (valore che verrà detto critico) che renda la velocità all'uscita del condotto uguale alla velocità del suono. Uguagliando le espressioni di c_1^2 e c_s^2 :

$$\left(\frac{T_1}{T_{0t}}\right)_{crit} = \frac{2}{k-1}$$

Considerando sempre che da 0 a 1 vi sia una trasformazione isentropica si scrive il rapporto critico per la pressione:

$$\left(\frac{p_1}{p_{0t}}\right)_{crit} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Quindi si nota che il rapporto critico dipende da k e quindi dalla natura del fluido. Si consideri ora un fluido assimilabile ad un gas perfetto, di stato fisico totale assegnato, contenuto sempre in un ambiente di dimensioni tali da permettere che questo stato rimanga costante. Si assuma di variare la pressione a valle, scendendo fino a valori piccoli a piacere, cosicché si realizzi un moto del fluido nel senso delle pressioni decrescenti, stabilendo, di fatto, una portata di fluido. Vengano considerati trascurabili i fenomeni dissipativi. Tale portata è esprimibile come:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot A_1 \cdot c_1$$

Essendo A_1 la sezione di uscita del condotto. Siano considerate la densità e la velocità in funzione delle grandezze totali a monte, ottenendo un valore di portata massica (definita come rapporto tra la velocità e l'area della sezione di passaggio):

$$\frac{\dot{m}}{A_1} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot p_{0t} \cdot \rho_{0t} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_{0t}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_{0t}}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Si noti che per $p_1/p_{0t} = 1$ la portata massica è nulla, e così per $p_1/p_{0t} = 0$, poiché è nulla la densità (volume specifico infinito). Il massimo della funzione di portata massica, fig. 5, si ottiene proprio per rapporti di pressione e temperatura già trovati in precedenza, che sono stati chiamati critici. In questa condizione si ha la massima portata smaltibile, e la velocità del fluido è quella del suono per quanto detto in precedenza.

Riassumendo, quando in una sezione si raggiungono le condizioni critiche la velocità del fluido diviene quella del suono, il numero di Mach diventa unitario e la portata massica è massima ed è data da:

$$\frac{\dot{m}_{max}}{A_1} = \frac{p_{0t}}{\sqrt{T_{0t}}} \cdot \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

Si noti che tale valore è dipendente dalle grandezze caratterizzanti lo stato totale e dall'area della sezione, ma non dalle condizioni a valle. L'equazione generalizzata della portata massica dice che se la pressione a valle risulta minore di quella critica, anche la portata diminuisce fino a scendere a zero per pressione nulla. In realtà si mantiene massima e costante proprio perché, raggiunto il valore critico, la velocità di uscita uguaglia la velocità del suono ($M = 1$) e qualsiasi perturbazione creata a valle, come un abbassamento di pressione, non può farsi sentire a monte. Questo avviene perché la perturbazione conseguente al predetto abbassamento si propagherebbe verso monte alla velocità del suono, che però è già la velocità con cui il fluido esce dal condotto. L'andamento reale della portata è quello rappresentato con linea continua.

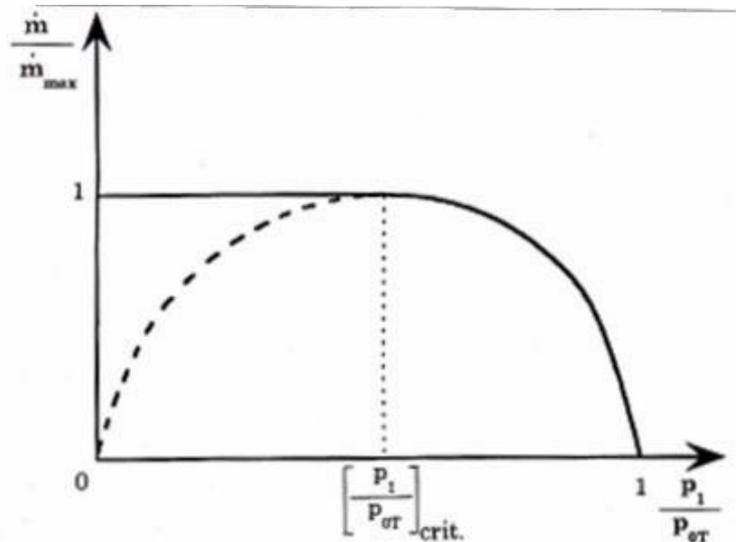


Figura 5: Grafico della funzione della portata massica

Da tutta la trattazione si evince che anche il numero di Mach è dipendente, insieme alla velocità del fluido, al valore della pressione a cui esce il fluido.

3.18 Il parametro di flusso

Dopo questi richiami di teoria fluidodinamica, può essere introdotta una grandezza che riveste un ruolo fondamentale nello studio delle turbomacchine ed in particolare nelle curve caratteristiche: il cosiddetto “parametro di flusso” o MFF (Mass Flow Function):

$$MFF = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{ot}}}{p_{ot}}$$

Tale parametro, per date condizioni relative alla geometria e al tipo di fluido, dipende solo dal rapporto delle pressioni e da come la portata raggiunge il suo massimo nelle condizioni critiche:

$$MFF_{max} = \frac{m_{max} \cdot \sqrt{T_{ot}}}{p_{ot}} = A_1 \cdot \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

Risulta interessante notare che il parametro di flusso non dipende dalle condizioni iniziali del fluido (al contrario della portata), ma solo dalla geometria e dal tipo di fluido. Di conseguenza esso è costante per valori del rapporto delle pressioni inferiori a quello critico. Tutta la trattazione fino qui eseguita si può pensare applicabile anche nella situazione in cui sia assegnata la pressione a valle e vari quella a monte. Si pensi al caso delle turbine a gas, è proprio la situazione ideale. Infatti, lo scarico avviene alla pressione atmosferica, mentre la pressione a monte varia la variare del rapporto di compressione del compressore, quindi al variare del punto di funzionamento del gruppo. Sono rappresentati in fig. 6 gli andamenti della portata e del parametro di flusso al variare, questa volta, della pressione p_{ot} a monte del condotto, per assegnata pressione a valle. Si noti che per valori di p_{ot} abbastanza grandi da rendere il rapporto di pressioni p_1/p_{ot} minore di quello critico, la portata varia linearmente con la pressione, mentre il parametro di flusso rimane costante e pari al valore massimo.

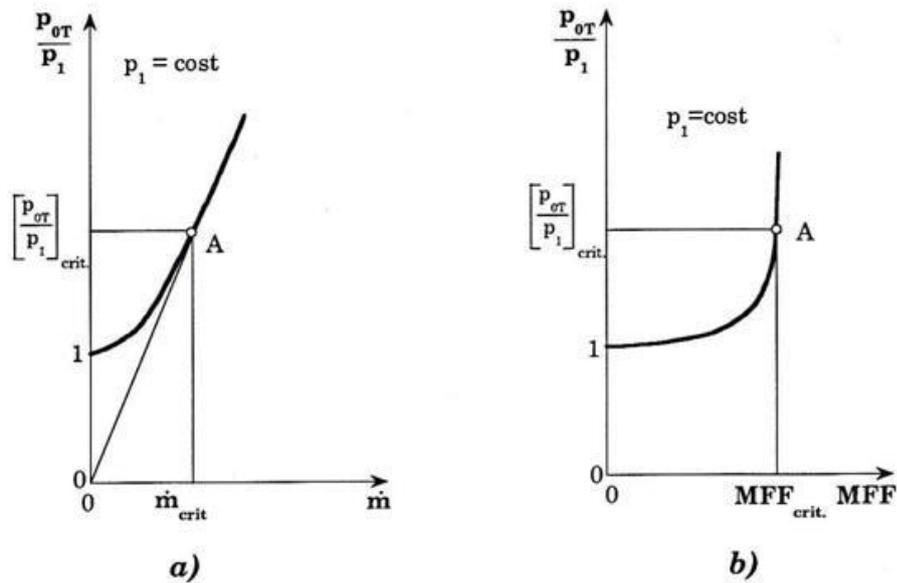


Figura 6: Andamento della portata e del MFF rispetto al rapporto p_{0t}/p_1

Venga supposto che il condotto in condizioni di progetto lavori a parametro di flusso e portata massimi. Nel momento in cui la portata cambia, nel senso che diminuisce perché cala la pressione a monte (ragionando sempre per assegnata pressione a valle), se le variazioni non sono elevate (ciò accade per numeri di Mach variabili tra 0.8 e 1), il parametro di flusso valutato in testa rimane costante e la relazione tra portata e pressione rimane lineare.

3.19 Le curve caratteristiche

Per vedere come variano le prestazioni del turbocharger al variare delle condizioni di carico è fondamentale vedere come variano le prestazioni delle singole turbomacchine.

3.19.1 Curve caratteristiche della turbina

Per completezza di informazione questo paragrafo descrive brevemente come sono fatte le curve caratteristiche delle turbine.

In generale le curve caratteristiche che descrivono il funzionamento di una turbina a gas possono essere ricavate ottenendo l'andamento del rapporto di espansione in funzione del parametro di flusso in ingresso alla macchina, per diversi valori della velocità corretta. Come visto, tutte le grandezze sono riferite al valore di design. In generale le curve caratteristiche della turbina possono essere funzioni del tipo:

$$\beta = f\left(\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_3}}{p_a}; \frac{n_t}{\sqrt{T_3}}\right) = f(MMF_3; n_t)$$

$$\eta = f\left(\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_3}}{p_a}; \frac{n_t}{\sqrt{T_3}}\right) = f(MMF_3; n_t)$$

con n_t chiamata velocità di rotazione corretta. Le grandezze termodinamiche sono sempre valutate all'ingresso della turbina ed in generale, come per il compressore, sono sempre grandezze totali. Tale andamento, nel caso reale, è rappresentato nella fig.7.

In questo caso si osserva che, per data velocità corretta, il parametro di flusso aumenta all'aumentare del rapporto di compressione su cui lavora la macchina stessa, fin tanto che si raggiungono le condizioni di "blocco sonico"; quando si raggiungono tali condizioni, per data velocità, la portata diviene pressoché costante al variare del rapporto di espansione.

Di fatto le curve a diversa velocità corretta tendono ad essere quasi completamente sovrapposte; in prima approssimazione, si può supporre che la turbina lavori sempre nella regione di blocco sonico. Si nota infine che il rendimento isoentropico è caratterizzato da andamenti molto piatti in funzione di β e dunque non particolarmente influenzato dal punto di funzionamento della macchina, come invece avviene per il compressore, specie se della tipologia a flusso assiale.

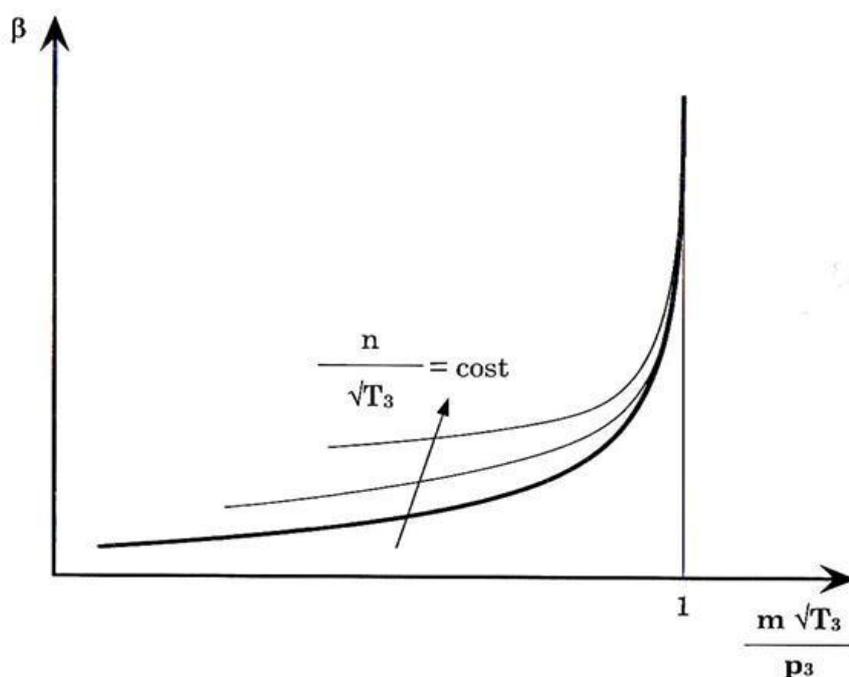


Figura 7: Curve caratteristiche della turbina a gas

3.19.2 Curve caratteristiche del compressore

Valgono per il compressore le stesse considerazioni fatte per la turbina. Anche qui le grandezze fondamentali sono il parametro di flusso (MMF_1), il rapporto di compressione

β_c , la velocità di rotazione corretta ed il rendimento isoentropico di compressione. Questa volta tutti i parametri rivestono importanza fondamentale, poiché variano tutti in maniera non trascurabile al variare del funzionamento del compressore. Le funzioni su cui si basa il disegno delle curve caratteristiche sono sempre le stesse:

$$\beta_c = f\left(\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{p_a}; \frac{n_c}{\sqrt{T_1}}\right) = f(MMF_1; n_c)$$

$$\eta_c = f\left(\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{p_a}; \frac{n_c}{\sqrt{T_1}}\right) = f(MMF_1; n_t)$$

Dove con 1 viene indicato lo stato fisico del fluido all'aspirazione del compressore. Spesso le curve caratteristiche del compressore rappresentano l'andamento del rapporto di compressione al variare del parametro di flusso, per dati valori della velocità corretta, fig. 8. Vengono poi disegnate delle linee a rendimento costante, dette anche "isole" per la loro caratteristica forma.

In fig. 8 è illustrata una tipica mappa di un compressore centrifugo.

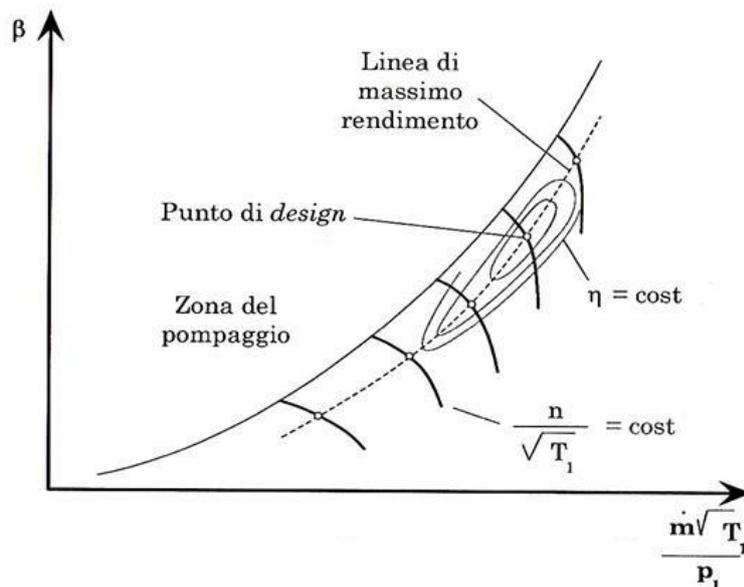


Figura 8: Curve caratteristiche del compressore

Come si può osservare, per data velocità corretta, il rapporto di compressione diminuisce se aumenta il parametro di flusso. Inoltre la portata smaltibile dal compressore può aumentare solo fino a quando si raggiunge un punto di funzionamento detto di blocco sonico, in corrispondenza del quale si raggiunge la velocità massima in una sezione dei condotti palari interni alla macchina; di conseguenza la portata non varia ulteriormente e la curva di β diventa verticale, sempre per data velocità corretta (questo è chiaro in figura per alti valori di velocità).

Contrariamente alla turbina, dove tutte le curve tendono a sovrapporsi, il grafico del compressore ci dà un “campo di funzionamento” nel quale il funzionamento è appunto possibile, anche se tuttavia è bene che il punto di funzionamento si trovi sulla linea di massimo rendimento. Questa area utile è delimitata superiormente da una curva di velocità oltre la quale non si può andare (alcuni costruttori ammettono una maggiorazione del 15% per brevi periodi). Infatti, al crescere della velocità di rotazione le pale sono soggette a stress meccanici sempre più elevati, che possono portare al danneggiamento del rotore.

Nella parte destra, ossia per portate elevate, abbiamo già detto che si raggiungono velocità per cui il numero di Mach diventa unitario. A questo punto la macchina si dice condizioni di blocco sonico o di *chocking* e la portata non può aumentare, ossia non dipende più dal rapporto di compressione. Si capisce bene come non si possa lavorare con portata superiore a quella limite di *chocking*.

A sinistra la nostra limitazione è data dalla linea di instabilità (*surge line*). Oltre questa linea si verifica il fenomeno del pompaggio (o *surge*). Si cerchi di dare una spiegazione a questo fenomeno. Quando il compressore è inserito in un circuito può succedere che lavori in una zona dove il rapporto di compressione è decrescente con la portata. In generale, ad una diminuzione del rapporto di compressione corrisponde un calo di pressione lungo il compressore. Se la pressione esterna non cala nello stesso modo e negli stessi tempi il flusso del fluido si può invertire. Quando capita ciò vi è una brusca riduzione del rapporto di compressione che fa crollare anche la pressione a valle. A questo punto però il compressore inizia di nuovo a elaborare una certa portata e ad innalzare il rapporto di compressione. Si instaura così un funzionamento ciclico ad alta frequenza, particolarmente dannoso in quanto si hanno oscillazioni di pressione e di portata che a loro volta inducono notevoli sollecitazioni meccaniche.

La curva di instabilità “taglia” le curve a velocità costante indicando dove il fenomeno del pompaggio sicuramente non accadrà. La curva di instabilità tiene conto anche della possibilità del compressore di andare in “stallo”.

Lo stallo si genera nei compressori dinamici per effetto del distacco dello strato limite in prossimità della pala. Se la portata si riduce troppo ci si sposta dal funzionamento nominale e la velocità non rispetta le condizioni di tangenza alla pala. Se l’angolo di incidenza è troppo alto si rischia il distacco della vena fluida. Se ciò accade si dice che il compressore è in stallo e non c’è più trasferimento di quantità di moto tra girante e fluido, con relativo scadimento delle prestazioni.

Il fenomeno di pompaggio o *surge* si verifica invece quando il compressore, inserito in un circuito, raggiunge delle condizioni di funzionamento (portata e rapporto di compressione) instabili nel senso che la portata comincia a variare periodicamente. Se D, fig. 9, è il punto di funzionamento del compressore, ad una diminuzione di portata si verifica una diminuzione del rapporto di compressione e dunque, in generale, della pressione lungo il compressore. Se allora la pressione esterna al compressore non cala allo stesso modo e negli stessi tempi (nel senso che rimane più elevata) il flusso del fluido si può invertire (dall’uscita verso l’ingresso del compressore). Quando capita ciò, vi è una

brusca diminuzione del rapporto di compressione che fa crollare anche la pressione a valle del compressore.

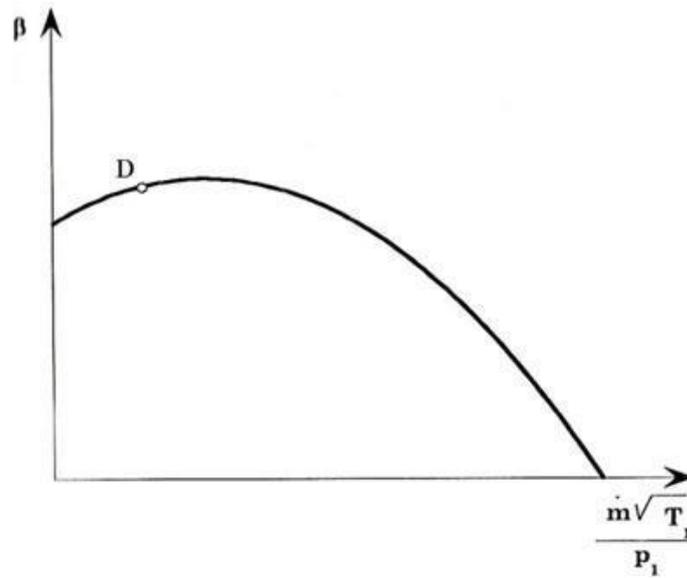


Figura 9: Andamento del rapporto di compressione in funzione del parametro di flusso

Capitolo 4

I motori per la propulsione aerea

4.1 Sistemi di propulsione

I sistemi di propulsione usati nei mezzi di trasporto aerei moderni, se si escludono il volo a vela e il propulsore a razzo, sono sostanzialmente riconducibili a tre tipi:

- Motori endotermici alternativi per la propulsione ad elica (detti anche motoeliche);
- Motori endotermici turbo per la propulsione ad elica, detti turboelica;
- Motori a turbogetto.

Sono molto usati poi i sistemi ibridi turbogetto-turboelica, generalmente dotati di compressori e turbine multistadio.

4.2 Caratteristiche dei motori alternativi

Vediamo dunque per primi i motori alternativi, cercando di capire quali sono i problemi che tali motori incontrano nelle applicazioni aeronautiche e come essi siano stati affrontati nel tempo, ricordando che tali sistemi sono stati i primi ad essere montati su di un apparecchio capace di volare, mentre i motori tipo turbogas hanno avuto un impiego più recente.

Il principale problema dei motori alternativi per la propulsione aeronautica sta nel fatto che il motore, trovandosi a lavorare in quota, elabora un'aria dalla densità più bassa di quella che si trova alle altitudini terrestri. Diminuendo quindi la massa d'aria aspirata dai pistoni nella fase di aspirazione, si riduce anche la capacità di bruciare combustibile e quindi la potenza sviluppabile.

Nei motori benzina a carburatore, questo fatto necessitava l'uso di correttori di miscela, apparecchi che ristabilivano il rapporto stechiometrico tra benzina ed aria, adesso sorpassati dai moderni sistemi di controllo dell'iniezione dei motori. Il funzionamento del motore in quota, ai fini della potenza sviluppabile, si può paragonare al corpo umano, che nella respirazione risente con il rarefarsi dell'aria gli effetti conseguenti alla diminuzione della quantità di aria e quindi di ossigeno immessa nei polmoni.

Nel diagramma di Fig.10 è mostrata la variazione di pressione e la densità dell'aria con altitudine, in atmosfera:

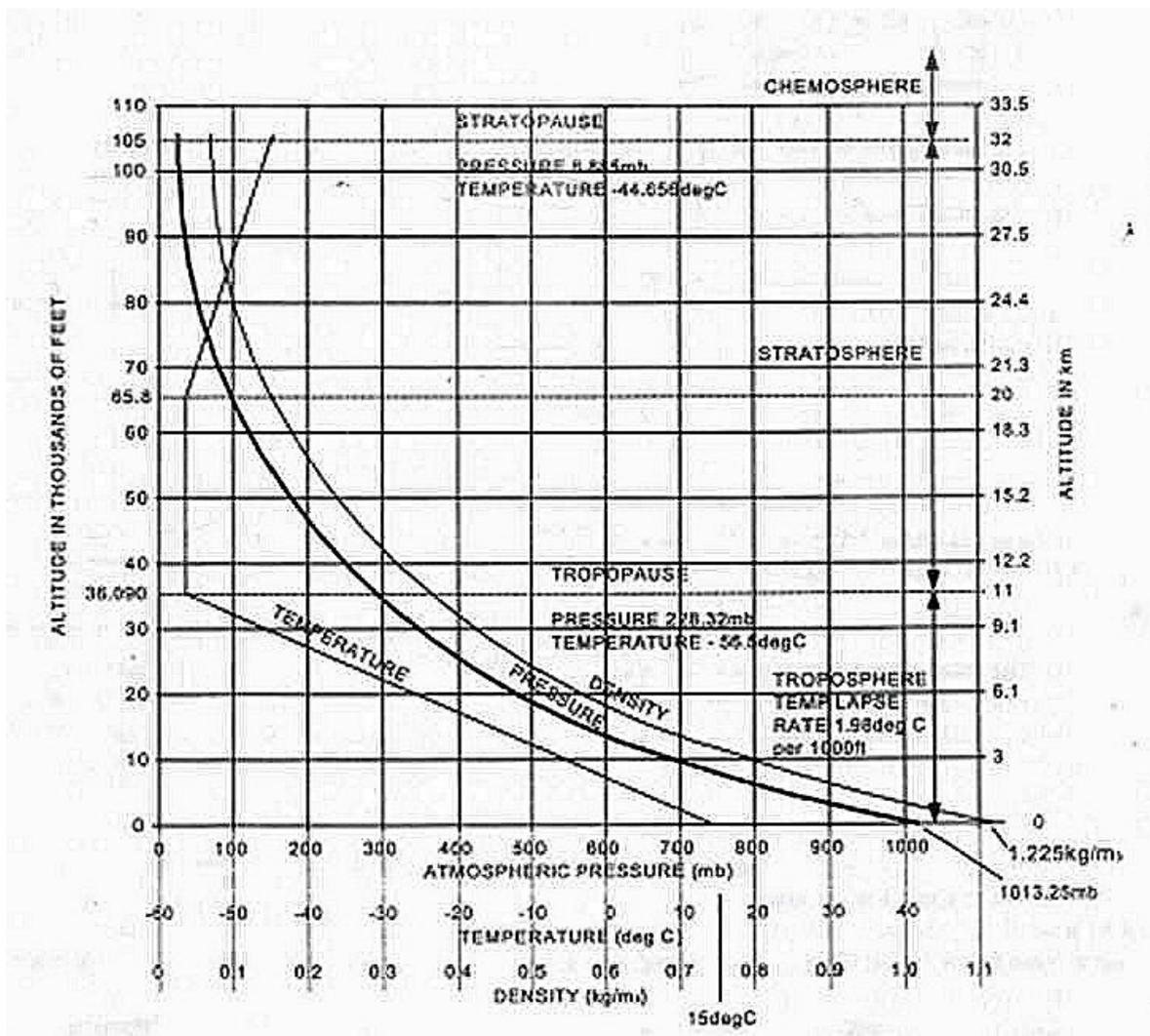


Figura 10: Variazione di pressione, temperatura e densità dell'aria in funzione dell'altitudine

Si verifica dunque che in un motore alternativo la potenza sviluppata diminuisce a mano a mano che si sale in quota: tale diminuzione segue la stessa legge di diminuzione della densità dell'aria. Un motore aspirato che al livello del mare, dove la pressione è normalmente di 1013 mb sviluppa 600 CV, alla quota di 5500 metri (dove la pressione è scesa a 460 mb) svilupperà soltanto 300 CV; a 10000 metri svilupperà appena 150 CV.

Si comprende quanto sia grave questo problema per un motore d'aviazione, soprattutto pensando che, le tendenze attuali sono quelle di portare la navigazione aerea a quote sempre più elevate, sia per ragioni di rendimento, sia per ragioni di sicurezza.

Per ovviare al suddetto inconveniente sono state tentate varie soluzioni: la più soddisfacente, adottata per la maggior parte dei motori, è la sovralimentazione. Va detto a questo punto per la precisione, trattando questo lavoro principalmente essa, che tale tecnica è nata proprio nel campo dell'aviazione: solo più tardi si è sviluppata nei campi della propulsione stradale, marina, e nel campo energetico industriale, campi a cui tra l'altro si è adattata benissimo.

Con la sovralimentazione è possibile non solo conservare in quota una pressione di

alimentazione (di aria) del motore corrispondente alle condizioni di aspirazione a quota zero, ma si può anche a bassa quota elevare, a comando, la pressione nei cilindri per sviluppare una potenza maggiore del normale. E' evidente che l'incremento di pressione deve essere limitato: per problemi di combustione e pericolo di detonazione nei motori ad accensione comandata, per limiti di resistenza degli organi del motore nei motori ad accensione per compressione. Il tipo di compressore generalmente adottato in aviazione (ma anche nel campo dell'autotrasporto) è quello centrifugo che descriveremo più avanti: nei primi motori da aviazione sovralimentati esso raramente superava una velocità di rotazione di 20000 rpm, ed era trascinato dal motore per mezzo di un'opportuna trasmissione, mentre modernamente il turbocompressore può superare abbondantemente la velocità di 170000 rpm e viene trascinato da una turbina che sfrutta l'energia residua dei gas di scarico del motore. Per salvaguardarsi da un aumento eccessivo della pressione di alimentazione del motore, i motori sovralimentati sono generalmente muniti di uno speciale *limitatore di pressione*, di tipo automatico oppure a comando, molto simile a quello montato sui motori per la propulsione terrestre (Waste-gate), e che nella versione automatica è comandato da una capsula barometrica.

In un motore di alta quota quindi, la potenza massima sviluppabile a quota zero può essere mantenuta costante fino ad una certa quota, detta quota di ristabilimento, il cui valore dipende dalle caratteristiche del motore e del compressore. Al di sopra della quota di ristabilimento la potenza diminuisce come in un motore normale, cioè con la stessa legge di diminuzione della pressione atmosferica. Per conservare la potenza fino a quote molto elevate (10000 metri e oltre) si può ricorrere a due compressori in serie, facendo dal secondo elevare ulteriormente il grado di compressione della miscela uscente dal primo. In tal caso si mette in moto il secondo compressore soltanto alla quota ove l'aria esterna è così rarefatta che il primo compressore non riesce più a portarla al grado di densità voluto. Tale soluzione è stata adottata già durante la seconda guerra mondiale sugli aerei SpitFire della RAF, l'aeronautica militare del Regno Unito. Si deve dire comunque che i motori volumetrici sono per loro natura i meno adatti al volo in quota, questa insieme ad altre, è la ragione per cui soprattutto i velivoli commerciali solo raramente hanno tali motori. Vediamo, infatti, in un grafico quali sono i campi di impiego standard per i vari tipi di propulsione: motoeliche, turboeliche, esoreattori e razzi.

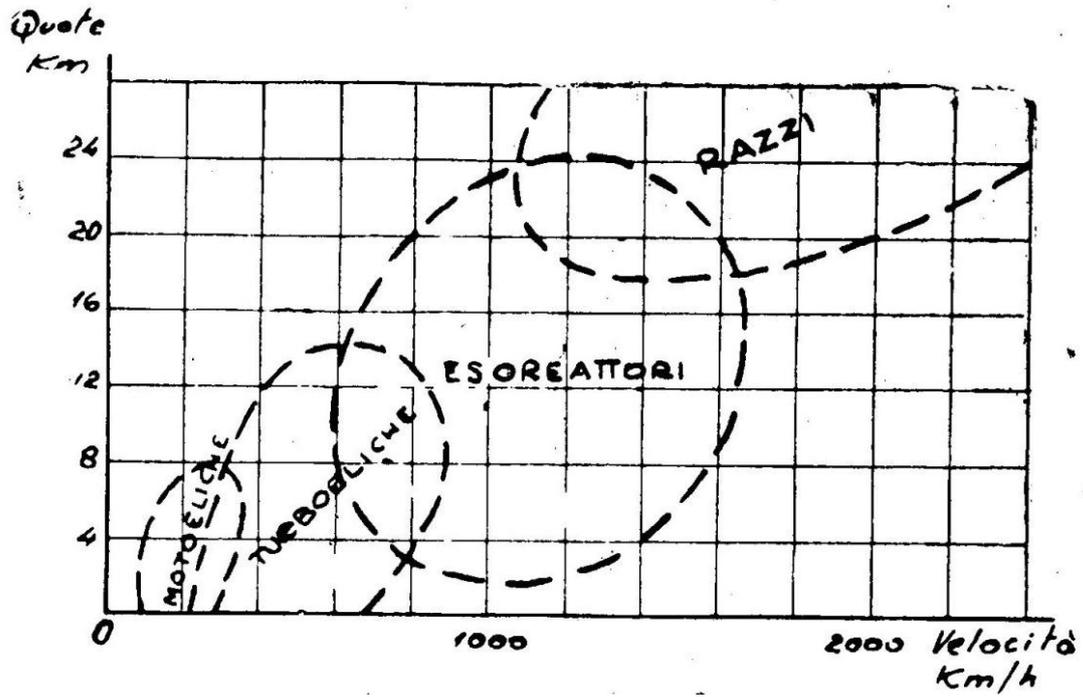


Figura 11: Campi di impiego dei motori avio

Capitolo 5

Specifiche di progetto

5.1 Stimoli alla progettazione

E' evidente, per quanto detto fino ad ora (nel capitolo 3) che la ricerca nel campo dei motori alternativi per la propulsione aerea si stia indirizzando verso la progettazione e realizzazione di motori sempre più potenti, di utilizzo economico, capaci di avere una quota di ristabilimento il più elevata possibile.

Per l'insieme di tutti questi fattori, ma in particolar modo per consentire, a parità di potenza, una quota di ristabilimento maggiore si è deciso di studiare un sistema di turbosovralimentazione che consenta di portare la quota di ristabilimento ai più alti valori possibili dalla tecnica attuale.

Attraverso questo elaborato, si intende procedere alla progettazione di un sistema di turbocompressione che possa garantire il massimo delle prestazioni per quanto riguarda la capacità del gruppo di garantire un elevato rapporto di compressione.

E' opportuno sottolineare che l'offerta commerciale in tale campo, non risulta soddisfacente, perciò il sistema da noi progettato, se si dimostrerà alla prova pratica soddisfacente, potrà ben inserirsi in una nicchia con sviluppi futuri decisamente interessanti.

Si sottolinea, infine, che il sistema da noi proposto deve essere considerato specificamente progettato per il motore 1.6 V6 Renault Energy F1 che è stato descritto nel capitolo 1.

5.2 Impostazione generale della progettazione

E' necessario, ora, definire i limiti della progettazione che si intende effettuare in questo elaborato. E' evidente che la progettazione completa di un sistema di turbosovralimentazione deve sviluppare e risolvere le seguenti problematiche:

- Progettazione del compressore centrifugo.
- Progettazione della turbina centripeta.
- Progettazione delle caratteristiche dell'accoppiamento tra compressore e turbina.
- Progettazione e taratura di organi di sicurezza (wastegate).
- Accoppiamento di motore e turbosovralimentatore ("matching")

E' evidente che tale mole di lavoro non può essere affrontata in questo elaborato. Si è dunque scelto di concentrare l'attenzione di questo elaborato (che sarà seguito dal lavoro

di completamento di altri) sulla *progettazione di girante e diffusore del compressore*.

Tale scelta, si giustifica se si pensa che solitamente l'elemento critico di un turbosovralimentatore è proprio il compressore, perciò se si procede alla definizione di caratteristiche opportune per questo elemento, il resto della progettazione potrà essere eseguita con buone probabilità di successo.

Pare opportuno sottolineare che si avrà la possibilità, una volta costruito il compressore, di scegliere le altre componenti del sistema (turbina in primis) dall'ampia offerta commerciale che si ha a disposizione.

Lo studio di fattibilità del gruppo di turbosovralimentazione che intendiamo eseguire si riduce, dunque, per la parte puramente progettuale alla definizione delle caratteristiche del compressore centrifugo.

Si noti che la progettazione che andremo ad eseguire sarà caratterizzata da un aspetto fondamentale:

- Aspetto fluidodinamico del problema in esame.

E' opportuno sottolineare che la progettazione deve essere affrontata integrando l'utilizzo di metodologie piuttosto classiche (i triangoli di velocità per la rappresentazione monodimensionale del flusso) con l'utilizzo di più sofisticati sistemi di calcolo (software CFD FLUENT).

L'analisi monodimensionale del flusso attraverso la macchina rappresenta la base del progetto iniziale. Quest'analisi trascura i gradienti di pressione e velocità relativa che si hanno nei diversi componenti causati dalle perdite fluidodinamiche dovute al distacco del flusso dalle pareti ed alla ricircolazione del flusso stesso.

In una fase successiva il progetto deve essere modificato avvalendosi di analisi tridimensionali più accurate che riescono a modellare il flusso in maniera più realistica.

L'analisi monodimensionale sfrutta l'equazione di continuità, l'equazione energetica dei fluidi, l'equazione del momento della quantità di moto e le equazioni termodinamiche per stimare i valori medi della velocità relativa e della densità in ognuna delle sezioni che il fluido attraversa nelle macchine, permettendo di realizzare un primo dimensionamento di tutti i componenti che vengono successivamente modificati grazie all'analisi tridimensionale.

5.3 Definizione delle specifiche di progetto

Si vuole ora, in conclusione di questo capitolo, descrivere le particolari specifiche che hanno guidato la progettazione del nostro compressore centrifugo. Con il termine di specifiche intendiamo sia i dati di input che si sono assunti all'inizio del ragionamento, sia le caratteristiche che del problema da risolvere che sono state poste come fondamento

della progettazione.

Riassumiamo tali specifiche con una breve esposizione schematica.

Portata in massa d'aspirazione del compressore

E' evidentemente un dato di input del problema di fondamentale importanza. Per quanto riguarda il motore 1.6 il dato è stato calcolato con una metodologia classica, che sfrutta i seguenti dati di partenza:

- m^3 = cilindrata del motore in m^3 : $1600 \text{ cm}^3 \cdot 10^{-6} = 0.0016 \text{ m}^3$
- rpm = regime di rotazione di potenza max = 15000 rpm
- η_v = rendimento volumetrico = 0.96

Si calcolano:

- Portata volumetrica aria aspirata: $\dot{v} [\text{m}^3/\text{s}] = m^3 \cdot (\text{rpm}/60) / 2 \cdot \eta_v = 0.192 \text{ m}^3/\text{s}$
- Portata massica aria aspirata: $\dot{m} [\text{kg}/\text{s}] = \dot{v} \cdot \rho_{(0\text{m s.l.m})} = 0.2352 \text{ kg}/\text{s}$
- Portata massica aria aspirata: $\dot{m} [\text{kg}/\text{h}] = \dot{m} [\text{kg}/\text{s}] \cdot 3600 [\text{s}/\text{h}] = 846.72 \text{ kg}/\text{h}$

Quindi la portata in massa d'aria elaborata dal compressore è di 846.72 kg/h.

Rapporto di compressione massimo fornito dal compressore

Questo è il dato di partenza di tutta la progettazione. E' evidente che più risulta alto il rapporto di compressione, migliore risulta il prodotto che si vuole commercializzare. La scelta di questo dato è stata fatta dopo una breve ricerca bibliografica sulla letteratura specializzata. In base ai dati raccolti si è riscontrata la possibilità di realizzare giranti di compressori centrifughi con velocità periferiche superiori a 600 m/s e con rapporti di compressione superiori a 8 (cfr. Sandro Sandrolini, Giovanni Naldi "Macchine 2. Le turbomacchine motrici e operatrici" Pitagora Editrice, capitolo 6 pg. 473)

Si è scelto dunque un rapporto di compressione $\beta_{compressore} = 10$, cioè il nostro compressore comprime 10 volte (ovvero 10:1).

Inoltre l'aeromobile è dotato di una presa d'aria dinamica, che comprime ulteriormente di 1.05:1.

Quindi il rapporto di compressione totale è $\beta = 10 \cdot 1,05 = 10,5$

$$\beta = 10,5$$

Scelto il rapporto di compressione β è molto semplice, avendo a disposizione le opportune tabelle dell'aria atmosferica standard, andare a calcolare l'altezza di ristabilimento. Abbiamo, infatti, che:

$$\beta_{TERRA} = \frac{P_{MANDATA}}{P_{ASP.TERRA}}$$

$$\beta = \frac{P_{MANDATA}}{P_{ASP.QUOTA RISTABILIMENTO}}$$

Si può dunque calcolare:

$$P_{MANDATA} = \beta \cdot P_{ASP.QUOTA RISTABILIMENTO}$$

$$P_{ASP.QUOTA RISTABILIMENTO} = \frac{P_{MANDATA}}{\beta} = \frac{1,013}{10,5} = 0,0964796 \text{ bar}$$

Quindi:

$P_{ASP.QUOTA RISTABILIMENTO}$ è la pressione atmosferica di aspirazione, alla quale si conserva 1.013 bar al collettore di aspirazione = pressione alla quota massima di ristabilimento

dove: $P_{MANDATA} = 1,013$ bar, imposta da progetto

Calcolata con l'ultima espressione la pressione della quota massima di ristabilimento, si può calcolare, sfruttando le tabelle dell'atmosfera standard (o semplici software disponibili in rete), la quota di ristabilimento massima.

Nel nostro caso si è ottenuto:

$$\text{Quota di ristabilimento} = 16407 \text{ m} = 53830 \text{ ft}$$

Alla quota di ristabilimento che abbiamo calcolato, le proprietà dell'aria aspirata nell'Atmosfera Internazionale Standard (ISA), la cui conoscenza è fondamentale per il dimensionamento del compressore, sono le seguenti:

- Pressione: 9647.96 Pa = 0.0964796 bar
- Densità: 0.155137 kg/m³
- Temperatura: 216.65 K = - 56.5°C
- Viscosità dinamica: 0.0000143226 Pa · s
- Velocità del suono: 295.070 m/s

Rendimento del compressore

Come noto un fondamentale aspetto per valutare la competitività di un compressore centrifugo (come di ogni altra macchina) è il rendimento. I compressori commerciali

assestano il loro rendimento, a seconda del punto di utilizzo, su valori compresi tra il 65% e 75%. Il nostro compressore a causa dell'elevato rapporto di compressione che deve garantire non potrà certo rientrare in questo standard. Nonostante ciò, possiamo considerare valida la nostra proposta poiché ad un minor rendimento, si accompagna un rapporto di compressione elevatissimo e dunque sicuramente non raggiungibile dai compressori commerciali.

Possiamo affermare che la nostra soluzione (progettata per un rendimento di progetto del 58%) si potrebbe dimostrare valida anche se al banco prova il rendimento si attestasse su valori intorno al 45%.

Funzionamento del turbocompressore nell'utilizzo aeronautico del motore

Nei capitoli precedenti abbiamo analizzato brevemente le caratteristiche dei motori per la propulsione aerea. Non abbiamo però sottolineato un aspetto di fondamentale importanza: nell'utilizzo per la propulsione aerea il motore funziona, per tutto il tempo, a regime di rotazione praticamente costante. Questa informazione è di fondamentale importanza per la nostra progettazione: infatti, anche il compressore non subirà durante l'utilizzo apprezzabili variazioni di velocità di rotazione.

Questa caratteristica del funzionamento del gruppo turbocompressore ci mette in una condizione di progetto decisamente privilegiata, poiché non diventa più un parametro fondamentale (N.B: rimane comunque importante) della progettazione il ***momento d'inerzia*** della girante. Nei compressori automobilistici la velocità di rotazione del compressore varia continuamente (per seguire le variazioni di regime del motore comandate dal pilota) e il momento d'inerzia della girante è un parametro da valutare attentamente, in sede di progetto, per ottenere un compressore di buone prestazioni in tale utilizzo.

Per quanto si è appena detto, in tutta la nostra trattazione si tralascerà qualsiasi considerazione relativa al momento d'inerzia della girante del compressore, nonostante si siano presi in considerazione alcuni interessanti metodi per alleggerire la girante (diminuendone il momento d'inerzia).

Un altro aspetto di fondamentale importanza è il funzionamento del compressore a quote inferiori rispetto alla quota di ristabilimento (= ***quota di progetto***) calcolata precedentemente.

Quando l'aeromobile vola a quote inferiori della quota di progetto, il compressore aspira aria meno rarefatta, ovvero con valori di Pressione, Temperatura, Densità, Viscosità dinamica maggiori rispetto a quelli calcolati in fase progettuale: in tal caso, avremmo una pressione di mandata ($P_{MANDATA}$) superiore a quella di progetto ($P_{MANDATA} = 1.013$ bar). Per evitare ciò, finché l'aeromobile non raggiunge la quota di ristabilimento calcolata, riveste fondamentale importanza la valvola Waste-gate di cui si è parlato nei capitoli precedenti, la quale esclude e/o parzializza il normale funzionamento della turbina quando si trova a lavorare a quote inferiori di quella progettuale.

Quando l'aeromobile decolla, si ha $P_{ASP.TERRA} = 1.013$ bar circa e, se la turbina non fosse dotata della valvola Waste-gate, i gas di scarico dal motore verrebbero interamente

elaborati dalla turbina, fornendo tutta la loro energia al compressore, che fornirebbe una $P_{MANDATA} = 10$ bar (circa), un valore assolutamente inaccettabile per qualsiasi motore ad accensione comandata poichè subirebbe enormi sollecitazioni meccaniche e si avrebbero fenomeni di combustione anomala tra i quali il più grave e preoccupante è quello della *detonazione*, un fenomeno totalmente imprevedibile che porta alla rottura degli organi meccanici in breve tempo, dovuto a una temperatura e pressione massime in camera troppo elevate.

Perciò, in fase di decollo, la valvola Waste-gate è totalmente aperta (mediante un controllo elettro-meccanico), escludendo di fatto il gruppo turbocompressore.

Man mano che si sale di quota, essa si chiude progressivamente, in modo tale che i gas di scarico vengono elaborati nella turbina, che metterà in rotazione il compressore progressivamente, il rapporto di compressione sale progressivamente fino a raggiungere il valore di progetto quando la suddetta valvola si chiude totalmente, alla quota di ristabilimento.

Capitolo 6

Introduzione allo studio del compressore

6.1 Introduzione

Cominciamo dunque il nostro studio di fattibilità di un compressore centrifugo che garantisca un rapporto di compressione $\beta = 10$. Possiamo dividere la progettazione nei tre elementi fondamentali che caratterizzano un qualsiasi compressore centrifugo, seguendo lo stesso ordine logico richiesto dalla progettazione:

1. **Girante:** elemento rotante della turbomacchina, ha la funzione di fornire lavoro al fluido il quale esce da esse con un'elevatissima energia cinetica.
2. **Diffusore:** posto alla periferia della girante ha la funzione di trasformare l'energia cinetica del fluido in energia di pressione (frutta in maniera opposta il principio della diffusione).
3. **Voluta o chiocciola:** posta all'estremità del diffusore, ha la funzione di convogliarlo all'uscita della turbomacchina. Nella voluta si realizza un ulteriore recupero dell'energia cinetica in pressione.

Si segue in pratica il percorso del fluido.

Concludiamo quest'introduzione ricordando che esistono varie tipologie d'approccio alla progettazione di una qualsiasi turbomacchina. Il flusso reale è evidentemente tridimensionale e le equazioni che lo governano sono quelle presentate nel capitolo precedente, ma è possibile eseguirne uno studio semplificato, chiamato “*approccio monodimensionale*”, supponendo di conoscere a priori la traiettoria del fluido e considerando valori medi delle grandezze coinvolte nello studio come velocità, stati fisici, ecc.

Nel nostro studio si è scelto di lavorare con un approccio monodimensionale per i seguenti motivi:

- Alta difficoltà di programmazione, settaggio ed elevato costo dei codici di calcolo proposti dalle aziende di software specializzate. (esempio: costo utilizzo annuo di CFX4 pari a 150000 €).
- Ricerca di una forma del compressore semplificata.

Si dovrà sfruttare comunque, in un calcolo di verifica finale, un programma di calcolo numerico CFD in modo da poter raffinare il calcolo delle caratteristiche del diffusore

che mal si presta (per motivi che spiegheremo in seguito) ad un approccio monodimensionale. Si noti che l'approccio monodimensionale da noi scelto dovrà essere integrato con considerazioni sperimentali che raffineranno il calcolo eseguito. Tale approccio, infine, pur essendo il più semplice ed approssimato fornisce risultati sufficientemente precisi.

6.2 Triangoli di velocità e studio termodinamico

Forniamo adesso una breve descrizione dei principi generali che caratterizzano l'approccio monodimensionale che abbiamo scelto per effettuare il nostro studio.

E' opportuno ricordare che lo studio di una turbomacchina deve, qualsiasi tipo d'approccio si scelga di seguire, partire da precise ipotesi riguardanti il tipo di flusso che la caratterizza e le trasformazioni termodinamiche che si realizzano. Nel capitolo 5 si è già indicato quali ipotesi stanno alla base dello studio fluidodinamica del compressore, ma è opportuno ribadire in questa sede.

Per quanto riguarda il flusso si considerano valide le seguenti ipotesi:

1. Flusso stazionario
2. Flusso monodimensionale, cioè si suppone di conoscere la traiettoria del fluido
3. Descrizione del flusso attraverso un vettore che ne rappresenti la velocità.

Per quanto riguarda l'aspetto più squisitamente termodinamico s'introducono le seguenti ipotesi semplificative:

1. Turbomacchina perfettamente adiabatica
2. Fluido considerato un gas perfetto

Introduciamo per prima cosa quelli che vengono chiamati triangoli di velocità. Il loro utilizzo è fondamentale nella descrizione del flusso all'interno della girante. Come noto la girante ruota attorno al suo asse perciò costituisce un sistema di riferimento mobile. Possiamo dunque definire per una generica particella di fluido:

\bar{C} = velocità della particella rispetto ad un riferimento fisso (VELOCITA' ASSOLUTA)

\bar{W} = velocità della particella rispetto ad un riferimento mobile solidale con la girante (VELOCITA' RELATIVA)

E' evidente, da semplici considerazioni di cinematica, che risulta verificata la seguente relazione:

$$\bar{c} + \bar{w} = \bar{u} \quad (1)$$

Avendo definito:

\bar{u} = velocità di trascinamento (velocità tangenziale della girante)

La relazione (1) può essere facilmente rappresentata con un triangolo di velocità, come si vede in Fig.1.

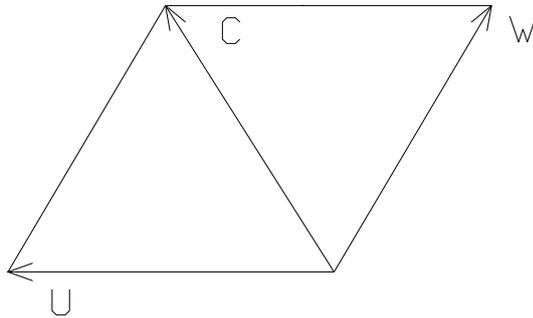


Fig.1

E' chiaro che una descrizione particolareggiata del flusso richiederebbe l'utilizzo di un numero infinito di triangoli di velocità (uno per ogni particella di fluido), ma per uno studio semplificato si può descrivere il flusso in una certa sezione della girante utilizzando il triangolo delle velocità medie in tale sezione.

Come già ricordato in una qualsiasi turbomacchina il trasferimento di lavoro tra palettature e fluido avviene nella girante. Attraverso i triangoli di velocità è possibile ricavare una semplice relazione (chiamata Equazione d'Eulero) che mette in relazione le velocità del flusso in ingresso ed in uscita dalla girante con il lavoro che è necessario fornire al fluido per ottenere tali valori delle velocità.

Chiamati:

L = lavoro specifico da fornire al fluido

1 = pedice delle grandezze riferite alla sezione d'ingresso della girante

2 = pedice delle grandezze riferite alla sezione d'uscita dalla girante

L'equazione, scritta per macchine motrici, risulta essere la seguente:

$$L = U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1 \quad (2)$$

Insieme all'equazione d'Eulero risulta molto utile un'altra espressione, da essa ricavata,

che mette in relazione il lavoro specifico L con 3 distinti contributi. Quest'espressione risulta molto utile per meglio capire il processo di trasferimento dell'energia dalla girante al fluido. Si ha per una turbomacchina motrice:

$$L = \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2) \quad (3)$$

I 3 contributi sono rispettivamente:

$\frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$: variazione dell'energia cinetica del fluido nella girante calcolata rispetto ad un sistema di riferimento fisso;

$\frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2)$: variazione dell'energia centrifuga del fluido (è dovuta alla variazione del raggio della sezione di passaggio).

$\frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$: variazione (con segno cambiato) dell'energia cinetica del fluido nella girante calcolata rispetto ad un riferimento mobile.

Il lavoro specifico calcolato con le espressioni (2) o (3) è anche chiamato **lavoro teorico**. Esso, infatti, rappresenta il lavoro necessario per portare il fluido nelle volute condizioni nel caso in cui siano valide due ipotesi assai restrittive:

1. Le pale riescono a guidare perfettamente il fluido.
2. Il flusso è totalmente esente da fenomeni di perdite. Esso compie nella turbomacchina una trasformazione REVERSIBILE e dunque (poiché si è ipotizzata l'adiabaticità della macchina) ISOENTROPICA

Entrambe queste ipotesi non sono generalmente verificate nella realtà e portano ad un aumento del lavoro da fornire al fluido rispetto a quello teorico calcolato con le equazioni (2) e (3). In pratica possiamo affermare che nel costruire un compressore si può utilizzare come punto di riferimento (una specie di MACCHINA IDEALE) una macchina in cui le pale riescano a guidare perfettamente il fluido e totalmente assente da perdite.

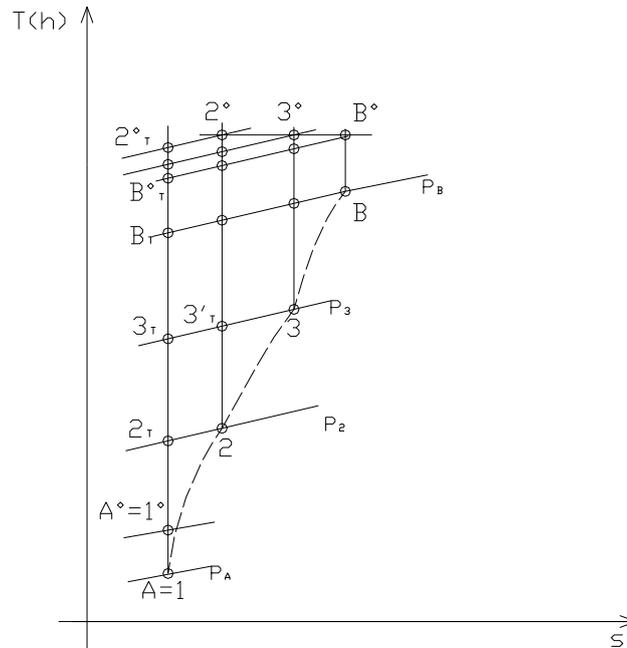
Gli effetti del NON verificarsi delle ipotesi precedenti possono essere studiati in maniera separata.

L'ipotesi 2. si presta ad un semplice studio di tipo termodinamico.

Sfruttando il diagramma temperatura-entropia (T-s) è semplice descrivere le trasformazioni termodinamiche che avvengono nelle varie parti della turbomacchina. Questa rappresentazione ci consente di fare alcune interessanti considerazioni:

1. Confronto fra trasformazione ideale isoentropica e trasformazione reale;
2. Descrizione da un punto di vista termodinamico delle trasformazioni che avvengono nelle tre parti del compressore;

Rappresentiamo per prima cosa le trasformazioni che avvengono nel diagramma (T-s), poi le commenteremo specificando il significato delle varie grandezze introdotte:



Per lo studio fluidodinamico delle varie problematiche connesse al progetto di una turbomacchina è necessario introdurre il concetto di “grandezze totali” o “grandezze di ristagno”. Attraverso tali grandezze sarà possibile definire per il fluido in esame lo “stato di ristagno”.

6.3 Grandezze statiche, di ristagno e totali

- *Grandezze totali:* è definita come somma di tutti i contributi energetici, quindi dipende dallo stato termodinamico e dinamico locale del fluido. Differisce dalle corrispondenti grandezze di ristagno per il contributo dell’energia potenziale di massa. Per i gas, dato che la densità è piccola, l’energia potenziale è trascurabile, quindi si possono considerare uguali grandezze di ristagno e totali. Normalmente vengono evidenziate aggiungendo l’apice “T” al simbolo della grandezza statica corrispondente.
- *Grandezza di ristagno:* data una grandezza statica si definisce l’associata grandezza di ristagno come il valore assunto dalla grandezza stessa nel caso in cui il

fluido venga decelerato fino al completo arresto secondo una trasformazione almeno adiabatica. Normalmente vengono evidenziate aggiungendo l'apice "0" al simbolo della grandezza statica corrispondente. Forniscono dunque una informazione sulla potenzialità energetica a disposizione del fluido nel caso in cui la sua energia cinetica venga completamente convertita.

- *Grandezze statiche*: con l'introduzione delle grandezze di ristagno e totali, le originali prendono il nome di grandezze statiche.

Attraverso la definizione di grandezze di ristagno e totali sarà possibile definire per il fluido in esame lo *stato di ristagno*.

Ricordando che poiché la nostra macchina operatrice sta elaborando un fluido gassoso, la definizione di grandezza totale e di ristagno vengono a coincidere; possiamo dunque definire:

Entalpia totale h^0 = entalpia finale che contraddistingue un fluido in determinate condizioni iniziali (h, T, P, C) rallentato isoentropicamente fino a velocità C nulla.

Il calcolo dell'entalpia totale di un gas che abbia una certa entalpia h e velocità C si esegue nel seguente modo:

$$h^0 = h + \frac{1}{2}C^2$$

Temperatura totale T^0 = temperatura finale che contraddistingue un fluido in determinate condizioni iniziali (h, T, P, C) rallentato isoentropicamente fino a velocità C nulla.

Il calcolo della temperatura totale si può eseguire con svariate formule ma quelle che saranno più utili in seguito sono:

$$T^0 = T + \frac{C^2}{2c_p}$$

$$T^0 = T \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) \cdot M^2 \right]$$

Avendo posto:

M = numero di Mach del moto del gas

Pressione totale P^0 = pressione finale che contraddistingue un fluido in determinate condizioni iniziali (h, T, P, C) rallentato isoentropicamente fino a velocità C nulla.

Anche in questo caso forniamo due espressioni per il calcolo di P^0 che risulteranno particolarmente utili nel seguito:

$$\frac{p^0}{p} = \left(\frac{T^0}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$p^0 = p \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) \cdot M^2\right]^{\frac{k}{k-1}}$$

Note la temperatura totale T^0 e la pressione totale p^0 si può facilmente ricavare la densità totale ρ^0 applicando semplicemente l'equazione di stato dei gas perfetti.

Note dunque le grandezze che definiscono lo stato del fluido (chiamate in genere grandezze statiche) e la sua velocità è possibile passare facilmente alle grandezze totali.

L'importanza delle grandezze totali nello studio termodinamico di una turbomacchina è notevole. Se supponiamo, infatti, di studiare il nostro compressore da un punto di vista termodinamico possiamo definire:

L_T = lavoro teorico necessario per portare il fluido dalla pressione statica p_A alla pressione statica p_B .

L_R = lavoro reale necessario per portare il fluido dalla pressione statica p_A alla pressione statica p_B .

Come si vede facilmente da Fig.2 gli stati totali estremi sono:

$(B_T^0; A^0)$ per la trasformazione isentropica (teorica);

$(B^0; A^0)$ per la trasformazione reale.

Dalla semplice applicazione dell'equazione dell'energia si possono ricavare le seguenti espressioni:

$$L_T = h_{B_T}^0 - h_A^0$$

$$L_R = h_B^0 - h_A^0$$

Dunque noti gli stati totali teorici e reali del fluido è possibile determinare il lavoro (teorico e reale) necessario per la compressione del fluido tra due assegnate pressioni statiche.

6.4 Rendimento total to total di un compressore

La distinzione che si è fatta al paragrafo precedente fra trasformazione reale (irreversibile) e trasformazione reale (reversibile) ci consente di definire abbastanza facilmente il rendimento del nostro compressore nel seguente modo:

$$\eta_C = \frac{L_T}{L_R}$$

E' importante sottolineare che è possibile definire il rendimento in molti modi, ma in genere si fa riferimento alla definizione appena introdotta. Il rendimento così definito prende il nome di rendimento "total to total" del compressore e si capisce facilmente la ragione di tale nome se si sostituiscono le espressioni trovate per L_T e L_R in precedenza. Si ottiene, infatti:

$$\eta_C = \frac{L_T}{L_R} = \frac{h_{B_T}^0 - h_A^0}{h_B^0 - h_A^0}$$

E' evidente che il rendimento risulta essere un fattore importante del compressore poiché definisce sinteticamente la qualità della macchina stessa da un punto di vista termofluidodinamico (ci dice un pratica quanto si avvicina la nostra macchina ad una macchina ideale che realizzi una trasformazione isoentropica).

Sfruttiamo ora varie relazioni che abbiamo già introdotto al fine di trovare un'espressione differente del rendimento "total to total" del compressore.

La *prima relazione* che analizziamo deriva direttamente dall'ipotesi che il fluido operatore possa essere considerato come gas perfetto. Sappiamo che, sotto tale ipotesi, l'entalpia del fluido e la sua temperatura risultano proporzionali (la costante di proporzionalità è il calore specifico a pressione costante). Considerando valido quanto detto anche per le grandezze totali si può scrivere:

$$\eta_C = \frac{h_{B_T}^0 - h_A^0}{h_B^0 - h_A^0} = \frac{c_p \cdot (T_{B_T}^0 - T_A^0)}{c_p \cdot (T_B^0 - T_A^0)} = \frac{1 - \frac{T_{B_T}^0}{T_A^0}}{1 - \frac{T_B^0}{T_A^0}}$$

La seconda relazione di grandezze interessate che introduciamo, deriva dalle due seguenti osservazioni:

1. Poiché la trasformazione ideale è isoentropica, si può sfruttare la relazione:

$$\frac{p}{\rho^k} = cost \rightarrow p^{1-k} \cdot T^k = cost$$

2. Gli stati fisici e reali sono, in prima approssimazione, caratterizzati dalla stessa pressione totale.

Il rendimento assumerà dunque la seguente forma:

$$\eta_c = \frac{1 - \left(\frac{p_B^0}{p_A^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \frac{T_B^0}{T_A^0}}$$

6.5 Rendimento total to total degli elementi che compongono il compressore

In perfetta analogia con le considerazioni svolte nel paragrafo precedente è possibile ora andare a definire, per ognuna delle parti che compongono il compressore (girante, diffusore e voluta), una rendimento del tipo total to total che esprima la qualità della trasformazione termodinamica che in esse si realizza. Con il termine qualità intendiamo semplicemente la differenza che intercorre tra la trasformazione reale che effettivamente si realizza e la trasformazione reversibile, isoentropica e ideale, analoga.

Avremo in generale:

$$\eta = \frac{h_{F_T}^0 - h_I^0}{h_F^0 - h_I^0}$$

E' opportuno, facendo riferimento agli stati fisici di fig. 2, andare a specificare la forma che assume il rendimento total to total per le varie parti che compongono il compressore.

Rendimento total to total della girante:

$$\eta_G = \frac{h_{2_T}^0 - h_1^0}{h_2^0 - h_1^0}$$

Rendimento total to total del diffusore:

$$\eta_D = \frac{h_{3T}^0 - h_2^0}{h_3^0 - h_2^0}$$

Rendimento total to total della voluta:

$$\eta_V = \frac{h_{B'T}^0 - h_3^0}{h_B^0 - h_3^0}$$

Capitolo 7

Studio fluidodinamico della girante

7.1 Scelte progettuali

Lo studio fluidodinamico del compressore inizia con l'analisi progettuale della girante. Come detto il nostro obiettivo è costruire un compressore centrifugo con due fondamentali caratteristiche:

- Elevatissimo rapporto di compressione $\beta = 10$;
- Forma semplificata.

Proprio questa seconda caratteristica ci obbliga a rinunciare a forme svirgolate o in ogni modo complesse delle pale (che garantirebbero migliori prestazioni fluidodinamiche) a favore di una forma quanto più possibile semplice.

Scegliamo dunque per le pale della girante:

- Andamento perfettamente radiale (in questo modo anche la resistenza meccanica alla forza centrifuga risulta aumentata);
- Inducer² a forma d'arco di cerchio;
- Canale di passaggio non conformato.

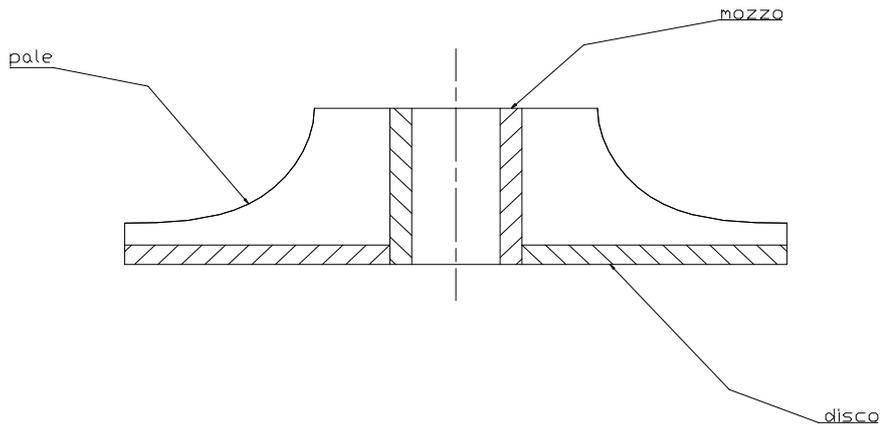
Scegliamo quindi di avere pale con un andamento perfettamente radiale, ma è importante osservare che questa scelta è penalizzante da un punto di vista fluidodinamico in quanto il fluido viene guidato dalle pale in maniera meno efficace, ma ci consente di avere pale sollecitate dalla forza centrifuga solo a trazione e non a trazione-flessione e dunque di avere un notevole beneficio in termini di resistenza della girante.

Il nostro compressore in pratica rinuncia (anche perché difficilmente potrebbe ottenerla) ad una buona efficienza fluidodinamica in cambio dell'elevato rapporto di compressione che si intende ottenere. Anche se cercheremo comunque di dare alle pale la miglior forma possibile per ottenere un giusto compromesso tra l'efficienza fluidodinamica e le caratteristiche elencate.

Per eseguire i calcoli di dimensionamento della girante ci si è serviti di un foglio di calcolo EXCEL che è presentato nell'Appendice. Come si vede dalla fig. 1 il prototipo della girante sarà composto da tre distinti elementi, opportunamente collegati tra loro:

- Pale;
- Disco;
- Mozzo.

² La maggior parte delle giranti dei compressori centrifughi solitamente hanno l'inducer la cui funzione è quella di diminuire gli urti della vena fluida in ingresso.



Girante

Figura 1: Girante del compressore, vista frontale

Una vista superiore, rappresentata in fig. 2, della girante mette in evidenza l'inducer che come noto risulta avere un andamento assiale e serve a ricevere il flusso in ingresso diminuendo gli urti.

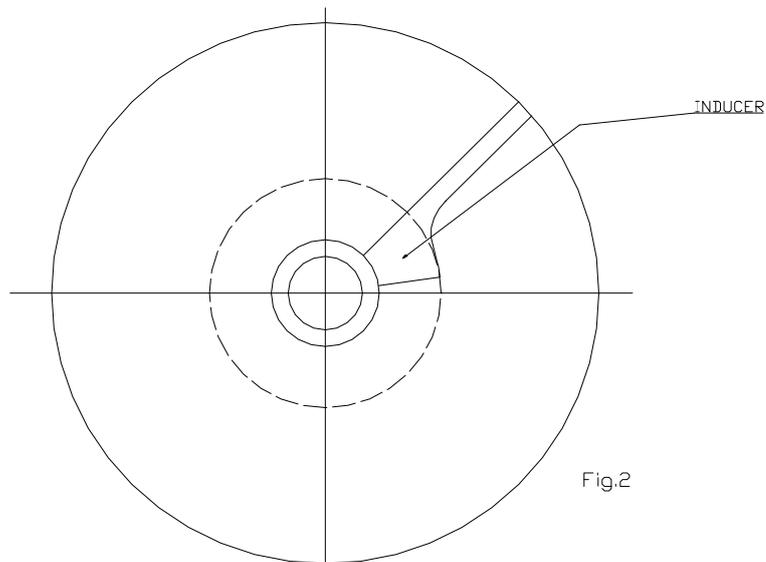


Figura 2: Girante del compressore, vista superiore

Nella fig. 3 diamo una rappresentazione dei triangoli di velocità del fluido nella sezione d'ingresso della girante (sez. 1) e nella sezione d'uscita (sez. 2).

Come si nota dal disegno i due triangoli di velocità appartengono a due piani diversi tra loro perpendicolari: ciò si comprende facilmente se si pensa che la girante obbliga il flusso che vi entrata in direzione assiale ad uscire in direzione radiale.

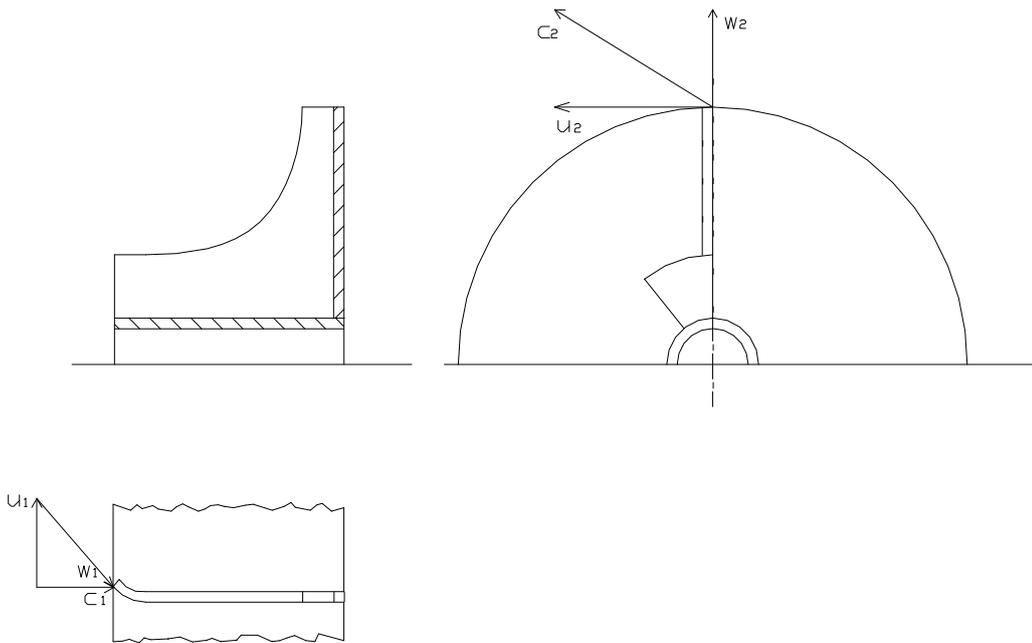


Figura 3: Triangoli di velocità della girante

E' opportuno fare qualche breve commento ai triangoli di velocità rappresentati:

1. C_1 , velocità assoluta del flusso in ingresso, ha direzione assiale;
2. Il flusso in uscita è rappresentato con l'intento che le pale riescano perfettamente a guidarlo in direzione radiale e dunque il vettore velocità relativa 2 ha una direzione perfettamente coincidente con la tangente alla pala nel bordo d'uscita. Questo perché si è scelta una forma radiale delle pale. Tuttavia questa ipotesi non può essere ritenuta valida per i compressori perché porterebbe a risultati non realistici.

7.2 Flusso reale in uscita dalla girante

Lo studio della girante deve iniziare con un'analisi più approfondita del flusso in uscita. Il triangolo di velocità di Fig.3 non tiene conto di due importanti fatti:

1. Il flusso non può essere perfettamente guidato dalle pale e perciò in uscita si presenta deviato rispetto alla direzione radiale tracciata.
2. Si forma una certa disuniformità del flusso (dovuta a un fenomeno di separazione).

In questo paragrafo vedremo con quale tecnica sia possibile tener conto di questi importanti fattori.

L'idea di base è quella di partire dal flusso ideale, rappresentato dai triangolo di velocità di Fig.3, e di andare a correggerlo con opportuni coefficienti che ci consentano di arrivare al triangolo di velocità che rappresenti meglio il flusso reale.

Il procedimento che abbiamo adottato è stato proposto da Traupel e consente di studiare separatamente i due fenomeni (che chiameremo deviazione e disuniformità della corrente). Nella realtà i due fenomeni sono correlati, dunque uno studio rigoroso necessiterebbe di relazioni tra essi: il metodo di Traupel trascura queste relazioni, consentendo di giungere, comunque, a risultati abbastanza rigorosi.

7.2.1 Studio della deviazione del flusso

Chiamiamo:

- $C_{2ID}, W_{2ID}, U_{2ID}$ = Velocità del flusso ideale;
- $\bar{C}_2, \bar{W}_2, \bar{U}_2$ = Velocità del flusso che tengono conto della deviazione
- R = pedice che contraddistingue le componenti radiali dei vettori
- T = pedice che contraddistingue le componenti tangenziali dei vettori
- β'_{2ID} = angolo tra velocità W_{2ID} e direzione tangenziale
- β'_2 = angolo tra velocità \bar{W}_2 e direzione tangenziale

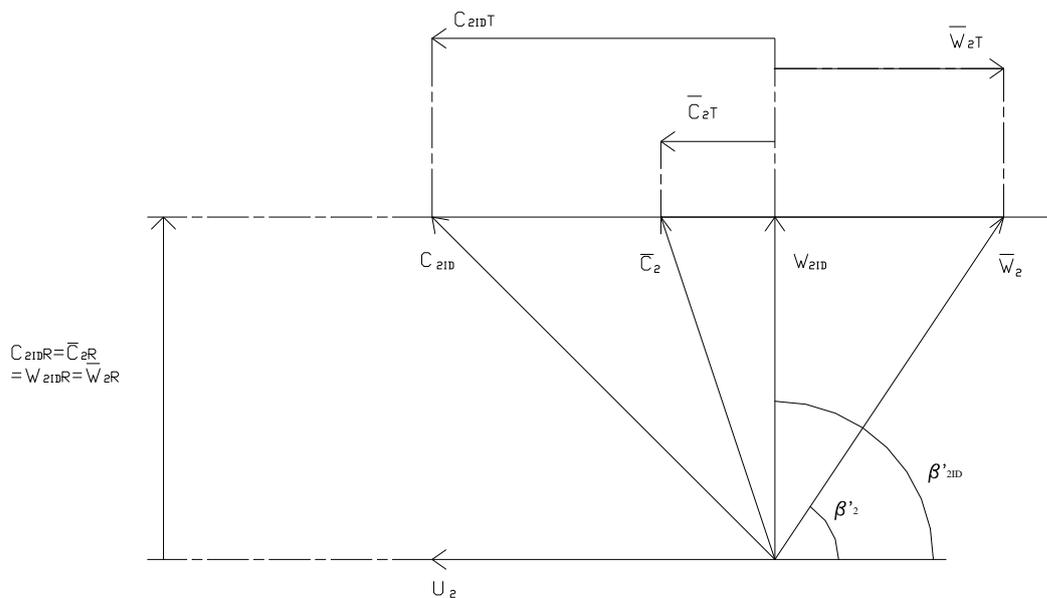


Fig.4

Da Fig.4 si può notare che la deviazione modifica l'angolo d'uscita del flusso dalla girante in modo tale che sia sempre:

$$\beta'_2 < \beta'_{2ID}$$

La deviazione non modifica in alcun modo le componenti radiali dei vettori, mentre porta ad una modifica delle componenti tangenziali delle velocità assoluta e relativa.

Si può, dunque, definire un fattore di slittamento (SLIP-FACTOR) come rapporto tra le componenti tangenziali delle velocità assolute C_{21DT} e \bar{C}_{2T} .

Abbiamo la seguente definizione:

$$\mu = \frac{\bar{C}_{2T}}{C_{2IDT}}$$

Il calcolo dello slip-factor è fondamentale per ricavare le necessarie informazioni sulla deviazione del flusso.

Ci sono a disposizione innumerevoli studi (teorici e sperimentali) per il calcolo dello slip-factor, ma la formula che sembra più convincente è quella proposta da Wiesner. In tale espressione si mette in relazione lo slip-factor con:

- Numero delle pale della girante (Z).
- Angolo d'uscita ideale del flusso (cioè, fisicamente, l'angolo che la tangente alla pala nel bordo d'uscita forma con la direzione tangenziale) β'_{2IDT} .

La formula proposta, risulta decisamente semplice:

$$\mu = 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}\beta'_{2ID}}}{Z^{0,7}} \quad (1)$$

Calcolato lo slip-factor è immediato il calcolo delle varie velocità che definiscono il flusso deviato. Abbiamo, infatti, le seguenti espressioni che ci consentono di “passare” dal triangolo di velocità del flusso ideale (supposto noto) a quello del flusso deviato:

$$C_{2IDR} = \bar{C}_{2R} = W_{2IDR} = \bar{W}_{2R}$$

$$\text{cotg}\beta'_2 = \mu \text{cotg}\beta_{2ID} + \frac{1 - \mu}{\bar{C}_{2R}}$$

$$\bar{C}_{2T} = \mu C_{2IDT} \quad (2)$$

$$\bar{C}_2 = \sqrt{\bar{C}_{2R}^2 + \bar{C}_{2T}^2}$$

$$\bar{W}_2 = \frac{\bar{W}_{2R}}{\text{sen}\beta'_2}$$

Conosciamo ora, quindi, completamente il triangolo di velocità che rappresenta il flusso deviato.

7.2.2 Studio della disuniformità del flusso nel vano palare

Da rilievi sperimentali si è potuto comprendere che il flusso tra due pale consecutive presenta un'evidente disuniformità dovuta ad un complesso fenomeno di separazione della vena. Il modo più semplice di tener conto di questo fenomeno è quello proposto da Dean e Senoo in cui si ipotizza che il flusso sia composto da due distinte zone, caratterizzate da diverse velocità, come si vede da Fig.5:

- Zona JET
- Zona WAKE

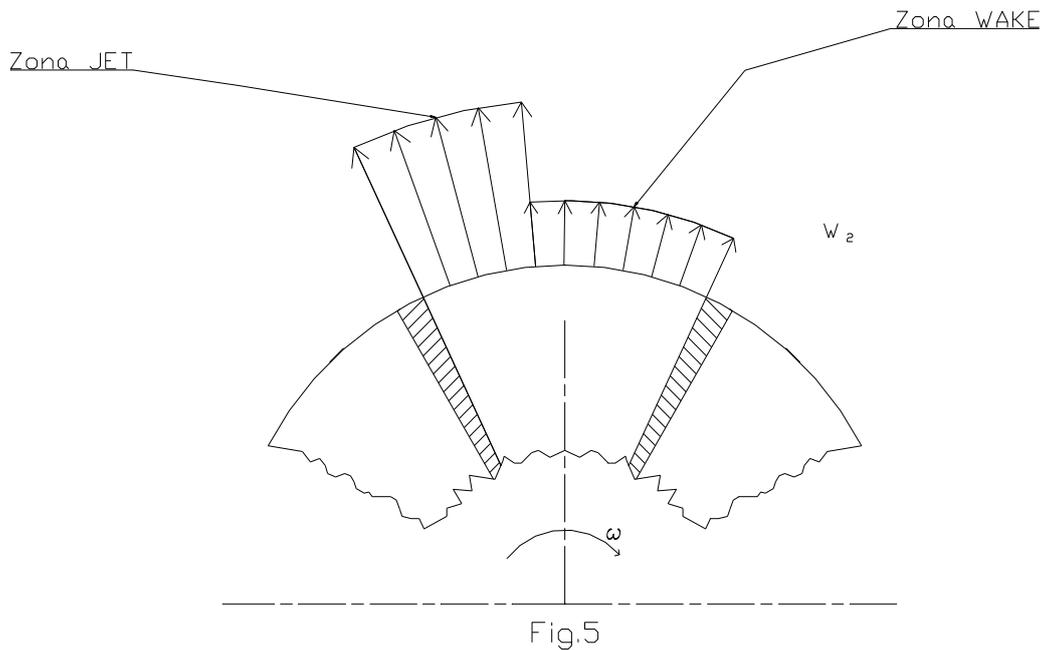


Fig.5

Come è evidente da Fig.5 la zona WAKE è una zona in cui il flusso presenta un velocità relativa d'uscita dalla girante decisamente basso. In pratica la zona WAKE costituisce una zona di ostruzione al passaggio del flusso (è chiamata impropriamente zona d'acqua morta); si può dunque supporre che tutta la portata sia smaltita dalla zona JET. E' importante sottolineare che nella realtà il fenomeno della disuniformità del flusso è molto più complesso, ma la schematizzazione del problema che si è sfruttata porta a risultati sufficientemente accurati.

Lo studio del fenomeno di separazione deve avvenire nel solito modo:

1. Si parte dal triangolo di velocità del flusso deviato $\bar{C}_2; \bar{W}_2; \bar{U}_2$;
2. Si effettua un'opportuna correzione arrivando ad ottenere il triangolo di velocità $C_2; W_2; U_2$ che risulta essere quello che meglio descrive il flusso reale in uscita dalla girante.

Come si vede da Fig.6 il triangolo di velocità reale è caratterizzato da una velocità W_2 che ha la stessa direzione di \bar{W}_2 (rimane dunque uguale l'angolo β'_2), ma un modulo

maggiore.

Per poter “passare” dal triangolo delle velocità $\bar{C}_2; \bar{W}_2; U_2$ al triangolo $C_2; W_2; U_2$ si calcola un coefficiente di ostruzione al passaggio del flusso dovuto alla zona WAKE.

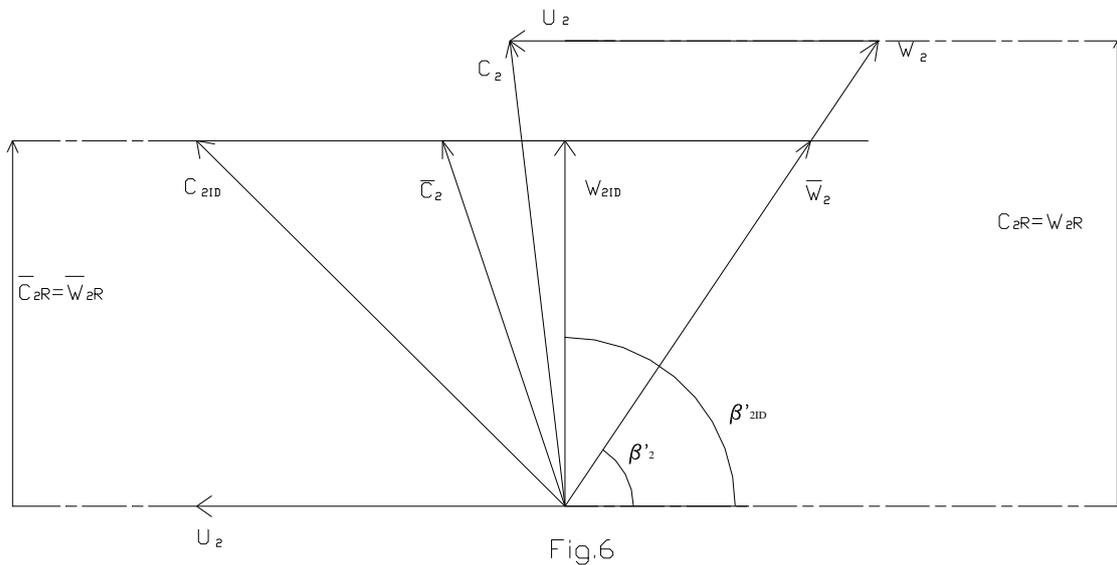
Definiamo dunque:

ξ_W = coefficiente di ostruzione dovuto alla zona WAKE.

$$\xi_W = \frac{\bar{C}_{2R}}{C_{2R}} = \frac{\bar{W}_{2R}}{W_{2R}}$$

E' evidente, infatti, da Fig.6 che valgono le seguenti relazioni:

$$C_{2R} = W_{2R} \text{ e } \bar{C}_{2R} = \bar{W}_{2R}$$



Il calcolo di ξ_W viene effettuato con la seguente formula ricavata da complesse ricerche teoriche e sperimentali:

$$\xi_W = 1 - (0,15 + 0,004\beta'_{21D}) \left(1 - \frac{\bar{W}_2}{W_1} \right) \quad (3)$$

Come si nota tale espressione mette in relazione ξ_W con i seguenti parametri:

- Angolo $\beta'_{21D} = 90^\circ$ deg
- Velocità relativa del flusso in uscita dalla girante \bar{W}_2
- Velocità relativa del flusso in ingresso alla girante W_1

Supponendo di aver calcolato ξ_W e di conoscere il triangolo di velocità $\bar{C}_2; \bar{W}_2; U_2$ si può

risalire al triangolo di velocità $C_2; W_2; U_2$ utilizzando le seguenti formule:

$$W_{2R} = \frac{\bar{W}_{2R}}{\xi_W} = C_{2R}$$

$$W_2 = \frac{W_{2R}}{\sin\beta'_2} \quad (4)$$

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_2^2 - 2W_2U_2\cos\beta'_2}$$

Abbiamo dunque determinato completamente il triangolo delle velocità che rappresenta nel modo più efficace il flusso in uscita dalla girante del compressore.

7.3 Coefficiente di ostruzione palare

E' importante notare adesso che nello studio fluidodinamico monodimensionale della girante, che abbiamo eseguito, risulta di fondamentale importanza l'analisi della sezione meridiana (rappresentata per una generica girante in Fig.7).

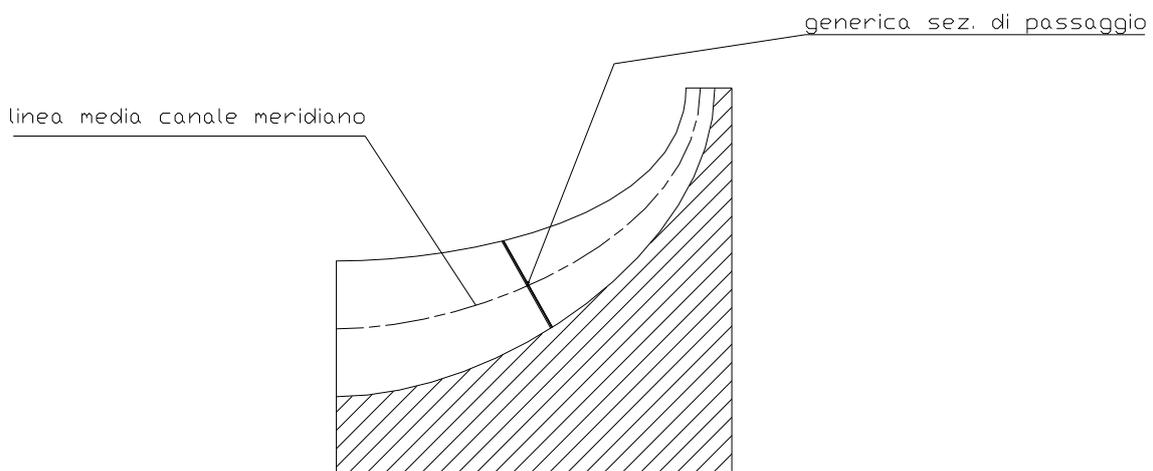


Fig.7

In Fig.7 sono rappresentati il canale meridiano e la sua linea media. Nello studio monodimensionale da noi sviluppato si suppone che le condizioni del flusso in una generica sezione (velocità, temperatura, ecc..) siano costanti ed uguali a quelle calcolate nel punto della sezione che appartiene alla linea media.

Notiamo adesso che è necessario avanzare nel ragionamento utilizzando l'equazione di

bilancio della massa che mette in relazione le seguenti grandezze:

- \dot{m} = Portata in massa
- A = Area di passaggio del fluido
- ρ = Densità del fluido nell'area di passaggio
- V = Velocità del fluido (componente ortogonale all'area di passaggio)

$$\dot{m} = \rho AV$$

Questa equazione può essere applicata in ogni sezione del canale meridiano della girante (uno studio fluidodinamico rigoroso, a cui noi rinunciando, si servirebbe di questa equazione opportunamente modificata per ricavare dall'andamento della linea media, imposto a priori, e dal calcolo del flusso in vari suoi punti (velocità, densità, ecc..) gli andamenti del bordo interno ed esterno della pala).

Per il nostro studio tale equazione verrà utilizzata nelle due sezioni terminali della girante, è perciò necessario analizzarne le problematiche.

E' importante capire come deve essere affrontato il calcolo dell'area di passaggio del fluido. Tale calcolo viene eseguito nel seguente modo:

1. Si calcola l'area di passaggio nell'ipotesi che non ci siano le pale che come è chiaro con la loro presenza diminuiscono lo spazio a disposizione del flusso (A_{PID})
2. Si calcola un coefficiente correttivo chiamato coefficiente di ostruzione palare ξ che consente di passare dall'area calcolata al punto 1. a quella realmente a disposizione del fluido (A_P).

Definiamo, dunque ξ nella seguente maniera:

$$\xi = \frac{A_P}{A_{PID}}$$

Analizziamo le fig.8 e 9 per capire come eseguire il calcolo di ξ :

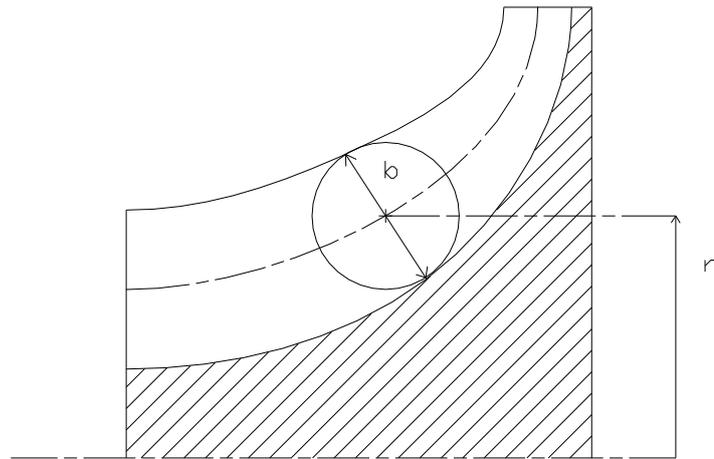


Fig.8

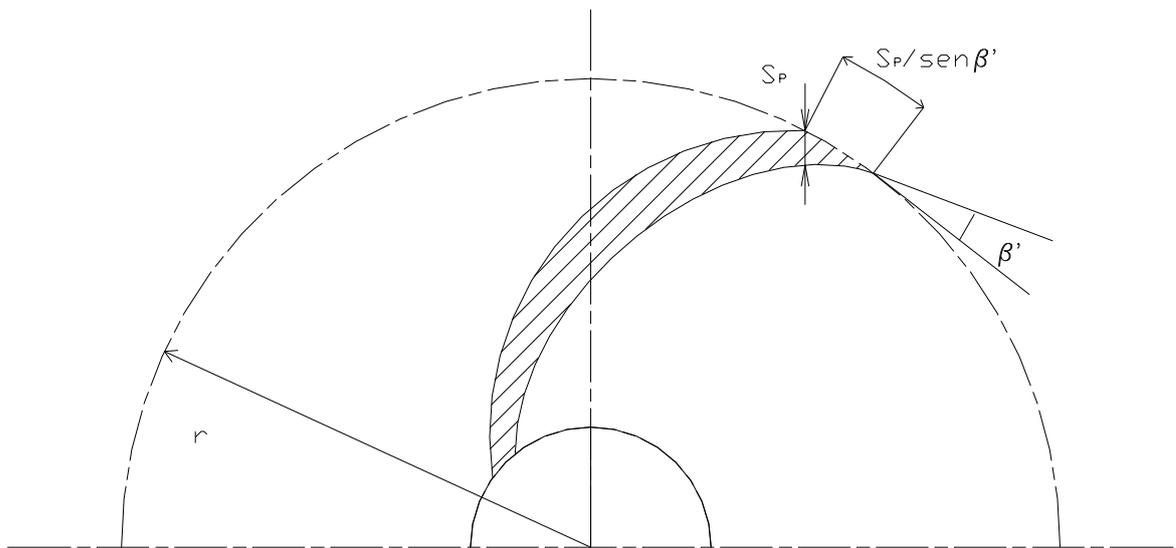


Fig.9

Si calcola:

$$A_{PID} = 2\pi r \cdot b$$

E ponendo:

- Z = Numero di pale della girante
- S_p = Spessore della pala in corrispondenza della sezione considerata (vedi Fig.9)
- β' = Angolo che la tangente alla pala in corrispondenza della sezione considerata forma con la direzione tangenziale (vedi Fig.9)

si può calcolare:

$$A_p = \left(2\pi r - \frac{Z \cdot S_p}{\text{sen}\beta'} \right) \cdot b$$

sostituendo le due espressioni trovate nella definizione di ξ avremo la seguente espressione:

$$\xi = 1 - \frac{Z \cdot S_p}{2\pi r \operatorname{sen}\beta'}$$

Come si può notare facilmente il coefficiente di ostruzione palare è, in generale, diverso in ogni sezione essendo funzione di: S_p, r, β' , che possono cambiare per ogni sezione.

Si ha dunque:

$$\xi = f(S_p, r, \beta')$$

Applichiamo adesso l'equazione (3) di bilancio della portata in massa nelle sezioni di ingresso e di uscita della girante (Fig.10).

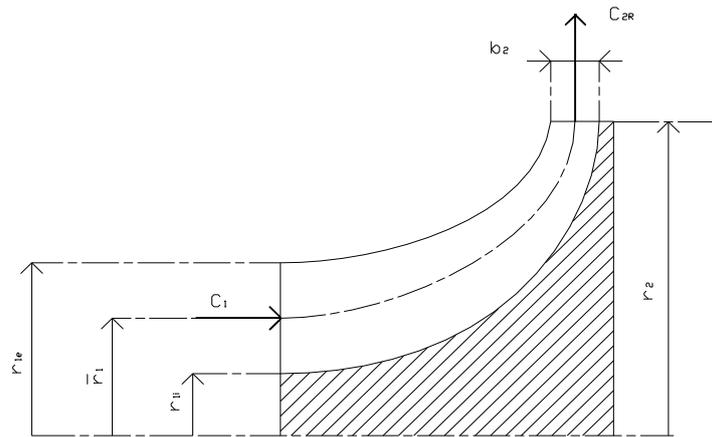


Fig.10

L'applicazione di tale equazione risulta particolarmente semplice vediamo, infatti, che per la sezione d'uscita si ha:

$$m = \rho_2 \cdot C_{2R} \cdot A_2$$

In cui si calcola:

$$A_2 = 2\pi r_2 \cdot b_2 \cdot \xi_2 \quad (5)$$

Per la sezione di ingresso si definisce:

- r_{1e} = Raggio relativo al bordo superiore della pala
- r_{1i} = Raggio relativo al bordo inferiore della pala
- \bar{r}_1 = Raggio relativo alla linea media $r_{1e} - r_{1i}$

e si può scrivere:

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot C_1 \cdot A_1$$

in cui si può calcolare:

$$A_2 = 2\pi\bar{r}_1(r_{1e} - r_{1i}) \cdot \xi_1$$

7.4 Relazione tra rapporto di compressione e velocità periferica della girante

Nei tre paragrafi precedenti abbiamo definito una metodologia che ci consenta di analizzare il flusso nella girante nel modo più rigoroso possibile (nei limiti ovviamente di una progettazione monodimensionale).

E' ora necessario, invece, andare ad effettuare un'analisi termodinamica in modo da poter legare tra loro alcune variabili del problema che risultano di fondamentale importanza per la progettazione.

Come più volte ribadito i dati iniziali della nostra progettazione sono i seguenti:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= 846,72 \text{ kg/h} \\ \beta_{COMPRESSORE} &= 10\end{aligned}$$

Lo studio termodinamico dell'intero compressore, svolto nei capitoli precedenti, consente di giungere ad una relazione che lega alcuni parametri fluidodinamici della girante con i due più importanti parametri termodinamici del compressore cioè:

- $\frac{P_B^0}{P_A^0} = \beta_{COMPRESSORE}$ = rapporto tra pressione totale in uscita (B) in ingresso (A) del compressore
- η_c = rendimento total to total del compressore

E' evidente che conoscendo il rapporto di compressione β che si vuole raggiungere è immediato stabilire un valore opportuno per P_B^0/P_A^0 che deve essere considerato noto.

La relazione che ci interessa risulta essere la seguente:

$$U_2 = \sqrt{\frac{k}{k-1} RT_A^0 \left\{ \frac{1}{\eta_c \psi} \left[\left(\frac{P_B^0}{P_A^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}} \quad (6)$$

I parametri fluidodinamici in gioco sono i seguenti:

- U_2 = Velocità periferica della girante
- ψ = Coefficiente di lavoro.

Il coefficiente di lavoro, che non abbiamo ancora introdotto, risulta definito nel seguente modo:

$$\psi = \frac{L}{U_2^2}$$

Avendo posto:

- L = Lavoro da dare alla girante nell'ipotesi che la trasformazione che avviene sia adiabatica reversibile
- U_2 = Velocità periferica della girante

Il calcolo di L può essere fatto applicando l'equazione di Eulero nella quale si abbia l'accortezza di inserire i vettori velocità "reali" (è importante osservare che solitamente l'equazione di Eulero viene applicata sfruttando le velocità teoriche, quelle che derivano dall'ipotesi che le pale guidino perfettamente il fluido, e porta al calcolo del lavoro teorico (vedi Cap.6). Se si applica tale equazione utilizzando i vettori velocità che rappresentano il flusso reale si calcola un lavoro che non è certo il lavoro reale, si lavora sempre, infatti, con l'ipotesi che la trasformazione sia isoentropica, ma che tiene in considerazione la deviazione del flusso).

Con alcuni passaggi matematici che trascuriamo arriviamo alla seguente espressione del coefficiente di lavoro:

$$\psi = 1 - \frac{C_{2R}}{U_2} \cotg\beta'_2 \quad (7)$$

7.5 Trasformazione termodinamica all'interno della girante

Dalla trattazione svolta nei paragrafi precedenti possiamo supporre di conoscere i triangoli di velocità in ingresso ed in uscita dalla girante. La progettazione deve proseguire con l'applicazione della equazione di bilancio della massa alla sezione d'uscita della girante (equazione (5)). Tale equazione viene applicata con lo scopo di determinare il raggio che deve avere la nostra girante.

Si ha:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_2 \cdot C_{2R} \cdot A_2 \\ A_2 &= 2\pi r_2 \cdot b_2 \cdot \xi_2 \end{aligned}$$

Dunque si può scrivere:

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot C_{2R} \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2 \cdot \xi_2 \quad (8)$$

La formula appena scritta corrisponde alla seguente relazione funzionale:

$$r_2 = f(\dot{m}, C_{2R}, b_2, \rho_2)$$

Se supponiamo di fissare i valori di ξ_2, b_2 , essendo \dot{m}, C_{2R} note, l'unica grandezza che dobbiamo determinare risulta la densità del fluido nella sezione d'uscita ρ_2 .

Il calcolo di ρ_2 necessita di uno studio della trasformazione termodinamica che avviene nella girante. Tralasciando la trattazione analitica otteniamo le seguenti relazioni:

$$P_2 = P_1 \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot \eta_G \cdot \frac{W_1^2 + (U_2^2 - U_1^2) - W_2^2}{kRT_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (9)$$

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot \frac{W_1^2 + (U_2^2 - U_1^2) - W_2^2}{kRT_1} \right] \quad (10)$$

Applicando adesso l'equazione di stato $p v = RT$ nella sezione di uscita (2), si ottiene:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad (11)$$

in cui si è posto:

- η_G = Rendimento total to total della girante
- P_2 = Pressione del fluido all'uscita della girante
- T_2 = Temperatura del fluido all'uscita della girante

Si calcola, in tal modo ρ_2 , che si può sfruttare nell'equazione (8) per determinare il diametro $D_2 = 2r_2$ della girante.

7.6 Approccio adimensionale alla progettazione

Nei quattro paragrafi precedenti abbiamo introdotto le grandezze e le formule che ci saranno utili per la progettazione della nostra girante.

Il nostro obiettivo in questo paragrafo è quello di spiegare il metodo di progettazione che si è seguito.

Come si è visto abbiamo a che fare con vettori velocità per la descrizione del flusso:

risulta particolarmente comodo andare a rendere i vettori velocità adimensionali. Questa adimensionalizzazione avviene dividendo la velocità per la velocità periferica U_2 . Per distinguere le grandezze dimensionali utilizzeremo l'apice “*”:

$$X^* = \frac{X}{U_2}$$

avendo posto X come generica velocità.

E' importante sottolineare che tutte le formule presentate finora valgono anche per le grandezze dimensionali e perciò risultano facilmente sfruttabili.

Il vantaggio di questa tecnica è evidente, infatti, si può lavorare con i triangoli di velocità adimensionali, sfruttarli per determinare il coefficiente di lavoro ψ e con questo sfruttare l'equazione (5) per determinare U_2 . Noto U_2 si possono calcolare le velocità dimensionali.

7.7 Calcolo del diametro

Il calcolo del diametro esterno della girante è stato eseguito nel seguente modo (vedi calcoli nell'appendice).

$$D_2 = 2 \cdot \frac{u_2}{\omega}$$

Si sono scelti a priori i valori delle seguenti variabili del problema:

VARIABILI COSTRUTTIVE

- Z = numero di pale della girante
- β'_{2ID} = angolo d'uscita del flusso ideale (= angolo costruttivo delle pale alla periferia)
- ξ_2 = coefficiente di ostruzione palare in corrispondenza della sezione d'uscita
- $\frac{b_2}{D_2}$ = rapporto tra altezza di passaggio (b_2) e diametro esterno della girante (D_2)
- $\frac{\bar{D}_1}{D_2}$ = rapporto tra diametro medio di ingresso (\bar{D}_1) e diametro in uscita (D_2)

CARATTERISTICHE DEL FLUSSO

- C_1^* = velocità assoluta del flusso in ingresso alla girante adimensionalizzata
- U_1^* = velocità tangenziale nella sez. d'ingresso della girante adimensionalizzata
- (N.B.= è evidente che $U_1^* = \frac{\bar{D}_1}{D_2}$ per la definizione stessa di velocità tangenziale)
- C_{2RID}^* = Componente radiale della velocità assoluta ideale in uscita dalla girante adimensionalizzata

CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO

- η_c = rendimento total to total del compressore
- η_G = rendimento total to total della girante

La scelta di alcuni di questi valori va fatta in base all'esperienza (dati sperimentali reperiti in bibliografia), mentre per altri si è consultata una tabella che stabiliva intervalli di valori ammissibili (vedi Appendice).

E' importante sottolineare che avendo scelto $\beta_{2ID} = 90^\circ$ $\beta_{2ID} = 90^\circ$ il triangolo di velocità $C_{2ID}^*, W_{2ID}^*, U_2^* = 1$ risulta essere quello rappresentato in Fig.11.

Dunque si ha:

$W_{2ID}^* = C_{2RID}^*$ e la scelta di C_{2RID}^* implica anche la scelta di W_{2ID}^*

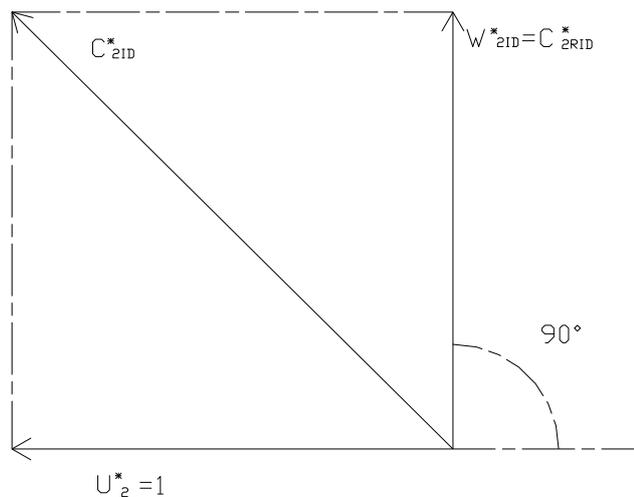


Fig.11

Si eseguono i calcoli con il seguente ordine logico:

1. Noti Z e β'_{2ID} si calcola lo slip-factor μ con la formula (1).
2. Noto lo slip-factor μ e $W_{2ID}^* = C_{2RID}^*$ si calcolano le velocità del triangolo $\bar{C}_2^*, \bar{W}_2^*, U_2^* = 1$ e l'angolo β'_2 con le formule del gruppo (2).
3. Note le velocità W_1^*, \bar{W}_2^* e l'angolo β'_2 si può calcolare il coefficiente di ostruzione dovuto alla zona WAKE ξ_W sfruttando la formula (3).
4. Noti ξ_W e le velocità del triangolo $\bar{C}_2^*, \bar{W}_2^*, U_2^* = 1$ si calcolano le velocità del triangolo $C_2^*, W_2^*, U_2^* = 1$ sfruttando le formule del gruppo (4).
5. Noti C_{2R}^* e β'_2 si calcola il coefficiente di lavoro ψ con la formula (7).
6. Noti ψ , il rendimento del compressore η_C , il rapporto P_B^0/P_A^0 e la temperatura T_A^0 si calcola la velocità periferica U_2 sfruttando l'equazione (6).
7. Noti U_2 e $C_2^*, W_2^*, U_2^* = 1$ si possono ricavare le velocità dimensionali C_2, W_2 .
8. Note le velocità C_2, W_2, U_2 e C_1, W_1, U_1 si possono calcolare P_2, T_2, ρ_2 con le equazioni (9), (10), (11).
9. Note $\rho_2, \dot{m}, \frac{b_2}{D_2}, \xi_2$ si può sfruttare la relazione (8) nel seguente modo:

$$\begin{aligned} m &= \rho_2 \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2 \cdot \xi_2 \cdot C_{2R} = \rho_2 \cdot \pi D_2 \cdot D_2 \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \xi_2 \cdot C_{2R} \\ &= \rho_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \xi_2 \cdot C_{2R} \end{aligned}$$

da cui posso ricavare il **diametro esterno della girante**:

$$D_2 = \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot \pi \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \xi_2 \cdot C_{2R}}}$$

10. Noto il diametro D_2 e avendo fissato a priori il rapporto \bar{D}_1/D_2 si può ricavare immediatamente il diametro medio della sezione d'ingresso del compressore.
11. Noti \bar{D}_1, ρ_1, C_1 si possono calcolare i diametri D_{1e}, D_{1i} della sezione di ingresso con le seguenti equazioni:

$$D_{1e} = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \frac{2\dot{m}}{\pi\rho_1 C_1 \xi_1}}$$

$$D_{1e} = \sqrt{\bar{D}_1^2 - \frac{2\dot{m}}{\pi\rho_1 C_1 \xi_1}}$$

12. Noti i diametri della sezione d'ingresso, è possibile calcolare i triangoli di velocità all'imbocco, nel seguente modo:

$$U_{1i} = \omega \cdot D_{1i}/2$$

$$U_{1e} = \omega \cdot D_{1e}/2$$

$$W_{1i} = \sqrt{U_{1i}^2 + C_1^2}$$

$$W_{1e} = \sqrt{U_{1e}^2 + C_1^2}$$

$$\beta_1 = \beta_{1i} = \beta_{1e} = \arctan \frac{C_1}{U_1}$$

7.8 Verifica del rendimento della girante

Come è indicato nel paragrafo precedente la progettazione della girante è basata sulla imposizione a priori di alcuni parametri. Uno di questi parametri è il rendimento total to total della girante η_G . E' necessario dopo aver determinato le dimensioni della girante, andare a verificare che il rendimento η_G assuma proprio il valore che si è imposto.

Per eseguire questo calcolo di verifica si possono utilizzare svariati metodi; a noi sembra opportuno utilizzare il metodo proposto da Osnaghi che è semplice da applicare, ma porta a risultati abbastanza accurati.

Secondo la teoria di Osnaghi si può calcolare il rendimento della girante η_G con la seguente espressione:

$$\eta_G = \frac{\left(\frac{W_{1e}}{U_2}\right)^2 + 1 - \left(\frac{D_{1e}}{D_2}\right)^2 - \frac{1}{\psi^2} \left(\frac{W_2}{U_2}\right)^2}{\left(\frac{W_{1e}}{U_2}\right)^2 + 1 - \left(\frac{D_{1e}}{D_2}\right)^2 - \left(\frac{W_2}{U_2}\right)^2} \quad (12)$$

Nella formula appena scritta tutte le variabili sono conosciute e note tranne il coefficiente Ψ che si chiama “coefficiente di riduzione della velocità relativa”.

Le prove sperimentali condotte da Osnaghi hanno fornito due curve, presentate con le espressioni polinomiali 13 e 14, che consentono di ricavare il coefficiente Ψ in funzione di alcuni parametri del flusso.

$$\Psi^* = 0,012 + 1,55 \left(\frac{W_2}{W_{1e}} \right) - 0,55 \left(\frac{W_2}{W_{1e}} \right)^2 + 6,07153 \cdot 10^{-15} \left(\frac{W_2}{W_{1e}} \right)^2 \quad (13)$$

$$\frac{\Psi}{\Psi^*} = 1,688944 - 1,97(M_{aR1e}) + 1,945(M_{aR1e})^2 - 0,6945(M_{aR1e})^3 \quad (14)$$

Dalle formule 13 e 14 si nota che Ψ risulta essere messo in relazione con:

$$\frac{W_2}{W_{1e}}$$

M_{aR1e} = numero di Mach del flusso relativo in ingresso alla girante

Il calcolo di M_{aR1e} si esegue applicando semplicemente la definizione di numero di Mach:

$$M_{aR1e} = \frac{W_{1e}}{kRT_1}$$

Calcolato Ψ si può sfruttare la formula (12) per calcolare il valore di η_G che deve coincidere con il valore posto all'inizio del progetto.

7.9 Risultati ottenuti

Riassumiamo ora i risultati che si sono ottenuti con il calcolo fluidodinamica che è stato proposto. Vogliamo sottolineare che in una trattazione più rigorosa il calcolo dovrebbe continuare al fine di conformare opportunamente la girante (canali, pale svergolate, ecc.), ma come già più volte sottolineato noi tralasciamo questa parte in modo da poter costruire una girante con la forma più semplice possibile.

Come si può vedere dall'Appendice si sono ottenuti i seguenti **risultati**:

$$Z = 20$$

$$\xi_2 = 0,965$$

$$\eta_G = 0,7$$

$$\eta_C = 0,58$$

$$D_2 = 190 \text{ mm}$$

$$b_2 = 5,7 \text{ mm}$$

$$S_p = 1,0 \text{ mm}$$

$$\bar{D}_1 = 83 \text{ mm}$$

$$D_{1e} = 107 \text{ mm}$$

$$D_{1i} = 48 \text{ mm}$$

$$\omega = \text{velocità angolare della girante} = 650000 \text{ rpm}$$

7.10 Osservazioni conclusive

Concludiamo ora il nostro capitolo con una osservazione di carattere fluidodinamico a riguardo dei risultati ottenuti nel calcolo.

Come si vede nell'appendice, il flusso assoluto in uscita dalla girante è supersonico:

$$M_{a2} = 1,37$$

Questo risultato non deve sorprendere se si pensa all'elevatissimo rapporto di compressione che si vuole raggiungere, ma è evidente che il rallentamento di un flusso supersonico (funzione svolta dal diffusore) crea enormi problemi d'urti dovuti a onde di pressione. Solitamente è necessario, se si sceglie di adottare un diffusore palettato, che il flusso in ingresso al diffusore sia caratterizzato da:

$$M_{a2} < 0,9$$

E' perciò necessario porre tra girante e diffusore uno spazio (vaneless space) in cui il flusso supersonico in uscita dalla girante viene rallentato fino a velocità subsoniche.

Nel nostro progetto si scelto di utilizzare un diffusore liscio (diffusore privo di pale, “vaneless diffuser”). Tale scelta viene motivata da molteplici considerazioni:

1. Il diffusore non palettato può essere utilizzato per rallentare direttamente anche un flusso in ingresso supersonico, come quello che caratterizza il nostro compressore.
2. Il diffusore non palettato, nonostante una minore efficienza, aumenta la fascia di utilizzo del compressore.
3. Il diffusore non palettato è sicuramente di realizzazione più semplice ed economica.

Capitolo 8

Design della girante

8.1 Introduzione

Come precedentemente detto nel primo capitolo nella descrizione introduttiva dei componenti del turbocompressore, si è sottolineato come la realizzazione delle giranti dei compressori vengano fatte principalmente per fusione e successivamente lavorate con macchine CNC. In alternativa le giranti possono essere direttamente realizzate dal pieno, partendo da un unico blocco di acciaio o alluminio, attraverso macchine CNC a sei assi. I vantaggi di costruire la girante dal pieno sono innumerevoli e tra i più significativi possiamo ricordare i seguenti:

- Possibilità di conformare opportunamente il canale meridiano della girante, con un evidente beneficio sul rendimento isoentropico.
- Maggior precisione costruttiva.
- Eliminazione dei collegamenti (es. saldatura) la cui resistenza risulta inferiore del restante materiale e di difficile verifica sia teorica che sperimentale.

In questo capitolo descriveremo come si sia disegnata la girante partendo dai dati del calcolo fluidodinamico svolto nel capitolo precedente.

Il disegno tridimensionale della girante è stato realizzato con il software CAD Solid Works 2013.

Iniziamo ricordiamo le grandezze che si utilizzano come base della progettazione, ottenuti nel calcolo:

$$Z = 20$$

$$S_p = 0,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = 190 \text{ mm}$$

$$b_2 = 6 \text{ mm}$$

$$D_{1e} = 107 \text{ mm}$$

$$D_{1i} = 48 \text{ mm}$$

$$b_1 = b_{1e} = b_{1i} = 29 \text{ mm}$$

$$\beta'_1 = 40^\circ$$

$$\beta'_2 = 90^\circ$$

8.2 Disegno del canale meridiano

Per disegnare il canale meridiano della girante si sono effettuate le seguenti scelte⁵:

1. Nella zona dell'INDUCER si è disegnato il canale meridiano di larghezza costante.
2. Nella zona radiale si sono utilizzati archi di cerchio opportunamente tangenti alla zona precedente.

Nella fig. 1 possiamo dunque osservare la conformazione del canale meridiano della girante.

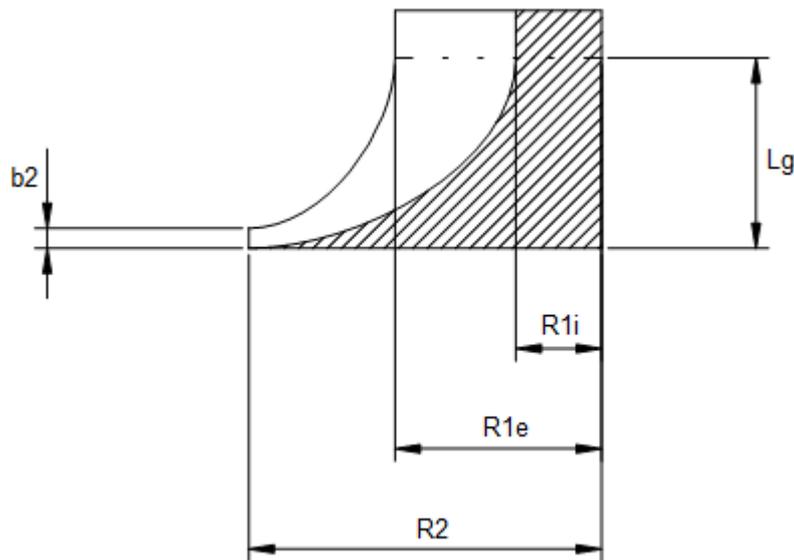


Figura 1: Rappresentazione del canale palare

Nella figura non si è indicata la quota dello sviluppo assiale dell'inducer (L_g)

8.3 Disegno dell'inducer

E' ora opportuno vedere come sia stato disegnato l'inducer della nostra girante. Come noto l'inducer costituisce una sorta di zona di "imbocco" per il fluido e ha direzione assiale. Per il disegno dell'inducer è dunque opportuno porsi in un piano assiale. Ricordiamo che gli unici due dati che possediamo a riguardo dell'inducer sono:

1. L'angolo di ingresso del fluido (dunque la tangente al profilo dell'inducer all'ingresso) è stato calcolato ed è risultato:

$$\beta'_1 = 40^\circ$$

2. L'inducer ha una dimensione radiale costante $r = 6 \text{ mm}$, scelto in base a valori tabulati, per gli inducer tipici

Vediamo, dunque, la seguente figura esplicativa:

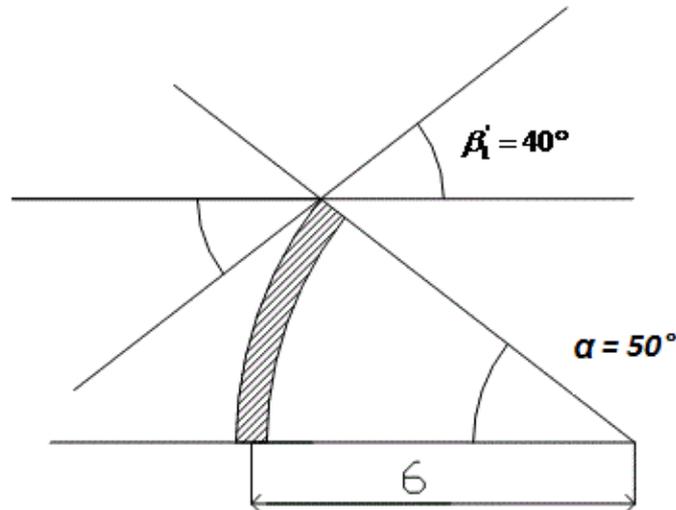


Fig.2

Facendo riferimento alla Fig.2 (che risulta essere una sezione della Fig.1, nella zona dell'inducer, con un piano parallelo all'asse della girante ed ortogonale ai bordi della pala) si può notare che per semplificare la forma dell'inducer si è scelto di conformarlo come arco di cerchio caratterizzato da:

$$R = 6 \text{ mm}$$

$$\alpha = 50^\circ$$

Mentre la scelta dell'angolo è dettata dal voler ottenere l'angolo $\beta'_1 = 40^\circ$ la scelta del raggio R è stata effettuata seguendo opportuni valori tabulati. Si è, infatti, appurato che se chiamiamo:

$$\Delta R = \frac{D_2 - \bar{D}_1}{2}$$

$$\Delta X = \text{Sviluppo assiale della girante}$$

$$K = \text{costante sperimentale}$$

E' opportuno che sia verificata la seguente relazione:

$$\Delta X = K \cdot \Delta R$$

con K che può assumere un certo numero di valori che sono stati tabulati attraverso

opportune prove sperimentali.

Nel nostro caso si ha:

$$\begin{aligned}\Delta R &= 48,5 \text{ mm} \\ \Delta X &= 19 + 6 \cdot \text{sen}(50^\circ) + 0,25 \cdot \text{sen} 50^\circ \cong 23,78 \text{ mm}\end{aligned}$$

Otteniamo dunque:

$$K = \frac{\Delta X}{\Delta R} = \frac{23,78}{48,5} = 0,49$$

Tale valore di K risulta essere in linea con i valori tabulati ricordati in precedenza.

8.4 Disegno 3D della girante

Riportiamo in questo breve paragrafo l'immagine della nostra girante realizzata con il programma di disegno 3D Solid Works.

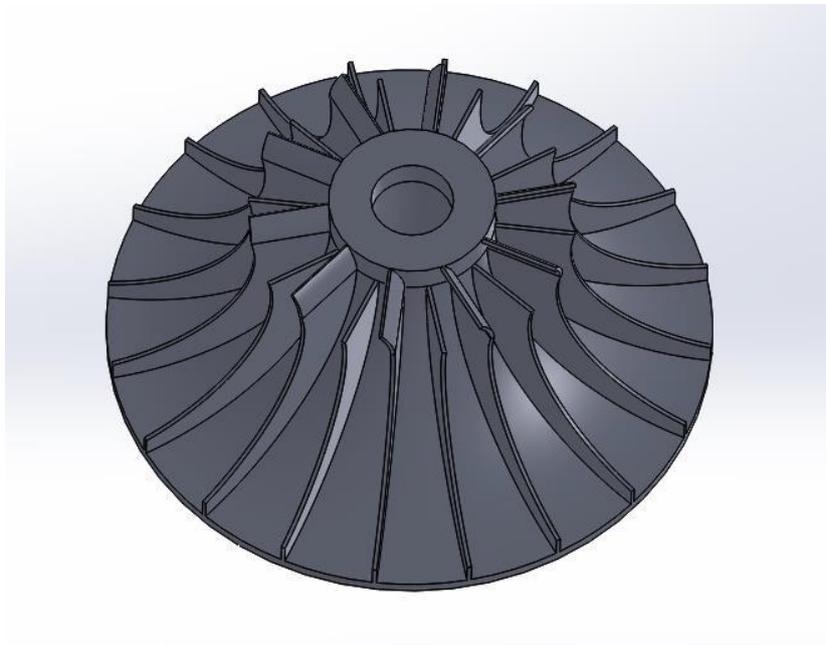


Figura 3: Disegno 3D della girante realizzata con Solid Works

Capitolo 9

Materiale della girante

9.1 Introduzione

Come si può notare dai risultati ottenuti, la girante del compressore deve ruotare ad un numero di giri non troppo elevato perciò risulta soggetta ad una forza centrifuga modesta. Scegliamo di avere pale con un andamento perfettamente radiale, ma è importante osservare che questa scelta è penalizzante da un punto di vista fluidodinamico in quanto il fluido viene guidato dalle pale in maniera meno efficace, ma ci consente di avere pale sollecitate dalla forza centrifuga solo a trazione e non a trazione-flessione e dunque di avere un notevole beneficio in termini di resistenza della girante. Concludiamo questo paragrafo osservando che nel capitolo precedente non si è stabilita la forma del bordo esterno delle pale, perciò sarà necessario eseguire tale scelta negli sviluppi futuri.

9.2 Scelta del materiale della girante

La girante deve far fronte principalmente a due tipi di sollecitazioni: in primis alla forza centrifuga dovuta alla velocità di rotazione (circa 65000 rpm), in secundis al non indifferente carico termico dell'aria in uscita, che raggiunge, nel nostro caso, una temperatura all'uscita dalla girante $T_2 = 438 \text{ °K} = 165\text{°C}$.

Il titanio ha una bassa densità, un'elevata tensione di snervamento e un alto punto di fusione, quindi ha i requisiti ideali per questa applicazione; anche se il suo più grande problema è la difficoltà di lavorazione alle macchine utensili. Il titanio permette di raggiungere velocità periferiche di 650 m/s al contrario dell'alluminio per la quale si limita a circa 500 m/s ed in genere viene usato per giranti con rapporti di compressione non superiori a 4.5:1, anche se contrappone al titanio un significativo costo inferiore. Il titanio è resistente come l'acciaio ma il 40% più leggero, pesa il 60% in più dell'alluminio ma con una resistenza doppia. Queste proprietà rendono il titanio molto resistente alle forme usuali di fatica dei metalli.

Il materiale scelto per la girante è la lega di titanio Ti-6Al-4V, la più usata in applicazioni per elevata resistenza meccanica, che presenta un buon comportamento alla forgiatura, eccellente duttilità e tenacità allo stato ricotto. Ha le seguenti caratteristiche:

- composizione: Ti 90%, Al 6%, V 4%, Fe 0.25 %, O 0.2%;
- densità: 4430 kg/m^3 ;
- durezza Brinell: 334;
- tensione di snervamento: $\sigma_{SN} = 830 \text{ MPa}$;
- modulo di young: $E = 114 \text{ GPa}$;
- coefficiente di poisson: $\nu = 0.33$;
- temperatura di fusione: $T = 1650^\circ\text{C}$ (circa)

E' ora opportuno introdurre le ipotesi semplificative che stanno alla base di un futuro studio di resistenza meccanica:

1. Si considera come unica forza esterna la forza centrifuga, trascurando l'azione che il fluido esercita sulle pale in quanto decisamente inferiore alla precedente.
2. Si sceglie di considerare le tensioni tangenziali e radiali, indotte sulle pale dalla forza centrifuga, di ugual modulo.
3. Si conforma il bordo esterno della pala come solido di uniforme resistenza alla trazione.
4. Si considera per il calcolo solo la zona radiale della pala, dunque il valore del raggio considerato varia tra $D_{1e}/2$ e $D_2/2$.

Vediamo in fig. 1 la schematizzazione attraverso cui si realizza il calcolo.

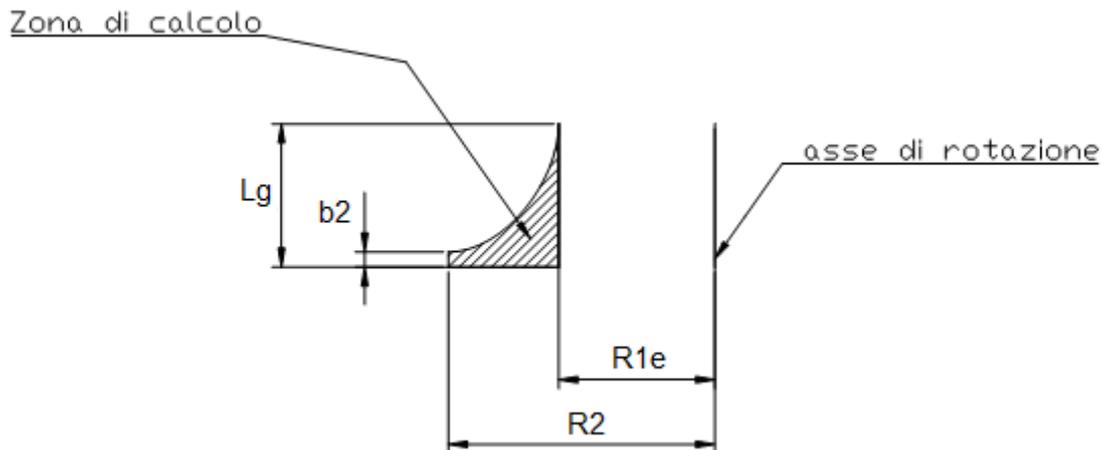


Figura 1: Sezione di calcolo della pala

$$\bar{C}_{T2} = C_{T2}$$

$$\tan \bar{\alpha}_2 = \xi \xi_2 \tan \alpha_2$$

Per caratterizzare il funzionamento del diffusore si utilizzano solitamente le due grandezze seguenti:

- λ_D = coefficiente di diffusione

$$\lambda_D = \frac{h_{3T} - \bar{h}_2}{\bar{h}_2^0 - \bar{h}_2}$$

- η_D = rendimento isoentropico del diffusore

$$\eta_D = \frac{h_{3T} - \bar{h}_2}{h_3 - \bar{h}_2}$$

Si noti che il rendimento isoentropico del diffusore è del tipo Static to static.

10.2 Scelte progettuali

Come noto esistono due tipologie di diffusori che sono utilizzati per i compressori centrifughi:

1. Diffusori lisci
2. Diffusori palettati

Per la nostra applicazione sembrerebbe opportuno utilizzare un diffusore palettato (abbiamo a che fare con un elevatissimo salto di pressione e non c'interessa avere una fascia d'utilizzo ampia in quanto il compressore lavora praticamente in condizioni costanti), ma si è scelto di utilizzare un diffusore liscio per i seguenti motivi:

1. Maggior semplicità costruttiva.
2. Valori di rendimento non di fondamentale importanza.
3. Flusso supersonico in ingresso.

Proprio il fatto che il flusso risulti supersonico in ingresso al diffusore (è necessario che il compressore sia supersonico se si vuole raggiungere il rapporto di compressione di progetto) crea grossi problemi nello studio del problema. Per effettuare uno studio più rigoroso di quello che presenteremo in questo capitolo, si può scegliere di modellare, con

un software di CFD (fluidodinamica numerica), il funzionamento del compressore. Il software commerciale consigliato è FLUENT.

Tra le varie tipologie di diffusori lisci si è scelto un diffusore di spessore costante che risulta di più semplice realizzazione in fase di costruzione del prototipo.

10.3 Funzionamento di un diffusore liscio (vaneless diffuser)

Il funzionamento di un diffusore liscio (in inglese vaneless diffuser) è decisamente semplice. Il gas che fluisce in tale tipo di diffusore, infatti, aumenta la propria pressione statica grazie al processo di diffusione che si realizza nel passaggio tra un diametro più piccolo d_2 ed un diametro maggiore d_3 . (vedi Fig. 2).

Il flusso nel diffusore liscio è un flusso a vortice libero.

I grandi svantaggi di un diffusore liscio sono:

1. Maggiori dimensioni a parità di salto di pressione realizzato rispetto ad un diffusore palettato.
2. Peggior rendimento.

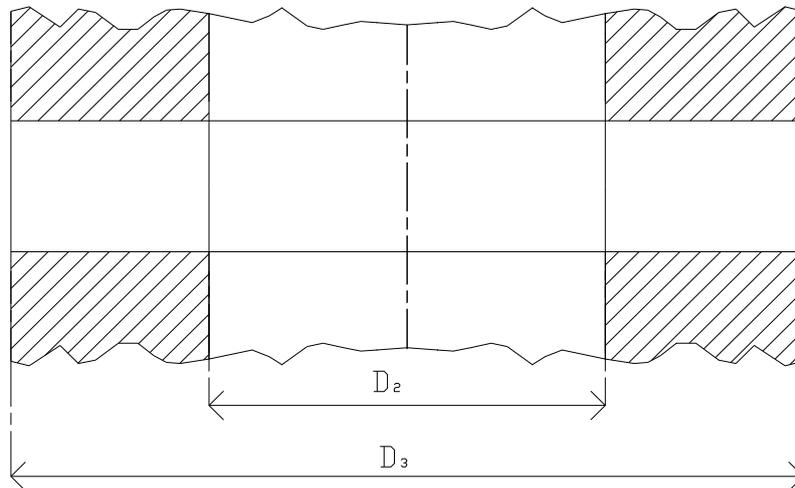


Fig.2

10.4 Progetto del diffusore.

Il progetto del diffusore si basa su un semplice metodo monodimensionale. La geometria del diffusore è rappresentata in Fig.2.

Si definiscono le seguenti grandezze che caratterizzano la geometria del diffusore:

- r_2 = Raggio della periferia della girante = raggio d'ingresso del fluido nel diffusore
- r_3 = Raggio della sezione d'uscita del diffusore
- $b(r) = b_2 = cost$ = spessore del diffusore scelto costante ed uguale a b_2

Per lo studio del flusso si utilizza un metodo d'integrazione per punti basato su alcune grandezze adimensionali che andiamo adesso a definire, tali grandezze assumono un valore diverso a seconda del raggio r cui le calcolo (sono dunque funzioni di r):

$$r^* = \frac{r}{r_2}; b^* = \frac{b}{r_2}$$

$$C^* = \frac{C}{C_2}; C_R^* = \frac{C_R}{C_2}; C_T^* = \frac{C_T}{C_2}$$

$$P^* = \frac{P}{P_2}; \rho^* = \frac{\rho}{\rho_2}; \bar{M}_{A2}^2 = \frac{\bar{\rho}_2 \bar{C}_2^2}{k \bar{P}_2}$$

C_f = Coefficiente d'attrito

C_d = Coefficiente di dissipazione

Il significato delle varie grandezze appare chiaro, è opportuno, però, chiarire meglio il significato dei coefficienti C_f e C_d . Attraverso questi due coefficienti si tiene conto di:

1. Fenomeni d'attrito che le pareti del diffusore presentano al passaggio del fluido (attraverso C_f).
2. Dissipazione di potenza (attraverso C_d).

Il calcolo di questi due coefficiente può essere eseguito in vari modi, ma in questa trattazione si è scelto di seguire le indicazioni suggerite da Traupel, secondo cui C_f coincide con il valore calcolato per i tubi a parità di scabrezza relativa ε/D e numero di Reynolds del flusso (Re).

Nel calcolo di C_f dobbiamo fare due osservazioni:

- Il diametro idraulico del diffusore liscio (D) deve essere ottenuto dalla definizione più generale:

$$D = \frac{4V}{A}$$

In cui si pone: A = area bagnata

V = volume del diffusore.

- Il moto all'interno del diffusore è molto turbolento (elevati valori del N° di Reynolds) per cui si può utilizzare nel calcolo di C_f la seguente espressione matematica che vale solo per $Re > 4000$:

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 1,14 - 2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)$$

C_d assume un valore posto in funzione del valore assunto da C_f secondo la seguente espressione:

$$C_d = C_f + 0,0015$$

Chiarito il significato delle grandezze in gioco possiamo introdurre le equazioni che servono per lo studio del diffusore e descrivere il procedimento di calcolo.

La progettazione si svolge nel seguente modo:

1. Si sceglie il raggio r_3 d'uscita del diffusore
2. Si divide lo sviluppo radiale del diffusore ($r_3 - r_2$) in numero N d'intervalli uguali.
3. Il generico intervallo i è caratterizzata da due punti estremi $i-1$ ed i in modo tale che si abbiano N+1 punti. (vedi Fig.1)
4. Ogni generico intervallo è caratterizzato da un valore iniziale (in corrispondenza del punto $i-1$) e da un valore finale (in corrispondenza del punto i) delle grandezze adimensionali che c'interessa determinare: C^* ; C_R^* ; C_T^* ; P^* ; ρ^* . E' evidente che in ognuno di tali intervalli vi è una variazione di tali grandezze. Chiamiamo le variazioni ΔC^* ; ΔC_R^* ; ΔC_T^* ; ΔP^* ; $\Delta \rho^*$. Se riusciamo a calcolare le variazioni avremo determinato intervallo dopo intervallo l'andamento delle grandezze adimensionali di nostro interesse, fino ad arrivare alla sezione d'uscita del diffusore..

Le equazioni , da applicare per il calcolo intervallo dopo intervallo delle variazioni , sono le seguenti:

$$\Delta C_T^* = - \left[C_T^* + C_f \frac{r^{*2} \rho^* C_T^* \sqrt{C_R^{*2} + C_T^{*2}}}{b \cdot \text{sen} \bar{\alpha}_2} \right] \frac{\Delta r^*}{r^*} \quad (1)$$

$$\Delta C_R^* = \frac{C_T^* \Delta C_T^* + k C_d \frac{\rho^* (C_R^{*2} + C_T^{*2})^{\frac{3}{2}}}{b^* \sin \bar{\alpha}_2} r^* \Delta r^* - \frac{P^*}{\rho^* \bar{M}_{a2}^2} \cdot \frac{\Delta b^* r^*}{b^* r^*}}{\frac{P^*}{\rho^* \bar{M}_{a2}^2 C_R^*} - C_R^*} \quad (2)$$

$$\Delta \rho^* = -\rho^* \left[\frac{\Delta C_R^*}{C_R^*} + \frac{\Delta(b^* r^*)}{b^* r^*} \right] \quad (3)$$

$$\Delta P^* = P^* \frac{\Delta \rho^*}{\rho^*} - (k-1) \rho^* \bar{M}_{a2}^2 (C_R^* \Delta C_R^* + C_T^* \Delta C_T^*) \quad (4)$$

A partire da $r^* = 1$ (corrispondente al raggio r_2 della sezione d'ingresso) si calcola con l'equazione (1); in quest'equazione, come nelle seguenti, deve essere attribuito ad $r^*; b^*; r^*; b^*$ il valore medio tra quelli estremi dell'intervallo in cui si esegue il calcolo, mentre alle funzioni $\rho^*; C_T^*; C_R^*; P^*$ deve essere attribuito il valore d'inizio intervallo.

Con le equazioni (2), (3), (4) si calcolano $\Delta \rho^*; \Delta C_R^*; \Delta P^*$ e quindi i valori finali di $\rho^*; C_T^*; C_R^*; P^*$ sommando le variazioni calcolate ai valori iniziali.

I valori di fine intervallo per un generico intervallo i -esimo devono essere poi utilizzati come valori iniziali per ripetere il calcolo nell'intervallo $i+1$ -esimo.

I risultati ottenuti con il calcolo sono presentati nell'appendice in cui si è implementato il metodo descritto in un foglio di calcolo EXCEL.

Noti i valori assunti dalle varie grandezze nella sezione d'uscita del diffusore si possono calcolare il coefficiente di diffusione λ_D ed il rendimento isoentropico del diffusore η_D con le seguenti formule.

$$\lambda_D = \frac{h_{3T} - \bar{h}_2}{\bar{h}_2^0 - h_2} = \frac{2 \left(P_3^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(k-1) \bar{M}_{a2}^2}$$

$$\eta_D = \frac{h_{3T} - \bar{h}_2}{h_3 - \bar{h}_2} = \frac{\lambda_D \frac{\bar{C}_2^2}{2}}{\frac{\bar{C}_2^2 - C_3^2}{2}}$$

10.5 Risultati del calcolo

I risultati del calcolo di progetto del diffusore (implementati nel foglio di calcolo presentato nell'appendice) hanno portato ad i seguenti valori geometrici e fluidodinamici, i quali sono sembrati sufficientemente accurati.

$$\begin{aligned}D_3 &= 190 \text{ mm} \\b_2 &= 6 \text{ mm} \\C_{T3} &= 178,46 \text{ m/s} \\C_{R3} &= 69,31 \text{ m/s} \\P_3 &= 0,9426 \text{ bar} \\T_3 &= 588,65 \text{ }^\circ\text{K} \\M_{a3} &= 0,397 \\\lambda_D &= 0,32 \\\eta_D &= 0,36\end{aligned}$$

10.6 Commenti ai risultati del calcolo

Il metodo utilizzato ha portato a risultati che appaiono decisamente buoni, ma che andranno poi verificati con un'analisi tridimensionale. Il fatto che il fluido esca dal diffusore con un N° di Mach decisamente piccolo (0,397) sembra un risultato sin troppo incoraggiante e probabilmente andrà corretto dopo un'eventuale analisi tridimensionale. Per quanto riguarda la pressione in uscita dal diffusore, p_3 , il risultato ottenuto è decisamente ottimo, dal momento che, all'interno della voluta (che non studiamo), si avrà un ulteriore incremento della pressione del 5-7%, ottenendo una pressione finale in uscita dal compressore di circa 1 bar, la stessa pressione scelta come obiettivo iniziale.

Capitolo 11

La Voluta

11.1 Introduzione

La progettazione del compressore centrifugo si chiude con qualche accenno sulla voluta, la cui progettazione non viene trattata in questo elaborato. La voluta svolge essenzialmente due funzioni:

- Raccoglie il fluido in uscita dal diffusore e lo convoglia nel condotto di mandata del compressore.
- Completa la trasformazione dell'energia cinetica del fluido in energia di pressione.

Il dimensionamento della voluta richiede la determinazione dell'andamento dell'area di passaggio del flusso perché le condizioni fisiche del fluido (pressione, velocità, direzione) siano circonferenzialmente uniformi sulla sezione cilindrica d'uscita del diffusore, coincidente con quella d'ingresso della voluta. Nel dimensionamento la desiderata uniformità del flusso all'ingresso deve essere introdotta come un dato di partenza del procedimento di calcolo dell'area delle successive sezioni di passaggio; si ricordi, in ogni caso, che l'estrema semplificazione del modello di flusso che è necessario adottare in fase di progetto fa sì che una voluta progettata in tal modo possa soddisfare nella realtà solo in modo approssimativo alla condizione imposta.

E' importante sottolineare che una voluta mal progettata è capace di provocare grosse disuniformità del flusso in tutti gli organi che la precedono, dando luogo ad elevate perdite energetiche per l'inevitabile rimescolamento di correnti a diversa velocità e pressione, dunque a bassi rendimenti della macchina. Si noti, inoltre, che la disuniformità della pressione statica alla periferia della girante può provocare elevate sollecitazioni a momento flettente dell'albero, creando così anche problemi di resistenza meccanica.

11.2 I tipi di volute

La fig. 1 mette in luce i vari componenti che compongono il compressore. Come si nota la voluta si trova alla periferia del diffusore e ne raccoglie il flusso.

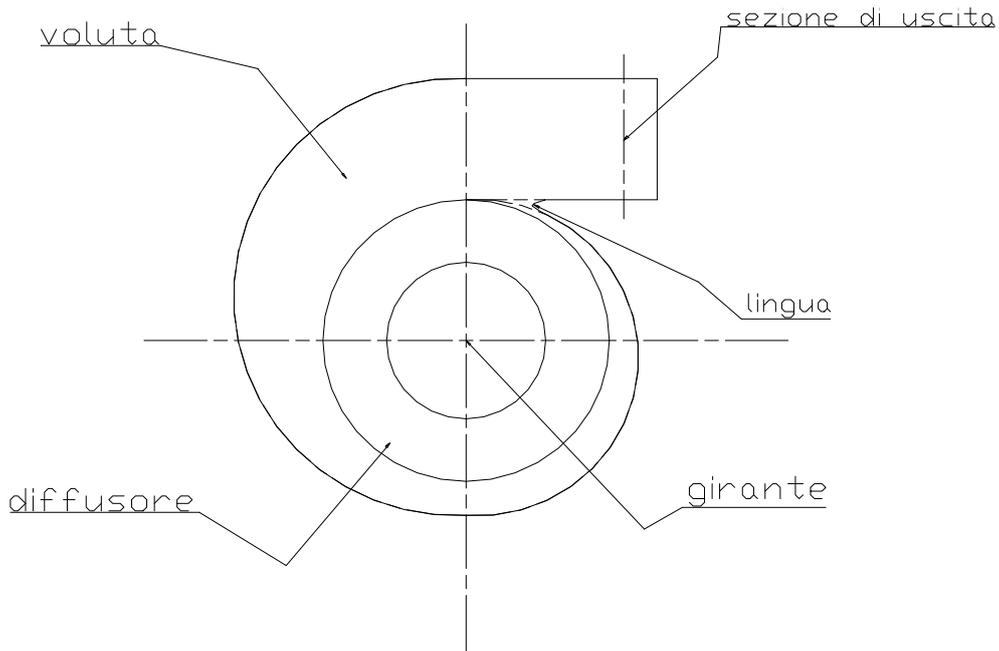


Figura 1: Componenti del compressore centrifugo

Nella voluta il fluido aumenta progressivamente la sua distanza dall'asse di rotazione. Abbiamo diversi tipi di volute che si caratterizzano in base alla forma della sezione di passaggio del fluido; le più diffuse geometrie sono quelle rappresentate in fig. 2: circolari, trapezoidali, rettangolari.

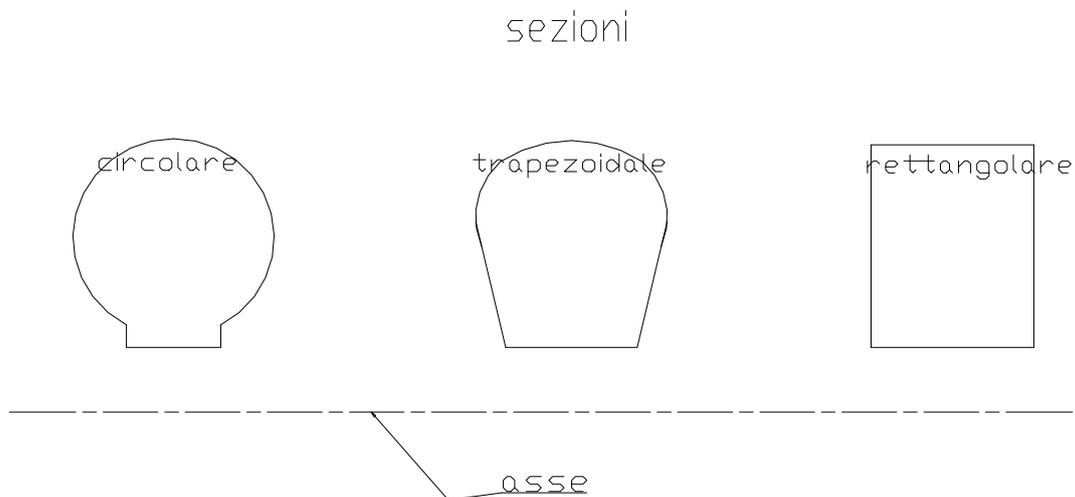


Figura 2: Possibili geometrie di volute

Se in sede di prove sperimentali si verificheranno dei problemi, si potrà facilmente sostituire la voluta con una delle svariate soluzioni costruttive che l'offerta commerciale mette a disposizione; bisogna ricordare infatti che le aziende produttrici di compressori centrifughi, nonostante una progettazione sicuramente più sofisticata di quella appena eseguita, utilizzano dati di progetto solo per un primo dimensionamento della voluta, per poi definire la forma finale con una serie di prove pratiche sperimentali.

Come già menzionato ad inizio capitolo è importante ricordare che una voluta mal

progettata è capace di provocare grosse disuniformità del flusso in tutti gli organi che la precedono, dando luogo ad elevate perdite energetiche per l'inevitabile rimescolamento di correnti a diversa velocità e pressione, dunque a bassi rendimenti della macchina o fuori dalle condizioni di progetto.

Si ribadisce che il dimensionamento della voluta non verrà trattato.

11.3 Possibile disegno della voluta circolare



Figura 5: Disegno 3D di una possibile voluta circolare



Figura 6: Assieme complessivo del gruppo compressore

Conclusioni

Concludiamo questa tesi facendo alcune osservazioni sul lavoro svolto analizzando brevemente i risultati ottenuti nel corso dello studio del gruppo turbocharger.

Nel complessivo dello studio dell'elaborato il metodo di calcolo monodimensionale del flusso è risultato abbastanza semplice da sfruttare, ma necessita di un elevato numero di correzioni che rendano i risultati ottenuti di maggior precisione. Si sono dunque sfruttati svariati coefficienti correttivi ed iterazioni del problema che hanno portato l'analisi del flusso a distanziarsi abbastanza da quella puramente monodimensionale. Ci pare opportuno sottolineare che i coefficienti utilizzati, si pensi ad esempio allo slip-factor μ utilizzato nel calcolo della girante del compressore, sono stati calcolati in base a relazioni ottenute sperimentalmente delle quali però nella letteratura tecnica ne esistono diverse versioni ed interpretazioni. Le scelte che abbiamo fatto su questi fattori sono ricadute su quelle che più ci sembravano convincenti per i casi da noi esaminati e che fornivano risultati migliori, ma se si pensa all'importanza che determinano questi parametri nel dimensionamento del compressore (rendimento, lavoro utile, dimensioni, ecc..) occorre in ogni caso prestare un certo giudizio sulle scelte fatte e i risultati conseguiti.

Il rendimento total to total del compressore che è stato calcolato è pari a circa il 58% sembra in linea con i valori che questo tipo di macchine presentano nel funzionamento reale. Va tenuto però conto che nel corso dello studio non si sono considerate le perdite meccaniche dello stesso compressore le quali potranno essere stimate solo dopo una realizzazione della macchina. Ma ci teniamo comunque a ribadire che la sfida più grande nella progettazione del compressore ricadeva sull'alto rapporto di compressione certo a discapito dello stesso rendimento complessivo e questo giustifica anche il fatto che sono state scelte pale con forma puramente radiale le quali contrappongono la semplice realizzazione a rendimenti inferiori rispetto a pale all'indietro, le quali tra l'altro imprimono una velocità al fluido decisamente inferiore a quelle radiali. Come si è visto nel corso del dimensionamento la velocità assoluta radiale e tangenziale del fluido è un parametro decisamente importante per il dimensionamento del diffusore. Un ulteriore beneficio da apportare alla girante lo si potrebbe ricercare nella sostituzione dell'inducer ad arco di cerchio con una forma più svergolata delle pale stesse, pur mantenendo la forma radiale all'uscita. Questo perché l'inducer da noi creato, come si ha avuto modo di vedere, aumenta lo sviluppo assiale della girante e questo comporta maggiori perdite per attrito ed un aumento del momento d'inerzia legato all'aumento di peso.

In ogni caso il reale dimensionamento della girante sarebbe da simulare con uno studio FEM al fine di verificarne le reali performance ed ottimizzare le sue caratteristiche.

Per quello che riguarda il diffusore in particolare, va ricordato che in questo semplicissimo organo della macchina si ha la conversione dell'energia cinetica del fluido in pressione per un valore prossimo al 50% dell'intero rapporto di compressione e quindi il suo corretto dimensionamento è da ritenere importante allo stesso modo della girante. Il dimensionamento basato sull'approccio monodimensionale ha portato ad ottimi

risultati in termini di rientro nei range di riferimento per le scelte progettuali, ma è facile notare le sue notevoli dimensioni radiali le quali potranno essere ridotte creando un canale a geometria variabile (divergente) anziché a sezione costante, ma anche in questo caso occorre considerare anche le eventuali perdite che si possono verificare fuori dal funzionamento di progetto dovute al semplice distacco di vena. Inoltre questo tipo di divergente è vietato dalla legge, per motivi di sicurezza, nell'uso aeronautico del gruppo. La parte che forse lascia più dubbi sul suo reale rendimento è rappresentata dalla voluta del compressore. Nel caso di una reale realizzazione del gruppo si potrebbe sempre pensare di scegliere una voluta tra le tante soluzioni commerciali reperibili sul mercato. Come già detto, bisogna ricordare infatti che le aziende produttrici di compressori centrifughi, nonostante una progettazione sicuramente più sofisticata di quella appena eseguita, utilizzano dati di progetto solo per un primo dimensionamento della voluta, per poi definire la forma finale con una serie di prove pratiche sperimentali.

Bisogna ricordare che una voluta mal progettata è capace di provocare grosse disuniformità del flusso in tutti gli organi che la precedono, dando luogo ad elevate perdite energetiche per l'inevitabile rimescolamento di correnti a diversa velocità e pressione, dunque a bassi rendimenti della macchina o fuori dalle condizioni di progetto.

Ancora una volta si sottolinea l'importanza di testare in Ansys la macchina per poter verificare le sue reali performance ed eventualmente apportare le dovute ottimizzazioni. Purtroppo questo obiettivo; anche se non rientrava nelle specifiche iniziali dell'elaborato, era già stato preso in considerazione, ma per mancanza di tempo si è dovuto abbandonare questo desiderio lasciando ad uno step successivo l'obiettivo di ottimizzare il compressore, ma anche la turbina, con Ansys.

In virtù di questo si vuole sottolineare che un enorme vantaggio per intraprendere questo tipo di progettazione è la conoscenza delle coordinate geometriche delle pale della macchina, le quali potranno essere importate direttamente nell'ambiente TurboGrid di Ansys per generare la macchina stessa senza la necessità di passare prima per un programma di disegno 3D come Solid Works o simili.

Un'altra cosa molto importante di cui tenere conto sarà il momento d'inerzia della girante in modo da renderla il più possibile leggera ed efficiente in termini di prontezza alla risposta, anche se l'eventuale fenomeno del "Turbo-lag" dovuto ad un eccessivo momento d'inerzia della girante, non rappresenta un reale problema nelle applicazioni avio, dal momento che il motore lavora sempre a regime costante (15000 rpm, nel nostro caso) e l'elica funge da volano.

Per poter avere una reale e precisa stima della deformazione della pala e dell'effettiva resistenza del materiale è necessario implementare un'analisi FEM in Ansys che ci permetta di quantificare le reali caratteristiche meccaniche del compressore.

Come si è già avuto modo di sottolineare, le aziende commerciali che producono compressori centrifughi sono solite presentare le prestazioni dei loro prodotti fornendo al pubblico la mappatura del compressore, sulla base della quale si andrà in seguito a scegliere la rispettiva turbina, quindi ci soffermeremo un attimo ad analizzare tali

mappature.

La mappa di un compressore è un grafico, ricavato sperimentalmente o con opportuni codici di calcolo, in cui si esprime il rapporto di compressione in funzione della portata in massa ridotta per diversi valori della velocità ridotta. Chiamiamo:

Nella fig. 1 si può vedere un esempio di mappa di un compressore centrifugo reperita in rete.

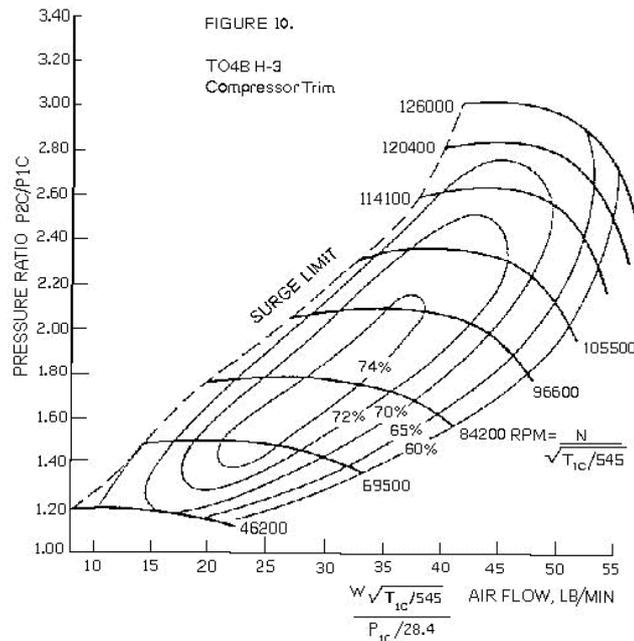


Figura 1: Esempio di mappa del compressore

Nella nostra trattazione si è scelto di non presentare la mappatura del compressore, che avremmo potuto ricavare solo per via teorica, perché voler ricavare la mappatura di un compressore per via teorica richiede l'utilizzo di specifici codici di calcolo i quali tuttavia hanno un elevato costo. Mentre sarebbe più economico e porterebbe a risultati decisamente molto più attendibili realizzare la girante e tracciarne la mappatura per via sperimentale. Teniamo però presente che la mappatura è di fondamentale importanza quando il compressore deve funzionare in un ampio campo di valori, come nell'uso automobilistico.

Concludiamo dicendo che il turbocompressore da noi progettato ha dato ottimi risultati dal punto di vista teorico e se potrà essere effettivamente realizzato e testato restituendo gli stessi risultati, sarà una grande soddisfazione un suo reale ingresso nella produzione di settore. Il quale, come già brevemente accennato nel secondo capitolo, oltre alle competizioni automobilistiche, con l'avvento di normative sempre più restrittive finalizzate alla riduzione delle emissioni inquinanti e dei consumi, uniti all'alto costo degli idrocarburi, potrà inserirsi nel nuovo e fiorente mercato dei moderni motori con forte downsizing.

ALLEGATO

ESTRATTO DAL FOGLIO DI CALCOLO EXCEL

DATI IN NOSTRO POSSESSO

Portata massica d'aria all'aspirazione			846,72	Kg/h
			0,2352	Kg/s
Rapporto di compressione totale	10,5			
Valore del k dell'aria	1,4			
Quota di ristabilimento	16407	m	53800	ft
Costante universale dei gas (R)	287	J/kg °K		

STATO FISICO DEL FLUIDO ALL'ASPIRAZIONE

Pressione		0,09648	bar
		9647,96	Pa
Temperatura		216,65	°K
		-56,5	°C
Densità		0,155137	Kg/m ³

1. DIMENSIONAMENTO DELLA GIRANTE

Scelte progettuali

Numero di pale		20
Angolo costruttivo d'uscita, ideale	$\beta'_{2\infty}$	1,5708 rad
		90 °deg
Coefficiente di ostruzione palare	ξ_2	0,965
Velocità assoluta adimensionale	c'_1	0,37
Componente radiale adimensionale della velocità assoluta in uscita	c_{2R}^*	0,2
Rendimento total to total del compressore	η_C	0,58
Rendimento total to total della girante	η_G	0,7
Velocità tangenziale adimensionale del fluido nella sezione d'ingresso	U_1^*	0,44
Rapporto tra diametro interno medio e diametro esterno	\bar{D}_1/D_2	0,44
Rapporto tra altezza di passaggio e diametro esterno	b_2/D_2	0,03

Tabella di riferimento per alcune scelte progettuali

$D_{1e} = (0,55 \div 0,65)D_2$	$C_1^* = \frac{C_1}{U_2} = 0,35 \div 0,4$
$D_{1i} = (0,25 \div 0,30)D_2$	$W_2^* = \frac{W_2}{U_2} = (0,45 \div 0,65)W_1^*$
$\bar{D}_1 = (0,43 \div 0,51)D_2$	$C_{2R}^* = \frac{C_{2R}}{U_2} = 0,20 \div 0,40$
$b_2 = (0,03 \div 0,06)D_2$	

Risultati del calcolo della velocità

Calcolo della velocità relativa adimensionale in ingresso	W_1^*	0,574891
Calcolo dello slip-factor	μ	0,877177
Calcolo dell'angolo d'uscita del flusso	β_2'	1,020063 rad
		58,44533 °deg
Calcolo della velocità relativa adimensionale	\bar{W}_2^*	0,234703
Calcolo del coefficiente di ostruzione dovuto alla zona "wake"	ξ_w	0,90752
Calcolo della componente radiale della velocità assoluta in uscita della girante	C_{2R}^*	0,220381
Calcolo del coefficiente di lavoro	Ψ	0,864661
Calcolo della velocità periferica della girante	U_2	644,6958 m/s

Calcolo delle velocità del fluido in ingresso e uscita

Calcolo della velocità assoluta	C_1	238,5374 m/s
Calcolo della velocità relativa	C_1	370,63 m/s
Calcolo della velocità tangenziale	C_1	283,6661 m/s
Calcolo della velocità assoluta	C_2	575,2646 m/s
Componente radiale	C_{2R}	142,0785 m/s
Componente tangenziale	C_{2T}	557,4434 m/s
Angolo flusso assoluto	$tg\alpha_2 = \frac{C_{2R}}{C_{2T}}$	0,254875 rad
Calcolo della velocità relativa	W_2	166,7312 m/s
N° di Mach del flusso assoluto in ingresso	M_{a1}	0,808485
Calcolo coefficiente di flusso in uscita	$\Phi_2 = \frac{C_{2R}}{U_2}$	0,220381

Stato fisico totale del fluido in ingresso ed uscita

Calcolo pressione di ristagno in ingresso	P_{01}	0,148317 bar
		14831,72 Pa
Calcolo temperatura di ristagno in ingresso	T_{01}	244,9726 °K
		-28,1774 °C
Calcolo pressione di ristagno in uscita	P_{02}	1,949027 bar
		194902,7 Pa
Calcolo temperatura di ristagno in uscita	T_{02}	602,744 °K
		329,594 °C
Calcolo temperatura statica in uscita	T_2	438,0206 °K
		164,8706 °C
Calcolo n° di Mach flusso in uscita	M_{a2}	1,371246
Calcolo pressione statica in uscita	P_2	0,637652 bar
		63765,16 Pa
Calcolo densità del fluido in uscita	ρ_2	0,507232 kg/m ³

Calcolo del diametro esterno della girante

Calcolo diametro esterno girante	D_2	0,189431 m
		189,4313 mm
Calcolo dell'altezza di passaggio	b_2	0,005683 m
		5,682938 mm
Calcolo dello spessore delle pale necessario per ottenere il coefficiente di ostruzione palare scelto ξ_2	S_p	0,001041 m
		1,041453 mm
Calcolo della velocità di rotazione della girante	ω	6806,645 rad/s
		64998,68 rpm
Calcolo del diametro interno medio in ingresso	\bar{D}_1	0,08335 m
		83,34976 mm
Calcolo del diametro esterno in ingresso	D_{1e}	0,107536 m
		107,5359 mm
Calcolo del diametro interno in ingresso	D_{1i}	0,048274 m
		48,27411 mm

CALCOLI DI VERIFICA DEI RISULTATI OTTENUTI

1) Calcolo relativi al rispetto dei campi di validità della seguente tabella

$D_{1e} = (0,55 \div 0,65)D_2$	$C_1^* = \frac{C_1}{U_2} = 0,35 \div 0,4$
$D_{1i} = (0,25 \div 0,30)D_2$	$W_2^* = \frac{W_2}{U_2} = (0,45 \div 0,65)W_1^*$
$\bar{D}_1 = (0,43 \div 0,51)D_2$	$C_{2R}^* = \frac{C_{2R}}{U_2} = 0,20 \div 0,40$
$b_2 = (0,03 \div 0,06)D_2$	

Verifica relazione tra W_2^* e W_1^*	W_2^*/W_1^*	0,449859
Verifica del valore di C_{2R}^*	C_{2R}^*	0,220381
Verifica del valore di D_{1e}/D_2	D_{1e}/D_2	0,567678
Verifica del valore di D_{1i}/D_2	D_{1i}/D_2	0,254837

2) Calcolo di verifica del valore assunto come rendimento della girante, mediante la TEORIA DI OSNAGHI

Valore rendimento girante assunto in sede di progetto	η_G	0,7
Calcolo della velocità tangenziale al diametro esterno D_{1e} della sezione d'ingresso	$U_{1e} = \omega \cdot D_{1e}/2$	365,9795 m/s
Calcolo della velocità relativa al diametro esterno D_{1e} della sezione d'ingresso	$W_{1e} = \sqrt{U_{1e}^2 + C_1^2}$	436,8536 m/s
Calcolo del valore del rapporto W_2/W_{1e}	W_2/W_{1e}	0,381664
Calcolo del valore del coefficiente per flusso relativo subsonico (approssimazione curva statistica proposta da Osnaghi)	ψ^*	0,523462
Calcolo del coefficiente correttivo per flusso transonico o supersonico	Ψ/ψ^*	0,780462
Calcolo del coefficiente Ψ	Ψ	0,408542
Calcolo di verifica del rendimento della girante	η_G	0,688
$\eta_G = \frac{\left(\frac{W_{1e}}{U_2}\right)^2 + 1 - \left(\frac{D_{1e}}{D_2}\right)^2 - \frac{1}{\Psi^2} \cdot \left(\frac{W_2}{U_2}\right)^2}{\left(\frac{W_{1e}}{U_2}\right)^2 + 1 - \left(\frac{D_{1e}}{D_2}\right)^2 - \left(\frac{W_2}{U_2}\right)^2}$		

3) Calcolo di verifica dell'angolo ottimale d'ingresso β'_1

La scelta delle velocità adimensionali C_1^* e U_1^* che è stata fatta in sede di scelte progettuali implica la scelta dell'angolo β'_1 secondo la semplice relazione:

$$\tan \beta'_1 = \frac{C_1^*}{U_1^*}$$

E' necessario verificare che il valore dell'angolo β'_1 coincida (o sia abbastanza vicino) al valore di tale angolo che rende minime le perdite energetiche all'imbocco della girante. La formula utilizzata per eseguire tale tipo di verifica è la seguente:

$\beta'_1 = \arctg \frac{Q}{2\pi \bar{R}_1 b_1(\xi_1) \cdot U_1}$	$\xi_1 = 1 - \frac{Z \cdot S_p}{2\pi \bar{R}_1 \text{sen} \beta'_1}$
---	--

Calcolo del valore assunto di β'_1	β'_1	0,699193 rad
		40,06079 °deg
Calcolo del coefficiente di ostruzione palare ξ_1	ξ_1	0,876405
Calcolo del valore di b_1 nella sezione d'ingresso	$b_1 = \frac{D_{1e} - D_{1i}}{2}$	0,029631 m

Valore di β'_1 calcolato con la formula di verifica	$\beta'_1 = \arctg \frac{C_{1R}}{U_1}$	0,666132 rad 38,16655 °deg
Differenza tra i due valori (tollerabile una differenza di 3 °deg)		-1,89423 °deg

Si è scelto di non sfruttare nessuna considerazione fluidodinamica per determinare l'andamento del canale meridiano (soluzione economica che penalizza l'aspetto più squisitamente fluidodinamico).

Valori costruttivi arrotondati

Diametro esterno della girante	D_2	0,19 m
		190 mm
Velocità di rotazione della girante	ω	6806,645 rad/s
		64998,68 rpm
Spessore del disco in prossimità del diametro esterno	b_2	0,006 m
		6 mm
Diametro esterno imbocco girante	D_{1e}	0,107 m
		107 mm
Diametro interno imbocco girante	D_{1i}	0,048 m
		48 mm

2. DIMENSIONAMENTO DEL DIFFUSORE

Nel dimensionamento del diffusore si impone a priori di utilizzare un diffusore liscio. Si calcola per prima cosa la caratteristiche del flusso in ingresso al diffusore.

Caratteristiche del flusso in ingresso al diffusore

Velocità in ingresso al diffusore		
Componente radiale		124,4263 m/s
Componente tangenziale		557,4434 m/s
Modulo della velocità in ingresso		571,1611 m/s
Numero di Mach flusso in ingresso		1,361465
Angolo di ingresso del flusso nel diffusore $\bar{\alpha}_2$	$\bar{\alpha}_2 = \arctg(\xi_2 \xi_w \tan \alpha_2)$	0,2119609 rad 12,58267 °deg

Scelte progettuali

Raggio della sezione d'uscita del diffusore (scelta effettuata in base a dati tabulati)	r_3	0,13 m
Numero N di intervalli in cui eseguire il calcolo		10
Diffusore a larghezza costante uguale a	b_2	0,006 m
Diametro idraulico di riferimento (relazione valida solo nel caso di diffusore a spessore costante)	$D = 2b$	0,012 m
Scabrezza relativa del condotto (si calcola con una espressione che la mette in relazione con il diametro idraulico)	ε/D	0,001088
Coefficiente d'attrito	$C_f = f(Re, \varepsilon/D)$	0,020024
Coefficiente di dissipazione	$C_D = C_f + 0,0015$	0,021524

Risultati del calcolo

Calcolo di Δr^*			Δr^*	0,066667
Calcolo di b^*			b^*	0,066667
Calcolo di r^* in ognuno degli N intervalli: il valore di r^* in ogni intervallo si calcola come valore medio aritmetico dei valori assunti da tale grandezza nei punti estremi dell'intervallo				
Punti	Valore di r^* negli 11 punti di calcolo	N° intervallo	Valore di r^*	Valore di $\frac{\Delta(b^*r^*)}{b^*r^*}$
0	1	1	1,03333	0,064516
1	1,06667	2	1,1	0,060606
2	1,13333	3	1,16667	0,057143
3	1,2	4	1,23333	0,054054
4	1,26667	5	1,3	0,051282
5	1,33333	6	1,36667	0,04878
6	1,4	7	1,43333	0,046512
7	1,46667	8	1,5	0,044444
8	1,53333	9	1,56667	0,042533
9	1,6	10	1,63333	0,040816
10	1,66667			
Calcolo delle grandezze adimensionali				
Punti	C_T^*	C_g^*	ρ^*	P^*
0	0,97598	0,21785	1	1
1	0,82031	0,19846	1,0245	1,1402764
2	0,69888	0,1835	1,03963	1,2350372
3	0,60264	0,17123	1,04971	1,3005894
4	0,52514	0,16084	1,0567	1,3469887
5	0,46179	0,15183	1,06167	1,3805236
6	0,40932	0,14391	1,06526	1,4052167
7	0,36536	0,13686	1,0679	1,4237031
8	0,32813	0,13053	1,06984	1,4377484
9	0,29632	0,1248	1,07128	1,4485606
10	0,2689	0,11958	1,07235	1,4569819
Intervallo	ΔC_T^*	ΔC_g^*	$\Delta \rho^*$	ΔP^*
1	-0,1557	-0,0194	0,0245	0,1402764
2	-0,1214	-0,015	0,01513	0,0947608
3	-0,0962	-0,0123	0,01008	0,0655522
4	-0,0775	-0,0104	0,00699	0,0463993
5	-0,0633	-0,009	0,00497	0,0335349
6	-0,0525	-0,0079	0,0036	0,0246931
7	-0,044	-0,007	0,00263	0,0184864
8	-0,0372	-0,0063	0,00194	0,0140453
9	-0,0318	-0,0057	0,00144	0,0108121
10	-0,0274	-0,0052	0,00107	0,0084213

CALCOLO GRANDEZZE DIMENSIONALI DELLA SEZIONE D'USCITA DEL DIFFUSORE

Componente tangenziale della velocità	C_{T3}	178,457 m/s
Componente radiale della velocità	C_{R3}	69,3086 m/s
Modulo della velocità	C_3	191,443 m/s
Densità	ρ_3	0,5579 kg/m³
Pressione	P_3	0,9426 bar
Temperatura	T_3	588,654 °K
		315,504 °C
Numero di Mach	M_{a3}	0,39365
Coefficiente di diffusione del diffusore	λ_D	0,3187
Rendimento del diffusore	η_D	0,35903

Bibliografia

- ❖ Prof. Giuseppe Cantore, “Macchine”, terza edizione. Progetto Leonardo.
- ❖ Prof. Giambattista Scarpi, “Appunti di Fluidodinamica”.
- ❖ O. E. Bajie, “Turbomachines; a guide to design, selection and theory”. Wiley, 1981.
- ❖ Sandro Sandrolini, Giovanni Naldi. “Macchine 2. Le turbomacchine motrici e operatrici”, Pitagora Editrice, cap. 6, pag. 473.
- ❖ Carlo Osnaghi, “Teoria delle turbomacchine”, Esculapio – Editrice.
- ❖ Prof.ssa Lorella Ceschini, “Appunti di Scienze dei metalli L”, Dipartimento di Metallurgia - Università di Bologna.
- ❖ P. Pinamonti, L. Casarsa, “Corso di macchine a fluido”, Facoltà di Ingegneria – Università degli studi di Udine.
- ❖ “I Turbocompressori”, Politecnico di Torino – Corso di Macchine.
- ❖ “Dati di Termofluidodinamica”, Università degli studi di Catania – Dipartimento di ing. Ind. e Meccanica.
- ❖ Dott. Ing. D. Scatolini, prof. C. Arrighetti, “Motori a combustione interna”.
- ❖ Tesi di ing. Luca Lanzarini, “Studio di fattibilità di un gruppo turbocompressore ad altissimo rapporto di compressione per motore Diesel aeronautico”, AA 2002-03.
- ❖ Tesi di ing. Simone D’Agnese, “Dimensionamento di massima di una turbina per un turbocompressore aeronautico ad altissime prestazioni”.
- ❖ Tesi di ing. Antonio Pezzulo, “Studio di una turbina radiale centripeta”, AA 2011-12.
- ❖ Tesi di ing. Roberto Dellapasqua, “Studio di ottimizzazione di una turbina per motori da competizione”, AA 2013- 14.

- ❖ Tesi di ing. Christian De Marco, “Studio di massima di un turbocompressore per uso aeronautico con riferimento ad un compressore esistente”.
- ❖ Prof. Ing. Giovanni Bottaini, “Lezioni di macchine a fluido”, pag. 139.

Ringraziamenti

Giunti alla conclusione di questa tesi ci tengo a ringraziare chi in maniera più o meno diretta mi ha permesso di arrivare a questo punto della mia vita e carriera.

Il mio primo ringraziamento va al Prof. Ing. Luca Piancastelli il quale mi ha offerto la possibilità di svolgere questa tesi su uno degli argomenti più belli ed interessanti che ho avuto modo di studiare nel corso di questi anni e per tutto l'aiuto fornitomi nel corso della sua realizzazione. Oltre alla sua professionalità, alla sua passione e spirito cordiale e gentile che da anni è punto di riferimento per molti studenti.

Vorrei ringraziare tutti i ragazzi che ho avuto modo di conoscere in questi anni e che sono diventati grandi e sinceri amici per il sostegno, il grande aiuto che mi hanno dato nel corso degli studi e le difficoltà che abbiamo condiviso. Li ringrazio anche per i bellissimi momenti che abbiamo passato nei nostri viaggi in auto e che ora continuiamo a condividere nella vita quotidiana.

Ringrazio la mia famiglia, tutta, per il sostegno, l'appoggio e la fiducia che mi hanno concesso in tutti questi anni, nonostante i brutti e lunghi momenti dei primi anni universitari

Un sentito grazie a tutti voi.

Matteo.