

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

**CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA**
Classe L-9 (0949)

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In: Disegno Tecnico Assistito Dal Calcolatore (c.i.)

**Studio e ottimizzazione di un banco prova per
alta quota**

CANDIDATO

Riccardo Crociani

RELATORE

Luca Piancastelli

Anno Accademico 2014/2015

Sessione II

INDICE

Capitolo 1 – Introduzione ed obiettivo della tesi	pag.1
1.1 – Introduzione sui banchi prova	pag.1
1.2 – Banchi prova per motori aeronautici	pag.2
1.3 – Obiettivo del progetto di tesi	pag.3
Capitolo 2 – Studio preliminare del progetto.....	pag.4
2.1 – La pressione atmosferica	pag.4
2.2 – Il problema della realizzazione del calo di pressione	pag.6
2.3 – Ejector Exhaust Theory	pag.8
Capitolo 3 – Motore Wankel R902	pag.18
3.1 – Introduzione sul propulsore di riferimento	pag.18
3.2 – Cenni sul motore Wankel	
3.2.1 – Storia	pag.19
3.2.2 – Geometria del motore	pag.20
3.2.3 – Principio di funzionamento	pag.23
3.2.4 – I vantaggi	pag.25
3.2.5 – Gli svantaggi	pag.27
3.3 – Estrapolazione dati per il dimensionamento	pag.28
Capitolo 4 – Dimensionamento dei componenti	pag.31
4.1 – Dimensionamento del motore	pag.31
4.2 – Dimensionamento del box	pag.33
4.3 – Dimensionamento della valvola strozzatrice	pag.35

4.4 – Dimensionamento dell'eiettore pag.38

Capitolo 5 – Simulazioni fluidodinamiche dello scarico ad eiettore pag.44

Capitolo 6 – Soluzione con motore ausiliario ed effetto Venturi pag.50

6.1 – L'effetto Venturi pag.51

6.2 – Realizzazione del tubo di Venturi pag.53

6.3 – Simulazioni fluidodinamiche con il tubo di Venturi pag.54

Capitolo 7 – Soluzione con motore ausiliario e turbocompressore pag.59

7.1 – Generalità sui turbocompressori pag.60

7.2 – Realizzazione e montaggio del turbocompressore pag.64

7.3 – Simulazioni fluidodinamiche con il turbocompressore

7.3.1 – Simulazioni del compressore centrifugo pag.67

7.3.2 – Simulazioni del banco prova completo pag.71

Capitolo 8 – Conclusioni pag.74

Bibliografia pag.77

CAPITOLO 1- INTRODUZIONE ED OBIETTIVO DELLA TESI

1.1: Introduzione sui banchi prova

Analogamente a quanto avviene in campo automotive, anche in campo aeronautico assumono un ruolo fondamentale per la progettazione, la verifica e il controllo di un propulsore le cosiddette “prove al banco” o “rilevazioni di banco”.

Un banco prova è essenzialmente uno strumento di misura, progettato per il rilevamento delle caratteristiche meccaniche di un propulsore nei diversi regimi di funzionamento, come la velocità di rotazione, la potenza, la coppia motrice, i consumi, le temperature di esercizio e le emissioni allo scarico.

I componenti fondamentali di cui è composto un banco prova sono:

- Un basamento regolabile tramite appositi supporti (“base sismica”), su cui viene posizionato il motore.
- Un freno dinamometrico, che può essere di tipo meccanico, idraulico o elettrico a correnti parassite. Esso è costituito da una parte statorica ed una parte rotorica. Alla parte rotorica viene collegato l’albero del motore, mentre alla parte statorica è collegato il sistema di misurazione della coppia motrice.
- Un sistema elettronico di acquisizione ed elaborazione dei dati.



Fig.1.1: Struttura di un banco prova.

1.2: Banchi prova per motori aeronautici

Attualmente la maggior parte dei test al banco prova di motori di piccole/medie dimensioni per utilizzo aeronautico vengono effettuati in condizioni standard, cioè a temperatura e pressione ambiente.

Successivamente i dati ottenuti vengono elaborati in un calcolatore elettronico per effettuare delle simulazioni del comportamento con parametri ambientali differenti.

Altri banchi prova più costosi e complicati, invece, utilizzano una camera di contenimento a tenuta stagna ed una o più pompe che, aspirando aria dall'ambiente del test, realizzano una caduta di pressione che simula l'andamento decrescente della pressione che incontra il propulsore di un velivolo, dal momento del decollo al momento del raggiungimento della quota operativa.

1.3: Obiettivo del progetto di tesi

L'obiettivo della tesi consiste nello studiare e verificare la realizzazione di un banco prova che riesca ad attuare una caduta di pressione comparabile con quella che incontra un velivolo durante il suo impiego, cioè dalle condizioni di partenza in cui la pressione è pari a quella atmosferica, nel momento del decollo, fino alla condizione di bassa pressione che si riscontra alla quota di volo operativa.

Un altro aspetto fondamentale del progetto è quello di mantenere bassi i costi di realizzazione e di funzionamento del banco prova.

CAPITOLO 2 – STUDIO PRELIMINARE DEL PROGETTO

2.1: La pressione atmosferica

Come è noto, il valore della pressione atmosferica non è costante, ma varia in base ad una serie di parametri, principalmente in base alla temperatura, al tasso di umidità e all'altitudine.

Se consideriamo il caso specifico di un velivolo che compie un ciclo normale di utilizzo, esso decollerà da una quota prossima a quella del mare, raggiungerà una certa quota operativa ed infine riatterrerà riportandosi circa a livello del mare. Possiamo dunque pensare che il termine di maggiore influenza nell'espressione del valore della pressione sia, in questo caso, l'altitudine.

A causa della comprimibilità dell'aria sotto il proprio peso, la diminuzione della pressione atmosferica con la quota sul livello del mare non è lineare, come nel caso dei liquidi, ma, in prima approssimazione, cala in maniera esponenziale.

Tramite la raccolta di dati sperimentali sono stati formulati il seguente grafico e la relativa tabella che mostrano l'andamento della pressione atmosferica in funzione dell'altitudine:

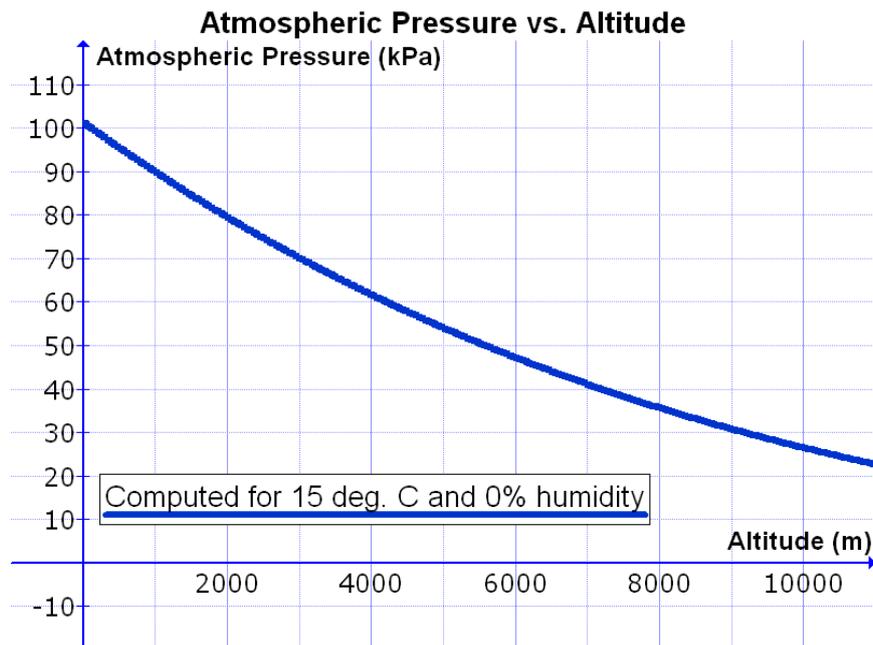


Fig.2.1: Grafico Pressione Atmosferica/Altitudine.

QUOTA (m)	Patm (mmHg)
0	760
1.000	674
2.000	596
3.000	526
4.000	462
5.000	405

Fig.2.2: Tabella Quota/Pressione Atmosferica.

Osservando questi dati e sapendo che la pressione normale (o standard), cioè quella misurata ad una latitudine di 45°, a livello del mare e ad una temperatura di 15 C°, è pari alla pressione generata da una colonna di mercurio alta 760 mm, si nota che a 1000 metri di quota la pressione atmosferica è circa l'89 % di quella standard, a 3000 metri circa il 66 %, a 5000 metri circa il 52 % e così via, seguendo questo andamento.

Procedendo oltre, ad altitudini normalmente raggiunte dagli aerei di linea, notiamo che a 10000 metri il valore della pressione atmosferica è solo il 26 % della pressione normale.

Da ciò deriva, ad esempio, la necessità di utilizzare cabine pressurizzate.

2.2: Il problema della realizzazione del calo di pressione

Come descritto precedentemente, la maggior parte delle prove al banco di piccoli propulsori vengono effettuate, per motivi di costi e di semplicità, in condizione approssimabile di pressione normale standard.

Nell'uso reale, però, il motore di un velivolo compie un ciclo di utilizzo che parte dalla pressione normale, raggiunge gradualmente una pressione minima operativa (corrispondente alla massima quota) per poi ritornare alla pressione iniziale (pari alla quota di decollo/atterraggio).

Il problema da risolvere per il nostro banco prova, dunque, consiste nel trovare un sistema per poter realizzare una caduta di pressione comparabile con la quota operativa del motore in esame, il tutto nel modo più economico possibile.

L'idea di base per la risoluzione del problema consiste nel realizzare un sistema composto dai seguenti elementi:

- Un box a tenuta stagna, contenente il motore collegato al banco prova, all'interno del quale si formerà l'ambiente di lavoro a pressione inferiore a quella atmosferica.
- Un eiettore, posizionato sul lato scarico del box, composto da un tratto rettilineo di miscelazione e da un tratto divergente.
- Una valvola strozzatrice, posizionata sul lato aspirazione del box, che ha il compito di regolare la pressione e la quantità di aria introdotta.

In sostanza, i gas di scarico uscenti dal motore ad alta velocità e temperatura, attraversando il tratto di miscelazione dell'eiettore, trascinano nel loro moto anche una certa quantità di aria fresca dalla sezione circostante, di modo che all'imbocco del tratto divergente si abbia una quantità di fluido in movimento maggiore dei soli gas di scarico. Questa miscela di aria fresca e gas di scarico, incontrando la sezione divergente, rallenta e genera una zona di bassa pressione.

Questa zona di bassa pressione ha un effetto attrattivo sull'aria nella zona di aspirazione del box, che per ora si trova ancora a pressione atmosferica, generando così un flusso di aria dalla zona di alta pressione (lato aspirazione) alla zona di bassa pressione (lato scarico). Questa portata di aria in uscita dal box genera una depressione all'interno del volume di lavoro.

Parzializzando l'apertura della valvola strozzatrice, che ora è attraversata da un flusso di aria, si riduce o si aumenta la quantità di aria di reintegro, permettendo di regolare la pressione nel mio ambiente di controllo.

Tramite i dati del motore in esame e un opportuno dimensionamento, poi, si potrà procedere, utilizzando un software di simulazione fluidodinamica, a quantificare tale abbassamento di pressione e, paragonandolo con la rispettiva quota di volo, si potrà stabilire l'efficacia o meno del sistema realizzato.

2.3: Ejector Exhaust Theory

Il sistema di scarico ad eiettore utilizzato nel lato scarico del box, non è una novità in campo aeronautico, dove da molti anni viene utilizzato su aeromobili ed elicotteri per aumentare il flusso di aria fresca che investe il radiatore, in modo da migliorare il raffreddamento del gruppo propulsivo.

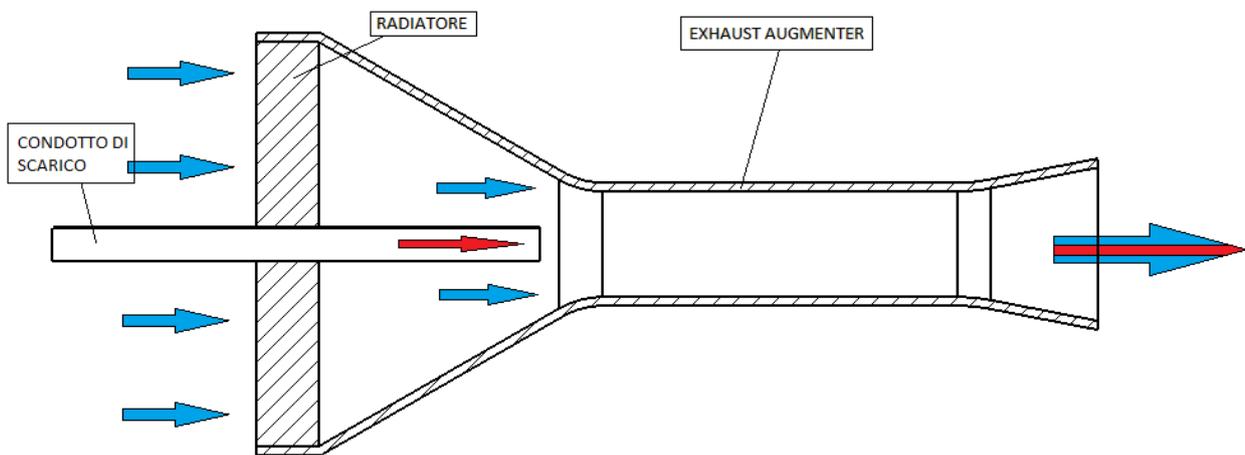


Fig.2.3: Accoppiata radiatore/scarico ad eiettore per applicazioni aeronautiche.

Nel caso specifico della mia applicazione, invece, l'“ejector exhaust” non viene utilizzato in accoppiata con un radiatore, ma il principio fisico del suo funzionamento rimane lo stesso: sfruttare l'energia cinetica dei gas di scarico ad alta velocità e temperatura per movimentare una elevata quantità di aria che, una volta spinta in un condotto divergente, realizza una zona a bassa pressione che induce verso di essa un flusso proveniente dalla zona a pressione più alta.

Per l'interpretazione di tale fenomeno, dunque, mi sono basato sullo studio di un articolo redatto dalla NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) del Maggio del 1944, riguardo l'investigazione sperimentale di un eiettore di scarico a sezione rettangolare applicabile al sistema di raffreddamento di un motore.

Prendiamo in considerazione di usare l'alta velocità dei gas di scarico generata dal motore a combustione interna per pompare l'aria di raffreddamento dalla parte posteriore del motore all'atmosfera con un eiettore a sezione quadrata.

L'effetto del flusso è di ridurre la pressione statica dietro al motore e sfruttarla per incrementare il salto di pressione disponibile per il raffreddamento.

Questa azione viene creata dal trasferimento di energia fra il getto ad alta velocità dei gas di scarico e l'aria a bassa velocità nella sezione di miscelazione.

L'aggiunta di un diffusore in uscita dalla sezione di miscelazione a sezione costante causa un ulteriore incremento di pressione in seguito alla conversione di velocità.

Il processo di scarico è intermittente poiché la portata, la velocità e anche l'energia dei gas esausti varia ciclicamente; di conseguenza il flusso di aria in ingresso e quello in uscita spinta dai gas di scarico, generati dalla combustione, è di natura pulsante.

A priori non è possibile trattare l'aria che entra nel condotto e la miscela che lascia l'eiettore semplicemente impostando una velocità media effettiva.

In prima approssimazione, però, considerando la natura complessa dell'aria pulsante, il flusso della miscela e la loro dipendenza dal rapporto massa-portata, le dimensioni dell'eiettore e le condizioni di funzionamento del motore, è lecito considerare il flusso come stazionario.

Dato che le pulsazioni del flusso d'aria risultano smorzate rispetto a quelle esistenti nel flusso dei gas di scarico, le approssimazioni appena assunte non sono da considerarsi gravi.

Viene, quindi, presa in considerazione l'uso di una velocità media effettiva per il suo studio (V_e).

Assumiamo inoltre una miscelazione completa e assenza di attrito con le pareti.

L'aumento di pressione che si ottiene con un eiettore è leggermente inferiore a quello predetto dalla teoria.

In un eiettore reale, inoltre, sia il grado di completezza della miscelazione, sia le perdite per attrito crescono con l'aumentare della lunghezza dell'eiettore.

L'aumento di pressione, quindi, è influenzato da questi fattori opposti fra loro, il che permette di ottenere una lunghezza ottimale.

Assumiamo che la distribuzione della velocità lungo la sezione di espulsione sia uniforme.

In realtà l'aria che entra nella sezione di miscelazione è accelerata dal contatto con il getto dei gas di scarico ad alta velocità in uscita dall'ugello, con la conseguenza che, lungo la sezione, nella zona che circonda l'eiettore il getto è più efficace nel condurre il flusso rispetto alla zona adiacente alle pareti.

L'area di flusso effettiva viene ulteriormente diminuita dalla resistenza al flusso nelle zone d'angolo della sezione di miscelazione rettangolare e anche delle pareti piane.

Quindi l'aumento di pressione osservato non sarà compatibile con quelli teorici a parità di sezione; sarà, invece, da paragonare con una sezione teorica ridotta che tenga conto di questi fattori.

L'espressione relativa all'aumento di pressione generato dall'eiettore secondo le ipotesi precedenti è:

$$\Delta p = \frac{M_e \bar{v}_e}{A_2} + \left(\frac{M_e}{A_2}\right)^2 \frac{1}{\rho_a} \frac{M_a}{M_e} \left[\alpha \frac{M_a}{2 M_e} + \left(\frac{M_e}{M_a} + 1\right) \left(\frac{M_a}{M_e} + \frac{R_e}{R_a}\right) \left(\frac{\frac{M_a}{M_e} + \frac{c_{pe} T_e}{c_{pa} T_a}}{\frac{M_a}{M_e} + \frac{c_{pe}}{c_{pa}}} \right) \left(\frac{\beta}{2} - 1 \right) \right]$$

Dove:

- M_e = massa di gas di scarico;
- M_a = massa d'aria;
- A_2 = area di uscita dalla sezione di miscelazione;
- ρ = densità;
- R = costante del gas;
- T = temperatura;
- c_p = calore specifico a pressione costante;
- α = fattore di riduzione della sezione di ingresso a causa dell'ugello;
- β = fattore che tiene conto del diffusore.

Questa equazione è considerata l'espressione generale per la determinazione dell'aumento di pressione generato da un eiettore con un diffusore in uscita.

Se viene considerato un eiettore dritto, l'equazione generale appena vista indica che l'aumento di pressione è funzione di diverse variabili.

Vale a dire: la zona di eiezione, la portata massica, la velocità media di uscita del getto di gas di scarico, il rapporto portata di aria/portata di gas di scarico (M_a/M_e), la densità dell'aria e il rapporto di temperatura fra l'aria e i gas di scarico.

Di queste solo quelle nella zona dell'eiettore non sono note, mentre le altre sono ricavabili e gestibili dalle condizioni di funzionamento del motore: la portata di gas di scarico è specificata dalla potenza del motore e la velocità del flusso di aria di raffreddamento è nota dalle caratteristiche del motore (valori rappresentativi di M_a/M_e sono fra 6 e 9).

La temperatura e la densità dell'aria sono determinate dalle condizioni di ingresso nell'eiettore (anche se eventuali notevoli variazioni di questi due parametri hanno effetti non apprezzabili sul risultato dell'equazione), la velocità del getto di scarico è determinata dalle condizioni di funzionamento del motore e dall'area dell'ugello dei gas di combustione.

Per le massime prestazioni sono indicate sezioni dell'ugello piccole; l'area minima dell'ugello è, tuttavia, limitata dalle considerazioni in merito alla caduta di regime del motore.

Per una data sezione di miscelazione, una diminuzione dell'aumento di pressione, dovuta all'azione eiettrice, aumenta la quantità di aria pompata nel condotto.

Un aumento della sezione aumenta il campo di funzionamento della portata in massa; inoltre, man mano che aumenta la lunghezza dell'eiettore si ha, chiaramente, una sovrapposizione delle curve sperimentali con quelle teoriche.

Le prestazioni di un eiettore con un diffusore finale sono superiori a quelle di uno stesso sistema privo di diffusore; con un aumento di pressione che va da mezzo pollice a 3 pollici e mezzo di acqua (da 124,5 Pa a 871,8 Pa) a parità di geometria e di parametri di funzionamento.

Oltre a questo importante vantaggio e alle migliori prestazioni di pompaggio ottenute grazie al diffusore, si vede che questo alza il campo di funzionamento del rapporto M_a/M_e a valori più elevati.

Vengono quindi riportati dei grafici (figura 2.4) dove viene visualizzato l'aumento di pressione in funzione del rapporto M_a/M_e per un eiettore con diffusore.

I grafici presentano in ascissa il rapporto M_a/M_e e in ordinata l'aumento di pressione dovuto all'eiettore in pollici (inches) di acqua (dove 1 pollice equivale a 249,09 Pa).

Viene, inoltre, riportato il rapporto fra la sezione di ingresso e quella di uscita del diffusore.

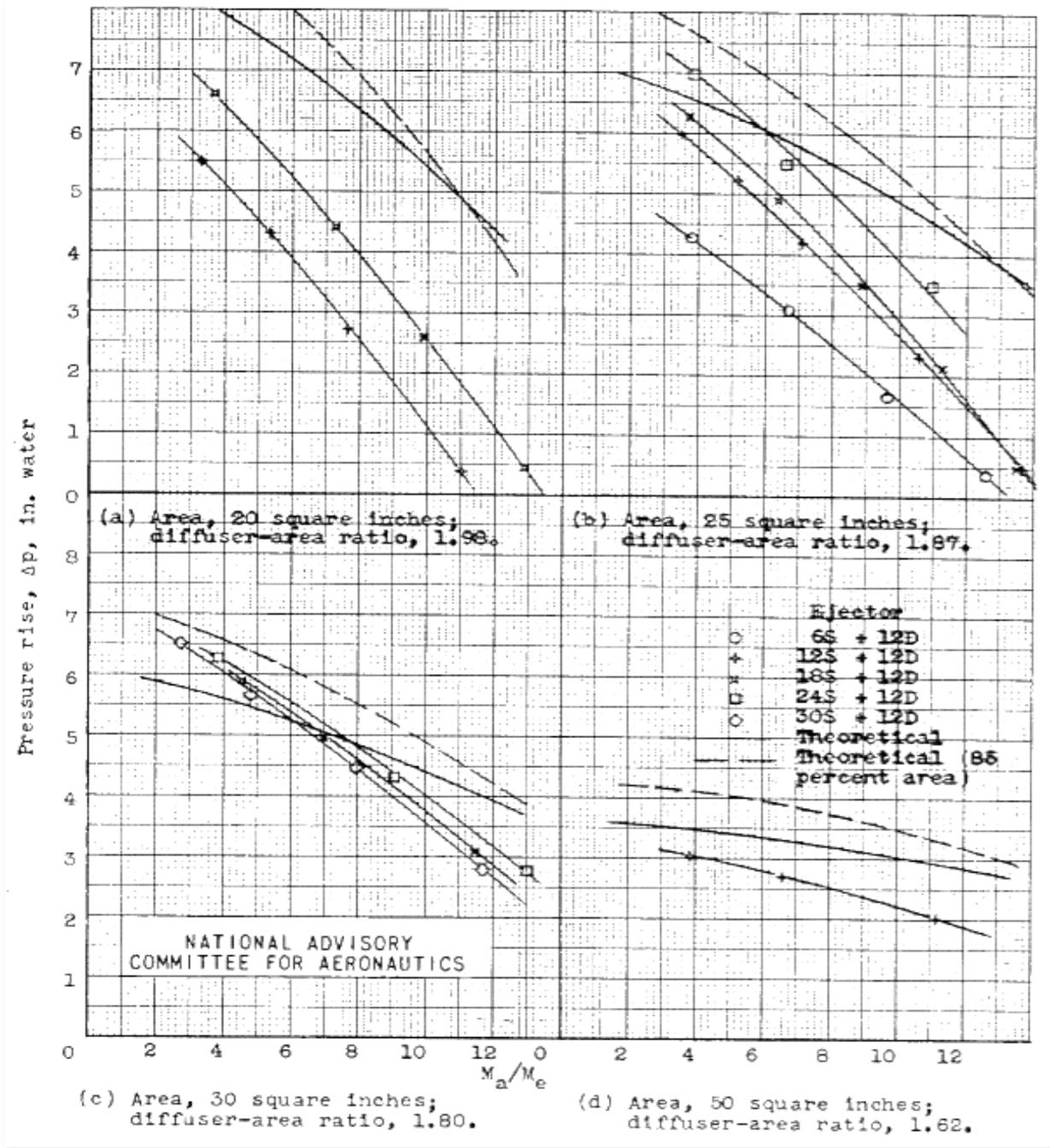


Fig. 2.4: Variazione del salto di pressione in funzione di alcuni parametri.

Nei grafici sono presenti più casi in base alle dimensioni del condotto che a sua volta dipendono dalle dimensioni del sistema in cui è montato.

Viene, inoltre, riportata la differenza fra i risultati analitici e quelli sperimentali in base alle dimensioni delle varie parti.

Dai risultati sperimentali risulta che l'appiattimento dell'ugello di scarico fornisce prestazioni migliori sotto il profilo dell'azione di eiezione, ma che, appiattendolo eccessivamente, questi risultati peggiorano.

Il miglioramento delle prestazioni con l'ugello di scarico appiattito è dovuto alla miglior miscelazione a causa della maggiore superficie del getto di gas di scarico; mentre la ragione per cui appiattendolo eccessivamente queste peggiorano non sono evidenti e intuitivi; ma c'è, comunque, la possibilità che migliorino con l'aumentare della pressione e della temperatura durante l'esercizio.

E' chiaro però che, siccome la sezione è più ampia, si riduce la quantità di moto del getto e quindi le prestazioni dell'eiettore.

Anche se sono state prese precauzioni sotto forma di bande di rinforzo per evitare l'allargamento in seguito all'alta pressione e temperatura, si ha comunque un leggero rigonfiamento che aumenta la sezione dell'ugello e riduce quella di passaggio dell'aria; la forma schiacciata non aiuta questo problema che, anzi, viene amplificato.

Si ritiene che, in generale, l'incremento della superficie del getto primario migliorerà le prestazioni negli eiettori, a condizione che la quantità di moto del getto non venga ridotta.

Per quel che riguarda il posizionamento dell'ugello chiaramente questo viene posto centralmente rispetto alla sezione, mentre si è notato che lo spostamento di 1 inch (25,4 mm) a monte rispetto all'inizio del condotto di miscelazione risulta indifferente rispetto al suo posizionamento in linea.

Per questo si è optato per un posizionamento dell'ugello in linea con la sezione di ingresso dell'eiettore nel progetto.

Le prestazioni degli eiettori in quota è degno di interesse poiché variano le condizioni di esercizio e poiché queste condizionano il progetto.

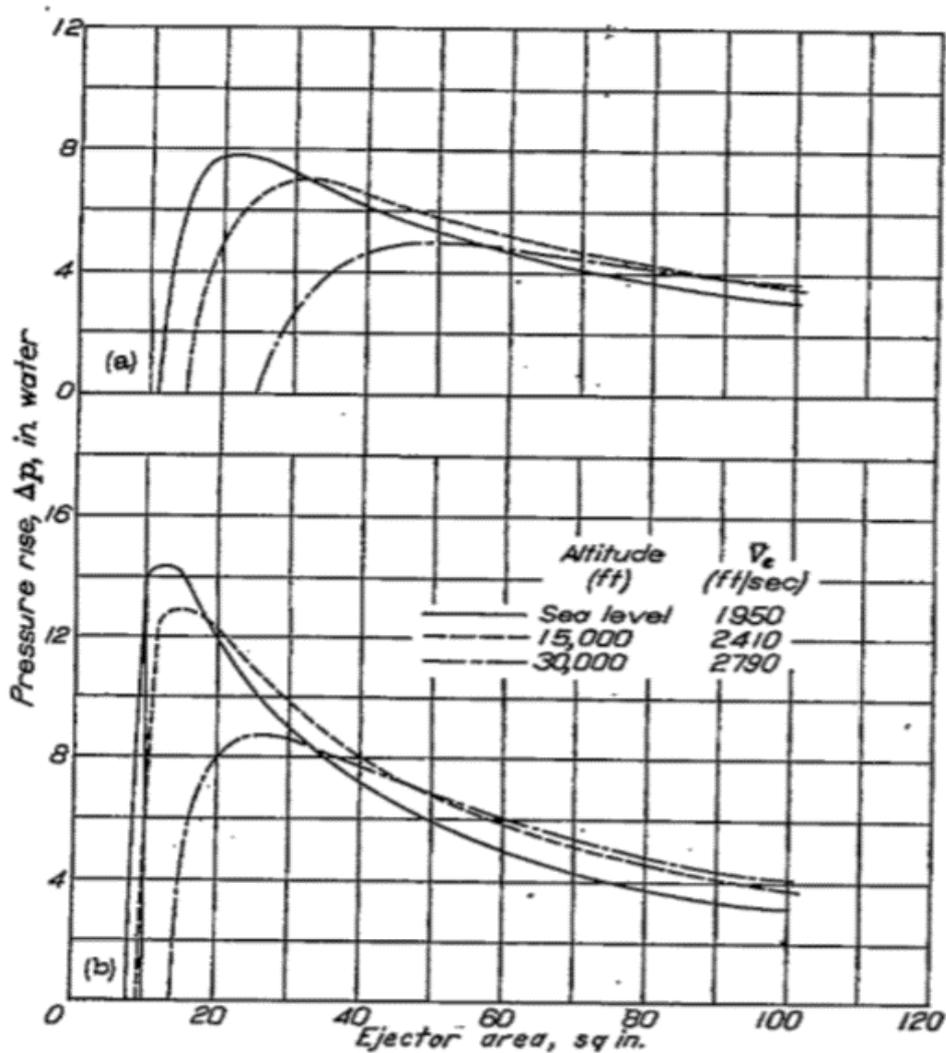


Fig.2.5: Variazione del salto di pressione con la sezione di miscelazione.

I grafici in figura 2.5 sono riferiti ad un eiettore sprovvisto di diffusore (a) e ad uno provvisto di diffusore (b): si può osservare la variazione dell'aumento di pressione al variare della sezione di miscelazione.

E' inoltre possibile vedere come questi andamenti cambino al variare dell'altitudine per 0 feet, 15000 feet (4572 m) e 30000 feet (9144 m).

Il picco dell'incremento di pressione, al variare della sezione dell'eiettore, diminuisce con l'aumento della quota, che si ha per aree ridotte; mentre, con l'aumento dell'area, l'incremento di pressione tende ad aumentare con la quota.

Inoltre, è evidente come, per eiettori con l'uscita fornita di diffusore, l'effetto di variazione dell'aumento di pressione a causa dell'altitudine è più marcato sia per quanto riguarda lo sfavorire le piccole sezioni, sia nel favorire quelle grandi.

Ricapitolando:

- L'aumento dell'incremento di pressione è inversamente proporzionale alla quantità di aria pompata;
- Le prestazioni dell'eiettore aumentano, anche se in quantità minore, con l'aumento della sua lunghezza, un valore ottimale è di 6–7 volte il diametro;
- Il valore della portata massica aumenta col crescere della sezione dell'eiettore;
- Un diffusore in uscita incrementa le prestazioni dell'eiettore rispetto ad uno privo di questo componente con le medesime dimensioni e parametri di funzionamento;
- L'utilizzo di un ugello appiattito (ellittico) fornisce prestazioni migliori rispetto all'uso di altri tipi di forma (circolare), purché non si accentui troppo lo schiacciamento.

CAPITOLO 3 - MOTORE WANKEL R902

3.1: Introduzione sul propulsore di riferimento

Il propulsore di riferimento del mio studio, su cui si basa l'intera progettazione e il dimensionamento del banco prova, è l'R902, un motore Wankel realizzato dalla Elbit System, una compagnia israeliana nel campo della difesa militare, per equipaggiare l'Elbit Hermes 450, un drone di medie dimensioni progettato per missioni tattiche a lungo raggio.



Fig.3.1: Il drone Hermes 450 durante un test sperimentale.

Le caratteristiche tecniche dell'R902 che lo rendono particolarmente adatto ad applicazione su droni di questo genere sono:

- L'eccellente rapporto peso/ potenza, dato che pesa approssimativamente 40 Kg e può erogare fino a 70 bhp a 7500 rpm.
- I consumi piuttosto contenuti, che consentono all'Hermes 450 più di 20 ore di autonomia.
- L'affidabilità e la semplicità.

3.2: Cenni sul motori Wankel

3.2.1: Storia

Il motore rotativo Wankel è il risultato di un importante studio condotto dal 1945 al 1954 dall'ingegnere tedesco Felix Wankel su diverse soluzioni per un motore rotativo. La prima ricerca sperimentale condotta a livello industriale a partire dagli studi di Wankel è stata effettuata dalla società tedesca NSU, nel 1957.

La prima autovettura dotata di un motore di questo tipo fu, nel 1963, la N.S.U. Spider; nonostante il monorotore avesse una cilindrata di soli 498 cm³ sviluppava una potenza di 50 CV, piuttosto elevata per l'epoca, e portava l'auto ad oltre 150 km/h a fronte di un consumo decisamente parco per l'epoca.

I principali problemi di questi motori riguardavano la durata delle guarnizioni di tenuta del rotore che lavorano in condizioni di pressione e temperatura elevata e la loro scarsa lubrificazione. Grazie allo sviluppo della tecnologia dei materiali, la durata di vita di questi propulsori fu notevolmente aumentata, consentendo una produzione su larga scala.



Fig.3.2: Esempio di un motore Wankel bi-rotore di derivazione Mazda.

3.2.2: Geometria del motore

Il profilo della camera statorica è simmetrico rispetto ai due assi ortogonali baricentrici e prende il nome di epitrocoideale.

Quello del rotore invece è su base triangolare equilatera, con lati leggermente convessi e prende il nome di triangolo di Reuleaux.

Il contatto tra statore e rotore avviene ai tre vertici dell'organo in movimento, che strisciano sulle pareti dello statore; su queste sono praticate le luci per l'aspirazione della miscela aria-carburante e per lo scarico dei gas combusti, oltre che all'alloggio per una o più candele di accensione della miscela.

Le basi dello statore sono costituite da due pareti piane, che presentano centralmente un foro per il passaggio dell'albero motore.

La definizione della forma del profilo dello statore derivava da uno studio condotto per via empirica; solo successivamente, il prof. Othmar Baier del Politecnico di Stoccarda, dimostrò che la forma era quella di un'epitrocoide, cioè una curva

generata dal rotolamento di una circonferenza generatrice su di un'altra circonferenza fissa.

Quando il punto che descrive la curva non giace sulla circonferenza, ma all'interno o all'esterno di essa, la curva diventa una trocoide, e rispettivamente viene chiamata ipotrocoide o epitrocoide.

Un requisito importante delle trocoidi, affinché siano linee chiuse, è che il rapporto tra i diametri della circonferenza fissa e di quella mobile sia un numero intero: tale numero rappresenta pure il numero di archi costituenti la trocoide.

Nel motore Wankel il rapporto tra i diametri delle circonferenza è 2:1. Se si vuole evitare che la trocoide presenti punti doppi, è necessario che il punto prescelto per tracciare il profilo si trovi all'interno della circonferenza generatrice (mobile).

La scelta di tale punto e della sua distanza dal centro della circonferenza mobile (eccentricità) è del tutto arbitraria, così il numero di profili trocoidali utilizzabili per un motore a pistone rotante è teoricamente illimitato.

Delle varie soluzioni teoriche possibili però, la soluzione constatore epitrocoideale a due lobi e rotore tri-lobato rappresenta quella più adottata e quella che Wankel utilizzò per il suo motore.

Il profilo del rotore invece è quello del triangolo di Reuleaux; in seno a ciascuno dei tre lati del rotore, nel senso della profondità, è ricavata una nicchia che aumenta la cilindrata del rotore e soprattutto permette di migliorare la forma e le prestazioni fluidodinamiche della camera di combustione, altrimenti penalizzate dalla strozzatura di giunzione dei due lobi epitrocoideali.

Il dimensionamento dello spessore della cassa statorica (misurato come distanza assiale tra le due facce laterali) non è soggetto teoricamente a nessuna limitazione: se lo spessore è eccessivo, tuttavia, la combustione risulterà lenta ed incompleta, mentre se è troppo piccolo la cilindrata risulta troppo piccola per un buon funzionamento del

motore. Tradizionalmente il valore dello spessore è scelto pari a circa la metà del raggio della circonferenza circoscritta al rotore.

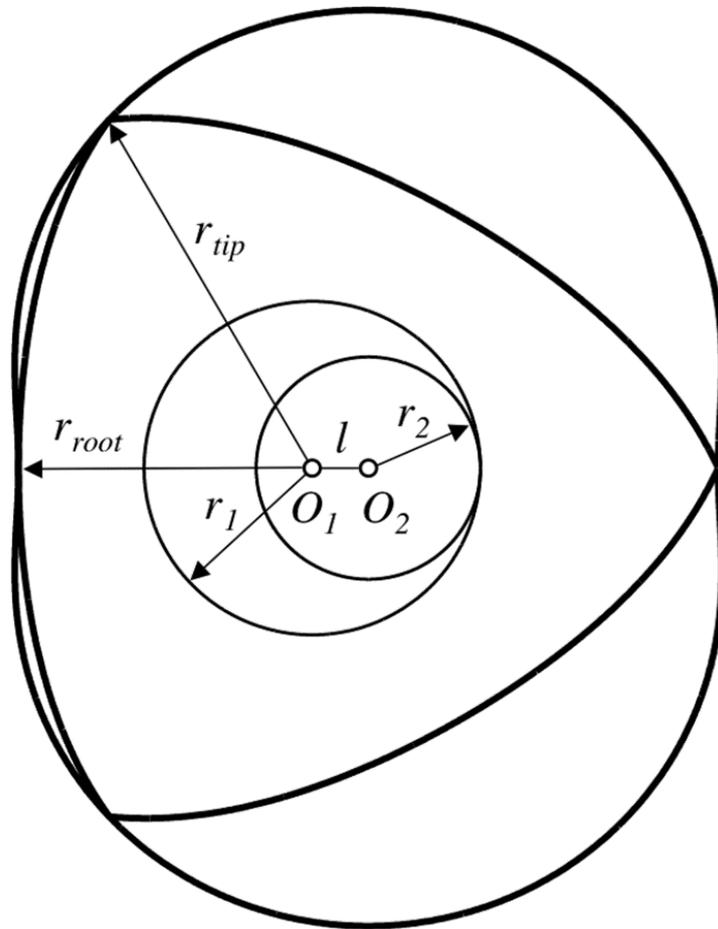


Fig.3.3: Geometria del rotore e della camera statorica.

3.2.3: Principio di funzionamento

Il principio di funzionamento del Wankel consiste in un pistone a tre lobi (rotore) che ruota eccentricamente intorno all'albero motore, generando con il suo movimento camere di lavoro, all'interno delle quali si compiono ciclicamente le quattro classiche fasi di un ciclo Otto (aspirazione - compressione - combustione – scarico).

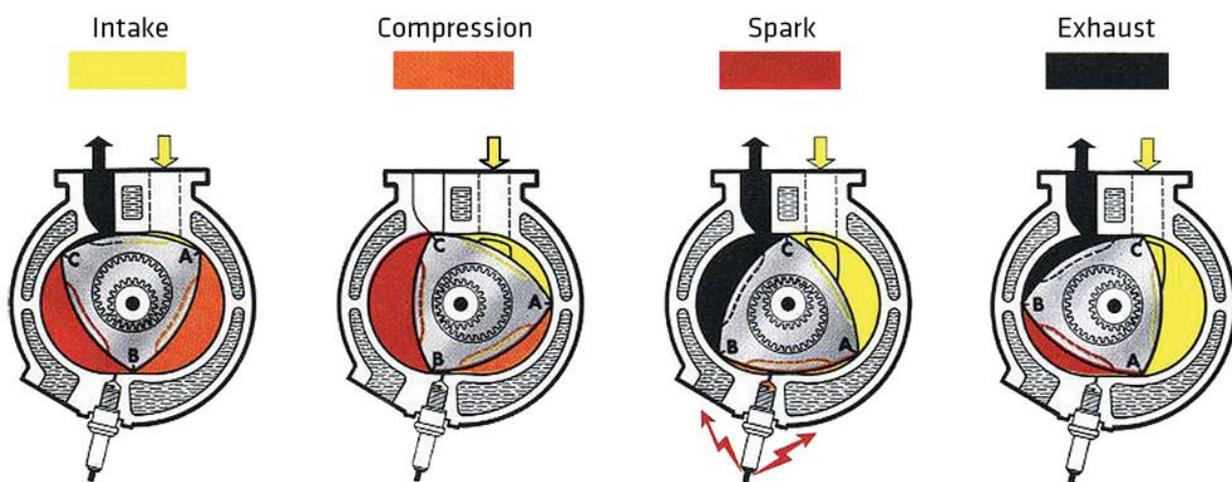


Fig.3.4: Schema di funzionamento di un motore Wankel.

Girando all'interno della carcassa con un particolare movimento orbitante, il rotore forma tre camere, il cui volume varia ciclicamente: nelle 3 camere si compiono contemporaneamente 3 cicli Otto a quattro tempi, sfasati tra loro di 120° .

Avendo il rotore tre lati uguali, il processo avviene in modo sequenziale 3 volte a ogni giro del rotore stesso (corrispondente a 3 giri dell'albero motore), con un notevole vantaggio ai fini della potenza erogata e della regolarità di funzionamento.

Al centro del rotore è calettata una ruota dentata a denti interni (corona rotorica) che ingrana con una ruota a denti esterni solidale alla piastra di chiusura dello statore (pignone statorico) e coassiale con i perni di banco dell'albero motore; la corona rotorica rotola sul pignone senza strisciare su di essa.

Il rotore presenta un foro centrale dotato di una grossa bronzina anulare nel quale ruota un eccentrico cilindrico calettato sull'albero motore.

La fase di aspirazione della miscela aria-benzina inizia quando il volume della camera in cui sbocca il condotto di aspirazione incomincia ad aumentare, creando così una depressione che richiama la miscela all'interno della camera statorica. Proseguendo nel suo movimento, il rotore provoca una riduzione dello spazio compreso tra la sua parete e quella dello statore, cosicché la miscela aspirata viene compressa.

Quando la compressione ha raggiunto il valore ottimale, scocca la scintilla attraverso gli elettrodi della candela; ha così inizio la fase di combustione e, quindi, l'espansione dei gas; il conseguente aumento di pressione fa sì che delle forze agiscano sul rotore costringendolo a proseguire nel suo moto rotatorio.

Terminata la fase di espansione si ha un'altra riduzione di volume durante la quale i gas combusti vengono spinti fuori del motore attraverso il condotto di scarico. Le pressioni che vengono esercitate sul rotore dai gas in espansione sono trasmesse tramite l'eccentrico sull'albero motore, che, quindi, viene trascinato in rotazione.

Al pignone statorico è demandato il compito di costringere il rotore a seguire un'orbita eccentrica, tale da garantire il contatto costante degli elementi di tenuta contro le pareti interne dello statore.

Dall'albero motore il moto passa direttamente al gruppo frizione e quindi al cambio, da dove viene trasmesso alle ruote motrici.

3.2.4: I vantaggi

Il motore Wankel, grazie alla sua particolare struttura, presenta numerosi vantaggi rispetto ai vari tipi di motore alternativo a combustione interna:

- Un minor numero di parti in movimento, dato che sono del tutto assenti bielle, valvole, molle o bilancieri di alcun genere;
- Una minore rumorosità e minori vibrazioni, per il basso numero di componenti e la regolarità del funzionamento;
- Un'elevata leggerezza dovuta alle dimensioni ridotte ed elevato rapporto potenza/peso;
- Una minore emissione inquinante di ossidi di azoto, dovute alla minore temperatura media dei gas;
- Una maggiore potenza, a parità di cilindrata, rispetto ad un motore a pistoni alternativo;
- Una facilità nel raggiungere regimi di rotazione molto elevati, con ovvi vantaggi in termini di potenza, senza rischio di rotture o malfunzionamenti data la totale assenza di valvole e molle.
- Una semplicità progettuale e manutentiva.

Il motore rotativo ha una buona semplicità di progettazione derivante dal suo dettaglio più importante: la presenza di solo due parti in movimento, il rotore e l'albero motore.

È inoltre notevole l'assenza di masse in moto alterno (che sui motori alternativi sono bielle, pistoni e spinotti) e quindi l'assenza di forze di inerzia del secondo ordine che risultano altrimenti difficili da bilanciare.

Queste, infatti, possono essere bilanciate da opportune masse, poste in rotazione ad una velocità doppia rispetto a quella dell'albero motore. L'assenza di queste forze di inerzia nonché di una massa volante (sostituita dal rotore stesso) consente a questo tipo di motore di avere forti accelerazioni e valori di potenza specifica più elevati rispetto ai motori alternativi grazie alla possibilità di raggiungere regimi di rotazione maggiori.

Il Wankel è molto più leggero e compatto dei normali propulsori a pistoni perché possiede solo due parti mobili; ha poi cicli di aspirazione e di scarico più vantaggiosi, dal momento che i fluidi hanno più tempo per entrare e uscire dalla camera di combustione e quindi ha minori perdite di carico.

Anche questa tipologia di motore può essere dotato di sistemi di sovralimentazione mediante turbina o compressore volumetrico.

Il miglior sfruttamento della combustione durante l'espansione fornisce, a parità di cilindrata, una maggior potenza rispetto a un motore alternativo, perché durante l'espansione l'albero ruota di 270° anziché di 180° .

3.2.5: Gli svantaggi

I principali svantaggi del motore Wankel sono:

- La scarsa durata degli elementi di tenuta del rotore, con conseguenti problemi dovuti a possibili trafileamenti in camera di combustione;
- La coppia contenuta ai bassi regimi di rotazione;
- Il consumo di carburante, in generale maggiore rispetto al motore alternativo;
- Il problematica lubrificazione dei segmenti apicali, a causa della particolare geometria del rotore e della camera statorica;
- Il tasso di idrocarburi incombusti molto elevato;
- Lo smaltimento del calore in eccesso è più difficile da raggiungere e richiede un impianto di raffreddamento a liquido molto efficace.
- Le forme del rotore, della camera e delle fasce di tenuta sono complesse, di difficile lavorazione, e, conseguentemente, hanno costi decisamente elevati.

I problemi di carattere costruttivo riguardano in particolare il rotore, sottoposto a brusche escursioni termiche di circa 900 °C e che deve essere quindi costruito in leghe estremamente resistenti (acciaio e alluminio) e costose.

Inoltre, data la conformazione spigolosa del rotore, questo è sottoposto a strisciamento e micro-urti continui contro la parete dello statore che vede presto

deteriorarsi la pista di strisciamento riducendo così la tenuta idraulica delle guarnizioni, e conseguente riduzione del rendimento.

Dal punto di vista tecnologico, la costruzione degli organi principali, quali il rotore e lo statore, è complicata: lo statore soprattutto presenta serie difficoltà a causa della lavorazione superficiale della pista di scorrimento, che richiede l'uso di macchine di precisione. Inoltre per garantire una buona resistenza all'usura delle superfici di strisciamento vanno eseguiti processi di indurimento superficiale (tempra) e levigatura molto accurati.

3.3: Estrapolazione dati per il dimensionamento

Riassumendo, le caratteristiche specifiche del motore R902 in esame sono:

- Peso attorno ai 40 Kg.
- Architettura a mono-rotore, con una cilindrata pari a 345 cc, raffreddato a liquido e dotato di iniezione elettronica.
- Potenza massima pari a 65 Hp a 7550 rpm.
- Portata di scarico pari a 62 g/s.
- Velocità massima dei gas di scarico alla temperatura massima di esercizio pari a 510 m/s.
- Temperatura massima dei gas di scarico di 1050 °C.
- Dotato di un sistema di sovralimentazione con turbocompressore per garantire buone prestazioni anche a quote elevate, contrastando la rarefazione dell'aria.

A completamento di tali informazioni, analizzando i file CAD in mio possesso tramite il software SolidWorks2013, è stato possibile misurare gli ingombri e le misure caratteristiche del motore R902, fondamentali per procedere con la progettazione del banco prova.

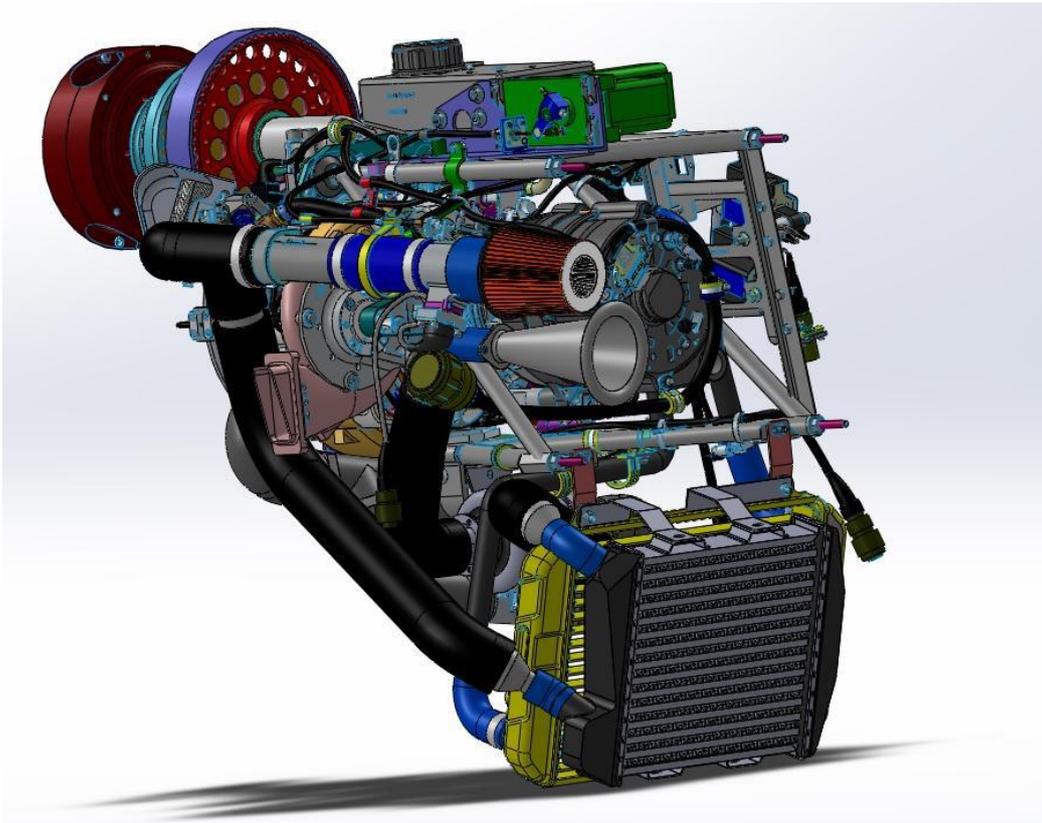


Fig. 3.5: Vista anteriore dell'R902.

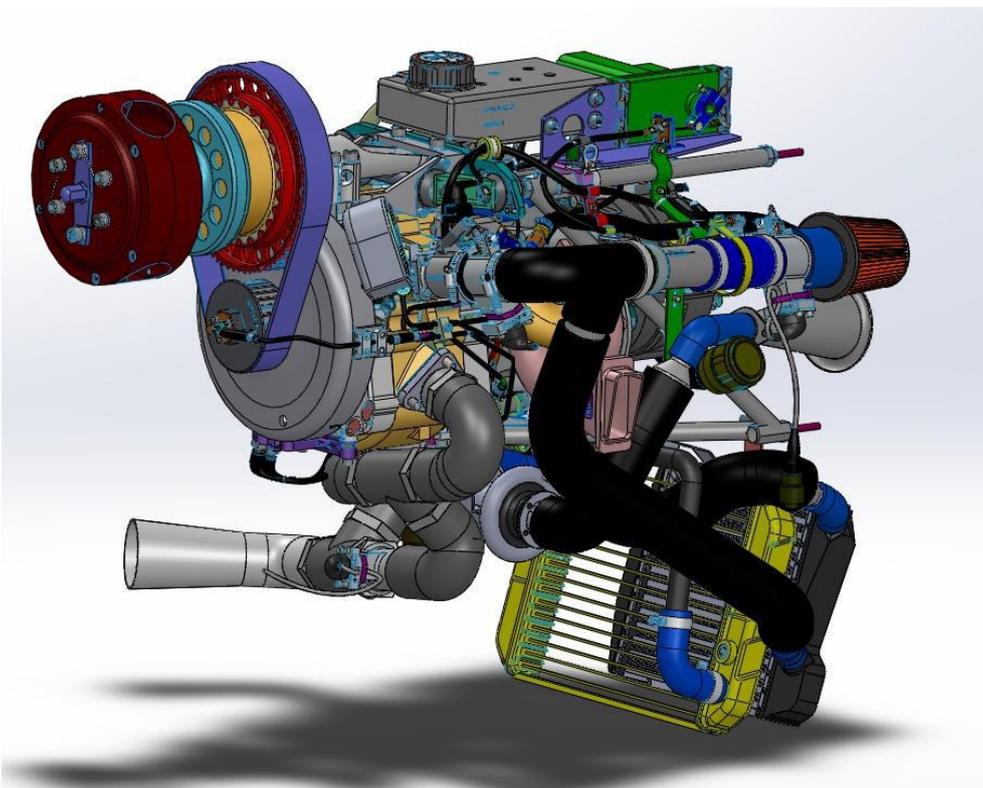


Fig.3.6: Vista posteriore dell'R902.

In particolare è stato misurato:

- L'ingombro massimo in lunghezza, pari a 749 mm.
- L'ingombro massimo in larghezza, pari a 397 mm.
- L'ingombro massimo in altezza, pari a 400 mm.
- Il diametro della sezione finale dello scarico, pari a 60 mm.

Basandomi su questi dati e queste misurazioni è stato possibile procedere con il dimensionamento dei vari componenti del banco prova.

CAPITOLO 4 - DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI

Utilizzando i dati caratteristici del motore R902 e le dimensioni misurate tramite l'analisi del file CAD, è stato possibile procedere con il dimensionamento dei vari componenti che realizzeranno il banco prova.

I modelli seguenti sono stati realizzati tramite l'utilizzo del software di disegno e simulazione Solidworks 2013.

4.1: Dimensionamento del motore

Partendo dagli ingombri massimi misurati e dal diametro finale dello scarico, si è deciso di approssimare la forma complessa e articolata del motore con un parallelepipedo dotato di un tubo che riproduce il tratto finale dell'impianto di scarico, in modo di rendere fattibile la simulazione di flusso, di per sé già complessa e dispendiosa in termini di potenza di calcolo, che si andrà ad effettuare in seguito.

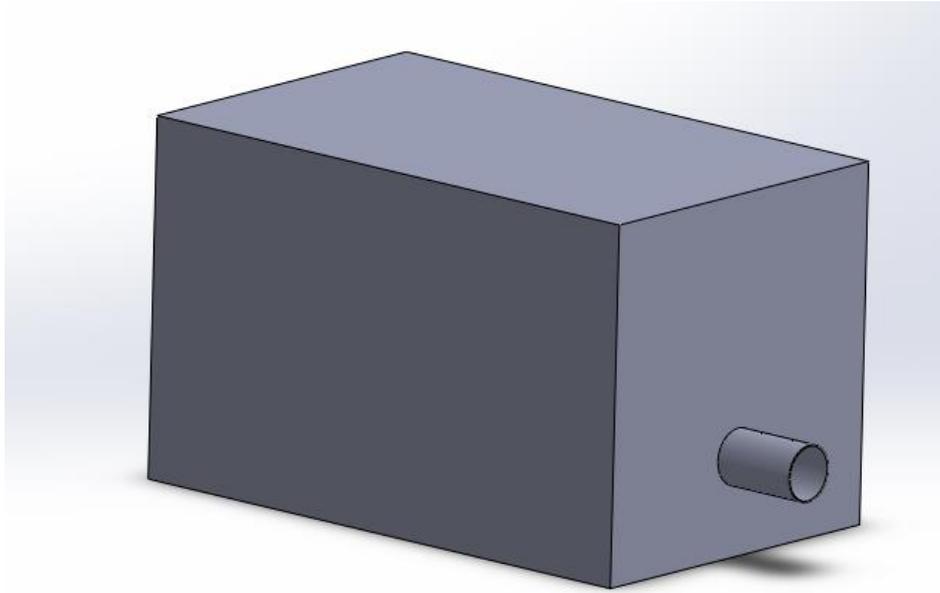


Fig.4.1: Riproduzione approssimata del motore.



Fig.4.2: Sezione del motore, dove si evidenzia il tubo di scarico.

Come si nota dalla planimetria seguente, gli ingombri totali e la dimensione della sezione di scarico rispettano i valori reali dell'R902.

4.2: Dimensionamento del box

Il box, che ha lo scopo di contenere il motore e di definire l'ambiente di lavoro, è stato realizzato dimensionandolo in modo che sia il più compatto possibile attorno al motore, sia per una questione di ingombri e di costi, sia soprattutto per creare un ambiente a bassa pressione che sia ben definito e uniforme: se il box fosse troppo grande, infatti, la zona da depressurizzare sarebbe più estesa e occorrerebbe un tempo maggiore o portate più elevate per abbassarne la pressione.

Si è deciso, dunque, di lasciare 5 cm di distanza tra il motore e le pareti del box, come buon compromesso tra compattezza ed esigenze di montaggio.

Sono stati praticati, inoltre, due fori per gli alloggiamenti rispettivamente della valvola sul lato aspirazione e dell'eiettore sul lato scarico.

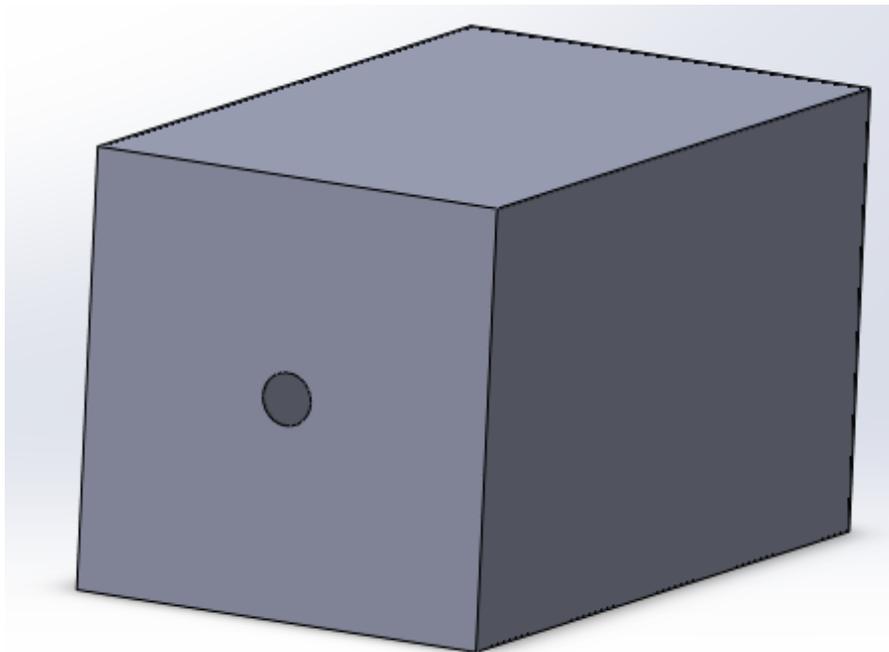


Fig.4.3: Vista anteriore del box, con l'alloggiamento per la valvola strozzatrice.

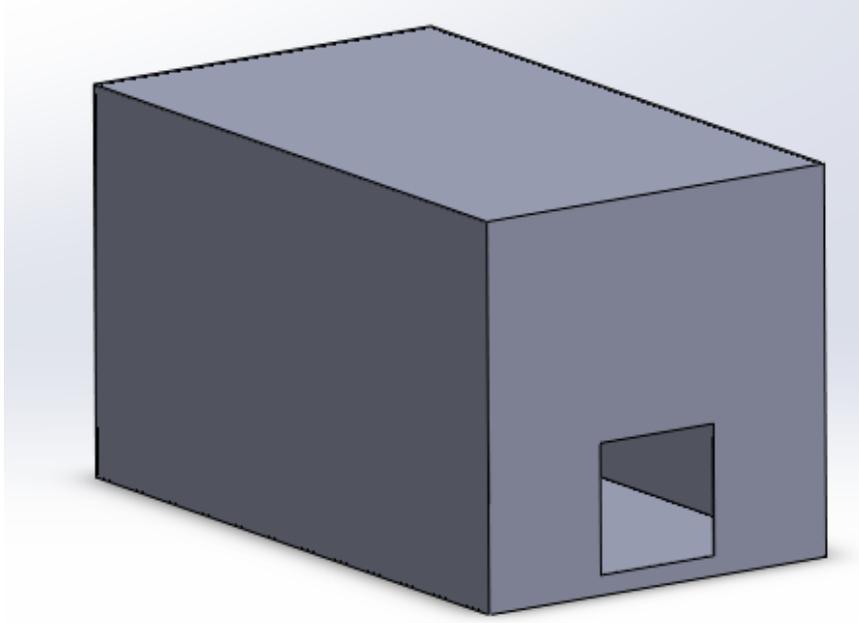


Fig.4.4: Vista posteriore del box, con il foro per l'alloggiamento dell'eiettore.

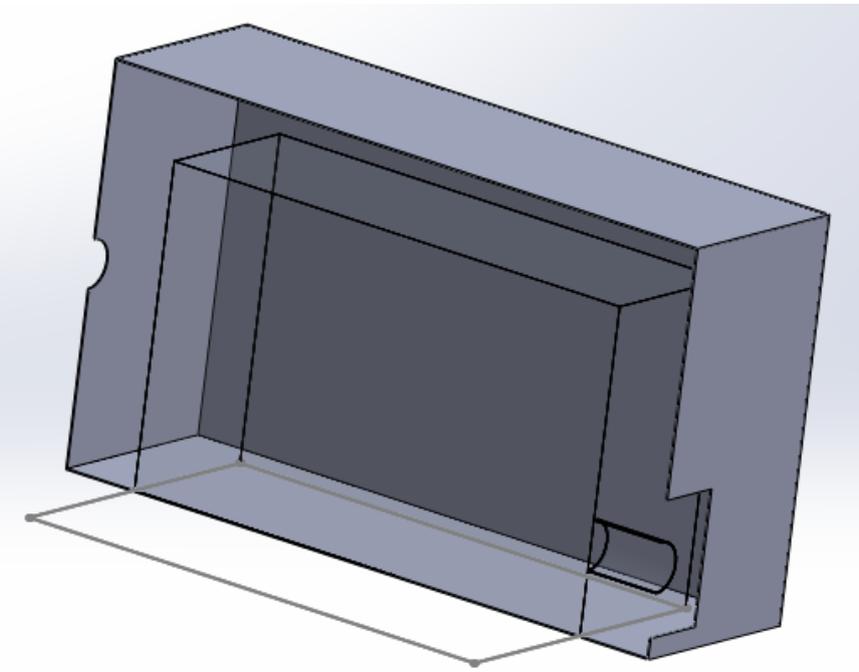


Fig.4.5: Sezione del box in cui si intravede l'alloggiamento del motore.

4.3: Dimensionamento della valvola strozzatrice

Per simulare l'effetto di una valvola strozzatrice, si è deciso di applicare sul foro di aspirazione un condotto di raggio 4 cm e di simulare i vari step di chiusura della valvola, semplicemente rimpicciolendo progressivamente la sezione interna al foro stesso.

Di seguito l'esempio della valvola con un foro di passaggio di raggio 30 mm e di raggio 15 mm.

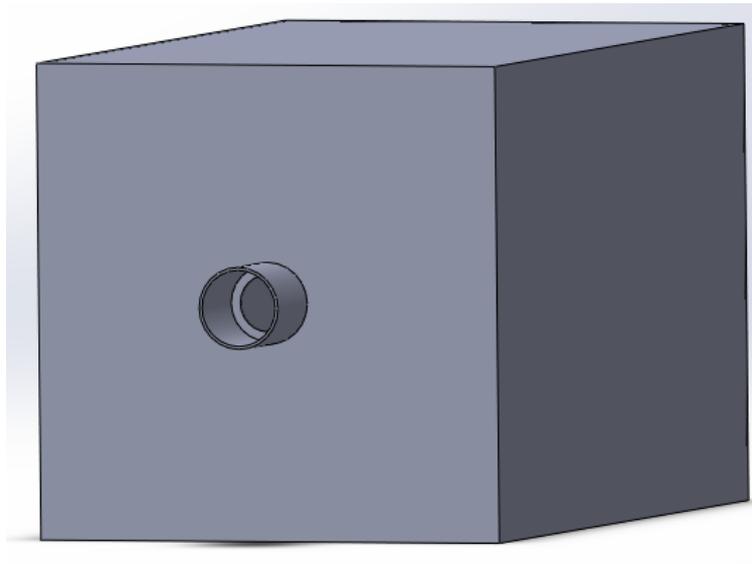


Fig.4.6: Valvola con raggio di apertura 30 mm.

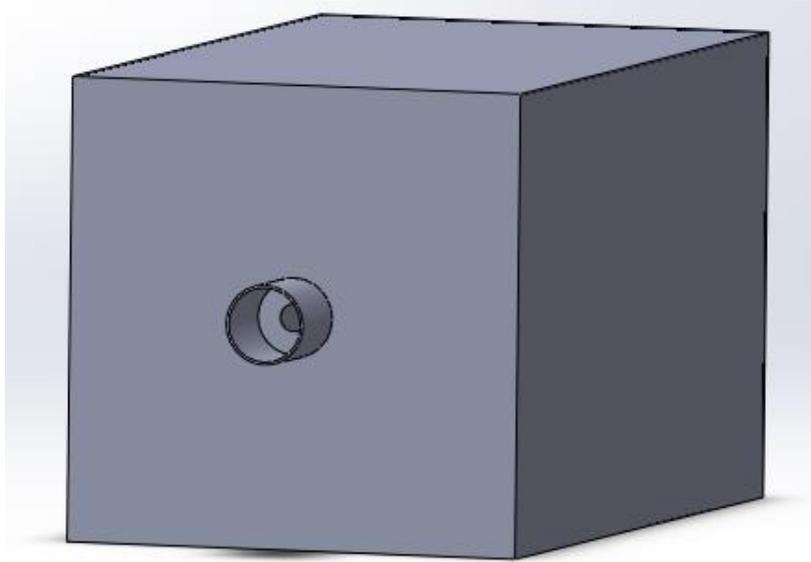


Fig.4.7: Valvola con raggio di apertura di 15 mm.

La valvola è stata realizzata in questo modo come approssimazione per effettuare le simulazioni fluidodinamiche.

Mano a mano che il foro di passaggio interno diminuisce le sue dimensioni, le perdite concentrate in quel punto aumenteranno proporzionalmente, il che approssima bene il fenomeno che si riscontra nella realtà quando si chiude l'apertura di una valvola strozzatrice.

Regolando l'apertura della valvola è possibile determinare la quantità di aria fresca introdotta nel volume di lavoro e, conseguentemente, è possibile regolare la pressione: aprendo completamente la valvola entrerà un portata elevata di aria, che farà innalzare la pressione fino a valori standard prossimi a quelli atmosferici, mentre chiudendo la valvola la pressione calerà compatibilmente con la portata di fuga al lato opposto del box motore.

Un aspetto importante da tenere in considerazione è che, per il suo corretto funzionamento, il motore al banco necessita di un valore minimo di portata di aria di aspirazione, per questo esisterà un valore minimo di apertura della valvola sotto cui non sarà possibile spingersi per non compromettere il corretto funzionamento del propulsore.

La relazione tra le dimensioni del foro di passaggio nel caso della valvola approssimata e il grado di apertura della valvola reale potrà essere facilmente verificato con una prova sperimentale.



Fig.4.8: Esempio di una valvola a regolazione manuale.

4.4: Dimensionamento dell'eiettore

Il dimensionamento dell'eiettore è stato realizzato inizialmente partendo da uno studio sperimentale condotto dalla NACA nel 1950:

Tale studio fu condotto per guidare la progettazione di un eiettore a sezione rettangolare utilizzato per il raffreddamento di un motore aeronautico.

L'esperimento fu realizzato utilizzando un propulsore 4 tempi ad architettura "stellare" 1820-G alimentato a benzina, modificato in modo da funzionare come monocilindrico, con velocità dei gas di scarico pari a 1625 piedi/secondo (490m/s) ad una temperatura di 1500 °F (circa 815 °C).



Fig.4.9: Propulsore Wright R-1820-G del 1945.

Lo scarico ad eiettore della NACA è composto essenzialmente di tre elementi:

- Un primo tratto convergente, la cui presenza non è significativa nel funzionamento dell'eiettore ma aiuta a indirizzare e a centrare il flusso dei gas di scarico.
- Un secondo tratto, detto di "miscelazione", dove i gas di scarico del motore si miscelano e trascinano nel loro moto la portata di aria circostante.
- Un terzo tratto divergente, dove il flusso di aria decelera creando una zona a bassa pressione.

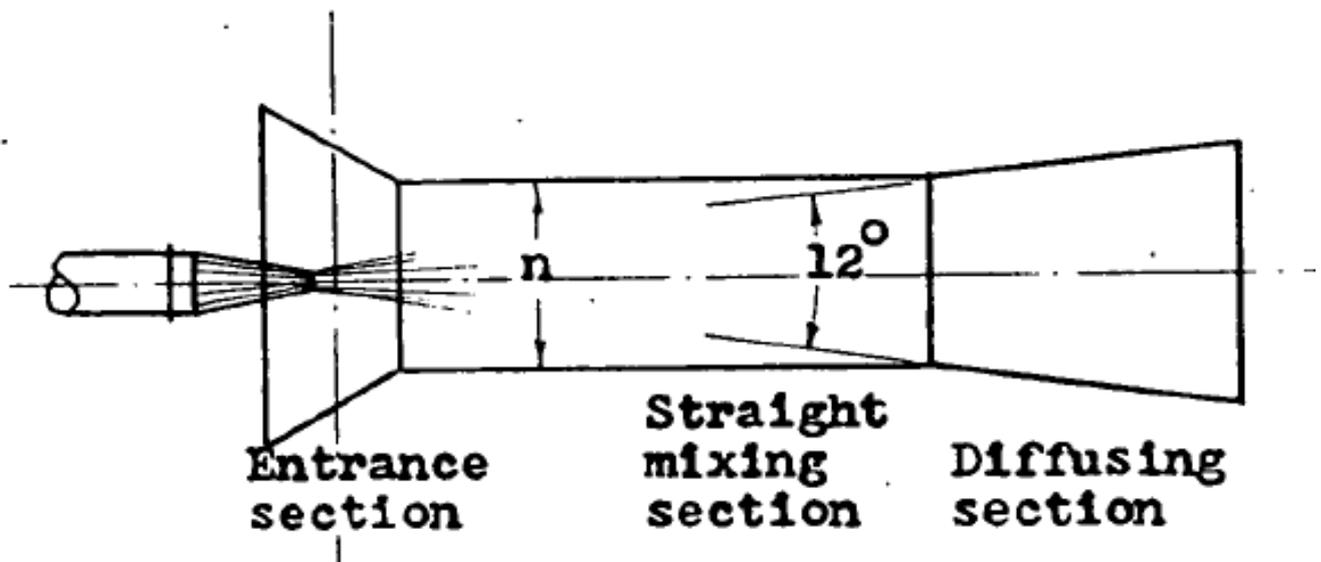


Fig.4.10: Schema di base dell'eiettore NACA del 1950.

Facendo diverse prove sperimentali in cui si sono variati parametri come la sezione e la lunghezza del tratto di miscelazione, la sezione finale e l'angolo di apertura del tratto divergente, è stato possibile realizzare le seguenti regole, utili come basi di partenza per la realizzazione di un eiettore efficiente:

- 1) Un eiettore può muovere 6 libbre di massa di flusso d'aria di fresca per ogni libbra (corrispondente a circa 0,45 Kg) di massa di gas di scarico (rapporto fra la massa d'aria fresca e quella dei gas di scarico);
- 2) L'area del settore di miscelazione deve essere 10 volte l'area dello scarico del getto;
- 3) La lunghezza del settore di miscelazione deve essere 6 o 7 volte il diametro della sezione di miscelazione (tenendo conto che la sezione è quadrata);
- 4) Il rapporto tra le sezioni di uscita e ingresso del diffusore deve essere 1,87;
- 5) Il diffusore deve espandere con non più di 12 gradi di angolo di apertura per evitare il distacco della vena fluida;
- 6) Un incremento di oltre 6 pollici di colonna d'acqua (1494,533 Pa) devono essere realizzati tra ingresso e uscita;
- 7) Operare senza diffusore decresce il salto di pressione del 40% circa.

Partendo dal diametro dello scarico del nostro motore Wankel, pari a 60 mm, ho inizialmente calcolato l'area della sezione del tratto di miscelazione seguendo la regola 2, ed ho calcolato il lato del settore di miscelazione:

$$D_{scarico} = 60 \text{ mm}$$

$$A_{scarico} = (\pi \times D_{scarico}^2)/4 = 2827 \text{ mm}^2$$

$$A_{miscelaz} = 10 \times A_{scarico} = 10 \times 2870 = 28270 \text{ mm}^2$$

$$Lato_{miscelaz} = \sqrt{A_{miscelaz}} = \sqrt{28270} \simeq 168 \text{ mm}$$

Successivamente, seguendo la regola 3, ho calcolato la lunghezza del settore di miscelazione, tenendo conto che, siccome la sezione è rettangolare, è necessario calcolare il diametro idraulico:

$$D_{idraulico} = \sqrt{\frac{A_{miscelaz} \times 4}{\pi}} \simeq 189,7 \text{ mm}$$

$$L_{miscelaz} = 7 \times D_{idraulico} = 7 \times 189,7 \simeq 1328 \text{ mm}$$

Una volta dimensionato il tratto di miscelazione, mi sono occupato del dimensionamento del tratto divergente. Utilizzando la regola 4 e 5, ho calcolato la sezione di uscita del divergente e, di conseguenza, il lato della sezione finale. Supponendo poi un angolo di apertura pari a 12° ho potuto calcolare la lunghezza del tratto divergente:

$$A_{finale} = A_{miscelaz} \times 1,87 = 28270 \times 1,87 \approx 52865 \text{ mm}^2$$

$$Lato_{finale} = \sqrt{A_{finale}} = \sqrt{52865} \approx 230 \text{ mm}$$

$$L_{divergente} = \frac{\frac{Lato_{finale} - Lato_{miscelaz}}{2}}{tg(12^\circ)} = \frac{\frac{230 - 168}{2}}{tg(12^\circ)} \approx 146 \text{ mm}$$

Utilizzando queste dimensioni si è poi realizzato un primo modello CAD dello scarico ad eiettore:

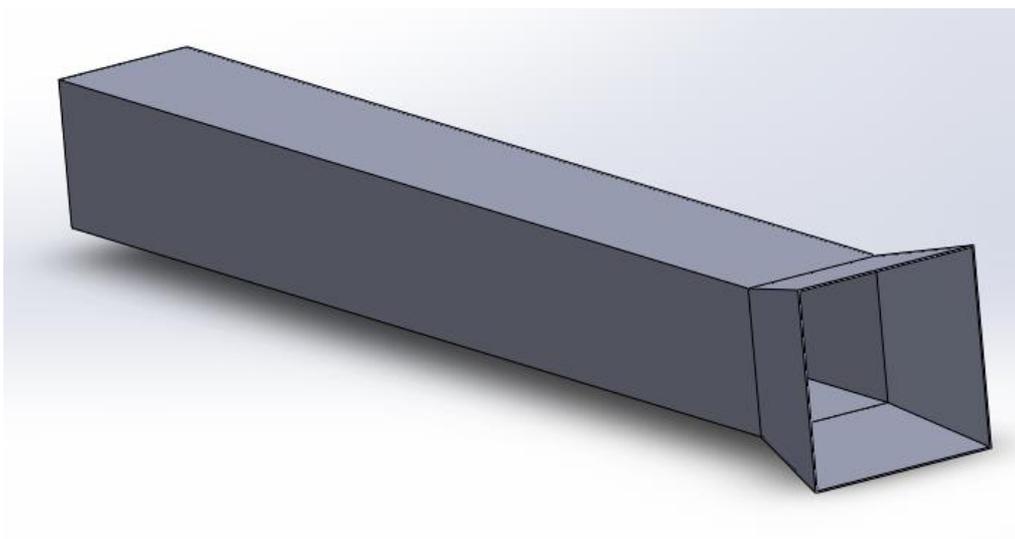


Fig.4.11: Vista della parte posteriore dello scarico ad eiettore.

Dopo aver dimensionato i vari componenti, è stato realizzato un file di assieme accoppiando i singoli file Cad ed è stato possibile, in questo modo, procedere con le simulazioni fluidodinamiche per determinare le prestazioni e l'efficienza del banco prova realizzato con questa prima soluzione, dotata dello scarico ad eiettore.

CAPITOLO 5 - SIMULAZIONI FLUIDODINAMICHE DELLO SCARICO AD EIETTORE

Le seguenti simulazioni fluidodinamiche sono state eseguite utilizzando il software di disegno, studio e progettazione Solidworks 2013, in particolare tramite una sua estensione, Flow Simulation, realizzata appositamente per le analisi fluidodinamiche dei componenti.

La precisione di calcolo della mesh è stata impostata dapprima ad un valore di 5 su 8, per verificare l'andamento delle grandezze sotto indagine, come la velocità e la pressione, in tempi di calcolo relativamente brevi. Successivamente, per effettuare prove più precise sui componenti ottimizzati, è stata utilizzata una mesh pari ad 8 su 8, mostrando i risultati il più possibile vicini alla realtà ottenibili con questo software di calcolo.

Inizialmente è stata effettuata la simulazione fluidodinamica del box munito del diffusore dimensionato secondo lo studio della NACA.

I parametri di ingresso con cui è stata effettuata la prova sono:

- Velocità di uscita dei gas di scarico: 510 m/s.
- Temperatura gas di scarico: 1343,15 K.
- Pressione esterna (impostata nella superficie interna dei Lids): 101000 Pa.

I parametri di uscita, cioè le grandezze monitorate dalla simulazione sono:

- Pressione statica (Pa).
- Velocità media (m/s).

Nelle immagini seguenti è possibile vedere gli andamenti della pressione e della velocità all'interno del box e dell'eiettore:

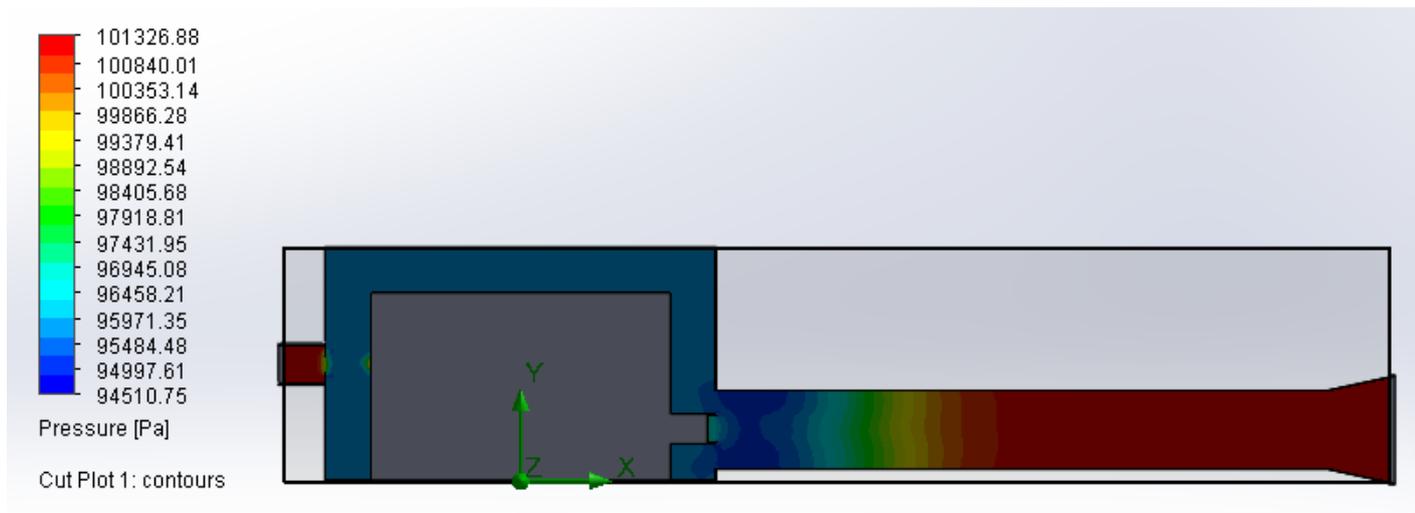


Fig.5.1: Andamento della pressione.

Utilizzando varie aperture della valvola di aspirazione, si è determinato sperimentalmente che il raggio di apertura per cui si ha il maggior calo di pressione, considerando anche una necessaria portata minima in ingresso per l'aspirazione del motore, è pari a 10 mm.

In questa configurazione si ottiene un pressione minima, in corrispondenza dell'inizio del tratto di miscelazione, pari a circa 94500 Pa. All'interno del box, invece, la pressione è pari a 95500 Pa, che corrisponde ad una quota di circa 650 metri, un valore molto al di sotto dell'obiettivo minimo.

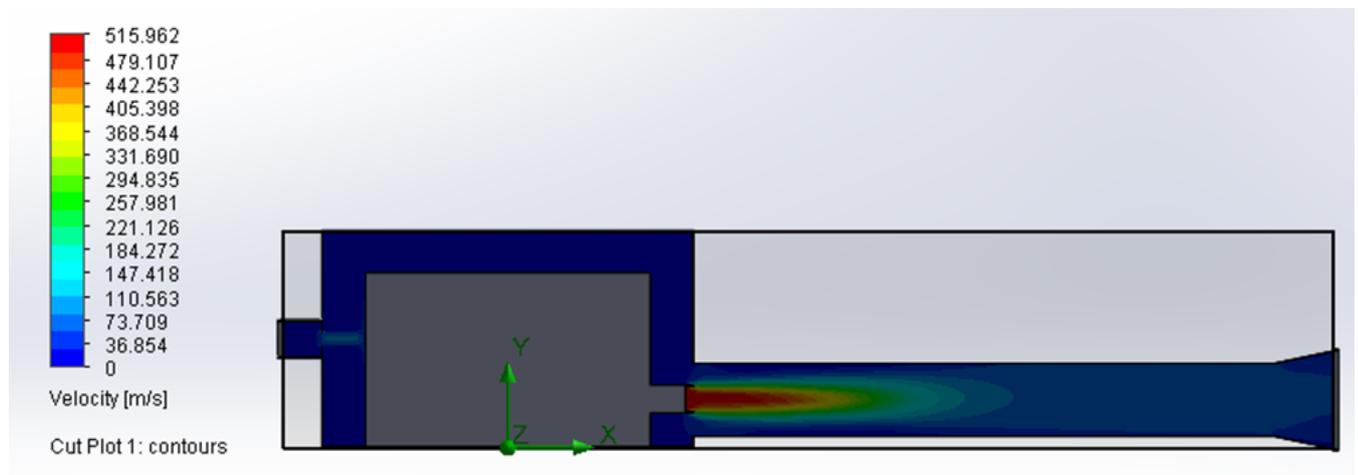


Fig.5.2: Andamento della velocità.

Analizzando il profilo di velocità, però, ed in particolare nel tratto di miscelazione e nel divergente, si nota un distacco di vena causato dall'eccessivo angolo di apertura, pari a 12° , il che si traduce, in pratica, dell'inutilizzo del divergente stesso.

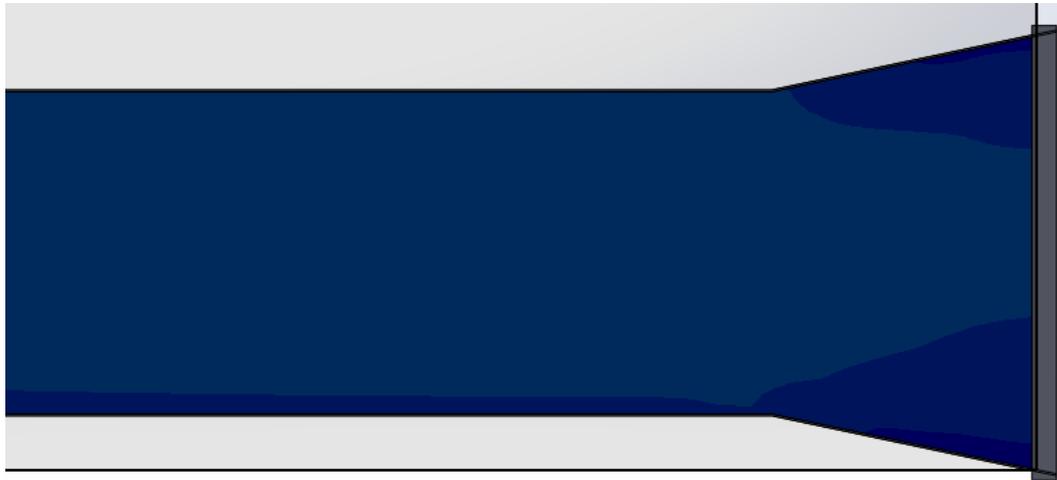


Fig.5.3: Distacco di vena in prossimità del divergente.

Il distacco di vena è evidenziato meglio dalle seguenti immagini, dove la velocità viene mostrata tramite le linee di flusso:

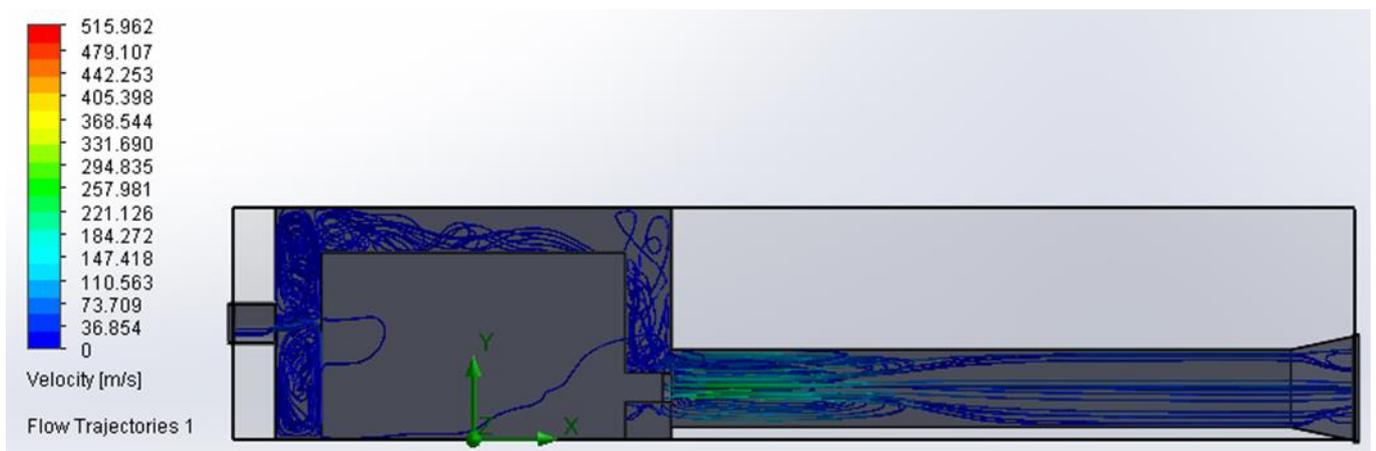


Fig.5.4: Andamento delle linee di flusso di velocità.

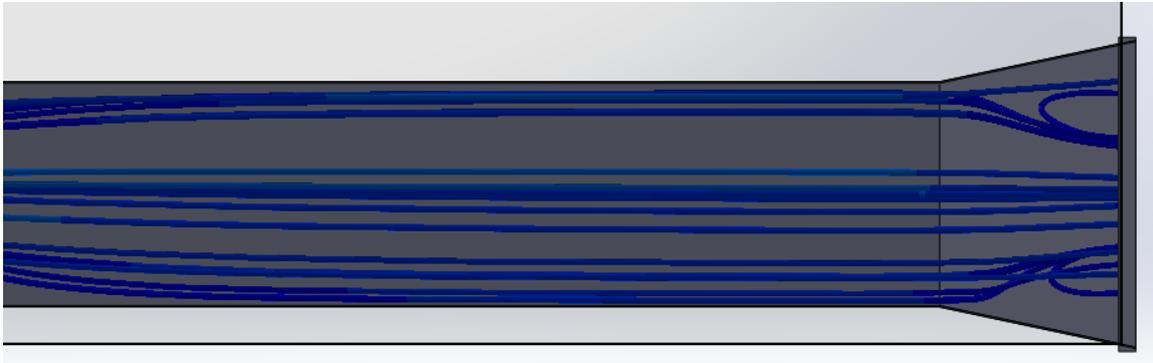


Fig.5.5: Distacco delle linee di flusso in corrispondenza del divergente.

Successivamente, quindi, sono state effettuate altre prove calando progressivamente l'angolo di apertura, fino al valore di 4° , in corrispondenza del quale, come si vede nelle seguenti immagini, non si è più notato il distacco di vena.

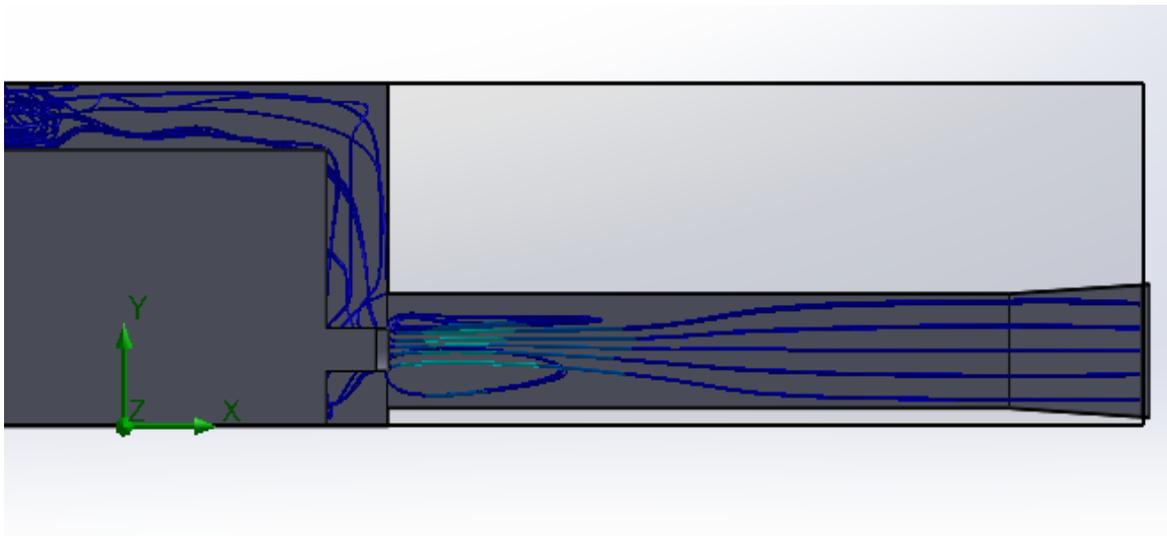


Fig.5.6: andamento delle linee di flusso con angolo di 4° .

Grazie all'ottimizzazione dell'angolo di apertura in questo modo si riesce a sfruttare l'azione del divergente, e la pressione minima, sempre all'imbocco del tratto di miscelazione, in questo caso cala fino al valore di 91000 Pa, mentre all'interno del box arriva a circa 92500 Pa, equivalente ad una quota di circa 900 m.



Fig.5.7: Andamento della pressione con angolo di 4°.

Affinando ulteriormente la mesh di calcolo, arrivando ad utilizzare la massima precisione con una mesh di 8 su 8, si è ottenuto un valore di pressione all'interno del box pari a circa 91600 Pa, che corrisponde ad una quota di circa 1000 m.

Anche in questo caso, però, la quota raggiunta non è sufficiente, dato che il motore R902 è progettato per lavorare ad una quota operativa fino a circa 5000 m.

E' stato necessario, dunque, procedere con lo studio di soluzioni alternative che consentissero di ottenere un salto di pressione superiore all'interno del box, poiché i risultati sperimentali hanno mostrato che l'utilizzo di uno scarico ad eiettore non consente di raggiungere l'obiettivo del progetto.

CAPITOLO 6- SOLUZIONE CON MOTORE AUSILIARIO ED EFFETTO VENTURI

Come prima soluzione alternativa all'utilizzo dello scarico ad eiettore con diffusore, si è ipotizzato di utilizzare il condotto di scarico di un motore ausiliario, possibilmente acquistabile di seconda mano per contenere i costi, al fine di alimentare un tubo di Venturi, in modo da utilizzare la caduta di pressione che si realizza in esso per diminuire la pressione all'interno del box del banco prova.

Il motore ausiliario in questione è un propulsore diesel Cursor 13 di un autocarro pesante, utilizzato ad esempio per movimentare i camion Iveco.

Questo propulsore è caratterizzato da un'architettura a 6 cilindri, per una cilindrata totale di 10380 cm³, e una potenza di circa 450 cv.



Fig.6.1: Propulsore Cursor 13.

Un motore di tali dimensioni eroga una portata di gas di scarico sufficientemente abbondante per l'utilizzo su un tubo di Venturi delle dimensioni in questione.

6.1: L'effetto Venturi

L'effetto Venturi è un fenomeno fisico studiato dal fisico Giovanni Battista Venturi nel 1797, secondo cui, all'interno di un condotto, la pressione di una corrente fluida diminuisce all'aumentare della velocità.

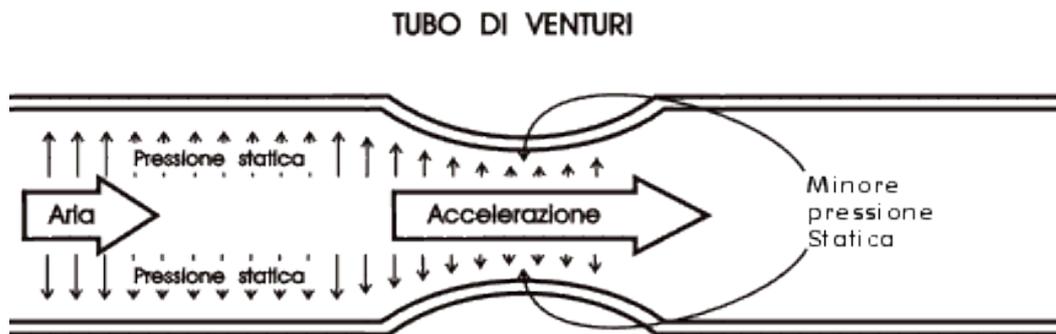


Fig.6.2: Tubo di Venturi.

Ciò è facilmente dimostrabile partendo dall'equazione di continuità e dall'equazione di Bernoulli:

Prendiamo un tubo con un restringimento di sezione, entro cui scorre un fluido, come in figura 6.3.

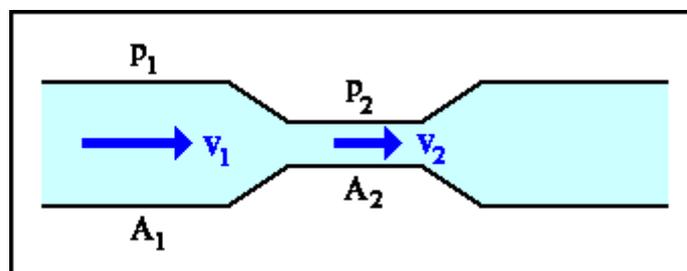


Fig.6.3: Tubo con restringimento di sezione.

Dove:

- A_1 e A_2 rappresentano le aree delle due sezioni.
- P_1 e p_2 rappresentano le pressioni nelle due sezioni.
- V_1 e v_2 rappresentano le velocità nelle due sezioni.

Per il fluido che transita all'interno, vale l'equazione di Bernoulli:

$$p + \rho g y + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{costante}$$

Poiché le sezioni 1 e 2 sono alla stessa quota,

$$\rho * g * y = 0$$

E otteniamo:

$$p + \frac{1}{2} * (\rho v^2) = \text{costante}$$

Poiché per il flusso del fluido nel condotto vale anche l'equazione di continuità, non essendoci fughe di fluido, la portata nelle due sezioni si mantiene costante:

$$A_1 * v_1 = A_2 * v_2$$

Essendo il prodotto $A*v$ costante, dunque, al diminuire della sezione da A_1 a A_2 , la velocità aumenterà da v_1 a v_2 .

Tale aumento di velocità nella strozzatura, poiché la somma dei termini dell'equazione di Bernoulli deve anch'essa rimanere costante, si traduce in una diminuzione della pressione nella zona a sezione ridotta del tubo.

Questo abbassamento di pressione può essere utilizzato, nel nostro caso, per ridurre ulteriormente la pressione alla fine del tratto di miscelazione del nostro banco prova.

Lo stesso principio fisico viene utilizzato, ad esempio, nei carburatori per l'alimentazione di motori a scoppio, dove il flusso di aria in aspirazione viene deviato in una strozzatura, e la depressione che si genera aspira il carburante tramite un condotto graduato, in modo da realizzare la miscela aria/combustibile:

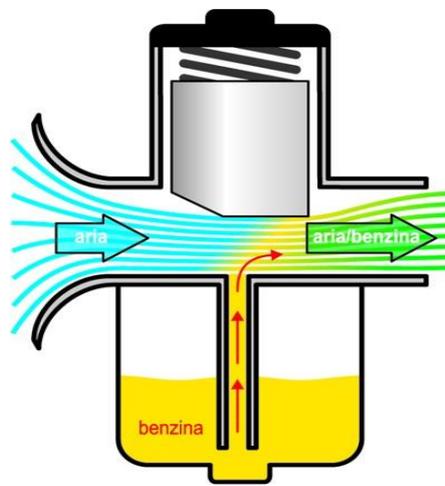


Fig.6.4: Schema di funzionamento di un carburatore.

6.2: Realizzazione del tubo di Venturi

Partendo dallo scarico del motore diesel di un autocarro pesante, si è scelto un condotto di scarico di raggio pari a 13 cm, entro cui il flusso di aria arriva in prossimità della zona del banco prova con una velocità di circa 200 m/s e ad una temperatura di circa 200 °C.

In prossimità del tratto di miscelazione dello scarico del banco prova, è stata realizzato un tratto di tubo a sezione minore, con raggio di 10 cm, raccordato al tubo principale

su entrambi i lati con un angolo di circa 20 gradi, in modo da realizzare la conformazione di un tubo Venturi.

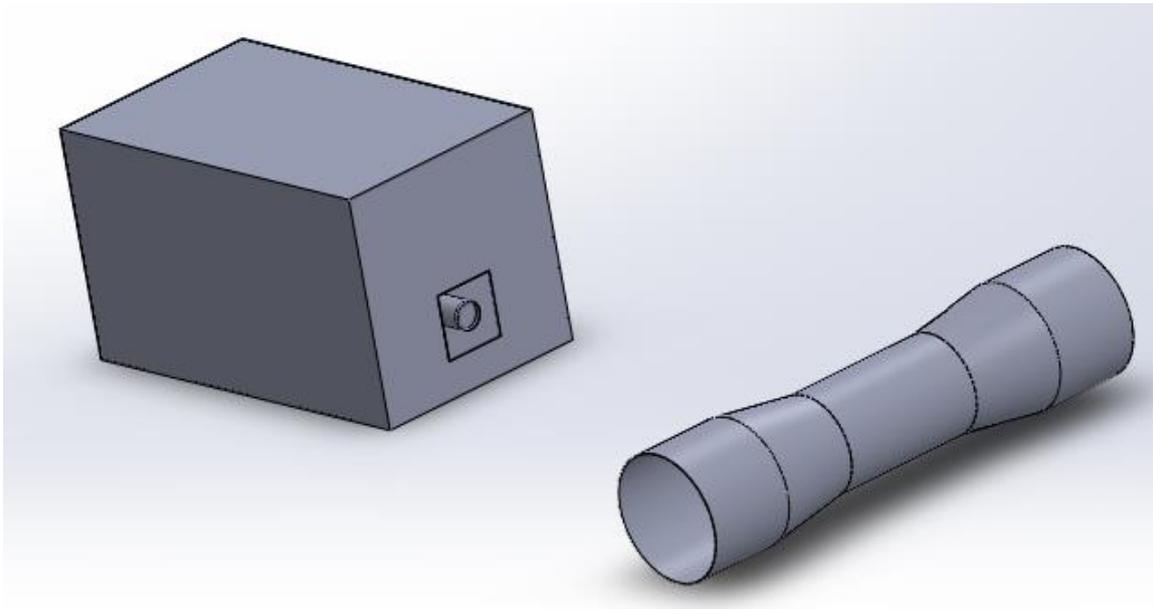


Fig.6.5: Tubo di Venturi e box banco prova.

Il tratto di miscelazione, privato dell'ultimo tratto divergente per consentire un appropriato accoppiamento con il tubo di Venturi, viene collegato con quest'ultimo in corrispondenza del tratto a sezione minore, dove la vena fluida dello scarico del motore dell'autocarro viene accelerata e dove quindi si realizza il calo di pressione.

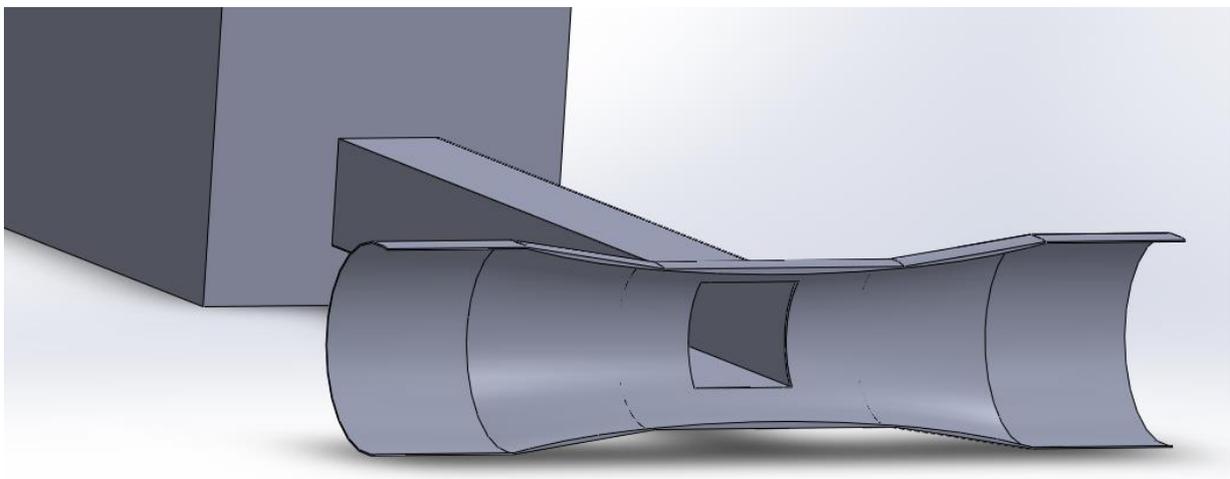


Fig.6.6: Collegamento tra condotto di miscelazione e tubo Venturi.

Analogamente a quanto avviene all'interno di un carburatore, dunque, ci si aspetta che la depressione realizzata nel tubo di Venturi amplifichi la caduta di pressione all'interno del tratto di miscelazione e, nel complesso, realizzi una pressione all'interno del box inferiore a quella ottenuta con la soluzione precedente.

6.3: Simulazioni fluidodinamiche con il tubo di Venturi

Analogamente alle prova sperimentali precedenti, anche in questo caso il passo iniziale è stato identificare le condizioni al contorno del nostro volume di riferimento.

Per quanto riguarda il box motore, la condizione dei lids risulta inalterata:

- Pressione atmosferica (101000 Pa) all'imbocco della valvola di aspirazione.
- Temperatura dei gas di scarico pari a 1343,15 K (1050 C°).
- Velocità dei gas di scarico pari a 510 m/s.

Lo scarico eiettore, però, ora non sbocca libero in atmosfera, ma qui si inserisce nel tubo di Venturi, dove vengono definiti due nuovi lids, caratterizzati dalle seguenti condizioni al contorno:

- Velocità dei gas di scarico del motore ausiliario pari a 200 m/s sul lid a monte del tubo Venturi.

- Pressione di scarico del motore ausiliario pari a 2 bar (circa 200000 Pa) sul lid a monte del tubo di Venturi.
- Pressione atmosferica (101000 Pa) sul lid a valle del tubo di Venturi, che rappresenta lo sbocco in atmosfera del tubo di scarico del motore ausiliario.

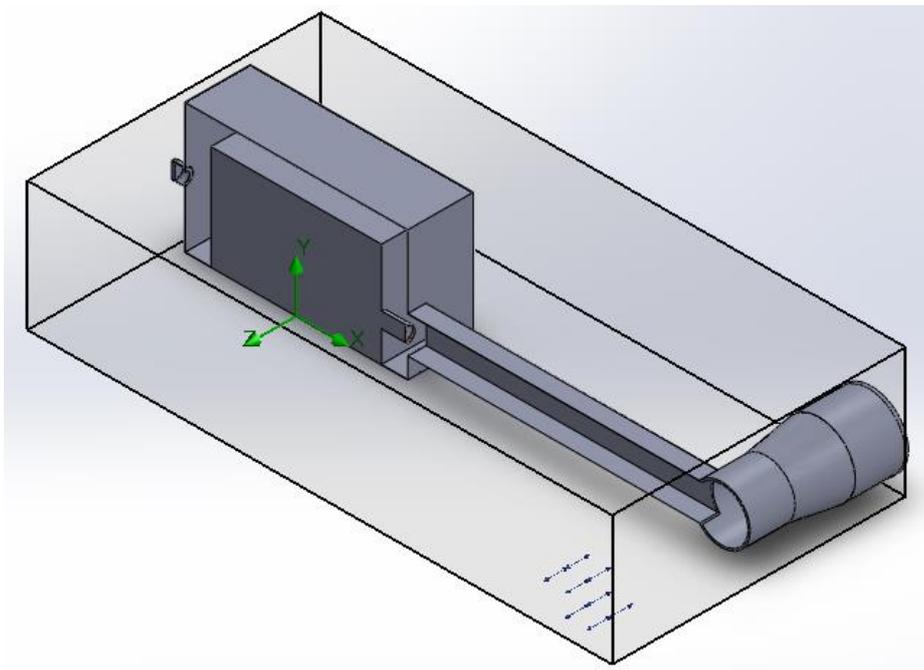


Fig.6.7: Determinazione delle condizioni al contorno sul volume di riferimento.

Una volta impostati questi valori, è stato possibile effettuare le prove, con una precisione di mesh pari ad 8/8, per identificare l'andamento della pressione e della velocità all'interno dei componenti.

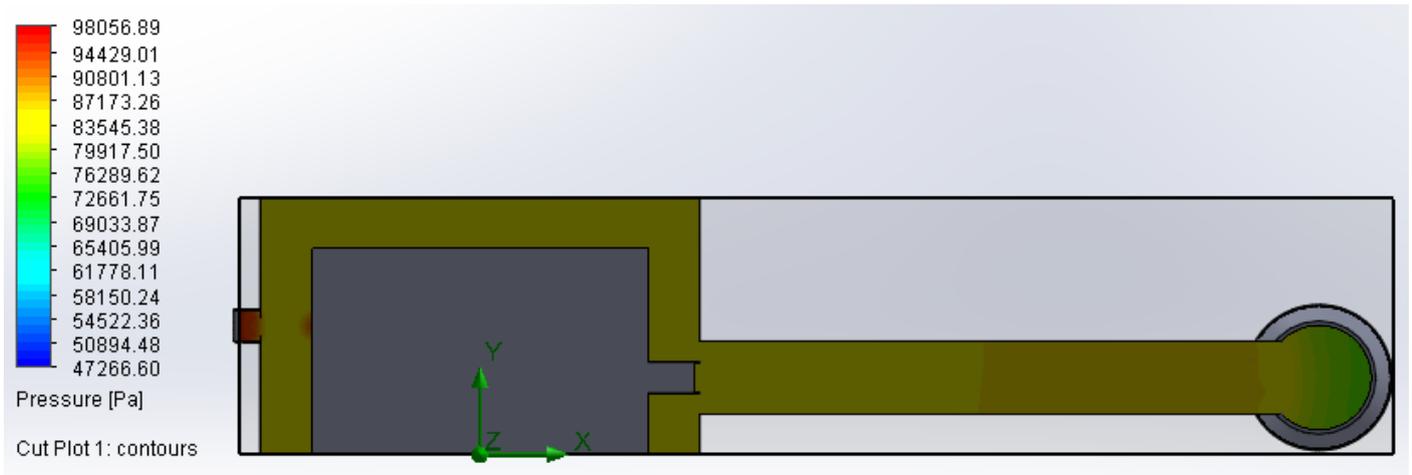


Fig.6.8: Andamento della pressione in presenza del tubo di Venturi.

Come si nota in figura 6.8, all'interno del tubo di Venturi si verifica, come pronosticato, un abbassamento di pressione che si ripercuote lungo il tratto di miscelazione fino a raggiungere l'interno del box, dove si raggiunge una pressione pari a circa 76000 Pa.

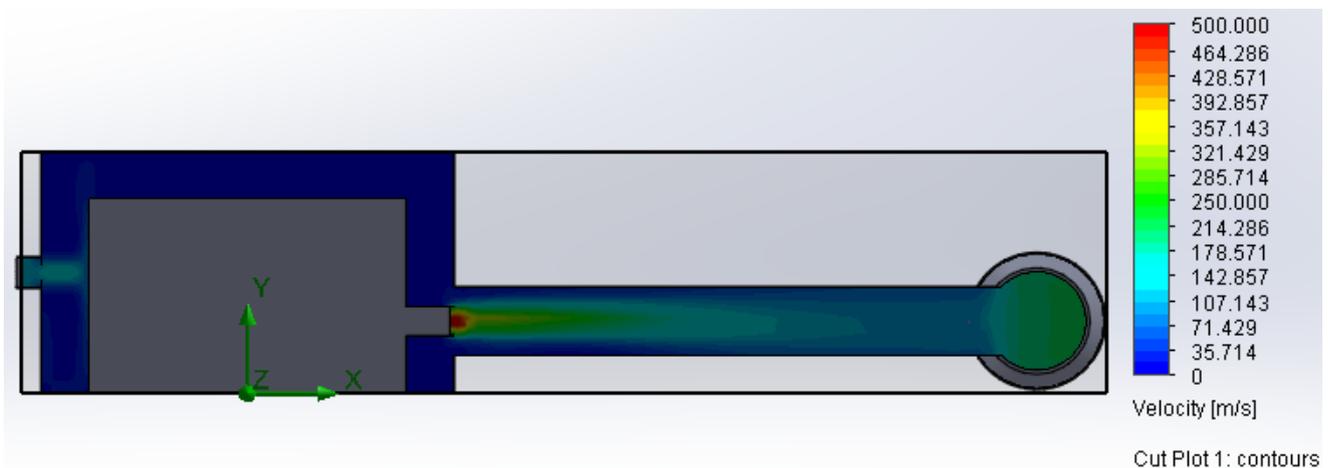


Fig.6.9: Andamento della velocità in presenza del tubo di Venturi.

Osservando la figura 6.9, invece, notiamo che, come con la prima soluzione adottata, i gas di scarico trascinano fuori dal box l'aria circostante mescolandosi con essa nel

tratto di miscelazione, ed inoltre, la depressione formatasi nel tubo di Venturi amplifica questo effetto trascinando fuori l'aria miscelata e determinando così un calo di pressione più consistente.

Questa azione di trascinamento dovuta all'effetto Venturi si nota in maniera più dettagliata in figura 6.10, dove, tramite le linee di flusso, si vede chiaramente che la vena fluida viene risucchiata ed accelerata all'interno del tubo di scarico del motore ausiliario:

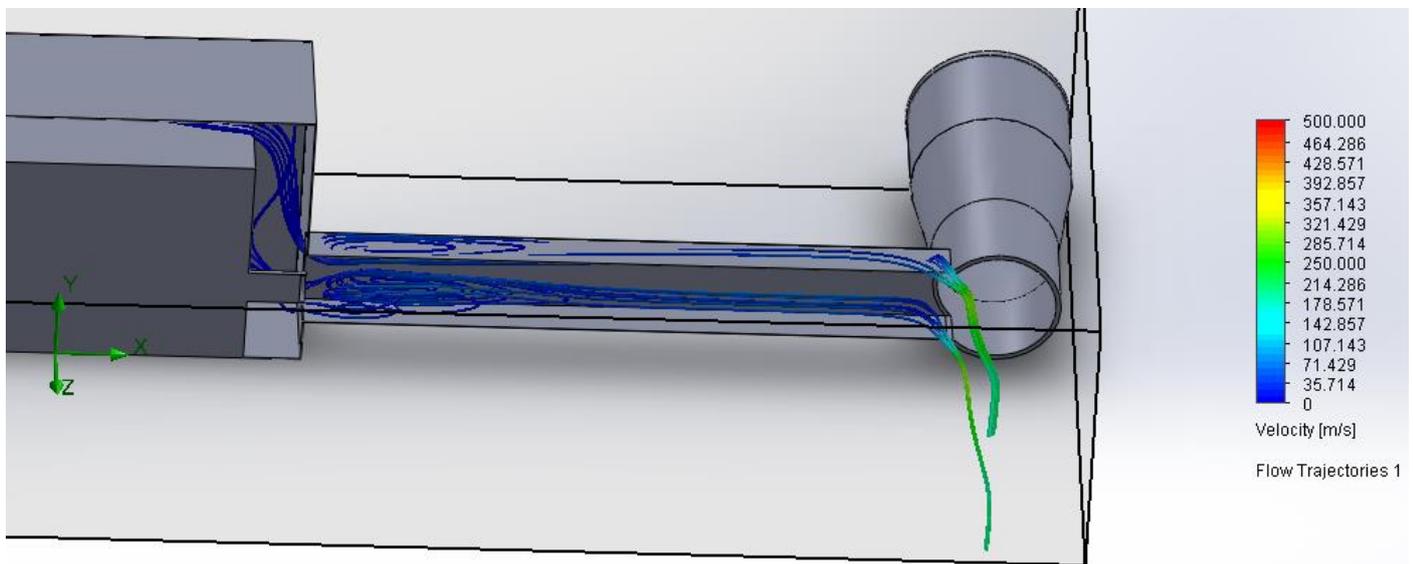


Fig.6.10: Linee di flusso in presenza del tubo di Venturi.

In conclusione, con questa seconda soluzione è stato possibile ottenere una pressione minima all'interno del box pari a circa 76000 Pa, cioè significativamente inferiore rispetto alla prima soluzione con lo scarico ad eiettore.

Tuttavia, questa pressione corrisponde ad una quota di volo di circa 2500 m, che è ancora molto lontana dall'obiettivo dei 5000 m di altitudine.

E' stato necessario, perciò, studiare ed elaborare una terza soluzione progettuale che riesca a realizzare un salto di pressione sufficientemente elevato.

CAPITOLO 7- SOLUZIONE CON MOTORE AUSILIARIO E TURBOCOMPRESSORE

La terza soluzione adottata per il banco prova consiste nell'utilizzare lo stesso propulsore ausiliario Cursor 13 dell'esperimento precedente, ma accoppiato ora, anziché ad un tubo di Venturi, ad un turbocompressore, che consenta, tramite l'azione della girante del compressore centrifugo, di evacuare l'aria dall'interno del box verso l'esterno, generando in tal modo la depressione voluta.

Il turbocompressore scelto per questa applicazione è un Holset HY55V, selezionato sia per la sua buona reperibilità, anche di seconda mano, sia, soprattutto, perché si adatta bene ad essere accoppiato ai motore di autocarri pesanti. Lo stesso propulsore Cursor 13, infatti, nelle applicazioni di serie viene spesso sovralimentato con questo modello di turbocompressore.



Fig.7.1: Turbocompressore Holset HY55V.

7.1: Generalità sui turbocompressori

Un turbocompressore è un organo meccanico utilizzato per sovralimentare un motore a combustione interna. Esso è composto a sua volta da due macchine: una turbina centrifuga, alimentata dai gas di scarico del motore, e un compressore centrifugo, collegato alla turbina tramite un albero. Il principio di funzionamento di un turbocompressore è schematizzato in figura 7.2:

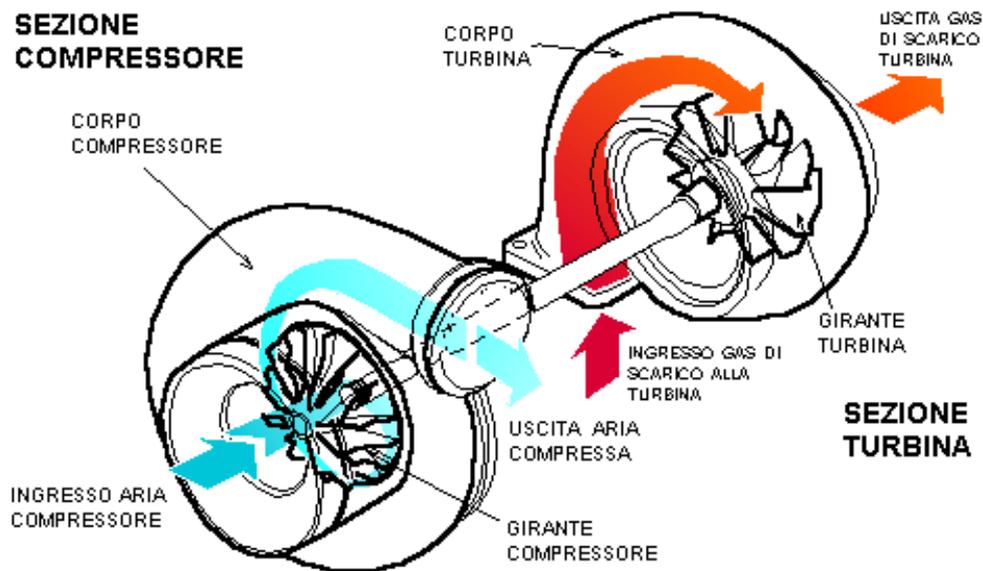


Fig.7.2: Schema di funzionamento di un turbocompressore.

I gas di scarico del motore a combustione interna, dotati di una energia residua sotto forma di energia termica e cinetica, entrano nella turbina in direzione circonferenziale, dove, opportunamente convogliati, cedono parte della loro energia cinetica alla girante mettendola in movimento, ed uscendo infine dalla macchina in direzione assiale.

Poiché la girante della turbina è collegata tramite un albero alla girante del compressore, anche quest'ultima viene messa in movimento, aspirando aria in

direzione assiale, comprimendola all'interno della chiocciola ed espellendola in direzione circonferenziale, dove verrà poi introdotta in camera di combustione.

Il vantaggio di immettere aria a pressione più alta di quella atmosferica è che in questo modo se ne immette un quantitativo maggiore e, di conseguenza, è possibile introdurre un maggior quantitativo di combustibile rimanendo in proporzioni stechiometriche, potendo così ottenere potenze maggiori.

Il turbocompressore, quindi, è un complesso altamente efficiente, in quanto utilizza l'energia residua (che altrimenti andrebbe dispersa in ambiente) dei gas di scarico per azionare la turbina e, di conseguenza, il compressore.

Il turbocompressore funziona particolarmente bene agli alti regimi di rotazione del motore, mentre per regimi bassi può rappresentare uno svantaggio, a causa dell'inerzia della girante di scarico che rallenta l'uscita dei gas di scarico andando ad aumentare la cosiddetta “*contropressione*” allo scarico. Questo inconveniente è evidente soprattutto per sistemi proporzionalmente grandi, mentre non si verifica con sistemi più piccoli, i quali però hanno meno capacità sovralimentanti.

Per cercare di mitigare questo problema, definito anche come “turbo-lag”, i turbocompressori più sofisticati sono dotati della cosiddetta “geometria variabile”, il cui schema è mostrato in figura 7.3.

In questo caso la girante della turbina è circondata da un anello di palette statoriche che sono ad incidenza variabile. Il movimento di tali palette statoriche, controllato dalla centralina elettronica, consiste nella variazione del loro angolo d'incidenza rispetto alle palette rotanti della girante motrice. In funzione del regime di rotazione, queste vengono chiuse o aperte per favorire la velocità o la portata dei gas esausti, a seconda dei regimi di funzionamento del motore.

Ciò porta ad una maggiore flessibilità ed adattabilità di comportamento rispetto al turbocompressore a geometria fissa, dato che, sfruttando l'incidenza variabile delle palette statoriche sul lato caldo di scarico, un turbo a geometria variabile consente di ottenere la stessa bassa inerzia di un turbo di minori dimensioni ed una portata d'aria di alimentazione elevata di un turbo di maggiori dimensioni, a tutto vantaggio della potenza e della regolarità di funzionamento.

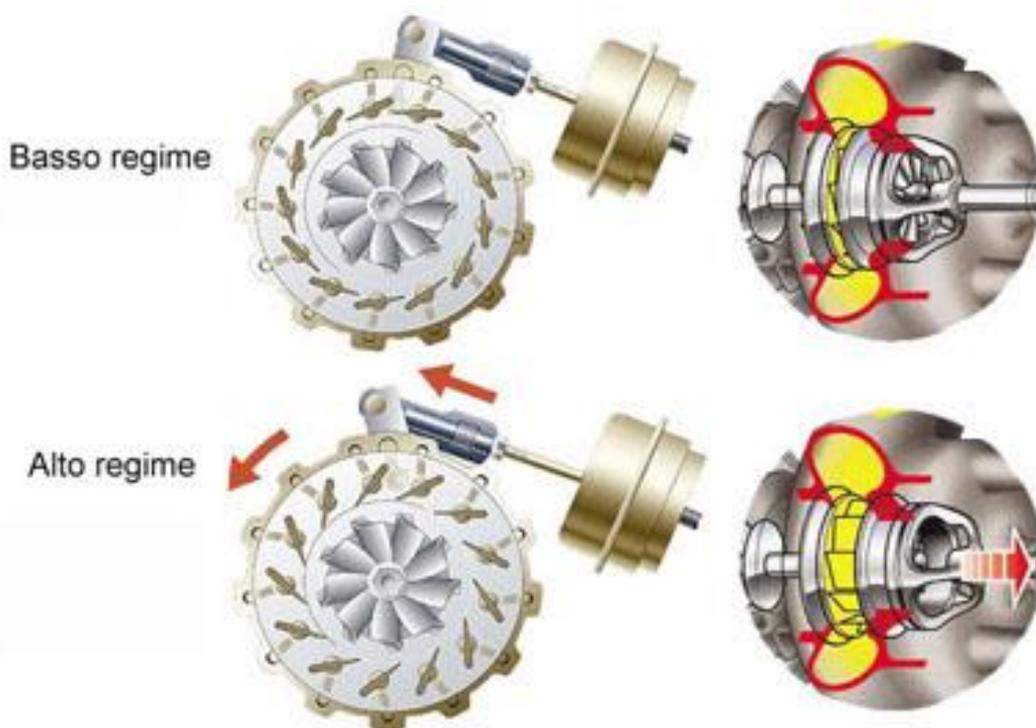


Fig.7.3: Schema di funzionamento della geometria variabile.

Pur adottando l'accorgimento della geometria variabile, esiste comunque un regime di rotazione al di sotto del quale la girante della turbina non riceve sufficientemente energia dai gas di scarico e, di conseguenza, il compressore non riesce a comprimere sufficientemente l'aria aspirata. Tale regime rappresenta la velocità di rotazione minima utile per il turbocompressore.

Analogamente, esiste un limite anche sul rapporto di compressione massimo del turbocompressore, legata al fatto che, all'interno dei cilindri, non si può superare un determinato rapporto di compressione, oltre il quale si rischierebbe di incorrere in fenomeni di detonazione o addirittura di rotture meccaniche.

Per questo motivo si usano sistemi di sfogo e di deviazione sia dell'aria di aspirazione che dei gas di scarico, sotto forma di particolari valvole.

Tra queste possiamo citare, ad esempio, la valvola “Westgate”, che devia (o bypassa) i gas di scarico in eccesso, che altrimenti imprimerebbero alle giranti del turbo una velocità di rotazione troppo elevata, o la valvola “Pop-Off”, che si apre in fase di rilascio del pedale dell'acceleratore, quando le giranti continuano a ruotare per inerzia, facendo sì che il compressore continui a comprimere aria verso la valvola a farfalla. Se quest'aria (che non viene immessa nei cilindri) non venisse sfiatata, andrebbe ad urtare la farfalla chiusa e creerebbe un'onda di pressione di ritorno verso la girante del compressore, dando origine ad un pericoloso “colpo d'ariete”.

7.2: Realizzazione e montaggio del turbocompressore

Avendo a disposizione solo i file CAD relativi alle giranti del compressore e della turbina, è stato necessario effettuare una misurazione del pezzo reale tramite il calibro, in modo da ricavare le quote necessarie alla realizzazione del turbocompressore. Le quote così ottenute sono:

- Dimensioni foro ellittico ingresso turbina: 6,5 x 7,5 cm.
- Ingombro esterno ingresso turbina: 10 x 11 cm.
- Diametro interno scarico turbina: 6 cm.
- Diametro esterno scarico turbina: 8 cm.
- Diametro interno imbocco compressore: 5,5 cm.
- Diametro esterno imbocco compressore: 10 cm.
- Diametro interno uscita compressore: 5 cm.
- Diametro esterno uscita compressore: 7,5 cm.

Utilizzando queste misure e i file CAD relativi alle giranti della turbina (Figura 7.4) e del compressore (Figura 7.5) è stato possibile realizzare le chiocciole e un assieme abbastanza semplificato che riproduce comunque piuttosto fedelmente il turbocompressore reale.

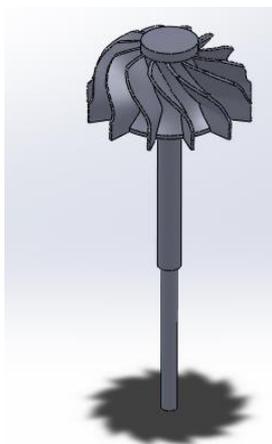


Fig.7.4: Girante turbina e albero.

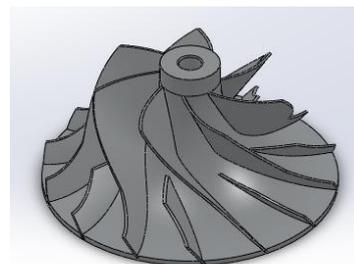


Fig.7.5: Girante compressore

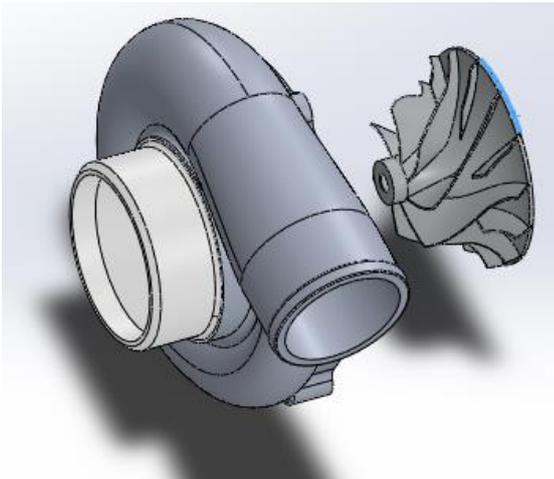


Fig.7.6: Assemblaggio di girante e chiocciola.

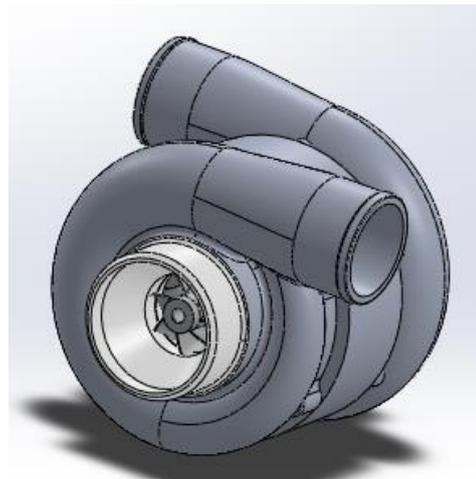


Fig.7.7: Turbocompressore assemblato

Dopo aver realizzato il turbocompressore, è stato collegato al box del banco prova tramite un tubo, che schematizza qualitativamente un tubo corrugato pieghevole che può essere impiegato nella realizzazione del progetto reale.

In questo caso, infatti, non abbiamo necessità di realizzare condotti rigidi e indeformabili come nel caso dello scarico ad eiettore e del tubo di Venturi, ma semplicemente di un condotto a tenuta stagna che colleghi il box motore all'aspirazione del compressore centrifugo. Il banco prova, completo dei collegamenti con il tubo di aspirazione e di scarico, è visibile in figura 7.8:

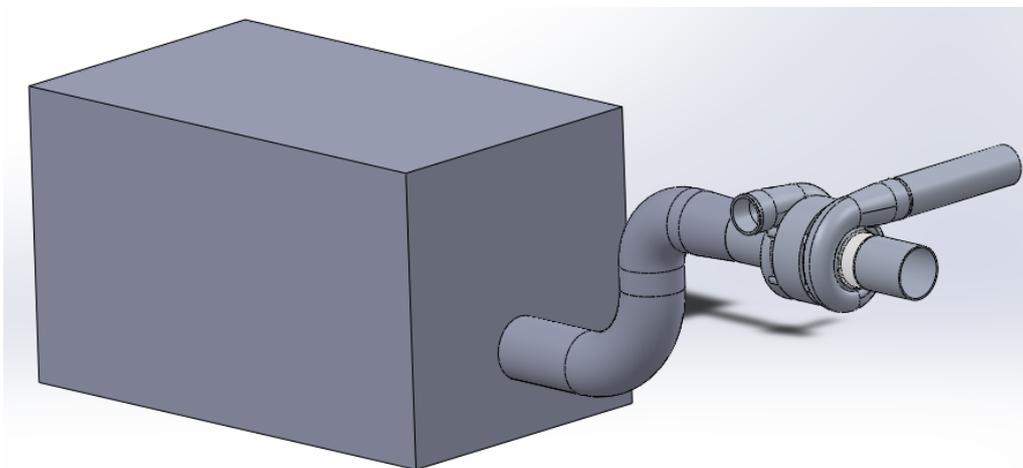


Fig.7.8: Banco prova completo dei collegamenti con il condotto di aspirazione e di scarico.

Il funzionamento del sistema comincia dai gas di scarico in uscita dal motore ausiliario che, una volta entrati in direzione circonferenziale nella turbina, movimentano la girante e vengono poi evacuati in direzione assiale.

La girante della turbina, collegata meccanicamente con un albero a quella del compressore, muove quest'ultima, che aspira così aria, tramite il tubo di aspirazione, dal box del banco prova.

L'aria aspirata assialmente viene compressa nell'attraversamento della macchina e viene poi evacuata a pressione maggiore in direzione circonferenziale.

Maggiore è la velocità di rotazione della girante del compressore, quindi, maggiore è la quantità di aria aspirata e, conseguentemente, minore sarà la pressione all'interno del box.

Il valore della pressione, dunque, in questa prova sperimentale dipende sia dal grado di apertura della valvola di aspirazione a monte del box, sia dalla velocità di rotazione del turbocompressore (mantenendo anche in questo caso sempre costante il regime di rotazione del motore al banco).

Successivamente sono state effettuate le simulazioni fluidodinamiche per determinare l'andamenti della pressione e della velocità nel turbocompressore e nel box.

7.3: Simulazioni fluidodinamiche con il turbocompressore

7.3.1: Simulazioni del compressore centrifugo

Per semplificare il modello, le prove fluidodinamiche sono state effettuate considerando solo il compressore, escludendo la turbina centrifuga, poiché altrimenti la complessità della simulazione sarebbe stata molto elevata per il software e la potenza di calcolo. Tale semplificazione, comunque, è legittima, poiché ipotizziamo di lavorare sempre sopra al regime di rotazione minimo utile del turbocompressore, cioè a regimi sufficientemente elevati da consentire alla girante del compressore di comprimere l'aria aspirata.

Coerentemente con i dati caratteristici del turbocompressore Holset HY55V, dunque, le prove sono state condotte con velocità di rotazione comprese tra circa 50000 rpm e 100000 rpm.

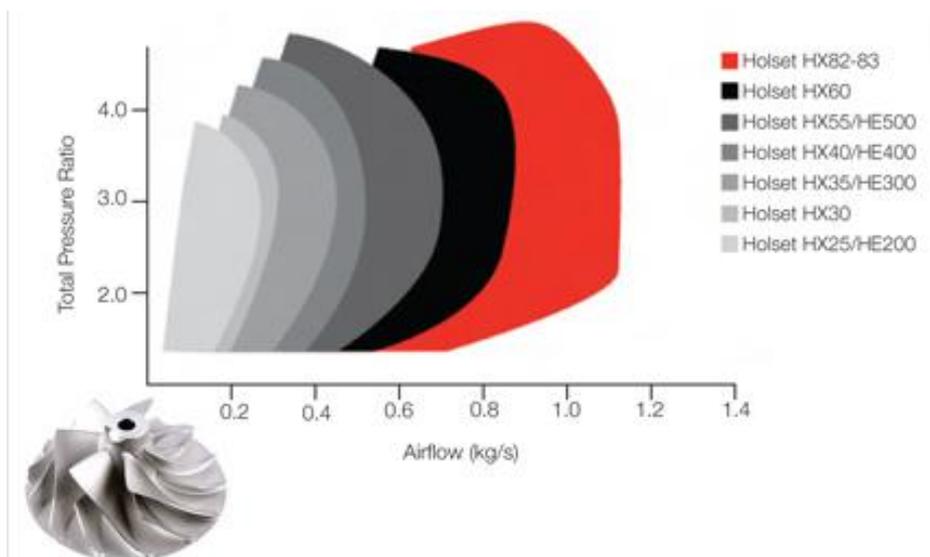


Fig.7.9: Grafico Rapporto di compressione/Portata della gamma Holset.

Per verificare la coerenza del modello con il componente reale, dopo aver creato un opportuno volume di rotazione attorno alla girante, sono state effettuate tre simulazioni fluidodinamiche del compressore centrifugo, impostando le condizioni al contorno con il valore della pressione atmosferica all'ingresso e all'uscita dei condotti di aspirazione e di scarico, e con velocità di rotazione pari a 50000 rpm, 70000 rpm e 90000 rpm.

Le seguenti tabelle, caratteristiche del componente reale, sono state utilizzate come comparativa tra le performance del modello reale e quelle del mio modello Cad:

Prova a 90000 rpm

V_{inlet} [m/s]	P_{outlet} [bar]	Pressure ratio
200	1,92	2,06
180	2,19	2,35
160	2,44	2,62
140	2,66	2,86
120	2,86	3,08
100	3,04	3,27
80	3,27	3,52

Prova a 70000 rpm

V_{inlet} [m/s]	P_{outlet} [bar]	Pressure ratio
160	1,5	1,61
140	1,72	1,85
120	1,91	2,05
100	2,08	2,24
80	2,22	2,39
60	2,39	2,57

Prova a 50000 rpm

V_{inlet} [m/s]	P_{outlet} [bar]	Pressure ratio
120	1,2	1,29
100	1,37	1,47
80	1,5	1,61
60	1,61	1,73
40	1,72	1,85

Di seguito è visibile la simulazione del modello Cad con velocità di 70000 rpm:

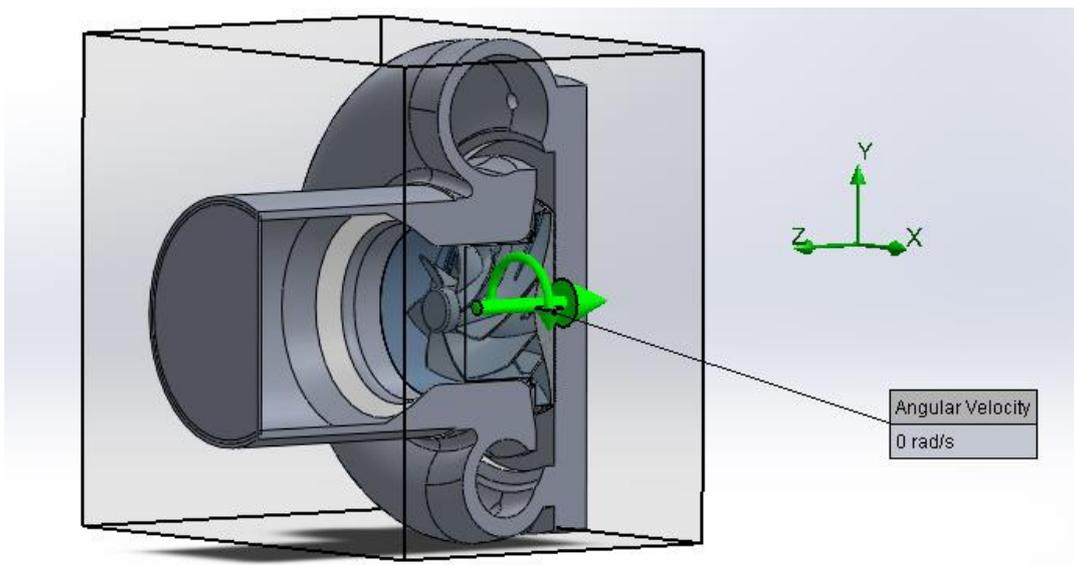


Fig.7.10: Impostazione del volume di controllo e della velocità di rotazione.

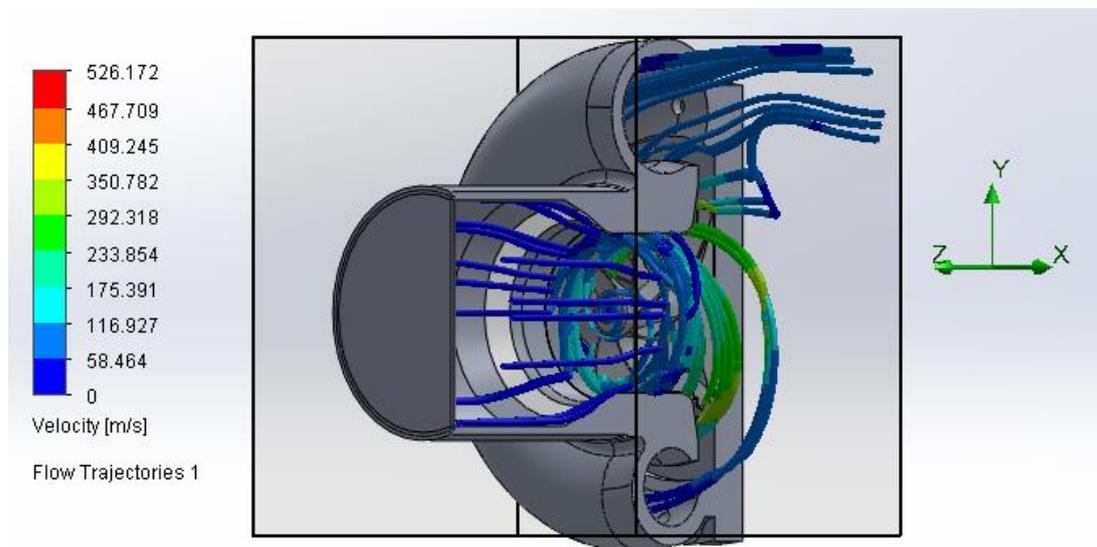


Fig.7.11: Linee di flusso a 70000 rpm.

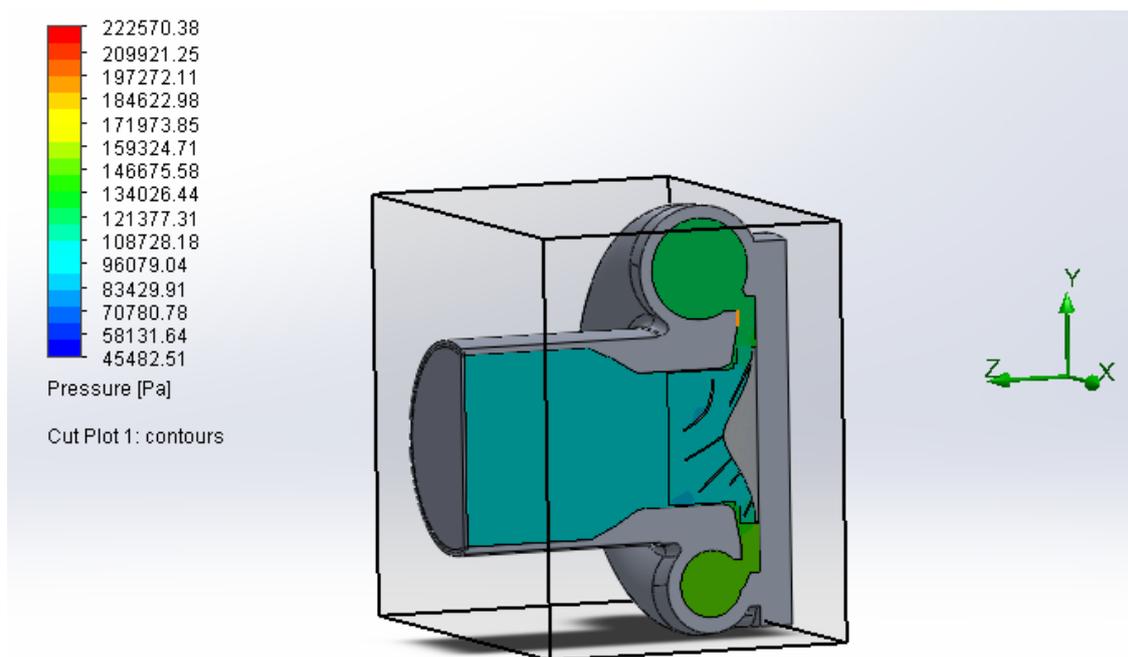


Fig.7.12: Andamento della pressione a 70000 rpm.

Come si nota in figura 7.11 e 7.12, a 70000 rpm il mio modello presenta una velocità di ingresso di circa 60 m/s a cui corrisponde una pressione massima in uscita di circa 2,1 bar all'uscita del condotto di scarico.

Dalle tabelle, però, si nota che a quel regime di rotazione e con quella velocità di ingresso, la pressione in uscita dovrebbe risultare pari a circa 2,4 bar, dimostrando che il modello Cad risulta prestazionalmente inferiore di circa il 13 %.

Ripetendo le simulazioni anche a 90000 rpm risulta, in prima approssimazione, che il modello Cad si discosta fino al 15-17 % dalle prestazioni del modello reale.

Tale discrepanza è dovuta in parte alle approssimazioni di calcolo del software e, soprattutto, dalla chiocciola del compressore non perfettamente conforme con quella del modello reale.

7.3.2: Simulazioni del banco prova completo:

Dopo aver collegato il compressore centrifugo al box tramite il condotto di aspirazione, sono state effettuate diverse simulazione variando sia il grado di apertura della valvola di aspirazione a monte del box, sia la velocità di rotazione della girante del compressore, compatibilmente con le velocità ammissibili dell'Holset HY55V.

Le prove sono state effettuate impostando come condizioni al contorno il valore della pressione atmosferica sia a monte della valvola di aspirazione del box sia alla fine del condotto di uscita del compressore centrifugo.

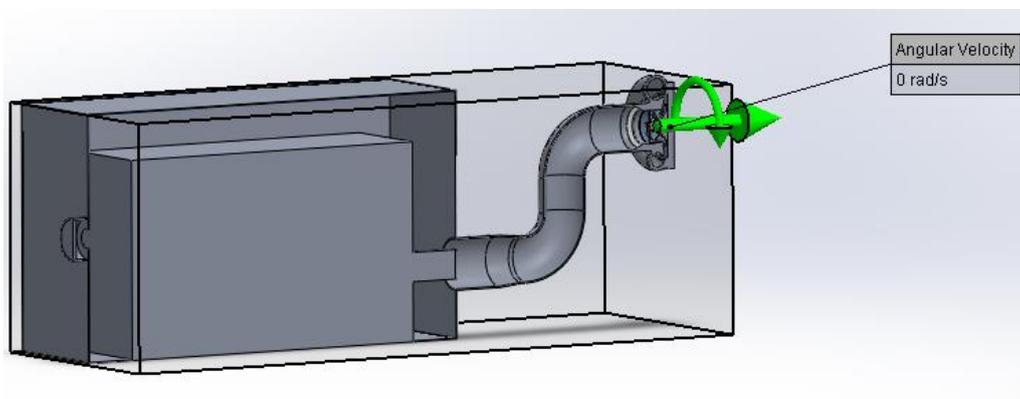


Fig.7.13: Volume di controllo del banco prova completo del compressore centrifugo.

Come precisione della mesh si è scelto dapprima un valore di 4 su 8 per valutare gli andamenti in maniera più veloce e approssimativa, dopodiché sono state effettuate simulazioni più precise impostando un valore di 7 su 8.

Con un'apertura della valvola di 20 mm di diametro ed una velocità di rotazione pari a 80000 rpm, la pressione di uscita dal compressore è circa 2.7 bar, mentre all'interno del box si stabilizza ad un valore di circa 48000 Pa:

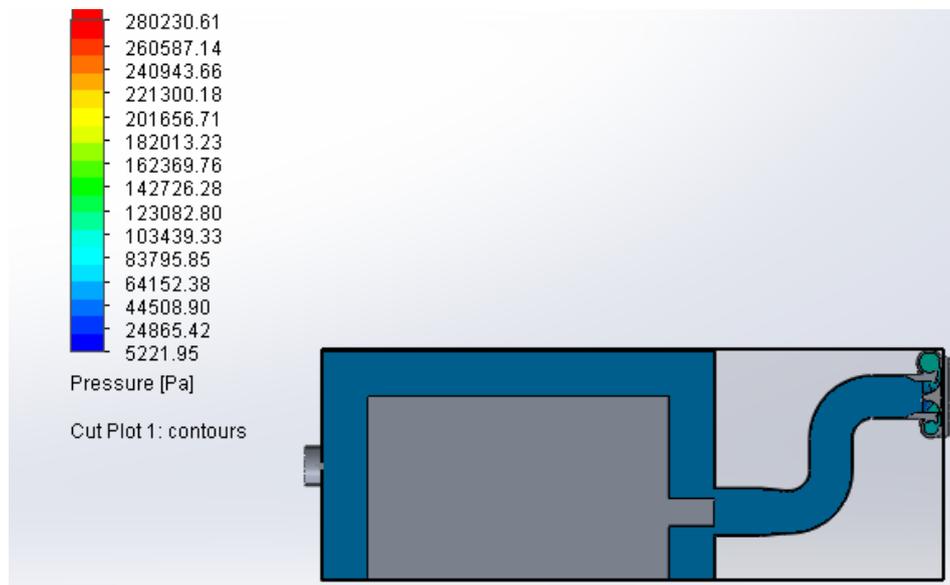


Fig.7.14: Andamento della pressione a 80000 rpm e apertura 20 mm.

Questa pressione corrisponde ad una quota di circa 5300 m, che soddisfa bene la quota operativa di volo del motore R902 (pari a 5000 m).

Successivamente si è ricercata la condizione di minima pressione ottenibile all'interno del box, estremizzando i valori di chiusura della valvola strozzatrice e della velocità di rotazione.

Impostando la massima velocità di rotazione del turbocompressore, pari cioè a 100000 rpm, e l'apertura della valvola di aspirazione con un diametro di 12 mm (come compromesso tra massima chiusura e minimo afflusso di aria fresca nel box motore), la pressione all'uscita del compressore raggiunge circa i 3,5 bar, mentre all'interno del box si stabilizza ad un valore pari a circa 15000 Pa:

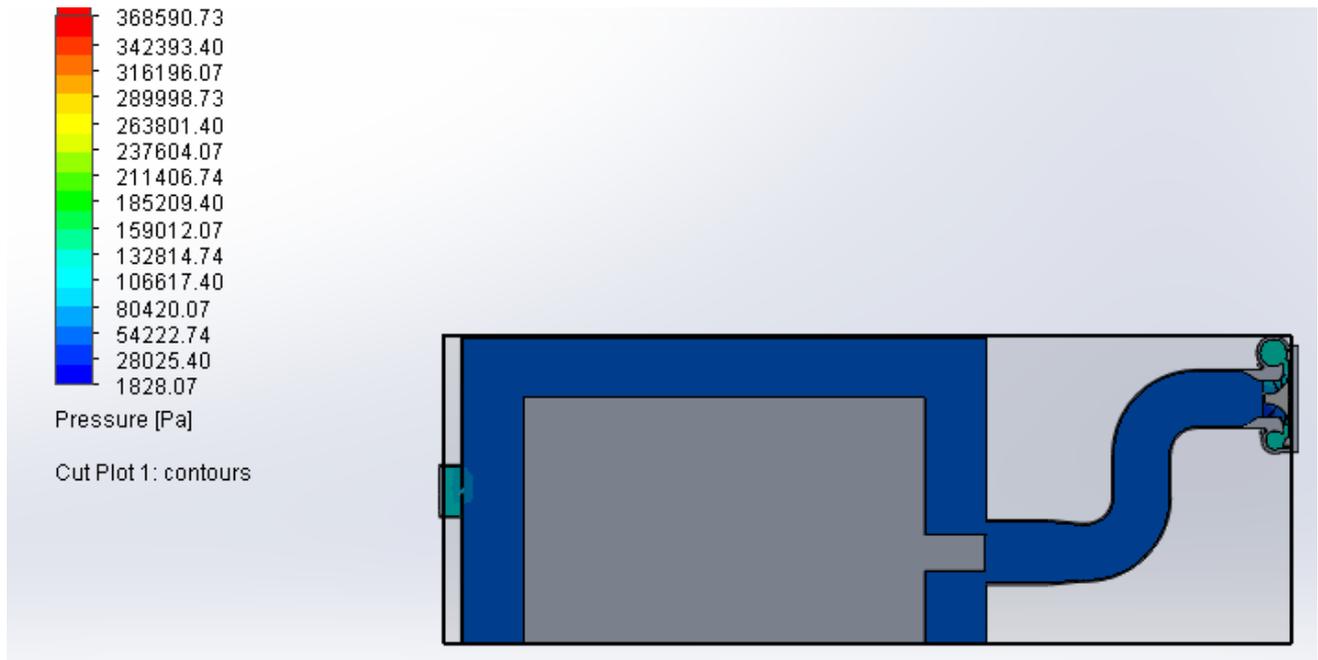


Fig.7.15: Andamento della pressione a 100000 rpm e apertura 10 mm.

Questa pressione corrisponde ad una quota di circa 14000 metri, che è piuttosto elevata e copre praticamente la totalità delle quote di volo dei velivoli leggeri.

CAPITOLO 8 – CONCLUSIONI

Avendo concluso le simulazioni di tutte e tre le soluzioni adottate per la progettazione del banco prova, è possibile trarre le opportune considerazioni.

E' importante, innanzitutto, sottolineare il fatto che le simulazioni effettuate al calcolatore non devono rappresentare mai l'unico strumento per la progettazione e la verifica di un componente, sia per ovvi motivi di approssimazione delle condizioni operative sia per veri e propri errori di calcolo che potrebbero verificarsi. Sarebbe opportuno, dunque, affiancare a tali simulazioni delle vere e proprie prove sperimentali che avvalorino o meno i risultati ottenuti al calcolatore.

Detto ciò, analizziamo singolarmente le soluzioni adottate.

Consideriamo innanzitutto costanti per tutte e tre le soluzioni le spese per la realizzazione del box motore e della valvola strozzatrice:

Adottando un costo approssimativo di circa 10-12 Euro al m² per lamiere in acciaio di media-bassa qualità, considerando i circa 11 m² necessari alla realizzazione del box, sommando il costo di circa 3-4 ore di manodopera, si ottiene un costo indicativo di 200-250 Euro.

Per quanto riguarda la prima soluzione adottata, in cui è stato utilizzato lo scarico ad eiettore, si può immediatamente notare che si tratta della soluzione più economica delle tre.

Il costo dello scarico ad eiettore, infatti, comprende solo la spesa per le lamiere e per la manodopera necessario a realizzarlo, quantificabile, con un processo del tutto analogo a prima, in circa 150-200 Euro.

I costi di funzionamento, dell'eiettore, inoltre, sono del tutto nulli, poiché per il suo funzionamento sfrutta esclusivamente l'azione dei gas di scarico del motore al banco.

Il grosso limite della prima soluzione, però, è che permette di realizzare un salto di pressione molto limitato, poiché consente di arrivare ad una quota di circa 1000 metri, cioè molto al di sotto dell'obiettivo minimo fissato a 5000 metri, che rappresenta la quota operativa del motore R902.

Analizzando la seconda soluzione con il motore ausiliario e il tubo di Venturi, risulta evidente che con essa aumentano sia i costi di realizzazione che i costi di gestione:

Anche se la spesa per il tubo di Venturi è piuttosto limitata e dello stesso ordine di grandezza dello scarico ad eiettore, in questo caso occorre affrontare un'ulteriore spesa sia per l'acquisto del motore ausiliario, che si aggira attorno ai 5000-6000 Euro per un motore di autocarro pesante di seconda mano, sia per la gestione di esso, con i relativi costi per il carburante e la manutenzione.

Anche con questa soluzione, inoltre, pur ottenendo un significativo abbassamento di pressione rispetto al caso precedente, non viene raggiunto l'obiettivo prestabilito. In questa configurazione, infatti, si raggiungono all'interno del box circa 76000 Pa, che corrispondono a circa 2500 metri di quota: un valore molto superiore ai 1000 metri dello scarico ad eiettore ma ancora lontano dall'obiettivo.

Con la terza soluzione del motore ausiliario con turbocompressore, infine, i costi per la realizzazione del banco aumentano ulteriormente, a causa dell'acquisto del turbocompressore, che, nel caso dell'Holset HY-55V, comporta in una spesa di circa 1500 Euro, mentre i costi di gestione rimangono inalterati rispetto la seconda soluzione, poiché legati principalmente al motore ausiliario che, nelle ultime due soluzioni, risulta inalterato.

Il grande vantaggio di questa soluzione, però, è che non solo permette di raggiungere piuttosto facilmente la quota operativa per il motore R902 pari a 5000 metri, ma,

migliorando i parametri di regolazione, si riesce a raggiungere all'interno del box una pressione di circa 15000 Pa, che corrisponde ad una quota di circa 14000 metri.

Questo significa che un banco prova realizzato in questo modo permetterebbe di effettuare prove con un range di quota molto elevato, il tutto con un sistema di regolazione molto semplice ed affidabile, poiché basterebbe variare l'apertura della valvola strozzatrice e il regime di rotazione del motore ausiliario per variare la pressione all'interno del box motore.

BIBLIOGRAFIA

- Articolo “Cooling system” di Daniel Nicoson.
- Articolo NACA: “An experimental investigation on rectangular exhaust-gas ejector applicable for engine cooling” di Eugene J. Manganiello e Donald Bogatsky, Aircraft Engine Research Laboratory, Cleveland, Ohio.
- Articolo NASA TM x-67975: “Factors which influence the analysis and design of ejector nozzles” di Bernhard Ho Anderson, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.
- Tesi di Lorenzo Pompei: “Studio ed ottimizzazione di un sistema di raffreddamento per un elicottero diesel”, Università di Bologna.
- Testo “The Wankel engine: design, development, applications”, Hardcover – 1971, di Jan P Norbye.
- Sito www.closeupengineering.it: Articoli di Ingegneria, Meccanica, Il motore Wankel.
- Testo “Meccanica dei fluidi: Principi e applicazioni” di Enrico Marchi e Antonello Rubatta, pubblicato da Utet.
- Articolo “Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications” di Moraal e Kolmanovsky.
- Catalogo online “Holset Turbochargers”.
- Service Manual del turbocompressore Holset HY-55V.
- Tesi di Alessandro Furini, “Studio concettuale di una turbina per la propulsione di un velivolo a pilotaggio remoto”, Università di Firenze.
- Manuale online “Flow Simulation 2012 Tutorial”.

Software utilizzati:

- Solidworks 2013.
- Flow Simulation 2013.
- Microsoft Excel.
- Microsoft Word.