

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 dispositivo per  
variare la quota in banchi prova terrestri.**

CANDIDATO  
Samuele Sintoni

RELATORE  
Prof. Luca Piancastelli

Anno Accademico 2014/2015  
Sessione II



# INDICE

<b>1. Introduzione e obiettivo tesi.....</b>	<b>5</b>
<b>2. Il motore Wankel.....</b>	<b>7</b>
2.1 Geometria del motore.....	7
2.2 Funzionamento.....	9
2.3 Vantaggi e svantaggi.....	10
<b>3. Costruzione banco prova.....</b>	<b>14</b>
3.1 Ejector exhaust.....	14
3.2 Dimensionamento dell'eiettore.....	27
<b>4. Prove di ottimizzazione.....</b>	<b>32</b>
4.1 Prima prova angoli con angoli di 7°.....	32
4.2 Flow Simulation.....	35
4.3 Seconda prova con angoli di 2°.....	41
<b>5. Seconda configurazione.....</b>	<b>47</b>
5.1 Effetto Venturi.....	47
5.2 Soluzione con tubo di Venturi.....	49

<b>6. Terza configurazione.....</b>	<b>55</b>
6.1 Pompa ad anello liquido.....	55
6.2 Simulazioni terza configurazione.....	59
6.3 Scelta della pompa da catalogo.....	66
<b>7. Conclusioni.....</b>	<b>68</b>
<b>8. Bibliografia &amp; Sitografia.....</b>	<b>71</b>

# CAPITOLO 1 | INTRODUZIONE ED OBIETTIVO TESI

Il motore Wankel è un motore a combustione interna di tipo rotativo, di piccole dimensioni, leggero, semplice e di costo contenuto che nonostante la sua bassa longevità, nell'ultimo periodo è stato applicato anche al campo dell'aviazione leggera.

Il suo ottimo rapporto peso/potenza gli consente quindi di essere applicato soprattutto in aerei medio/piccoli, droni e in alcuni tipi di aerei acrobatici di elaborazione particolarmente spinta per quote di circa 20.000 metri o superiori.

Dato l'aumento di utilizzo di questo piccolo motore si è pensata necessaria l'ideazione di un banco prova comodo e trasportabile che consentisse attraverso un eiettore di abbassare la pressione all'interno del banco stesso.

Il banco dovrà consentire quindi, una volta portato a pieno regime il motore, di valutarne il funzionamento alla pressione minore possibile simulandone l'uso alla relativa quota. Questo sarà composto da una camera che conterrà il motore e da un eiettore attraverso il quale avremo diminuzione di pressione.

Preso coscienza dei dati del motore, della temperatura e della portata in massa dei gas di scarico, si potrà dimensionare l'eiettore in modo che l'alta velocità dei gas di scarico generati trascini l'aria dall'interno del banco verso l'esterno, riducendo la pressione.

I flussi dello spostamento d'aria saranno controllati con il simulatore ( software: Flow Simulation - SolidWorks ) in modo che venga espulsa la maggior quantità d'aria dalla camera.

L'ugello opposto all'eiettore sarà dimensionato in base a questi flussi ed anche la camera stessa sarà costruita in modo che l'aria entrante in camera possa percorrerla il più velocemente possibile, senza la creazione di vortici, eccessive perdite e evitando si presenti il fenomeno di distacco di vena.

Una volta dimensionato ed ottimizzato il banco e preso nota della pressione minima ottenibile con questo sistema, ( e la relativa quota a cui verrà ipotizzato il funzionamento del motore ) se il calo di pressione non sarà sufficiente per lo scopo richiesto si elaboreranno altre soluzioni sfruttando ulteriori principi fisici o macchine che ci permetteranno di raggiungere e simulare la quota di 20.000 metri.

## **CAPITOLO 2|**

### **2.1**

## **IL MOTORE WANKEL**

### **GEOMETRIA DEL MOTORE**

Il banco prova da ideare è progettato per un motore Wankel, in particolare l'R902 che possiede un eccellente rapporto potenza peso e lo rende quindi perfetto per applicazioni di tipo aeronautico, dove il peso è una variabile da tenere molto in considerazione.

Il motore fu presentato la prima volta da Felix Wankel nel 1957 grazie alla collaborazione con il dott. Froede, capo dei tecnici della N.S.U..

La prima vettura azionata da un motore Wankel fu nel 1963 la N.S.U.

Spider, il monorotore aveva una cilindrata di soli 498 cm<sup>3</sup> e sviluppava una potenza di 50 CV spingendo l'auto ad oltre 150 km/h a fronte di un consumo decisamente modesto per l'epoca ( Figura 2.1).

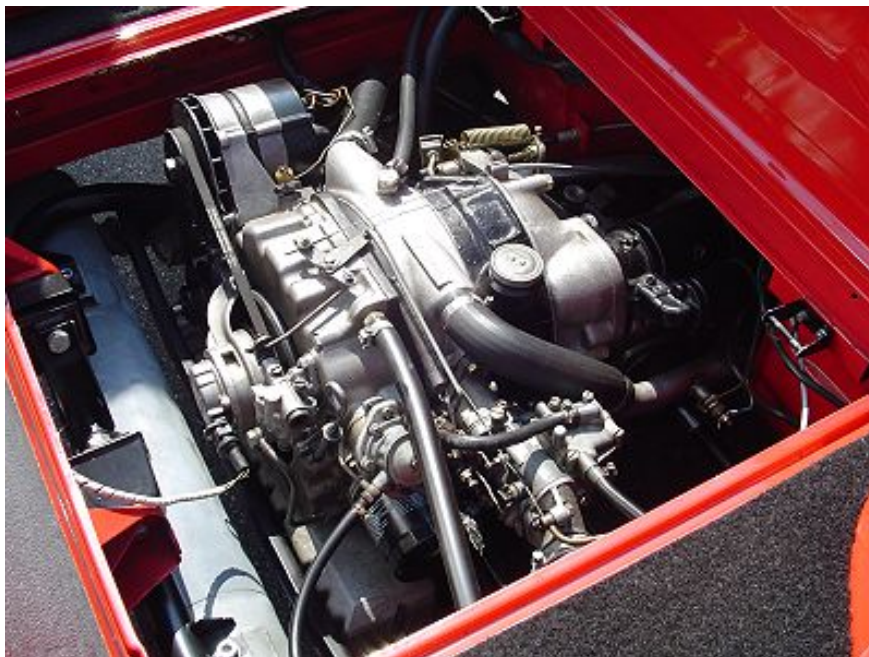


Figura 2.1

Il motore è di tipo rotativo, ovvero il pistone non si muove di moto rettilineo ma ruota intorno ad un asse. Questo movimento è consentito per via di una specifica geometria del motore in particolar modo della camera e del pistone ( Figura 2.2 ).

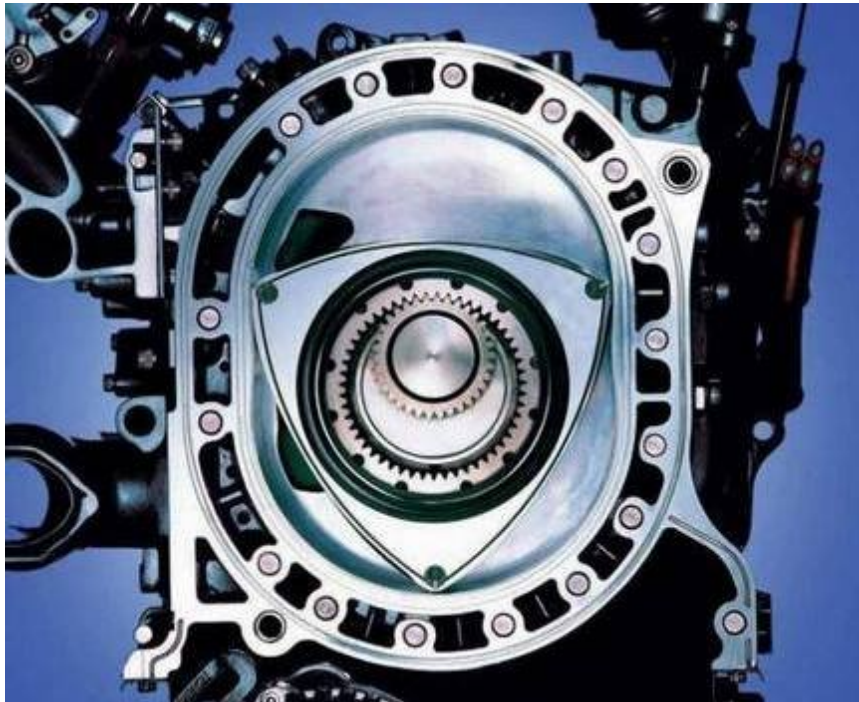


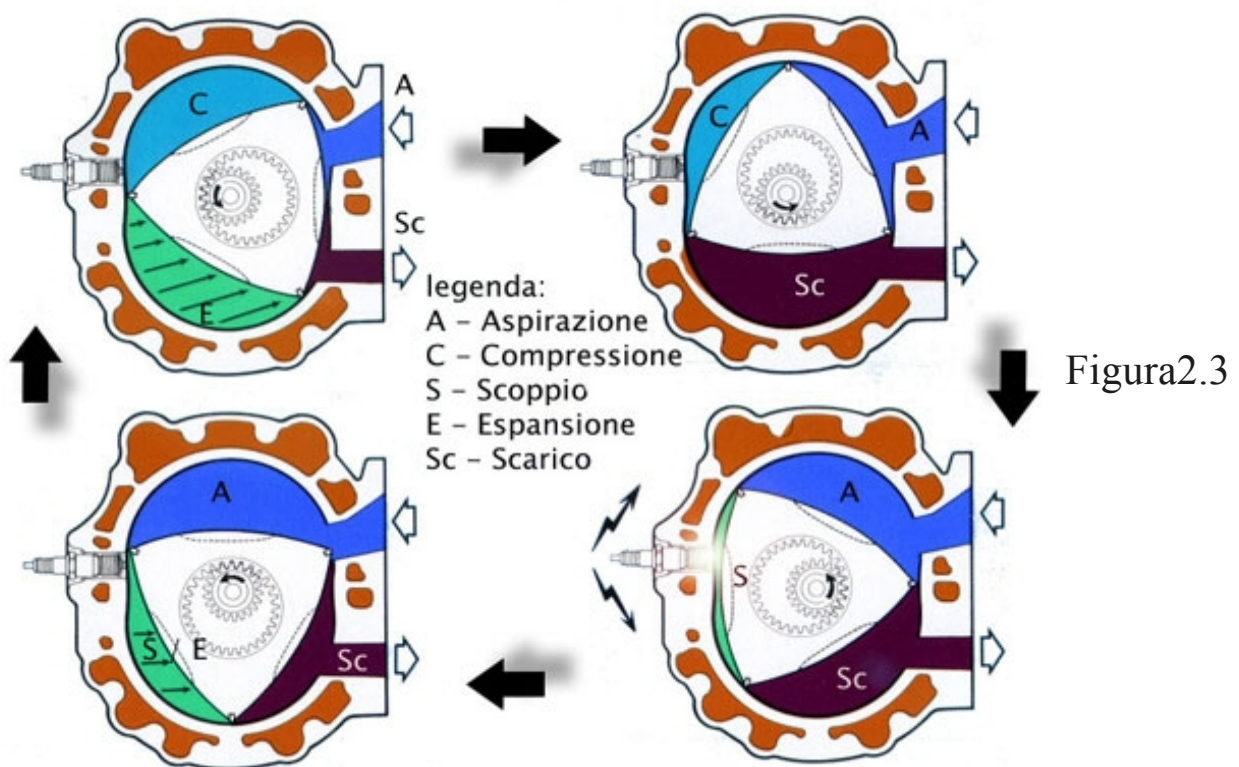
Figura 2.2

Il profilo della camera è simmetrico rispetto ai due assi ortogonali baricentrici descritto dalla curva formata dal rotolamento di una circonferenza generatrice su di un'altra circonferenza fissa e prende il nome di epitrocoide.

Il rotore invece è ideato su di una base triangolare equilatera ma con un'accentuata convessità sui lati, esso prende il nome di triangolo di Reuleaux.

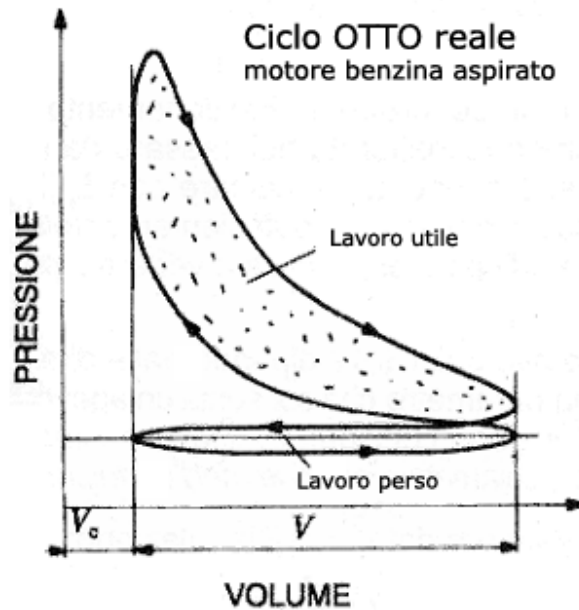


“Il principio di funzionamento del Wankel è molto semplice: un pistone a tre lobi (rotore) ruota eccentricamente intorno all'albero motore, generando con il suo movimento camere di lavoro, all'interno delle quali si compiono ciclicamente le quattro classiche fasi di aspirazione - compressione - combustione - scarico ( Figura 2.3 ).



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 a Otto a quattro tempi, sfasati tra loro di  $120^\circ$  ( Figura 2.4 ).

Figura 2.4



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. 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.

## 2.3

## VANTAGGI E SVANTAGGI

---

Ora si vuole presentare un rapido confronto tra il motore Wankel rotativo rispetto ad uno classico alternativo a combustione interna.

La grande facilità di progettazione del Wankel, dovuta dalla presenza di solamente due parti in movimento, è un vantaggio per il motore rotativo a discapito però del notevole stress subito dal rotore. Esso deve sopportare notevoli escursione termiche ( fino ai  $900^{\circ}$  ), strisciamento e micro-urti derivanti dalla sua natura spigolosa, che comportano la rapida usura della pista di strisciamento, compromettendo la tenuta delle guarnizioni e riducendo il rendimento del motore. Rotore e statore sono costruiti mediante l'uso di macchine specifiche e trattamenti termici come tempra e levigatura, molto accurati, con il conseguente innalzamento di costo.

La presenza di questi due organi meccanici però consente l'eliminazione di masse in moto alterno come bielle, pistoni e spinotti che minimizzano la presenza di forze d'inerzia del secondo ordine, bilanciabili con masse poste in rotazione alla velocità doppia di quella dell'albero.

L'alleggerimento della massa volanica e la rotazione di  $270^\circ$  anziché di  $180^\circ$  in fase di espansione dell'albero motore, consente a questo tipo di motore di avere forti accelerazioni e valori di potenza specifica maggiori rispetto ai motori alternativi.

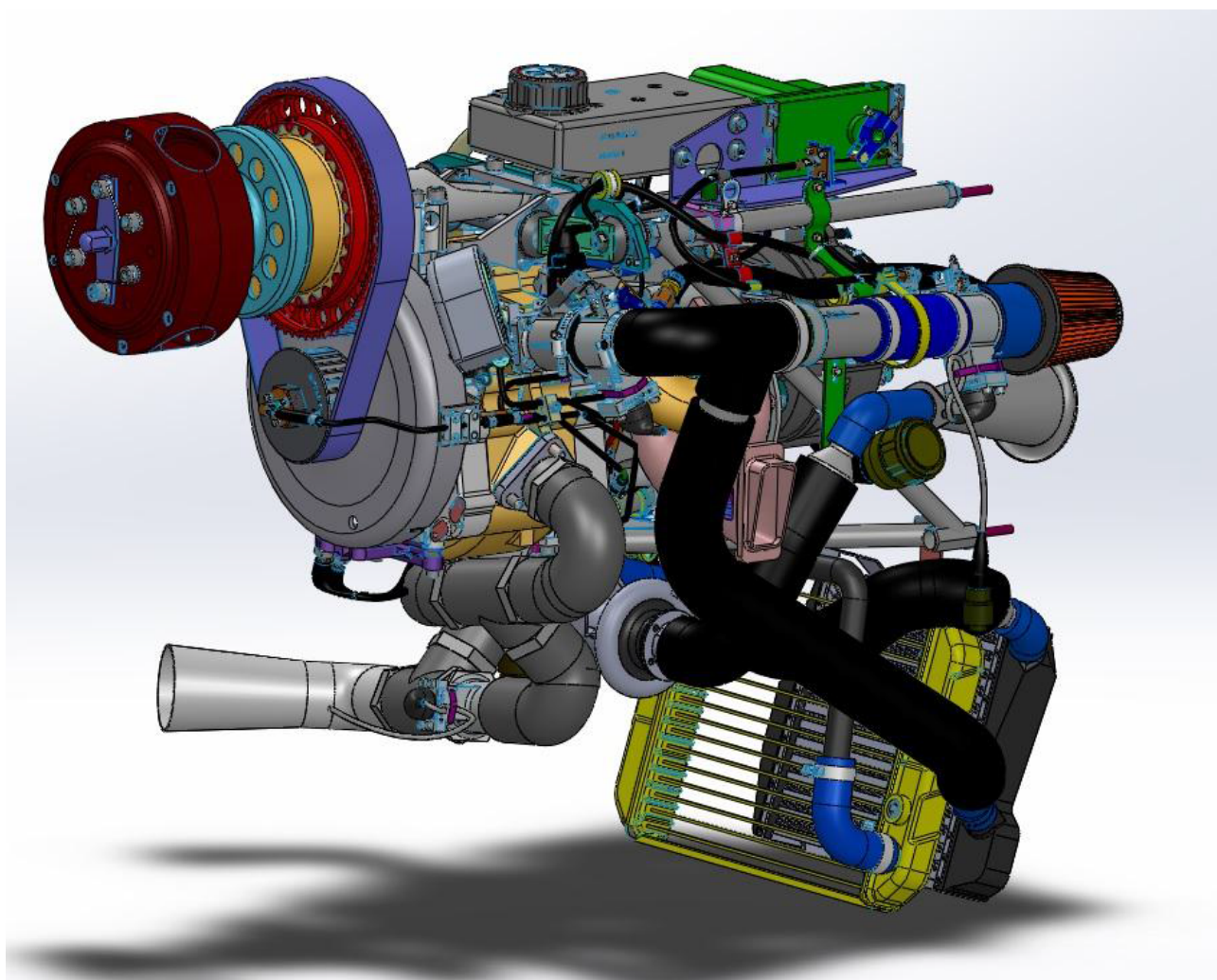
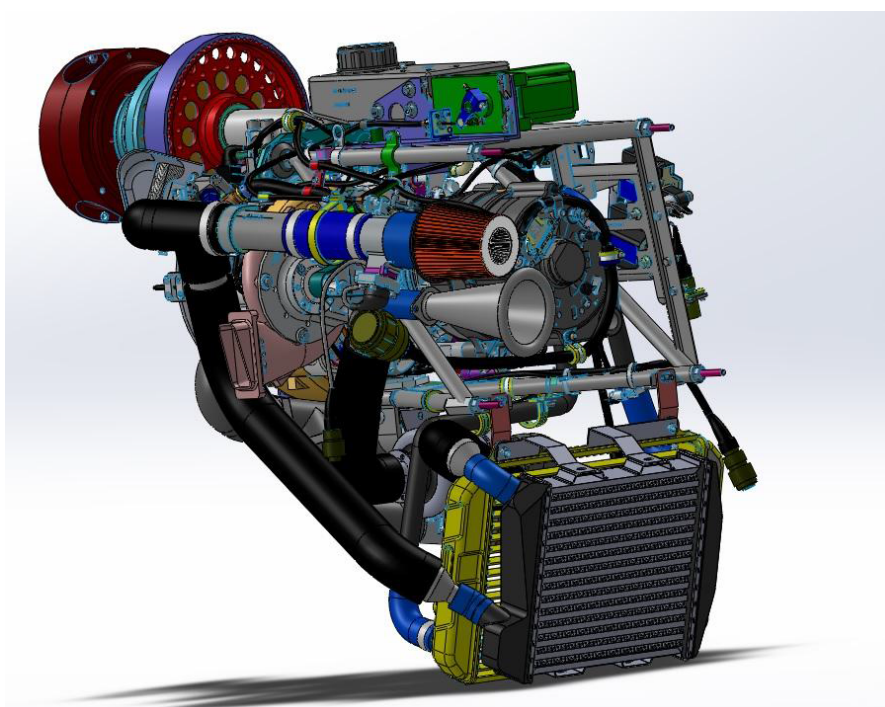


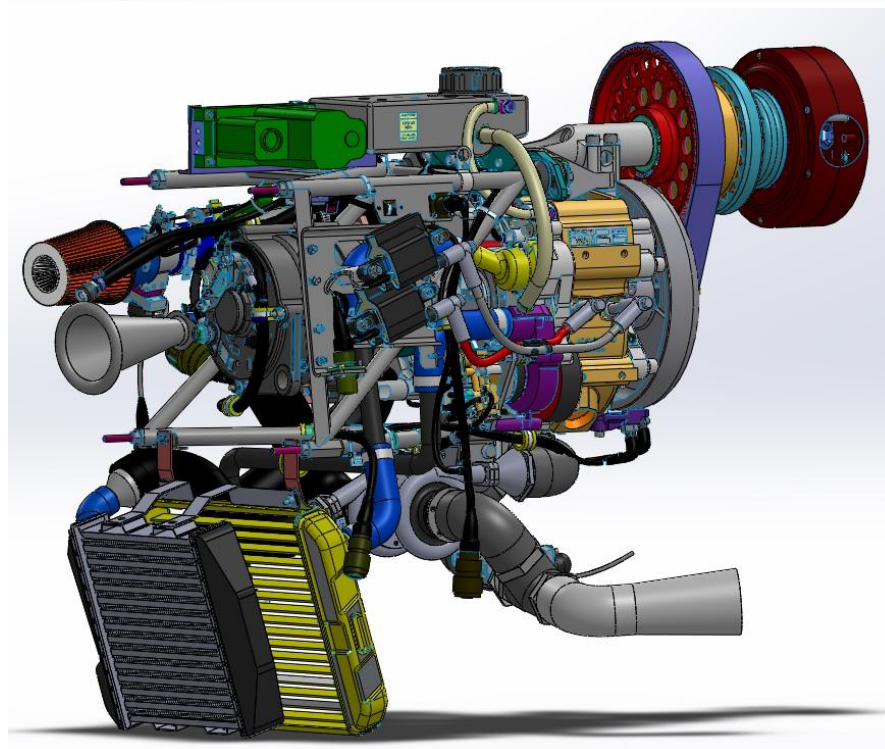
Figura 2.5

Nello specifico il motore preso in esame nella tesi si tratta di un monorotore di 345cc, raffreddato a liquido a iniezione elettronica che eroga fino a 62 HP a 7550 RPM ( Figura 2.5 2.6 2.7 )

2.6



2.7



# CAPITOLO 3| COSTRUZIONE BANCO PROVA

## 3.1 EJECTOR EXHAUST

L'idea di partenza è quella di progettare un banco prova che consenta di testare il funzionamento del motore wankel in alta quota. Per fare questo è necessario che il motore funzioni a regime circondato da una pressione minore di quella atmosferica; la soluzione presa in esame è un *ejector exhaust*.

Un eiettore è un dispositivo in grado di sfruttare l'energia cinetica di un fluido per pomparne un altro da una zona a bassa pressione ad una ad alta pressione ( Figura 3.1).

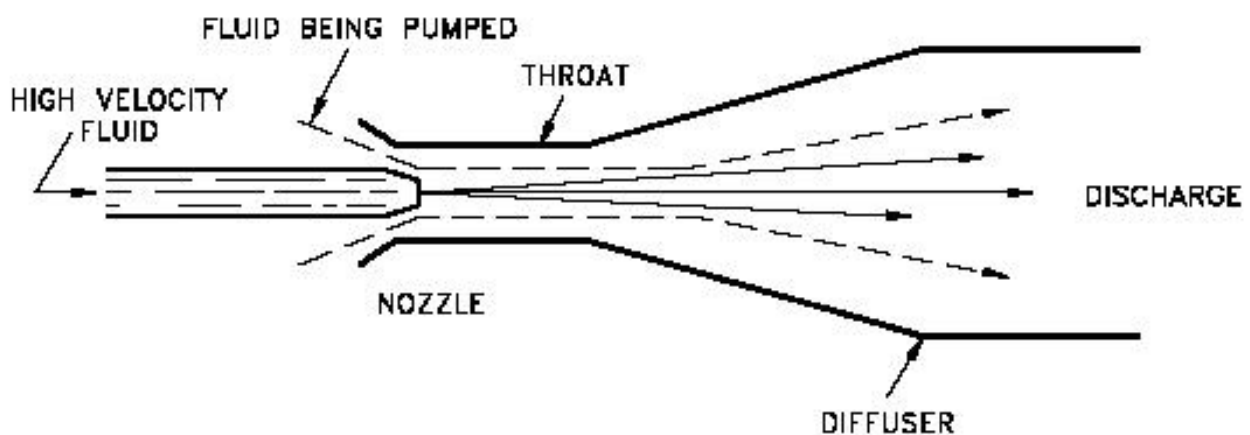


Figura 3.1

Nella presente applicazione 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 della camera in cui

è contenuto il motore all'atmosfera con un eiettore a sezione circolare per limitare le perdite.

L'effetto dell'azione eiettrice 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.

Se l'eiettore viene progettato per una pressione costante lungo la sezione di miscelazione, non viene considerato come una pompa; d'altra parte un'area costante permette operazioni con un incremento di pressione il che è pertinente con la nostra applicazione.

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; conseguenzialmente il flusso di aria in ingresso e quella 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.

Comunque; 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; viene assunto un flusso stazionario.

Dato che le pulsazioni del flusso d'aria vengono 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 a parete.

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.

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:

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

Con:

- $M_e$  = massa di gas di scarico;
- $M_a$  = massa d'aria;
- $A_2$  = area di uscita dalla sezione di miscelazione;
- $\rho$  = densità;
- $R$  = costante del gas;
- $T$  = temperatura;
- $c_p$  = calore specifico a pressione costante;
- $\alpha$  = fattore di riduzione della sezione di ingresso a causa dell'ugello;
- $\beta$  = 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, come nel mio caso, 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  $Ma/Me$  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  $Ma/Me$  a valori più elevati.

Viene quindi riportata una tabella (figura 3.2) nella quale viene proposto l'aumento di pressione in funzione del rapporto  $Ma/Me$  per un eiettore con diffusore.

La tabella presenta in ascissa il rapporto  $Ma/Me$  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.

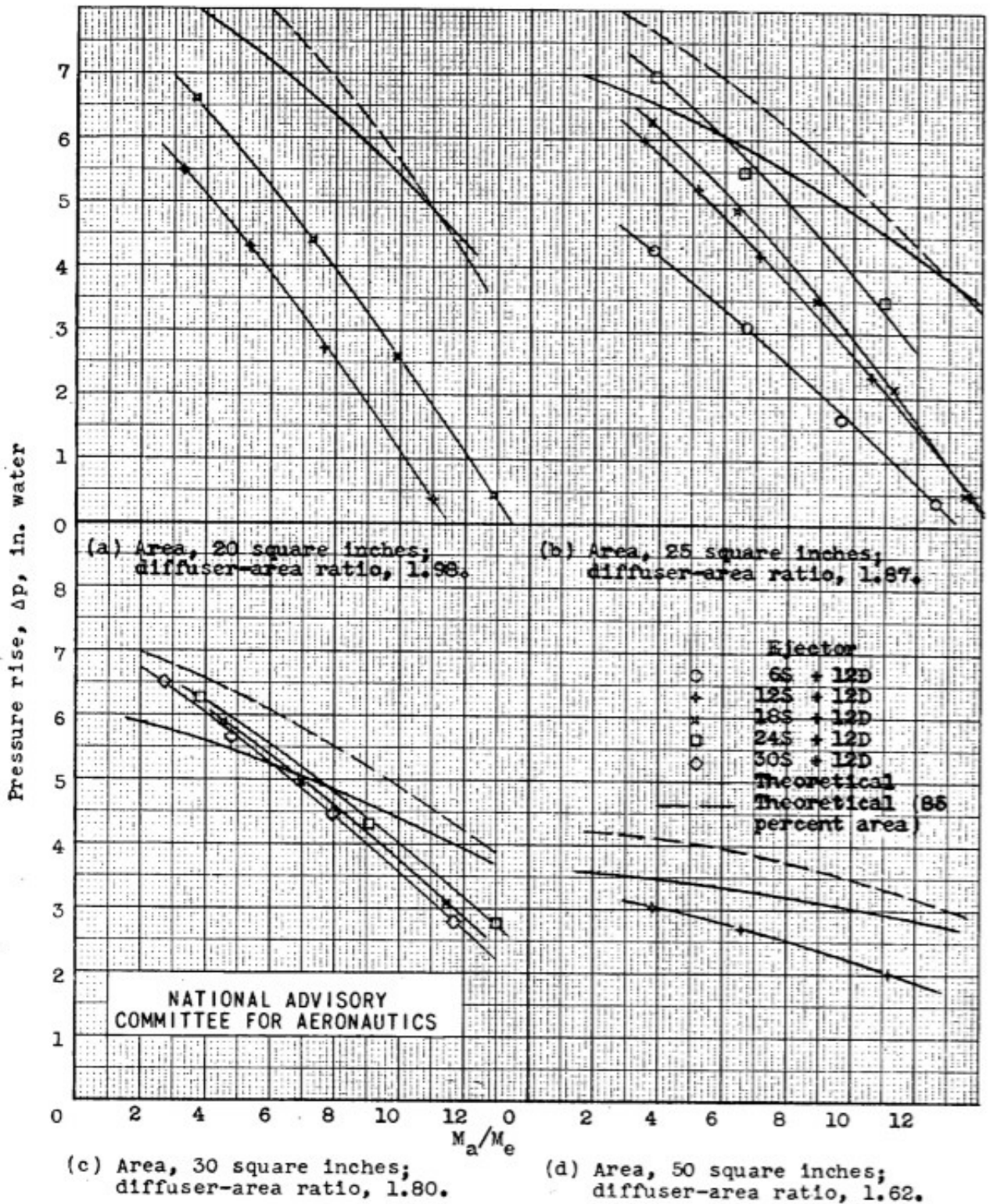


Figura 3.2

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

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

Assumeremo, successivamente, un rapporto fra la sezione di ingresso e quella di uscita del diffusore di 1,86.

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 peggiorino.

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 peggiorino 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.

A pieno regime il motore eroga una portata massica di gas di scarico di 0,062 kg/s a con una temperatura di 1343,15°K che sono i valori usati per lo studio dei condotti di raffreddamento nelle simulazioni.

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

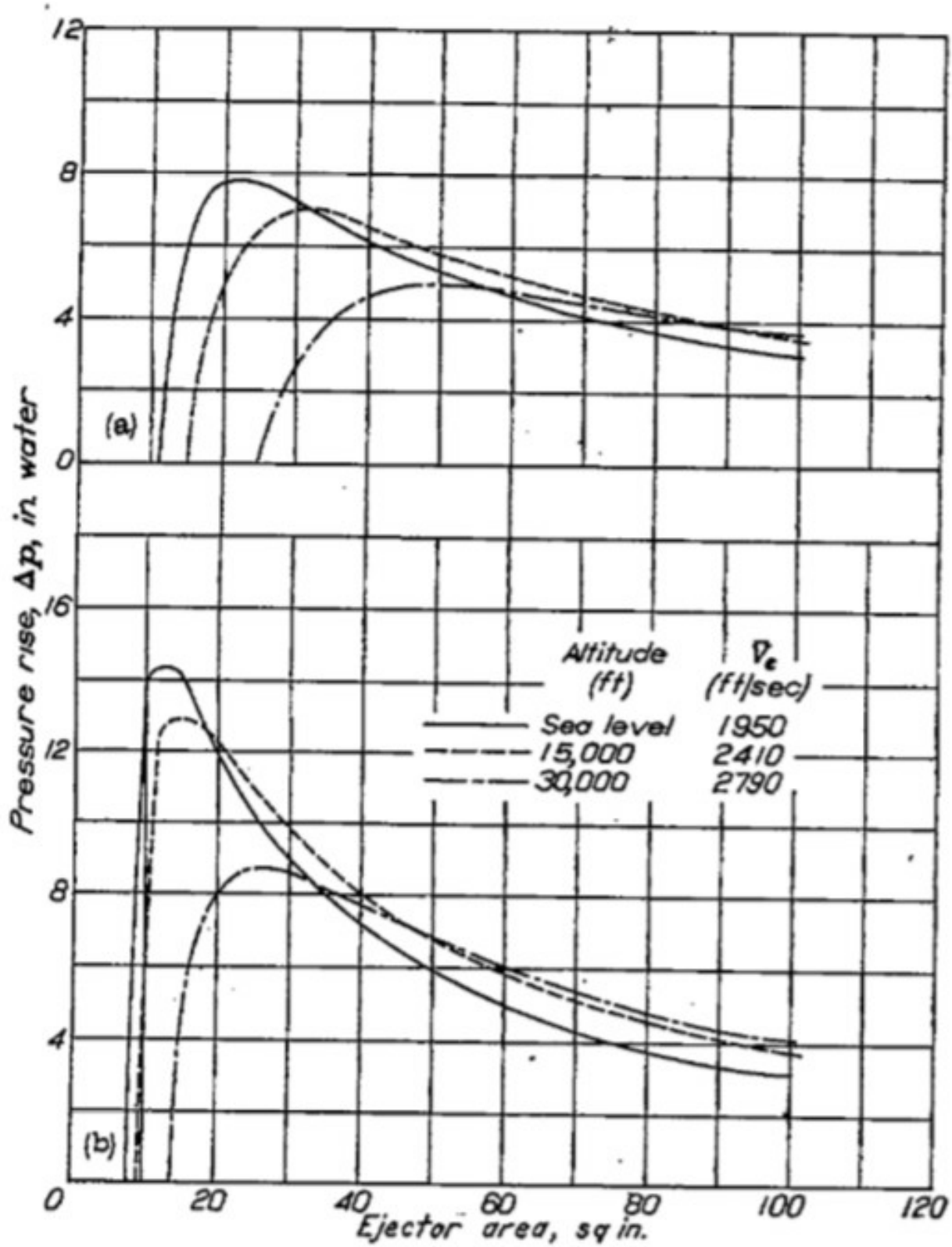


Figura 3.3



Le due tabelle in figura 3.3 sono riferite ad un eiettore sprovvisto di diffusore (a) e provvisto di diffusore (b), e 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 m, 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, come visibile dalla tabella sovrastante.

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  $\lambda$  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.

## **3.2 DIMENSIONAMENTO DELL'EIETTORE**

Per il dimensionamento sono state usate queste regole:

1. Un motore a pistoni produce approssimativamente 0,094 pound al minuto (che corrispondono a 0,45359237 kg / m )per ogni HP ( 1 HP = 1,01427772651 CV) per ogni scarico;
2. Un eiettore può muovere 6 pound di massa di flusso d'aria di raffreddamento per ogni pound di massa di gas di scarico (rapporto fra la massa d'aria di raffreddamento e quella dei gas di scarico);
3. L'area del settore di miscelazione deve essere 10 volte l'area dello scarico del getto;
4. La lunghezza del settore di miscelazione deve essere 6 o 7 volte il diametro della sezione di miscelazione;
5. Il rapporto tra le sezioni di uscita e ingresso del diffusore deve essere 1,87;
6. Il diffusore deve espandere con non più di 12 gradi di angolo per evitare il distacco della vena fluida;
7. Un incremento di oltre 6 pollici di colonna d'acqua (1494,533 Pa) devono essere realizzati tra ingresso e uscita;
8. Operare senza diffusore decresce l'incremento di pressione del 40% circa.

Per quanto riguarda la regola numero uno, questa fa sempre riferimento ad una applicazione a Benzina.

Per avere la portata in massa del Diesel occorre moltiplicare il valore appena visto per un coefficiente che risulta essere il rapporto tra le masse di scarico tra diesel e benzina.

Per ricavare questo coefficiente occorre passare per il BSFC (Brake specific fuel consumption) per entrambe le propulsioni, cioè il rapporto tra il consumo di carburante in g/s e la potenza prodotta in W.

Consideriamo il rendimento del motore benzina pari a 0,2 e quello del motore Diesel 0,48.

$$\eta_{benzina} = \frac{1}{BSFC_{benzina} * 0.0122225}$$

$$\eta_{diesel} = \frac{1}{BSFC_{diesel} * 0.0119531}$$

Consideriamo le condizioni stechiometriche e i rapporti di compressioni di 14,5:1 per il propulsore a benzina e 20:1 per il propulsore diesel.

In questo modo si ricavano le masse allo scarico dei propulsori e facendone il rapporto ricavo il coefficiente cercato:

$$m_{benzina} = 15.5 * BSFC_{benzina}$$

$$m_{diesel} = 21 * BSFC_{diesel}$$

$$\frac{m_{diesel}}{m_{benzina}} \approx 0.57$$

In questo modo si avrà una portata in massa di  $0,094 * 0,57 = 0,05358$  pound di massa al minuto per ogni HP per ogni scarico.

Trasformando le unità di misura in grammi si ha per il benzina 35,08 kg/min per HP per ogni scarico e per il diesel 20 kg/min per HP per ogni scarico.

Da calcoli sperimentali risulta che la velocità nel condotto di miscelazione per un motore benzina è di 318 m/s e il nostro diametro di scarico nello specifico era di 60 mm.

Per la regola numero 3 la sezione del settore di miscelazione deve essere 10 volte quella dello scarico del getto.

$$A_{\text{scarico}} = (p * d^2) = 2.826 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{settore}} = 28.260 \text{ mm}^2$$

$$D_{\text{settore}} = 189.7 \text{ mm}$$

Per cui il diametro del settore di miscelazione è 189.7 mm.

Per la regola 4 la lunghezza del settore di miscelazione deve essere 6-7 volte il diametro, cioè  $7 * 189.7 = 1.327.9 \text{ mm}$ .

Poiché l'ugello di scarico ha sezione ellittica (Figura 3.4) i diametri appena calcolati sono solo indicativi mentre vengono considerate esatte le aree per calcolare le misure effettive: per ottenere una sezione di 2.826 mm. si è optato per una ellisse con diagonale maggiore di 73 mm, e diagonale minore di 50 mm poiché la formula per l'area di una ellisse è  $A = \text{semiasse maggiore} * \text{semiasse minore} * \pi$ .

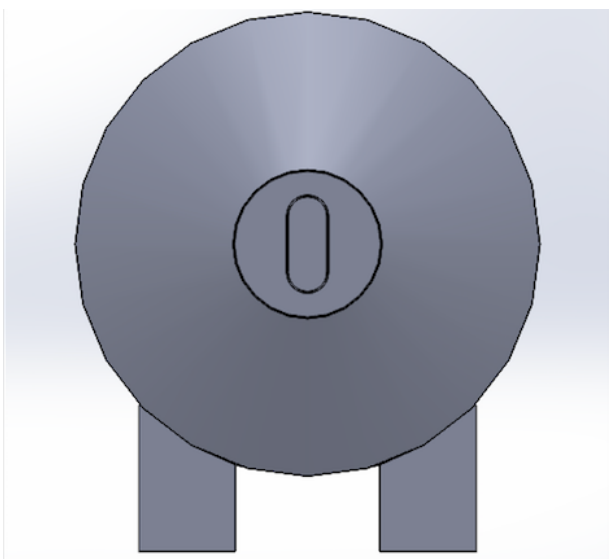


Figura 3.4

A questo punto ho dimensionato il diffusore in base alle regole 5 e 6.

La sezione di uscita del diffusore è  $28.260 * 1.87 = 52.846,2$  mm. che significa che il diametro è: 259,5 mm, mentre quella di ingresso è identica a quella della sezione di miscelazione (Figura 3.5).

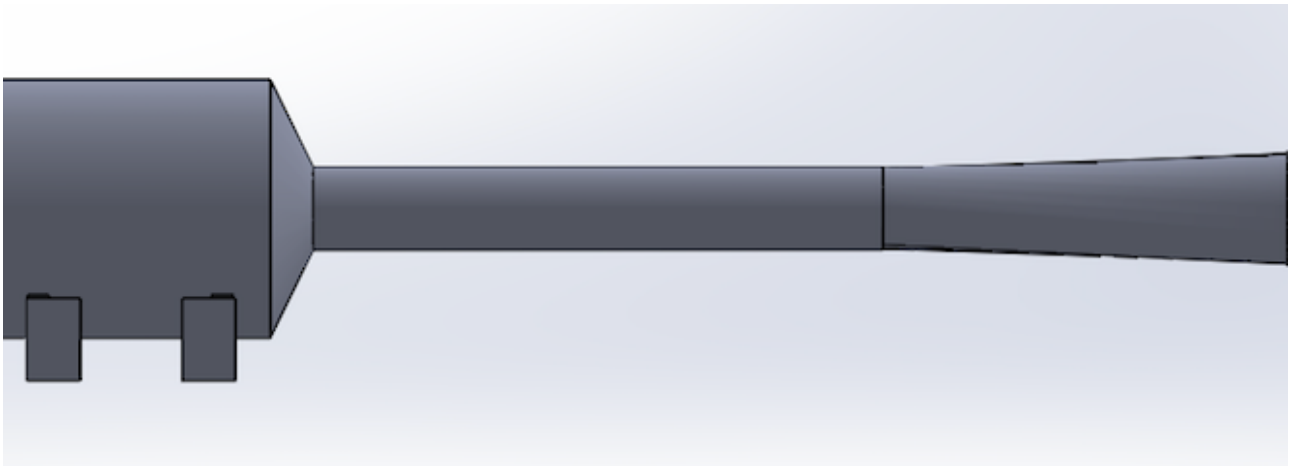


Figura 3.5

Poiché sarà necessario un angolo di  $2^\circ$  per evitare il distacco della vena fluida e questo fattore deve essere preso in considerazione per la rincorsa all'ottimizzazione, la lunghezza del diffusore sarà di 1000 mm.

# **CAPITOLO 4| PROVE DI OTTIMIZZAZIONE**

## **4.1 PRIMA PROVA CON ANGOLI DI 7°**

Si è partito rappresentando il motore, calcolando approssimativamente l'ingombro con le specifiche del motore Wankel.

Dai dati si è scelto di rappresentarlo come un parallelepipedo di lunghezza, larghezza e altezza rispettivamente di 65cm, 40cm e 40 cm in modo da non appesantire i calcoli del simulatore rendendo più veloce quindi la ricerca dell'ottimo.

In prima analisi, il diffusore dell'eiettore e la camera, che avrà la funzione di aspirare l'aria dalla zona motore per creare la depressione, sono stati costruiti con angoli di apertura di 7° sperando di poter ridurre le dimensioni del banco pur impedendo il distacco di vena.

Qui di seguito si mostra la bozza di prima progetto (Figura 4.1).

Le analisi iniziali sono state fatte su questa struttura che ha dato le linee direttrici su cui basarsi per proseguire la ricerca come: la grandezza dell'ugello, l'angolo minimo di distacco di vena o la presenza o meno di un convogliatore davanti all'ugello per facilitare l'immissione d'aria pur creando una depressione in camera.



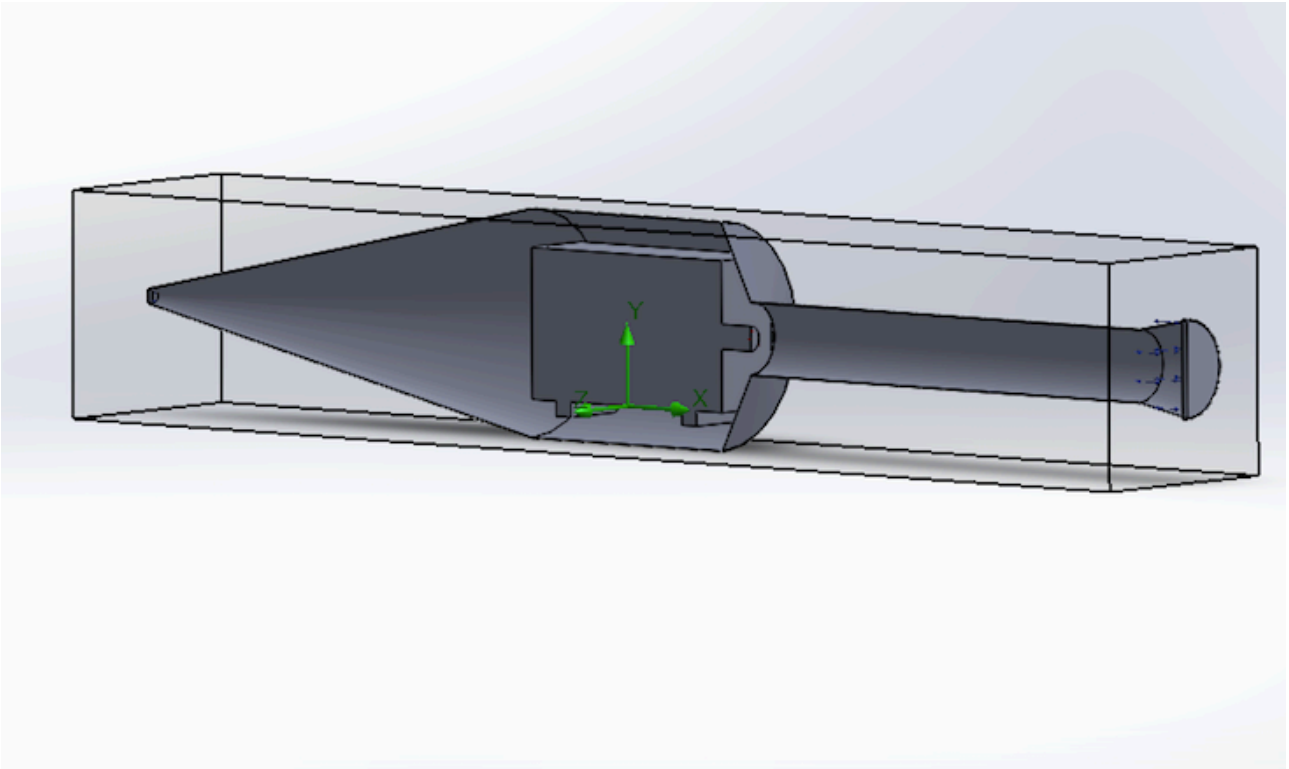


Figura 4.1

Le prove sono state eseguite ponendo su Flow Simulation determinate condizioni al contorno quali: pressione e temperatura standard al di fuori del nostro banco prova e una velocità di uscita dallo scarico di 500 m/s a 1343 gradi Kelvin come da specifiche tecniche del motore.

Dalle simulazioni fatte, seppur non conoscendo ancora la configurazione finale, si sono ottenute diverse informazioni riguardo il nostro banco prova ad esempio la grandezza dell'ugello.

E' stato riscontrato che a grandezze di ugello maggiori corrispondeva una minore depressione all'interno della camera ed è così è stato ridotto il più possibile. Questa tendenza però è andata in conflitto con le alte sollecitazioni di compressione che la forte pressione provocava sull'ugello quindi per le prove future si provvederà all'installazione di un convogliatore di flusso prima dell'ugello così che le forti pressioni risultino di dilatazione e non di compressione ( meno pericolose e distruttive per una struttura di questo tipo ).

È apparsa inoltre un'altra problematica: il distacco di vena; fare la convergenza della camera e l'angolo di diffusione dell'eiettore di 7° ha portato a distacco di vena dell'aria spostandoci così da un ipotetico valore di ottimo che si spera di raggiungere con le prove successive.

il miglioramento continuo del CAD integrato FSI Flow Simulation (Fluid Interaction System) ha progressivamente ridotto la necessità di partner esterni altamente specializzati per le simulazioni di flusso. Questi pacchetti software di simulazione sono stati progettati per tenere il passo con l'inevitabile sviluppo del design. Per rendere FSI utilizzabile per i progettisti meccanici o provenienti da altre discipline ingegneristiche, il pacchetto software CFD è stato in gran parte automatizzato.

La competenza necessaria per il funzionamento del software è trascurabile in quanto le capacità di gestire geometrie complesse e di simulare complesse turbolenze o scambi di massa e calore sono intrinseche al simulatore.

Da studi effettuati al simulatori e confrontati con ricerche evidenziate dalla NASA in galleria del vento si è notato che, a bassi valori di precisione del simulatore, questo offre dati che rispecchiano male la realtà ma aumentando il grado di precisione, ( massimo ) i risultati seguono quelli ottenuti dalla NASA quasi sovrapponendosi (Figura 4.2).

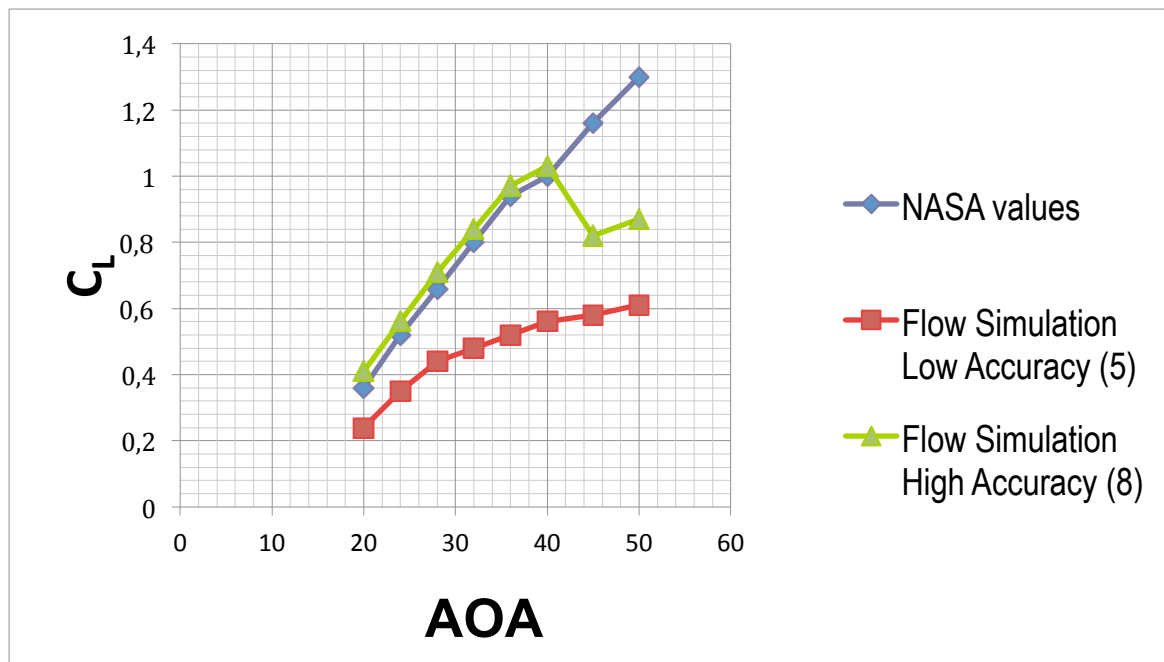


Figura 4.2

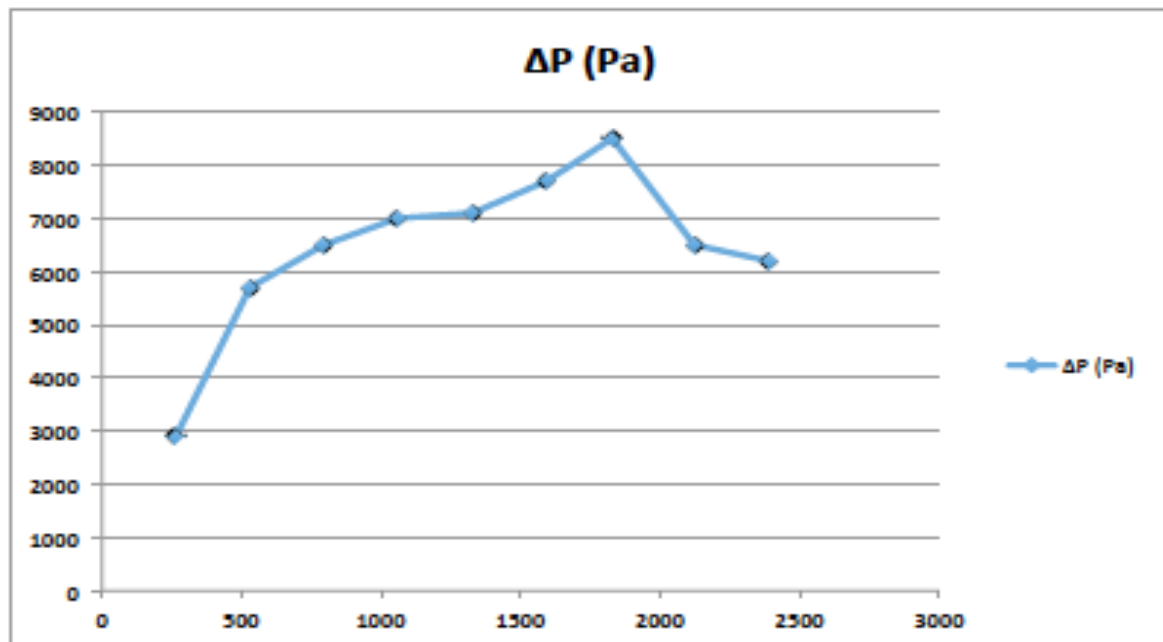
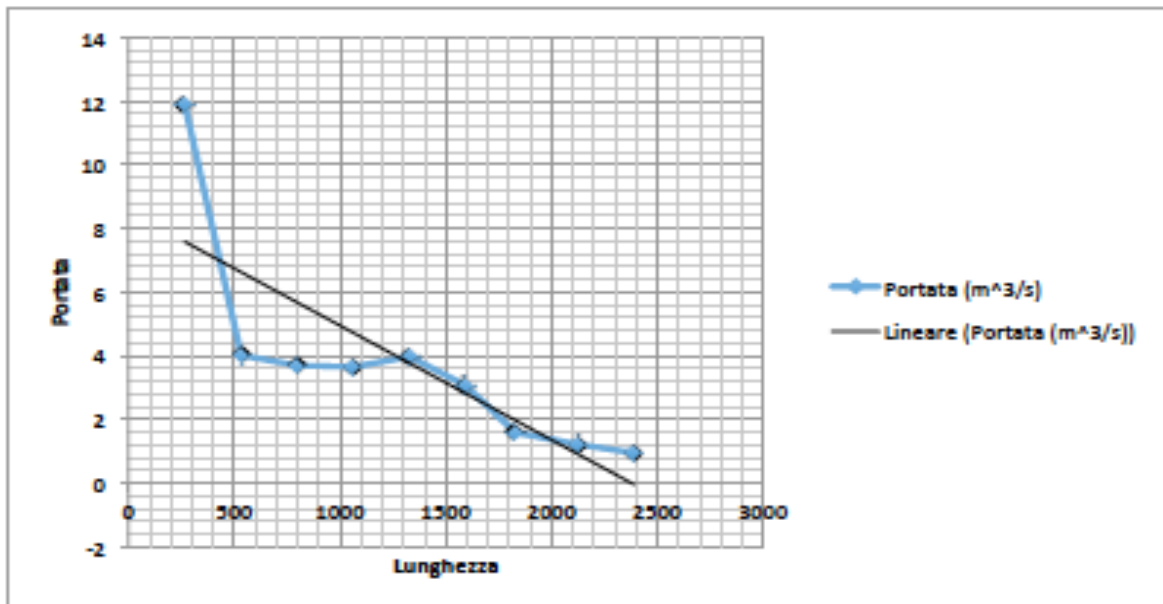
Questi dati rendono ovviamente più valido il nostro percorso nel quale ci affidiamo al simulatore Flow Simulation in quanto sappiamo che i valori trovati ad un alto grado di precisione bene rispecchiano la realtà.

Si sono effettuate poi delle prove con una diversa grandezza del miscelatore, nello specifico la sua lunghezza, simulando con il software ed i nostri parametri il funzionamento del banco.

Si era interessati alla differenza di pressione che si veniva a creare all'interno della camera ed alla velocità di uscita dei gas di scarico dal miscelatore in modo da calcolare poi la portata.

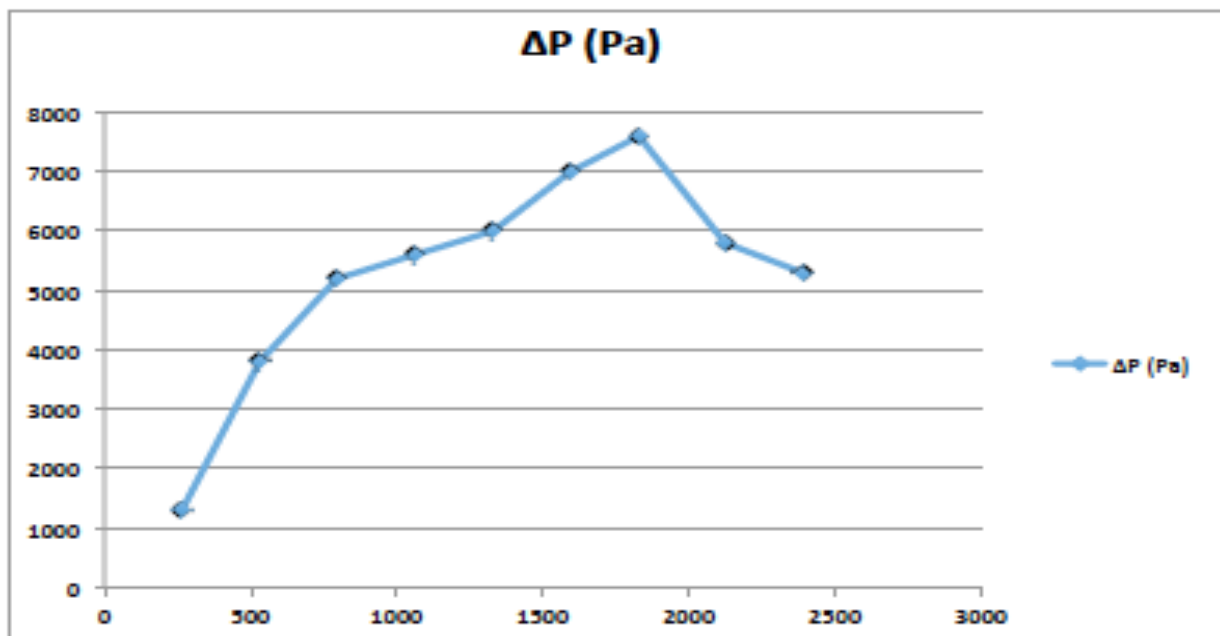
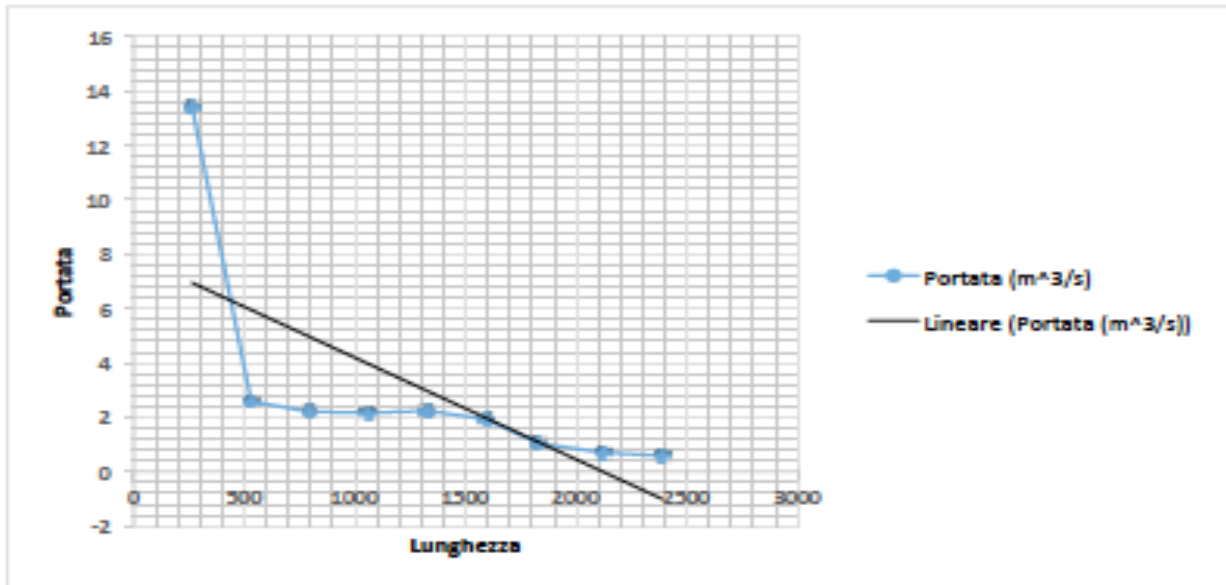
Sono state effettuate due tipi di prove: una con e una senza diffusore alla fine del miscelatore, si riportano qui i risultati.

Lunghezza (mm)	P.min. (Pa)	V.uscita (m/s)	Portata (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P$ (Pa)
265	98100	225	11,9	2900
531	95300	76	4,02	5700
795	94500	70	3,7	6500
1060	94000	69	3,65	7000
1328	93900	75	3,97	7100
1593	93300	58	3,07	7700
1828	92500	30	1,59	8500
2123	94500	23	1,22	6500
2388	94800	18	0,95	6200



CON DIFFUSORE

Lunghezza (mm)	P.min (Pa)	V.uscita (m/s)	Portata (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P$ (Pa)
265	99700	480	13,4	1300
531	97200	92	2,58	3800
795	95800	79	2,21	5200
1060	95400	77	2,16	5600
1328	95000	80	2,24	6000
1593	94000	69	1,93	7000
1828	93400	37	1,04	7600
2123	95200	25	0,7	5800
2388	95700	21	0,59	5300



SENZA DIFFUSORE

Per effettuare le prove si è partito dalla lunghezza ottimizzata per l'eiettore e poi si è diviso in intervalli uguali questa distanza per avere i più regolarmente differenti esempi di miscelatori.

Da questi dati si confermano essenzialmente due informazioni importanti ovvero: la presenza di un diffusore aumenta la depressione in camera circa del 10% rispetto alla configurazione senza diffusore e che è presente una lunghezza specifica del miscelatore dove la differenza di pressione è massima, dimostrando l'ottimizzazione dell'eiettore.

Dalle tabelle con il diffusore però emerge che una lunghezza maggiore di quella ottimizzata da un maggiore livello di depressione in camera in contraddizione con le nostre analisi.

Effettuando prove successive sul progetto però si è notato che la lunghezza ottimizzata di 1328 conferiva il migliore livello di performance.

Questo perché le tabelle sono state create su di un sistema più semplificato rispetto al nostro, le simulazioni non sono state fatte a precisione massima a causa dei limiti del computer usato, ma sempre dimensionato con i nostri dati e sul principio dell'ejector exhaust (Figura 4.3).

Tale semplificazione è stata necessaria in quanto ogni simulazione effettuata a livelli di precisione alti richiede tempi molto lunghi e performance del computer abbastanza elevate, tali semplificazioni hanno traslato quindi la lunghezza di ottimizzazione verso destra di circa 500 mm.

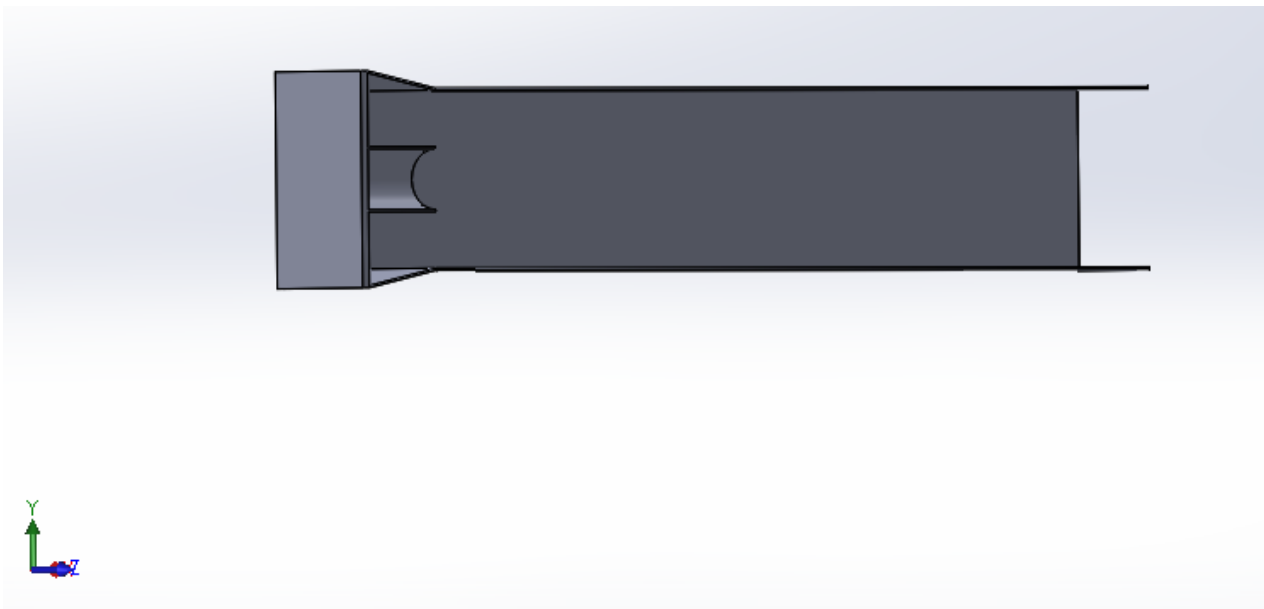


Figura 4.3



## 4.3 SECONDA PROVA CON ANGOLI DI 2°

Dopo il primo tentativo con angoli di divergenza del diffusore e del canale di imbocco alla camera di 7° e il conseguente riscontrarsi del distacco di vena si è provato nel secondo tentativo a ridurre questo angolo.

Un angolo di 2° gradi è risultato ottimo per questo scopo, una maggiore facilità di convogliamento del flusso a monte del motore ed una più facile espulsione da parte del diffusore a valle aumentano di molto la depressione all'interno della camera.

Il progetto ora si presentava nella maniera seguente:

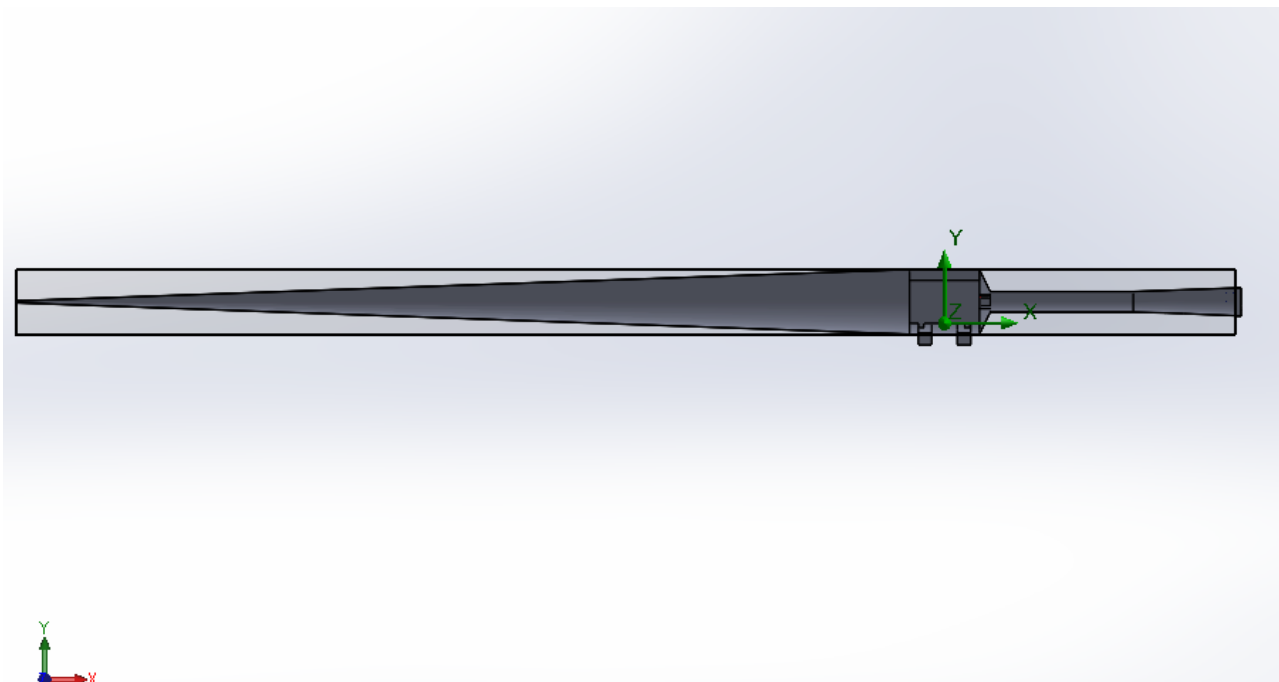


Figura 4.4

Le prove sono state effettuate con gli stessi parametri di prima e le stesse problematiche all'ugello sono state verificate ( Figura 4.5 ) ovvero le troppo basse pressioni a compressione che portano ad un sicuro danneggiamento della lamiera.

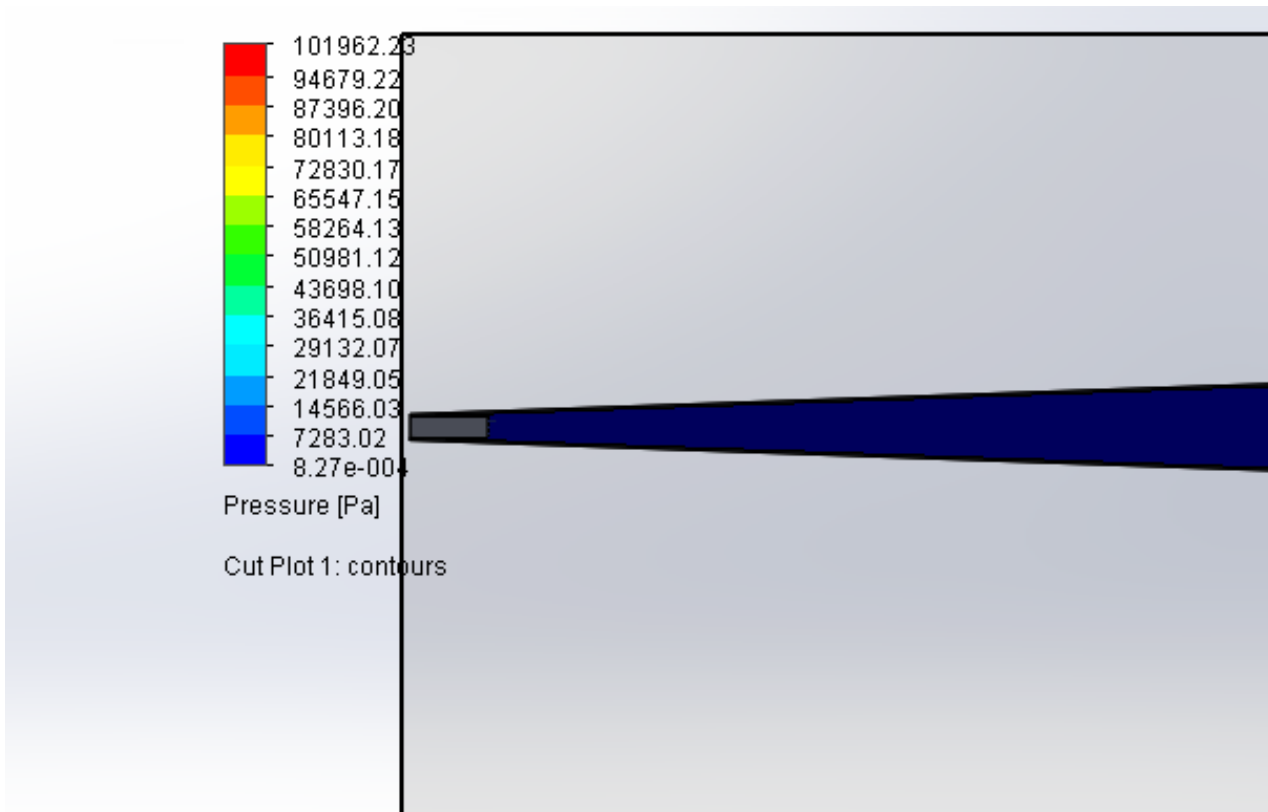


Figura 4.5

Il valore minimo di pressione trovato sull'ugello è di  $8,27e-004$  Pa per questo la realizzazione di un canale di imbocco è stata necessaria in modo che la differenza di pressione si invertisse ( avendo circa poi 2 atm dentro e 1 fuori ) e le forze diventassero di espansione.

Per farsi un'idea di massima delle dimensioni la lunghezza complessiva del progetto ora raggiunge i 13,5m.

Qui di seguito le simulazioni ed i rispettivi valori di pressione ottenuti con Flow Simulation, le specifiche di progetto e con la presenza del canale di imbocco iniziale, che non altera affatto i valori di pressione in camera ma è solo funzionale alla realizzabilità del sistema.

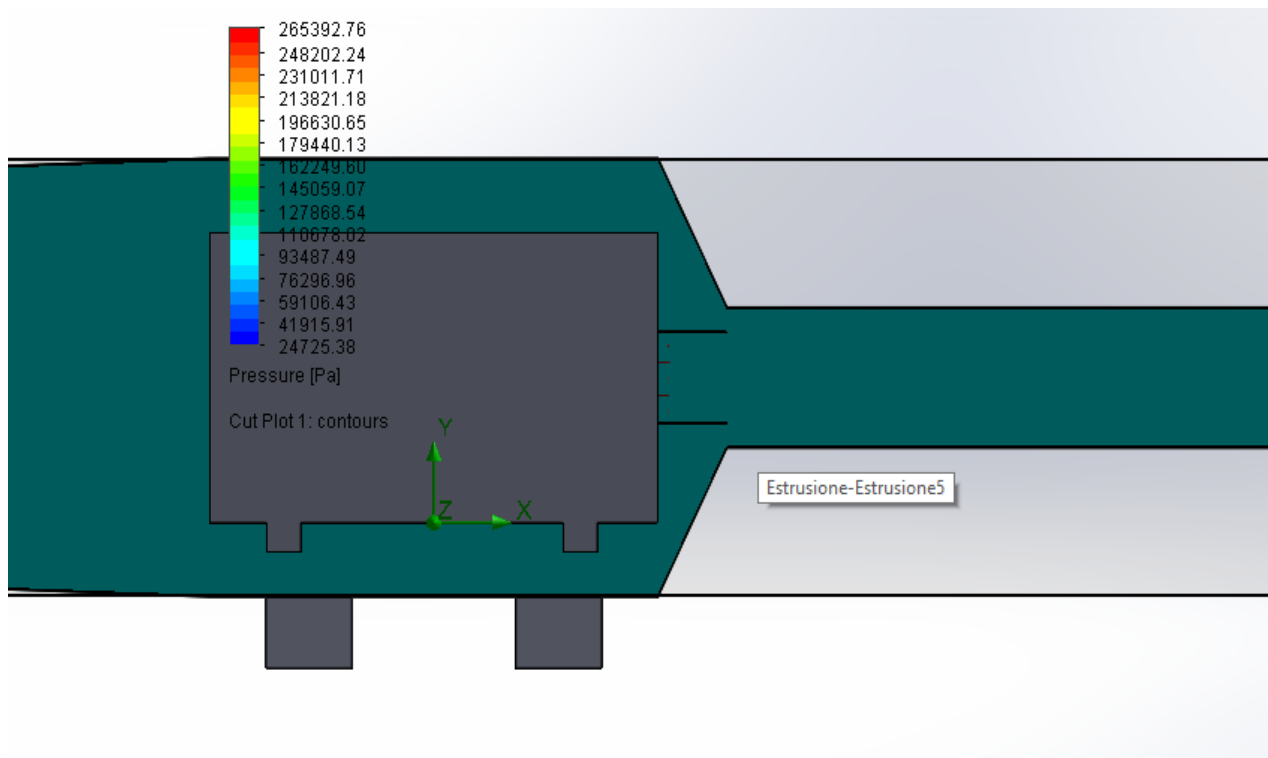


Figura 4.6

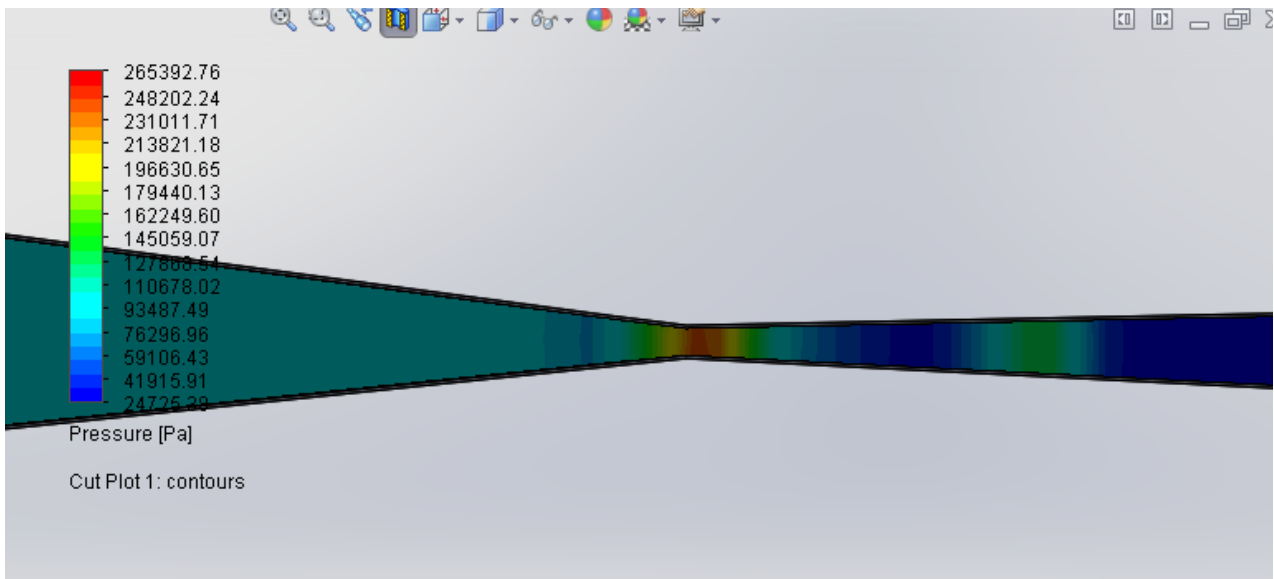


Figura 4.7

La figura 4.7 mostra che sull'ugello ora è presente un valore di pressione pari a 265.392,76 Pa che allevia lo stress su questo e non provoca un crollo della struttura, o per lo meno sarà più facile così, in fase di costruzione, rinforzare la lamiera in questo punto mentre sarebbe stato più complicato rinforzarla per sforzi di compressione.

Dalla figura 4.6 si evince la pressione nella camera nella fase di utilizzo del motore che si può approssimare ad un valore di circa 80000 Pa.

L'obiettivo era far lavorare il motore ad una pressione minore di quella atmosferica, in modo da simularne l'utilizzo in quota; ora vediamo attraverso una tabella ( Figura 4.8 ) che associa a determinati valori di pressione una quota sopra il livello del mare.

Quota	Temperatura	Pressione	Densità	Velocità suono
$z$	$T$	$P$	$\rho$	$c$
[m]	[K]	[Pa]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[m/s]
0	288	101325	1,225	340
500	284,8	95464	1,168	338
1000	281,5	89881	1,113	336
1500	278,3	84565	1,059	334
2000	275,0	79507	1,007	332
2500	271,8	74696	0,958	330
3000	268,5	70123	0,910	328
3500	265,3	65780	0,864	326
4000	262,0	61658	0,820	324
4500	258,8	57747	0,778	322
5000	255,5	54039	0,737	320
5500	252,3	50527	0,698	318
6000	249,0	47201	0,660	316
6500	245,8	44055	0,625	314
7000	242,5	41081	0,590	312
7500	239,3	38272	0,557	310
8000	236,0	35620	0,526	308
8500	232,8	33119	0,496	306
9000	229,5	30762	0,467	304
9500	226,3	28543	0,440	302
10000	223,0	26455	0,413	299
10500	219,8	24492	0,388	297
11000	216,5	22650	0,365	295

Figura 4.8

Dalla tabella si nota che questi valori di pressione sono riscontrati quando si raggiunge una quota di 2000m sopra il livello del mare.

Si è raggiunto questo risultato senza l'utilizzo di nessun organo meccanico esterno al motore ma usando solo un materiale semplice e di facile reperibilità qual'è la lamiera.

Ora ci si pone la domanda se esiste qualche altro sistema, di costi contenuti e coerente con i mezzi di un'officina di sperimentazione su banco prova, che possa aumentare questa variazione di pressione, in modo da poter simulare l'uso del motore a quote ancora più alte, senza snaturare troppo il nostro progetto iniziale.

# **CAPITOLO 5| SECONDA CONFIGURAZIONE**

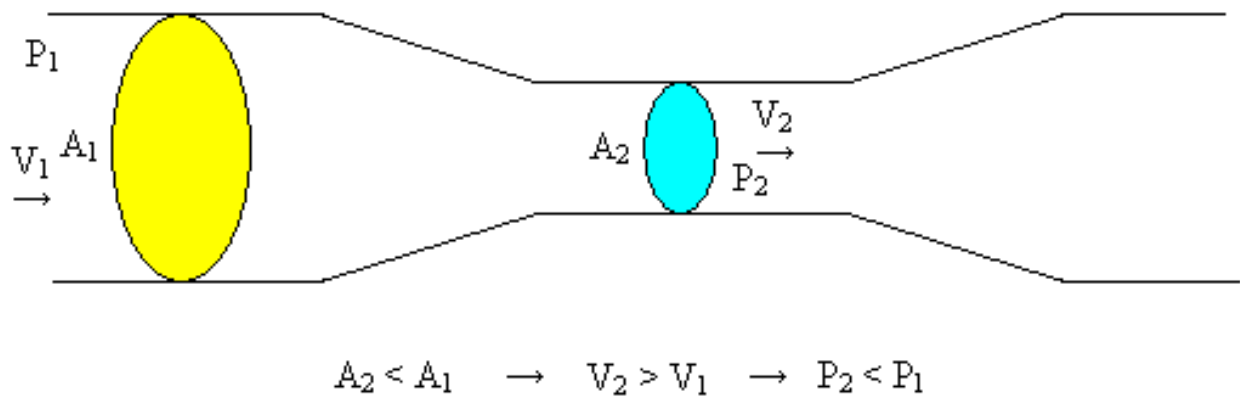
## **5.1 EFFETTO VENTURI**

Consideriamo una generica condotta che presenti una diminuzione della sua sezione e chiamiamo  $A_1$  l'area maggiore e  $A_2$  l'area minore.

Dall'equazione di continuità applicata alla fluidodinamica sappiamo che in condizioni stazionarie la portata (massica) entrante nella prima sezione deve essere esattamente uguale a quella entrante nella seconda. Da ciò, in caso di fluido a densità costante (incomprimibile) poiché la portata volumetrica può essere espressa come prodotto della velocità del fluido per la sezione in cui passa, si deduce che c'è un aumento di velocità nella sezione  $A_2$  rispetto a quella in  $A_1$  ( $v_1 < v_2$ ).

Sulla base di queste considerazioni, supponendo che non esista una differenza di quota tra le due sezioni, è possibile utilizzare come sistema di riferimento per le altezze l'asse della condotta, eliminando in questo modo un termine nell'equazione di Bernoulli (conservazione dell'energia), che si presenterà in questa forma:

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



con  $\rho$  densità,  $p$  pressione e  $v$  velocità del flusso.

Si può notare, quindi, che all'aumentare della velocità del fluido si crea necessariamente una diminuzione della pressione interna al fluido stesso.

Nel caso del nostro esempio, cioè, la pressione  $p_2$  risulterà essere minore della pressione  $p_1$ .



## **5.2 SOLUZIONE CON TUBO DI VENTURI**

L'effetto Venturi (o paradosso idrodinamico) è quello secondo in quale la pressione di un fluido aumenta con il diminuire della sua velocità.

E' ciò che si verifica quando un fluido in un condotto passa attraverso una strozzatura, una riduzione del diametro del condotto.

Contrariamente a quanto il senso comune direbbe, il fluido diminuisce la sua pressione perché, dovendo mantenere la portata (legge di conservazione della massa) aumenta la sua velocità.

Si è deciso quindi di immaginare una soluzione sfruttando questo principio: creando un tubo di Venturi ( convergente – tubo – divergente ) all'interno del quale arrivi il nostro scarico del Wankel (Figura 5.1) e ad una estremità scarichi invece un secondo motore che, grazie alla velocità dei suoi fumi e all'aumento della velocità della vena fluida all'interno del tubo di Venturi, trascini l'aria all'interno della camera che contiene il Wankel creando depressione (Figura 5.2).

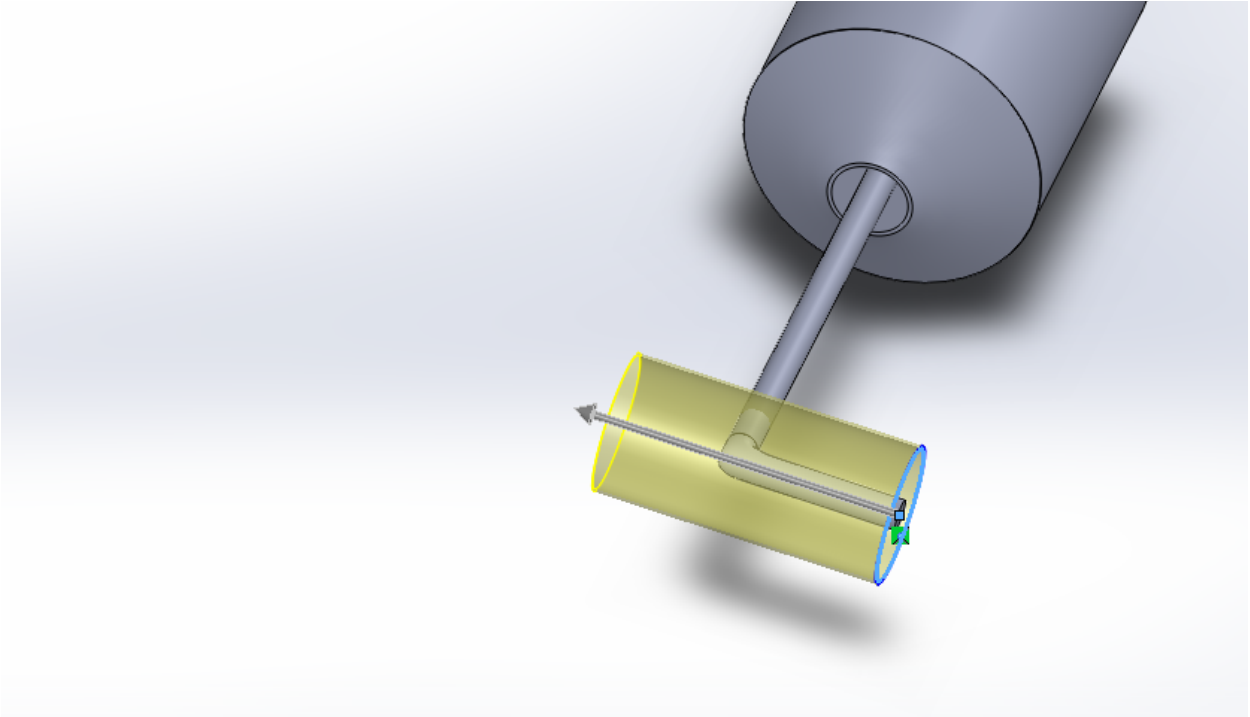


Figura 5.1

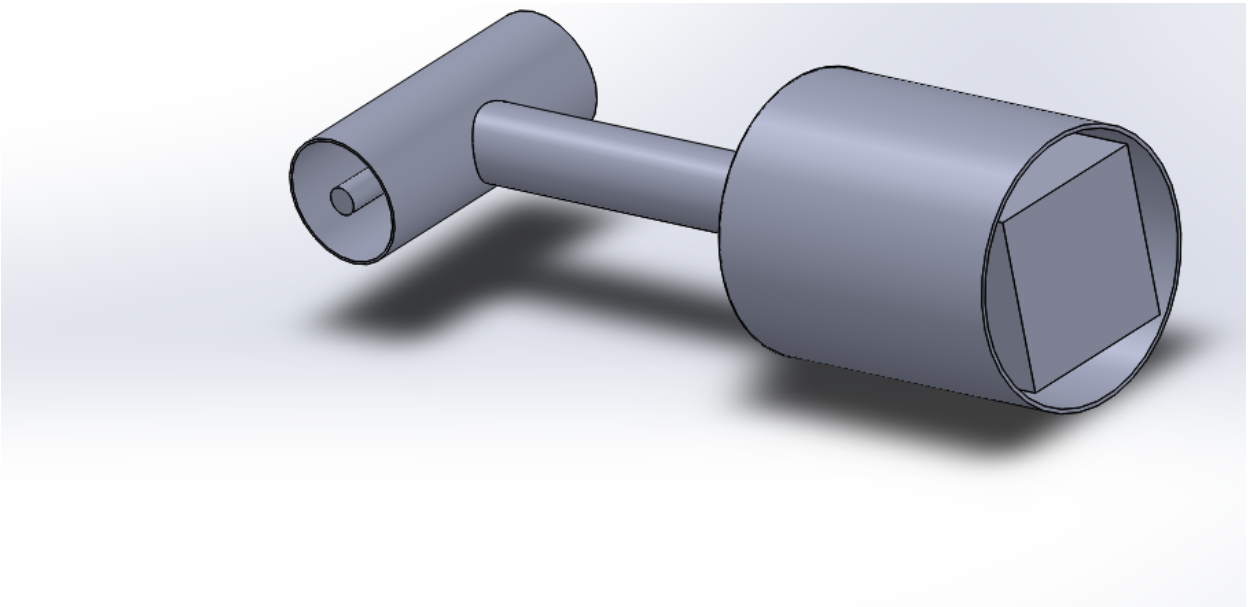


Figura 5.2

Lo scarico posto su di un lato del tubo di Venturi appartiene ad un motore di un camion ad alta cilindrata e per le simulazioni successive su questo sistema useremo quindi una velocità di uscita dei fumi di 200 m/s ed una pressione di 2 bar mentre dal lato opposto la pressione ambiente di 1 atm. Una volta ultimato il progetto e posti i rispettivi lids (Figura 5.3-5.4) diamo il via alle simulazioni ponendo sullo scarico del Wankel le solite condizioni di uscita dei gas di scarico ( velocità di 500m/s ad una temperatura di 1343 gradi Kelvin ).

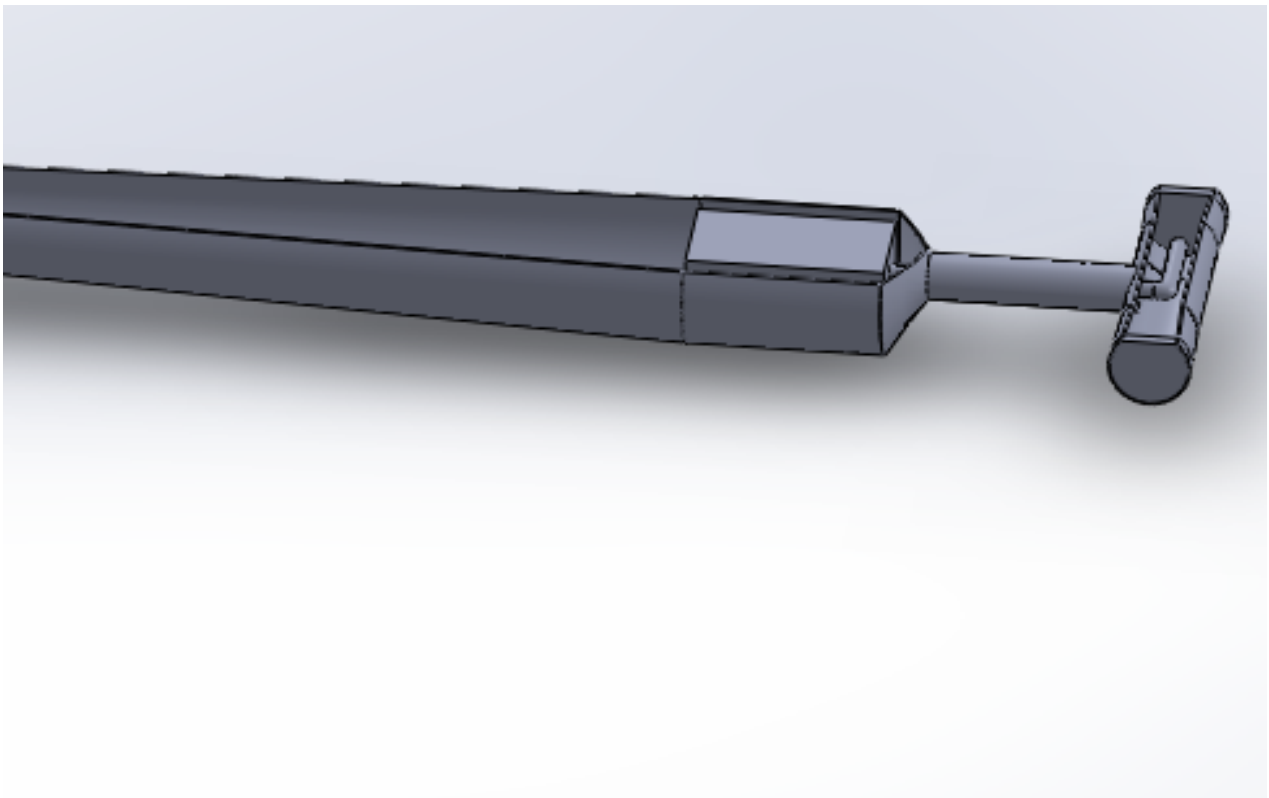


Figura 5.3

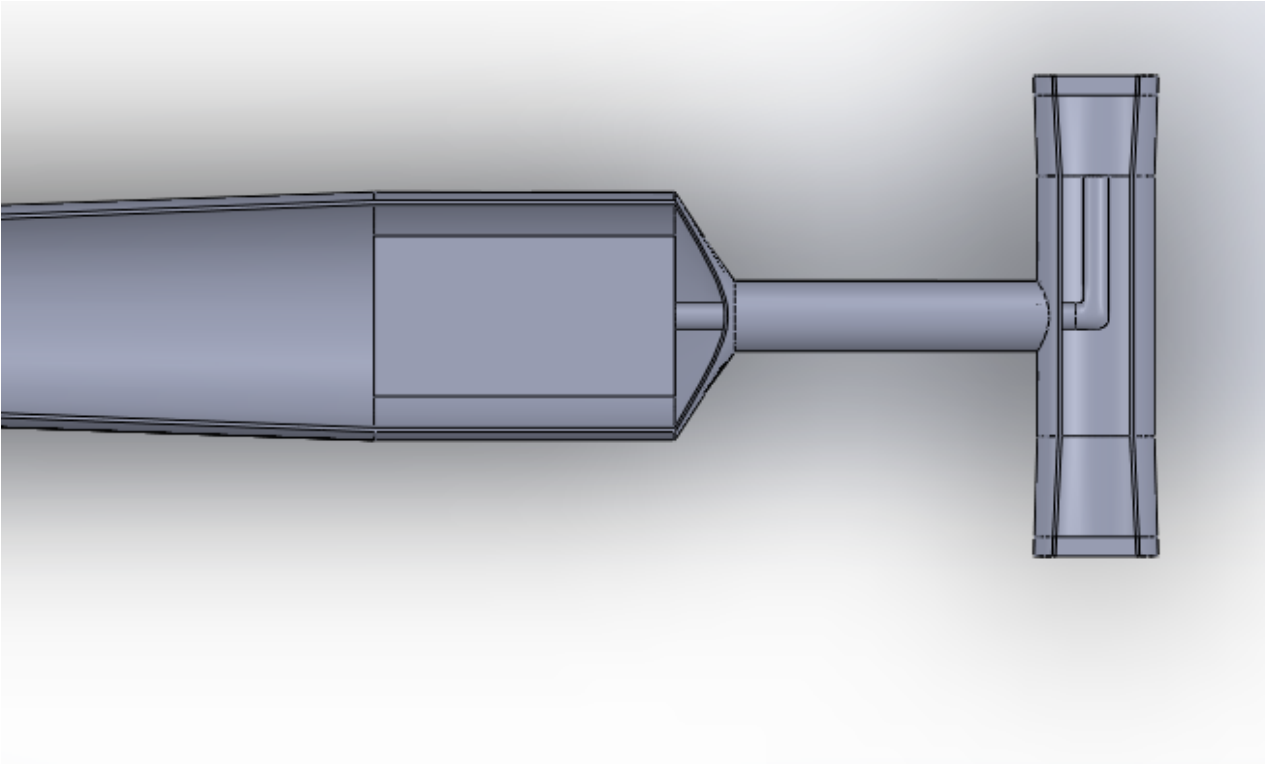


Figura 5.4

La camera di imbocco dell'aria verso il motore è rimasta la stessa con l'angolo del cono di  $2^\circ$  in quanto nelle prove precedenti era stato individuato come quello ottimale per evitare il distacco della vena fluida.

Dai risultati ottenuti dalle simulazioni (Figura 5.5) si nota che c'è stato un sostanziale miglioramento della depressione in camera rispetto le soluzioni precedenti.

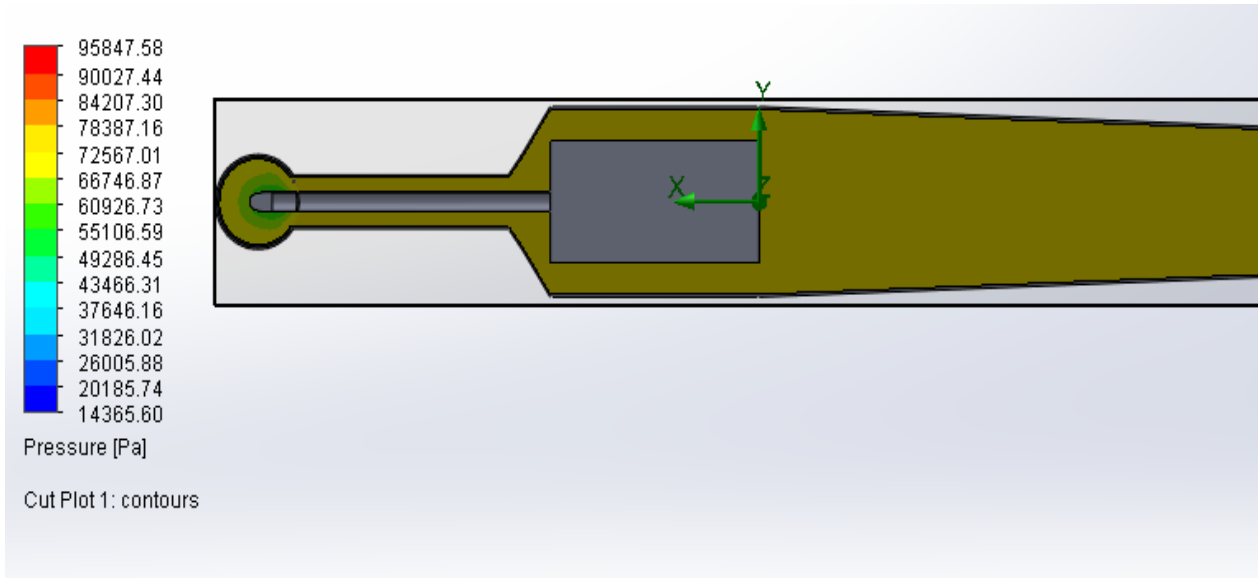


Figura 5.5

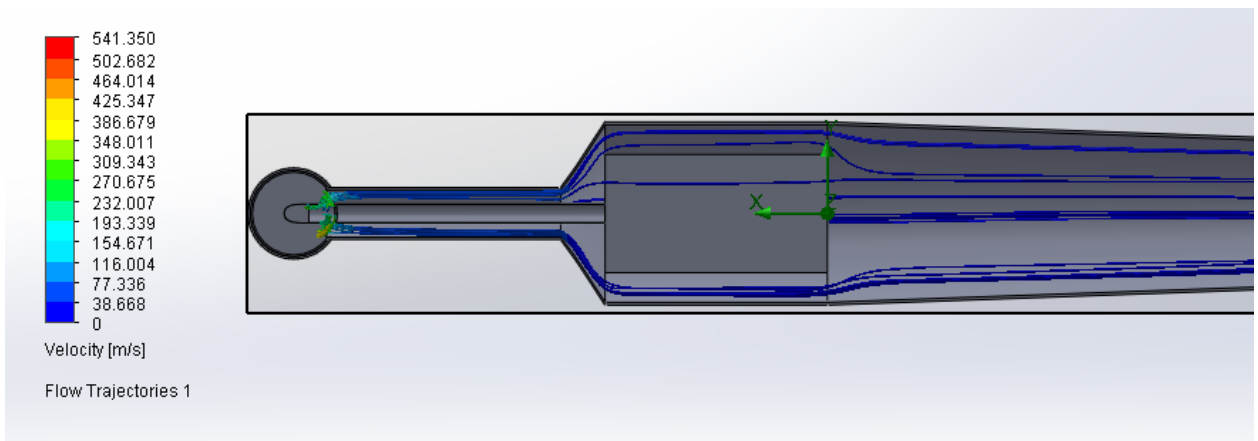


Figura 5.6

In figura 5.6 è evidenziato il profilo di velocità della vena fluida da cui si può notare come non siano presenti vortici o distacco di vena.

La pressione nella camera è ora di circa 61 kPa e quindi la quota simulata secondo la tabella di figura 4.8 è di 4000m sopra il livello del mare (2000 metri in più rispetto alla soluzione con eiettore e senza tubo di Venturi).

Si è ancora lontani dalla quota di possibile utilizzo di questi motori ed è quindi necessario immaginare una nuova possibile soluzione per aumentare questo valore in modo da creare un banco prova soddisfacente per le nostre esigenze.

## CAPITOLO 6 | TERZA CONFIGURAZIONE

### 6.1 POMPA AD ANELLO DI LIQUIDO

Il nostro obiettivo di raggiungere quote stratosferiche di 20.000m risulta ben lontano con le configurazione precedenti che, seppur di costo ridotto, portano in camera una depressione che simula al massimo i 4.000m.

In aiuto vengono le pompe per vuoto, in questo caso particolare quelle ad anello liquido (Figura 6.1), che permettono di raggiungere valori di portata d'aria estratta al secondo molto alti.

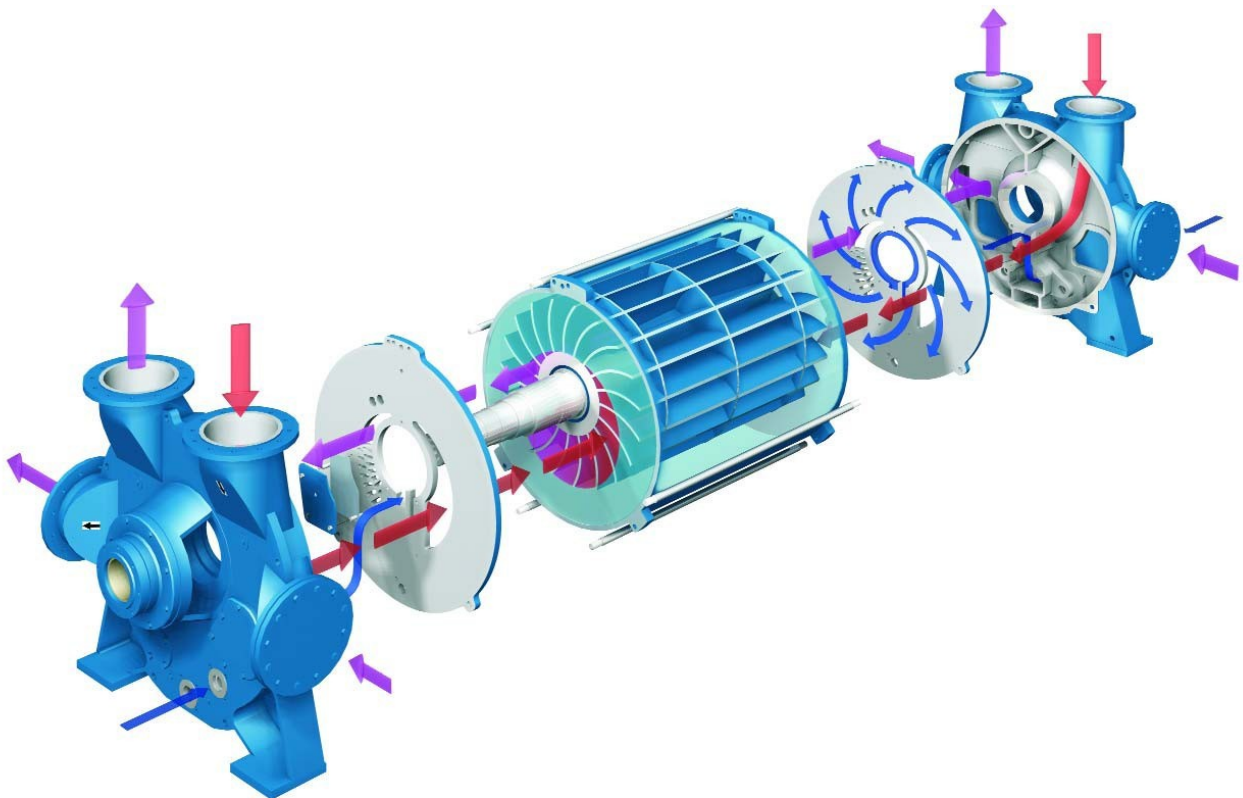


Figura 6.1

La girante è l'unica parte mobile della pompa che ruota senza contatto all'interno del corpo pompa. Grazie alla rotazione (Figura 6.2) il liquido forma un anello che sigilla la camera di compressione.

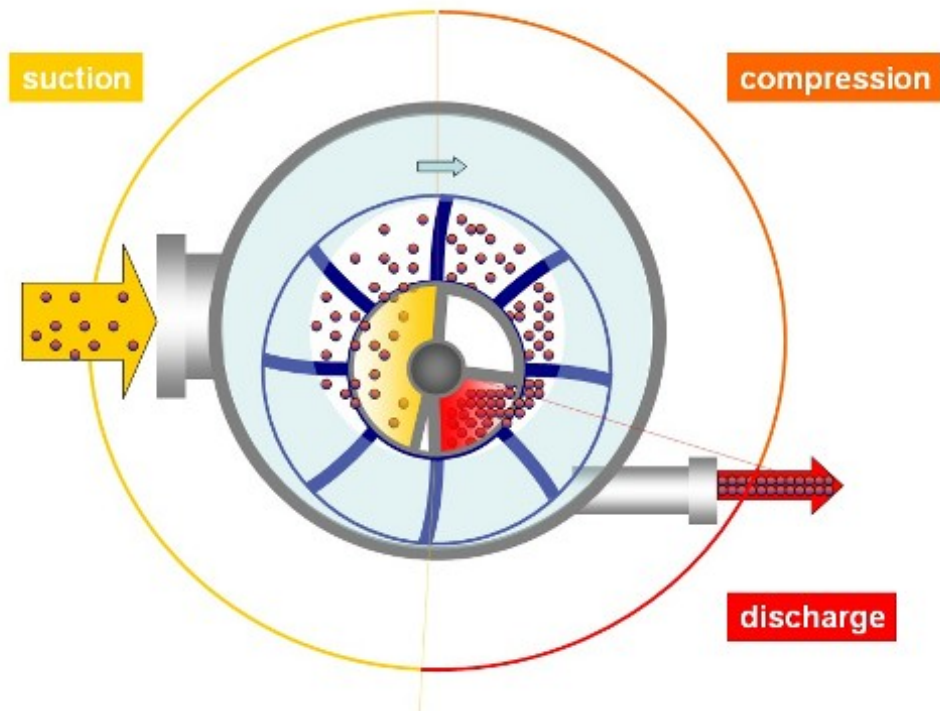


Figura 6.2

Per mantenere stabile l'anello, è necessario il costante reintegro del liquido nella camera di compressione, perché il liquido stesso viene parzialmente scaricato con il gas compresso.



L'eccentricità della girante rispetto al corpo crea camere a volume variabile tra le palette della girante.

Questo effetto permette di comprimere il gas in un giro completo della girante; poiché il processo crea una differenza di pressione la pompa può anche essere utilizzata come compressore, aspirando gas dall'ambiente esterno.

Dopo un'attenta ricerca delle pompe offerte sul mercato ed una analisi generica della portata richiesta dalla struttura per ottenere valori bassi di pressione si sono prese come riferimento le pompe per vuoto NASH della serie 2BE4 (Figura 6.3) che raggiungono portata comprese tra i 2500 e i 32000 m<sup>3</sup>/s con livelli di vuoto fino a 160 mbar assoluti (Figura 6.4).



Figura 6.3

<b>Dati tecnici base NASH 2BE4 e NASH P2620</b>	
Gamma vuoto	fino a 160 mbar ass. (4,7 in HgA)
Tenute albero	Premitreccia (standard); tenuta meccanica a singolo/doppio effetto (su richiesta)
Pressione differenziale	~ 1.2 bar (17.4 psi)
Massima compressione	2,5 bar a,sbs. (22 psig)
Volumi di aspirazione	da 2.500 a 39.000 m <sup>3</sup> /hr (1.500 a 23.000 CFM)
Materiale di costruzione	Ghisa sferoidale, acciaio inox, combinazione di entrambi i materiali

Figura 6.4

La pompa funziona a 243.6 kW ma grazie alla sua affidabilità ed ai bassi costi di esercizio la serie 2BE4 è usata per molte applicazioni quindi non risulta difficile da reperire.

Si può scegliere inoltre l'opzione di un allacciamento per il lavaggio del corpo pompa per impieghi particolari: ciò rende possibile la pulizia all'interno della pompa che, nel nostro caso, può risultare utile in quanto l'aria in ingresso è principalmente quella dei gas di scarico del motore.

## **6.2 SIMULAZIONI TERZA CONFIGURAZIONE**

Una volta scelto il modello della pompa e la serie si è iniziato a fare simulazioni con il software Flow Simulation di Solid Works usando la prima configurazione pensata (Figura 6.5), ovvero quella con l'eiettore, ponendo però all'uscita le condizioni di aspirazione della pompa.

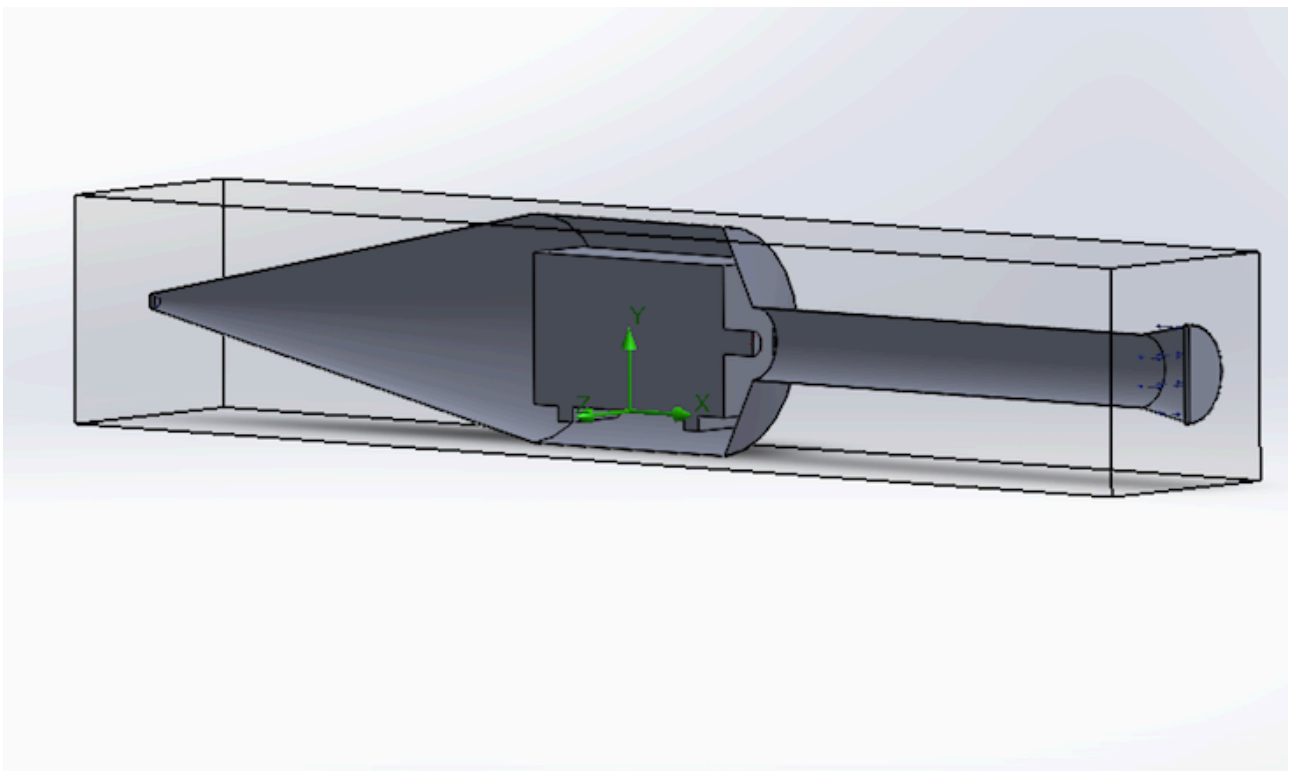


Figura 6.5

Le prime simulazioni sono state effettuate con approssimazione in modo da verificare l'andamento della pressione in base alle dimensioni del canale di imbocco verso la camera del motore e in base alla portata.

Le prime considerazioni (Figura 6.6) sono state fatte sulla dimensione del canale, in quanto è parso subito in evidenza che, grazie alla forte portata di aspirazione della pompa, un angolo di imbocco di  $2^\circ$  per evitare il distacco della vena fluida non era più necessario o meglio: l'utilizzo di questo accorgimento creava un volume troppo grande della nostra struttura che era controproducente per l'effetto di depressione che la pompa avrebbe dovuto generare.

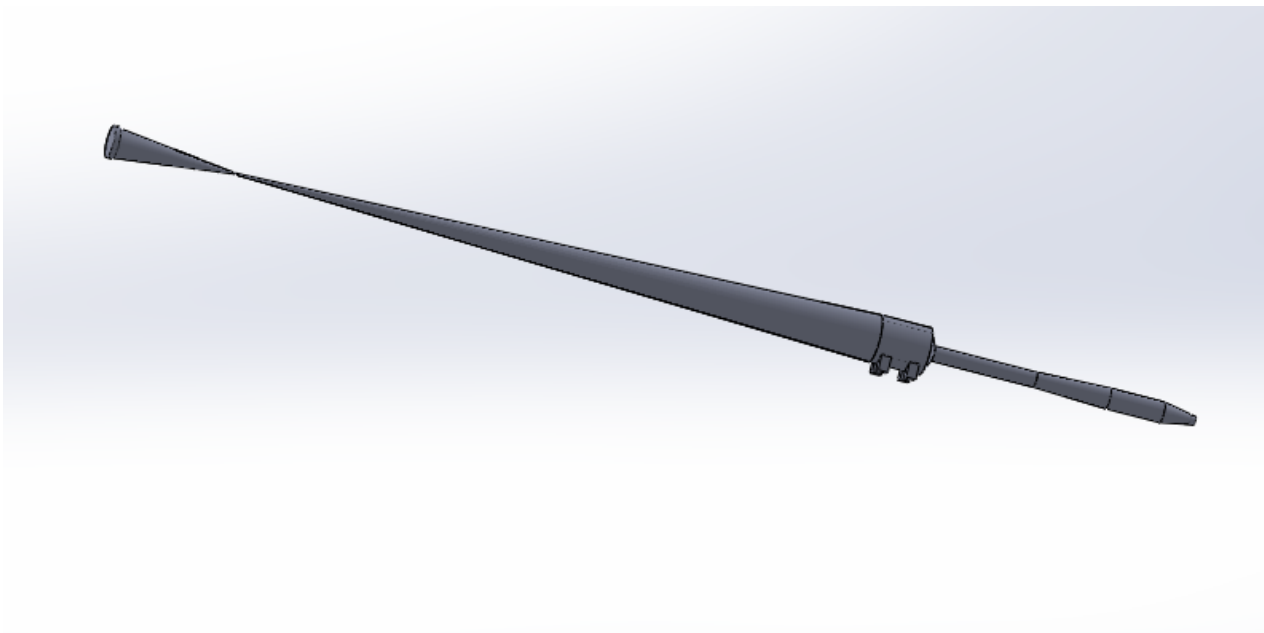


Figura 6.6

Per questo l'angolo è stato aumentato ed il canale di imbocco è passato da una lunghezza di 8 metri ad una di 2 (Figura 6.7) in quanto ridurlo troppo avrebbe alterato in maniera eccessiva il flusso d'aria attraverso la camera quindi grazie a varie prove è stato trovato questo compromesso.

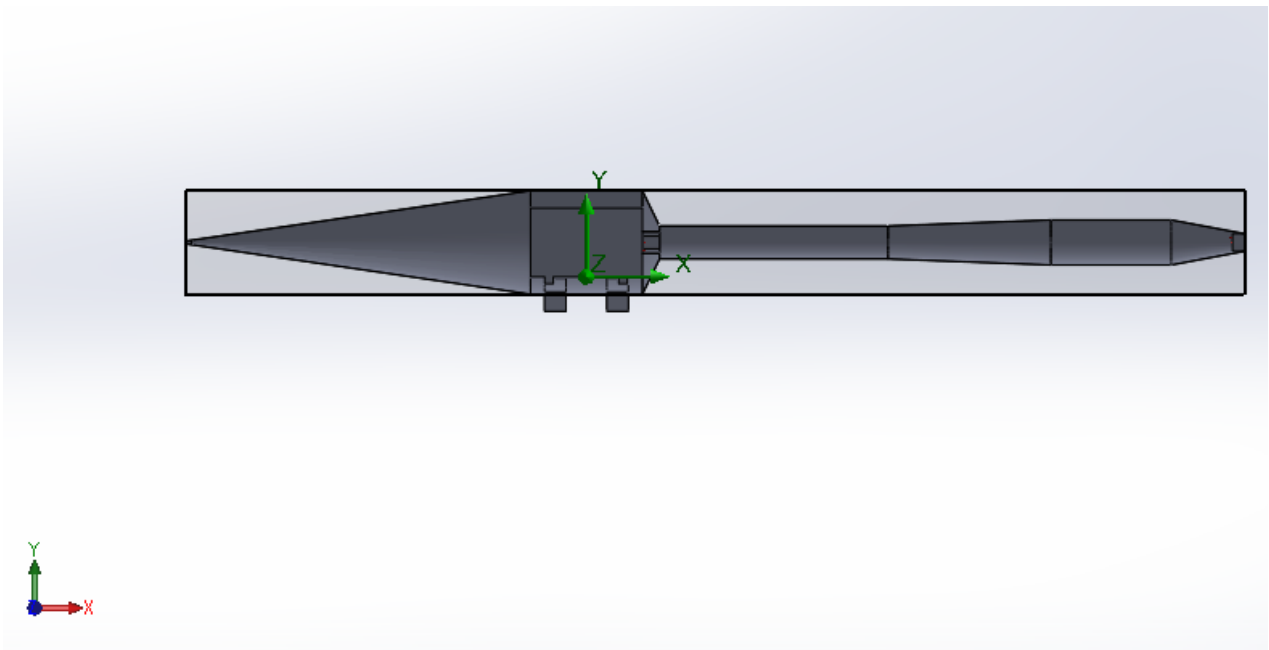


Figura 6.7

Dopo l'eiettore è stata posta una camera con un convergente in modo da facilitare l'aspirazione della pompa e per raffreddare ( con azoto liquido o serpentine con fluido refrigerante) il flusso d'aria in entrata nell'eventualità fosse troppo caldo per essere aspirato dalla pompa.

Preso atto delle dimensioni si va ora cercando la portata che dovrà avere la pompa per ottenere una pressione in camera di circa 3000/6000 Pa simulando la quota di 20000 metri sopra il livello del mare.

Sulla strozzatura sono state messe le condizioni ambientali mentre allo scarico ipotizzando sempre lo stesso motore sono state poste una velocità di uscita di 500 m/s ad una temperatura di 1343 K.

Il condotto della pompa è stato ipotizzato di 50mm di raggio quindi con un'area di sezione di 0,008 m<sup>2</sup>, in questo modo facendo dei tentativi con diverse velocità di aspirazione sarà facile trovare la portata che dovrà avere la pompa.

$$Q = \text{Area sezione} * \text{Velocità} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

# tentativo con velocità di aspirazione 500 m/s (Figura 6.8)

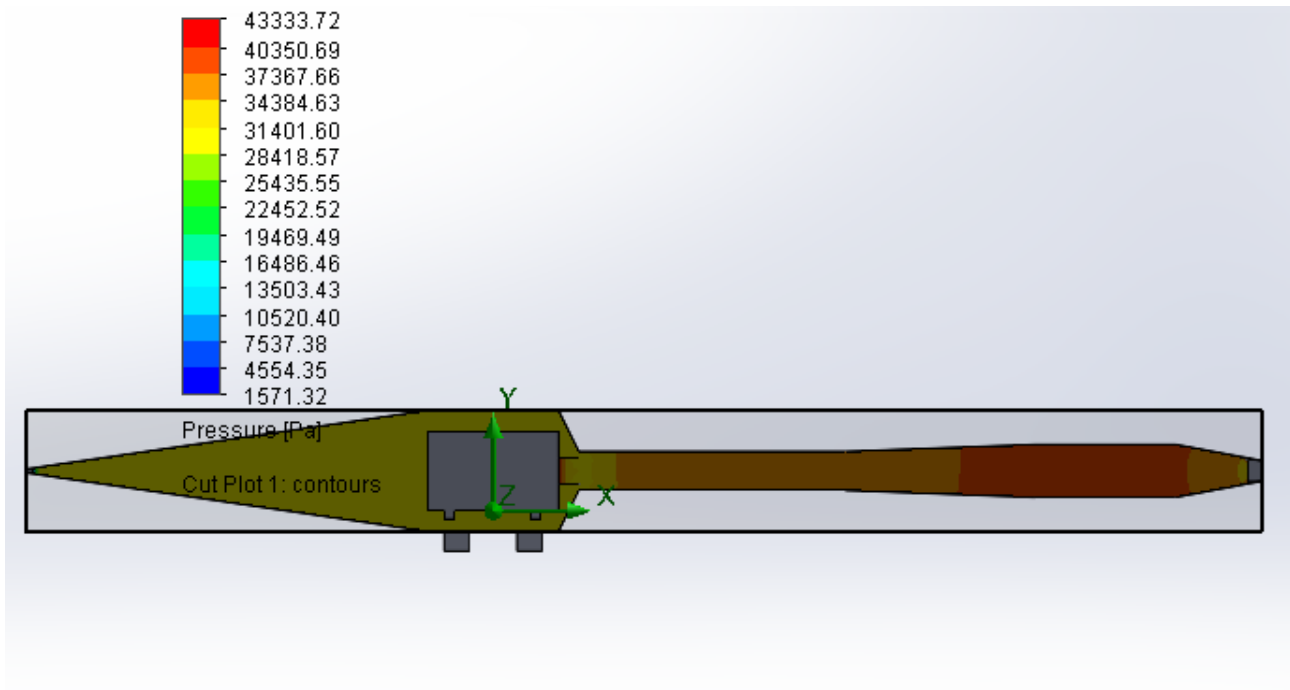


Figura 6.8

Dalla figura emerge che nella camera sono presenti circa 35 kPa grazie ad una portata di  $4 \text{ m}^3/\text{s}$  che corrisponde a valori di altitudine di 8000 metri sopra il livello del mare: il doppio di quelli raggiunti con la configurazione Venturi ma non ancora sufficienti al nostro scopo.

# tentativo con velocità di aspirazione di 1000 m/s (Figura 6.9)

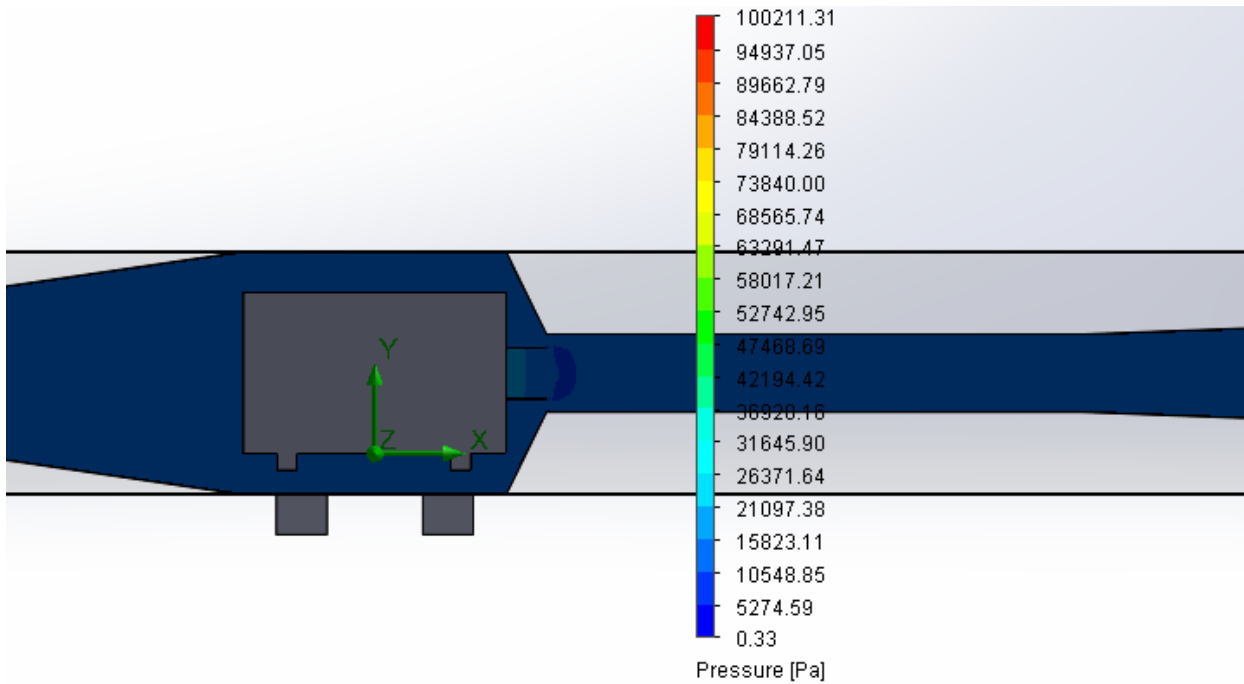


Figura 6.9

Usando una velocità di aspirazione di 1000 m/s e quindi la relativa portata di  $8 \text{ m}^3/\text{s}$  si ottengono circa 5000 Pa in camera e la simulazione di una condizione di 20000 metri di altitudine.

Il nostro obiettivo è quindi così stato raggiunto ora si può proseguire con la scelta della specifica pompa tra i modelli a catalogo.



È stata effettuata anche una simulazione riguardante la temperatura che raggiungerebbe il fluido in un modello di questo tipo ed è stato trovato (Figura 6.10) che all'ingresso della pompa la temperatura si aggira sui 1100 K.

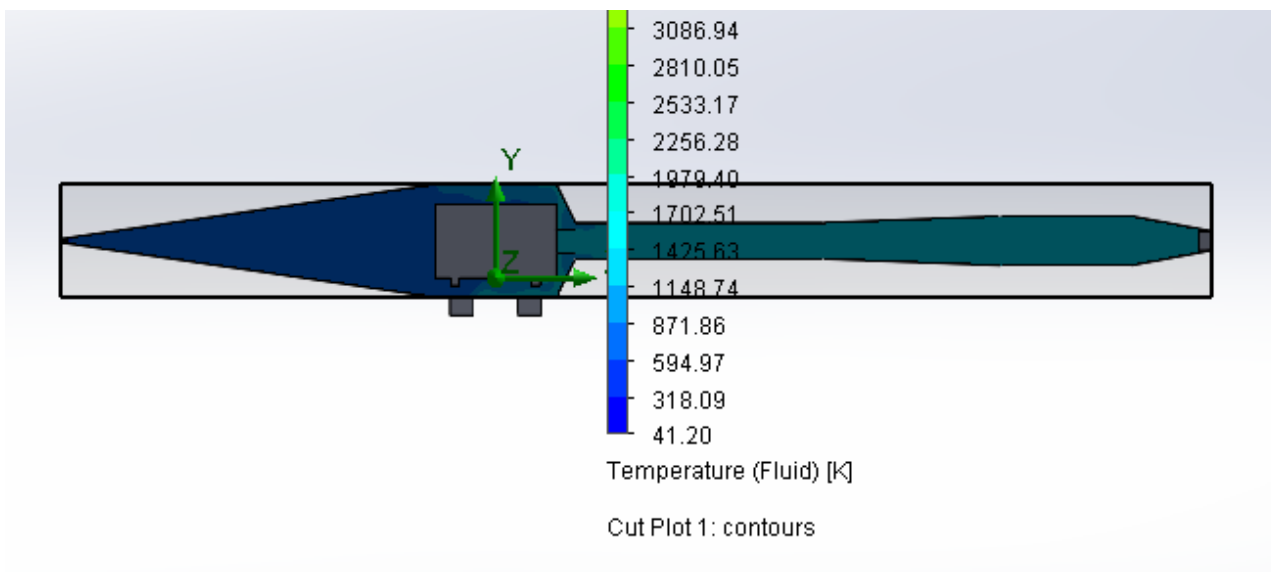


Figura 6.10

Dalle specifiche la pompa può elaborare gas con una temperatura massima intorno a 373 K quindi dei sistemi di raffreddamento dovranno essere predisposti, ad esempio l'immissione di azoto liquido.

La temperatura del liquido di servizio inoltre non deve superare i 353 K.

## 6.3 SCELTA DELLA POMPA DA CATALOGO

Si riporta qui di seguito, dal catalogo NASH delle pompe per vuoto serie 2BE4, la tabella (Figura 6.11) nella quale sono suddivisi i vari modelli in base ai volumi di aspirazione.

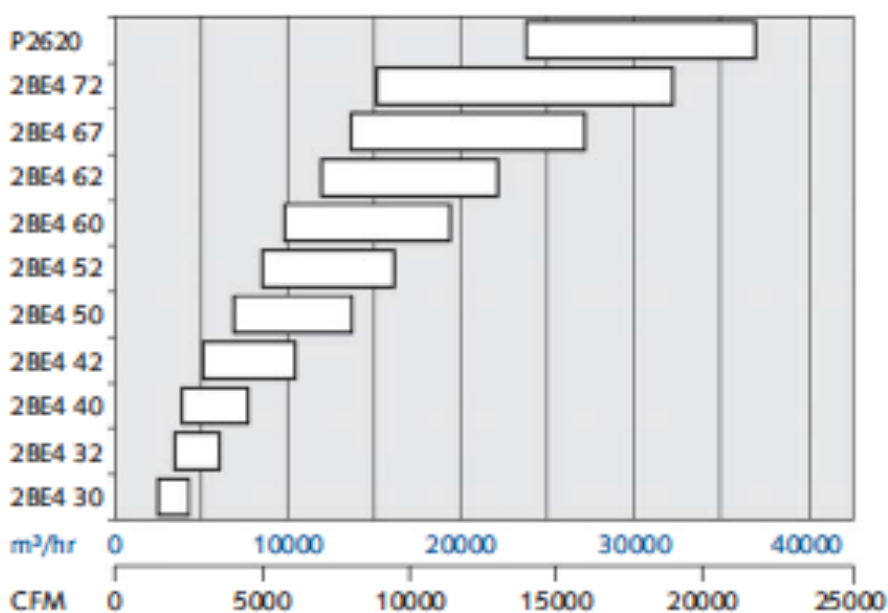


Figura 6.11

Convertiamo la nostra portata di  $8 \text{ m}^3/\text{s}$  in  $\text{m}^3/\text{h}$  ottenendo un valore di  $28.800 \text{ m}^3/\text{h}$  che è facilmente raggiunto dalla pompa 2BE4 72.

Il limite inferiore non risulta un problema in quanto nel caso in camera fossero richieste pressioni maggiori basterà allargare la strozzatura in ingresso della camera.

Modello pompa	A1 mm inches	A2 mm inches	B mm inches	C mm inches	D mm inches	E mm inches	Flangia di aspirazione mm inches	Flangia di mandata mm inches
P2620		4300 169	2030 80	2005 79	900 36	250 10	400 16	350 14
2BE4 72	3589 141.3	3945 155.3	2096 82.5	1985 78.1	1062 41.8	201 7.9	400 16	400 16
2BE4 67	3388 133.4	3749 147.6	1915 75.4	1854 73.0	975 38.4	201 7.9	350 14	350 14
2BE4 62	3132 123.3	3439 135.4	1801 70.9	1722 67.8	899 35.4	180 7.1	350 14	350 14
2BE4 60	2837 111.7	3144 123.8	1801 70.9	1722 67.8	899 35.4	180 7.1	350 14	350 14
2BE4 52	2852 112.3	3162 124.5	1542 60.7	1450 57.1	775 30.5	160 6.3	300 12	300 12
2BE4 50	2604 102.5	2913 114.7	1542 60.7	1450 57.1	775 30.5	160 6.3	300 12	300 12
2BE4 42	2390 94.1	2649 104.3	1285 50.6	1161 45.7	620 24.4	130 5.1	250 10	250 10
2BE4 40	2103 82.8	2360 92.9	1285 50.6	1161 45.7	620 24.4	130 5.1	250 10	250 10
2BE4 32	1895 74.6	2108 83.0	970 38.2	904 35.6	475 18.7	110 4.3	150 6	150 6
2BE4 30	1661 65.4	1875 74.8	970 38.2	904 35.6	475 18.7	109 4.3	150 6	50 6

#### NASH 2BE4

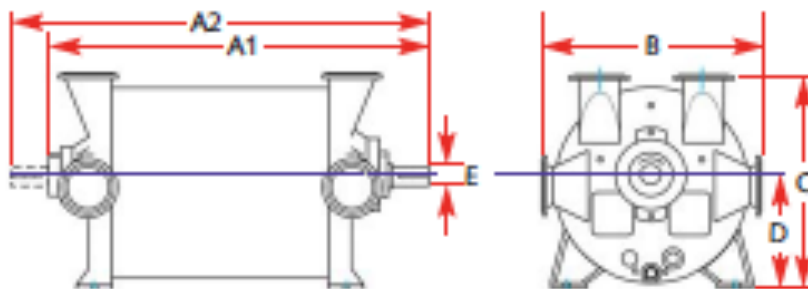


Figura 6.12

Dalla tabella di Figura 6.12 si possono ricavare i principali ingombri in mm e in pollici di tutte le pompe della serie in modo da poter avere una linea generale delle dimensioni del nostro impianto.

Si è iniziato questo lavoro di ricerca con l'obiettivo di realizzare un banco prova stratosferico per un motore Wankel R902 da 345cc e 62 HP che avrebbe dovuto funzionare in esercizio fino a quote di 20.000 metri sopra il livello del mare.

Sono state analizzate tre soluzioni dalla più semplice ed economica alla più complessa e onerosa.

Ogni soluzione creava della depressione nella camera dove era riposto il motore, simulando quindi l'altitudine, in quanto la pressione atmosferica di 1atm viene rilevata sul livello del mare e decresce progressivamente con l'altitudine.

L'analisi sull'eiettore è stata funzionale per la prima configurazione (ejector exhaust) e la terza (pompa per vuoto) sebbene l'utilizzo del solo eiettore ha portato ad una quota simulato di 2000 metri, il 10% del nostro obiettivo; questa soluzione risulta la più economica perché solo il costo della lamiera grava sull'eventuale bilancio.

La soluzione che sfrutta il principio di Venturi ha raddoppiato la quota simulata ma pesa su questa configurazione il secondo motore di grossa cilindrata, che trascina il fluido al di fuori della camera, come costo di

acquisto e di esercizio da tenere un considerazione a causa della persistente lontananza dall'obiettivo finale.

Era chiaro a questo punto che soluzioni economiche come la prima non sarebbero bastate per lo scopo richiesto.

Banchi prova stratosferici non sono molto comuni nel nostro territorio, sono rari in tutto il continente europeo, quindi dal momento che un investimento oneroso pare giustificato la terza soluzione prende forma.

La pompa per vuoto ad anello liquido della serie NASH 2BE4 modello 72 è perfetta per questo scopo in quanto riesce a simulare l'altitudine di 20.000 metri grazie ai 28.800 m<sup>3</sup>/h di portata d'aria aspirata.

Sono da valutare però i costi di acquisto ( circa 10.000 € ) e gestione di questa pompa, siccome le pompe ad anello liquido non hanno solamente il consumo elettrico come costo di esercizio, ma anche la portata d'acqua che va continuamente immessa nella pompa in quanto, assieme all'aria compressa, essa espelle anche acqua contemporaneamente con l'aspirazione.

Con la linea ECO montabile su ogni NASH 2BE4 ho un consumo di circa 350 litri al minuto anziché 720 litri al minuto con un risparmio annuale di 22.680 € ed un tempo di ritorno dell'investimento di 12 mesi.

Dopo questa rapida analisi dei costi le tre soluzioni sono facilmente confrontabili e così pronte ad essere scelte per le proprie esigenze.

Con questo si conclude la sperimentazione ad obiettivo di tesi raggiunto, grazie alla configurazione più economicamente dispendiosa ma nemmeno eccessivamente complicata da realizzare.

## **BIBLIOGRAFIA**

- Eugene J. Manganiello and Donald Bogatsky: An Experimental Investigation of Rectangular Exhaust-Gas Ejectors Applicable for Engine Cooling, NACA Report No. 818, 1945;
- NACA Submerged Inlets;
- 2BE3 and P2620 large pumps broch;
- 2BE4 and P2620 large pumps it;
- M.Gardella: Studio e ottimizzazione della rimotorizzazione di un elicottero a turbina con un motore diesel
- R. Bagnara: Studio e ottimizzazione di un propulsore diesel avanzato per elicotteri leggeri
- Daniel R. Nicoson: Cooling System

## **SITOGRAFIA**

- <https://grabcad.com>;
- <http://www.gdnash.com>
- <http://www.ulm.it> (aviazione leggera italiana)
- <http://www.vacuumatteis.it>
- <https://it.wikipedia.org>
- <http://www.directindustry.it>

## **SOFTWARE UTILIZZATI**

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