

Universidad Central de Venezuela - Politecnico di Torino

Facultad de Ingenieria

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica.

**Analisi Fluidodinamica di alcuni elementi
dell'apparato di aspirazione del motore
CBR-600 per gara di "Formula Student"**

Relatore:

Prof. Ing. Marco Badami

Candidato :

Jorge L. Cadenas K.

Settembre 2007

A tutti quelli che hanno reso possibile questo periodo di studio in Italia, alla mia Mamma, a mio Padre, i miei amici che sono stati accanto a me, Vins, Rombet, Humb, Ruli, tutta la banda Siculo - Venezuelana ed anche a Vale che ancora mi sopporta dopo tutti questi mesi.

INDICE

INTRODUZIONE	VIII
--------------------	------

CAPITOLO I

1	Concetti Teorici su Aspirazione e Scarico	1
1.1	Introduzione	1
1.2	Condizione d'efflusso attraverso valvole e condotti	4
1.3	Apparato d'Aspirazione	6
<i>1.3.1</i>	<i>Premessa</i>	<i>6</i>
<i>1.3.2</i>	<i>Coefficienti d'efflusso</i>	<i>7</i>
<i>1.3.3</i>	<i>Alzata Valvola</i>	<i>11</i>
<i>1.3.4</i>	<i>Diametro sede Valvola</i>	<i>13</i>
<i>1.3.5</i>	<i>Particolari Geometrici</i>	<i>16</i>
1.4	Apparato di Scarico	18
<i>1.4.1</i>	<i>Premessa</i>	<i>18</i>
<i>1.4.2</i>	<i>Coefficienti d'efflusso</i>	<i>19</i>
<i>1.4.3</i>	<i>Correlazione tra misure di flusso a freddo e a caldo</i>	<i>21</i>

CAPITOLO II

2	Banco di Flussaggio "Superflow SF – 600E"	24
2.1	Principio di Funzionamento	24
2.2	Analisi Costruttiva e Funzionale	25
<i>2.2.1</i>	<i>Falso Cilindro</i>	<i>28</i>
<i>2.2.2</i>	<i>Orifice Plate</i>	<i>28</i>
<i>2.2.3</i>	<i>Pressure Switch</i>	<i>29</i>
<i>2.2.4</i>	<i>Flow Control Knod</i>	<i>31</i>
<i>2.2.5</i>	<i>Flow Switch</i>	<i>32</i>
<i>2.2.6</i>	<i>Gruppo Motore-Ventilatore</i>	<i>33</i>
2.3	Strumenti di Misura	33
<i>2.3.1</i>	<i>Manometri Verticali</i>	<i>34</i>
<i>2.3.2</i>	<i>Manometro Differenziale</i>	<i>35</i>
<i>2.3.3</i>	<i>Termometro a Quadrante</i>	<i>36</i>

2.4	Metodi d'esecuzione delle Prove	37
<i>2.4.1</i>	<i>Operazioni Preliminari</i>	<i>38</i>
<i>2.4.2</i>	<i>Modalità d'esecuzione di un test di flussaggio per la testata del CBR</i>	<i>38</i>
<i>2.4.3</i>	<i>Modalità d'esecuzione di un test di flussaggio per i Restrittori</i>	<i>43</i>
<i>2.4.4</i>	<i>Errori che si possono presentare nei test</i>	<i>45</i>
<i>2.4.5</i>	<i>Elaborazione dei Dati</i>	<i>46</i>

CAPITOLO III

3	Formula Student-SAE	51
3.1	Cos'è Formula Student-SAE?	51
3.2	Com'è organizzata la gara	51
3.3	Storia della Formula SAE	52
3.4	Formula SAE Competiton Objective (stralcio)	52
3.5	Vehicle Design Objectives (stralcio)	53
3.6	Powertrain (stralcio)	54
<i>3.6.1</i>	<i>Engine Limitations</i>	<i>54</i>
<i>3.6.2</i>	<i>Engine Inspections</i>	<i>54</i>
<i>3.6.3</i>	<i>Intake System Restrictor</i>	<i>54</i>
3.7	Squadra Corse del Politecnico di Torino	55

CAPITOLO IV

4	Flussaggi nel Banco Prove	58
4.1	Motore CBR-600	58
4.2	Prove sulla Testa Motore	59
<i>4.2.1</i>	<i>Prove $\Delta P = 25$ in H_2O</i>	<i>60</i>
<i>4.2.2</i>	<i>Prove $\Delta P = 35$ in H_2O e $\Delta P = 41$ in H_2O</i>	<i>62</i>
<i>4.2.3</i>	<i>Prove $\Delta P = 41$ in H_2O, con l'utilizzo delle trombette</i>	<i>65</i>
4.3	Restrittori dell'alimentazione del Motore	67
4.4	Valvola Piatta o Valvola "Amal"	74

CAPITOLO V

5	Approccio SolidWorks-COSMOSFloWorks	76
5.1	Introduzione a SolidWorks	76
5.2	Approccio COSMOSFloWorks	78
5.2.1	<i>Come Funziona</i>	78
5.2.2	<i>Informazione di base</i>	79
5.3	Simulazioni COSMOSFloWorks	81
5.4	Risultati delle Simulazioni	82
5.4.1	<i>Prima Simulazione: Restrittore Lucido (Restrizione Sopra)</i>	82
5.4.2	<i>Seconda Simulazione: Restrittore Lucido (Restrizione Sotto)</i>	85
5.4.3	<i>Terza Simulazione: Restrittore Grezzo (Restrizione Sopra)</i>	87
5.4.4	<i>Quarta Simulazione: Restrittore Grezzo (Restrizione Sotto)</i>	90
5.4.5	<i>Quinta Simulazione: Restrittore Grezzo (Restrizione Sotto $\Delta P=41$ in H20)</i>	93
5.4.6	<i>Sesta Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 2mm)</i>	95
5.4.7	<i>Settima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 5mm)</i>	98
5.4.8	<i>Ottava Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 7mm)</i>	100
5.4.9	<i>Nona Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 10mm)</i>	102
5.4.10	<i>Decima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 13,5mm)</i>	104
5.4.11	<i>Undicesima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 17mm)</i>	106
5.4.12	<i>Dodicesima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 23mm)</i>	108
5.4.13	<i>Tredicesima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 32mm)</i>	110
5.4.14	<i>Quattordicesima Simulazione: Approssimazione Restrittore SC07 (R. Sopra)....</i>	113
7.	ALLEGATI	116
8.	CONCLUSIONI	121
9.	BIBLIOGRAFIA	122

INDICE DI FIGURE E TABELLE

1.1	Figura: Andamento delle pressioni dentro il cilindro di un motore a quattro tempi, durante il processo di sostituzione della carica	2
1.2	Figura: Schema semplificato del banco di flussaggio, in configurazione di flusso in ammissione	5
1.3	Figura: Sistema d'aspirazione (in blu) e scarico (in rosso) del Formula Student	6
1.4	Figura: Flusso d'aria in aspirazione	7
1.5	Figura: Geometria e dimensioni significative di valvola e sede valvola	9
1.6	Figura: Coefficiente d'efflusso C_f in funzione di h/d_v	12
1.7	Figura: Valori tipici dei diametri delle valvole d'aspirazione e scarico per le diverse camere di combustione in rapporto all'alesaggio D	15
1.8	Figura: Influenza esercitata sul coefficiente d'efflusso C_d di una valvola isolata a spigoli vivi: a) da una variazione della larghezza di sede s , ad angolo costante ($\beta = 45^\circ$) b) da una variazione dell'angolo di sede(β), a larghezza costante ($s/d_M=0.05$)	16
1.9	Figura: Influenza della geometria del condotto sulle perdite fluidodinamiche attraverso il gruppo di a) - ammissione b) – scarico	17
1.10	Tabella: Contropressioni tipiche per motori destinati ad applicazioni autoveicolistiche	18
1.11	Figura: Flusso d'aria in scarico	19
2.1	Figura: Schema “Superflow SF-600E” in configurazione di flusso in aspirazione	25
2.2	Figura: Banco prova Superflow SF- 600E	26
2.3	Figura: Schema funzionale Superflow SF 600-E	27
2.4	Figura: Falso Cilindro	28
2.5	Figura: L'Orifice Plate, ruotando rispetto al piano fisso, permette di cambiare il range di portata	28
2.6	Figura: a) Schema funzionale Pressure Switch, b) Foto Pressure Switch, c) Piastra di commutazione dei segnali del Pressure Switch	30
2.7	Figura: Valvole flow control knob	31
2.8	Figura: schema funzionale flow switch	32
2.9	Figura: Flow switch	32
2.10	Figura: Curva caratteristica data dalla somma di tutti i ventilatori	33
2.11	Figura: Schema di disposizione dei diversi strumenti di misura	34
2.12	Figura: Manometro a colonna	34

2.13	Figura: Manometro differenziale inclinato (flow meter)	35
2.14	Figura: Termometro a quadrante	36
2.15	Figura: Sistema di montaggio delle vite per l'apertura valvole	38
2.16	Figura: Trombetta Troncoconica	39
2.17	Tabella: Foglio Excel per i Calcoli della Testata Motore	42
2.18	Tabella: Foglio Excel per i Calcoli del Restrittore Grezzo	44
2.19	Tabella: Calibration data card	48
2.20	Tabella: Fattori di correzione f_c per prove di flussaggio a diversi valori di Δp	48
.....		
3.1	Figura: Simbolo Formula-SAE	51
3.2	Figura: Vettura SC05	55
3.3	Figura: Vettura SC06	57
3.4	Figura: Vetture SC06 Evoluta (Sinistra) e SC07 (Destra)	57
4.1	Figura: 4 Fotografie del Motore CBR-600 nello stato originale	58
4.2	Figura: Banco di flussaggio con testa motore	59
4.3	Figura: Risultati delle <i>Prove a $\Delta P = 25$ in H2O</i> : a) Aspirazione b) Scarico	60
4.4	Figura: Risultati delle <i>Prove a $\Delta P = 35$ in H2O e $\Delta P = 41$ in H2O</i> : a) Aspirazione in Exhaust b) Aspirazione in Intake	62
4.5	Figura: Risultati delle <i>Prove a $\Delta P = 35$ in H2O e $\Delta P = 41$ in H2O</i> : a) Scarico in Exhaust, b) Scarico in Intake	63
4.6	Figura: Grafico che rappresenta la turbolenza nel passaggio di valvola	64
.....		
4.7	Figura: Trombette di Flussaggio dell'aspirazione	65
4.8	Figura: Risultati delle <i>Prove a $\Delta P = 41$ in H2O, con l'utilizzo delle trombette</i> : a) Aspirazione b) Scarico	66
4.9	Figura: Restrittore Grezzo della vettura SC05 (Destra) e Lucido della SC06 (Sinistra)	67
4.10	Figura: Configurazioni possibili per il Restrittore della SC05	67
4.11	Figura: Configurazioni possibili per il Restrittore della SC06	68
4.12	Figura: Complessivo Restrittore lucido e 2 tratti si condotto	68
4.13	Figura: Coefficienti nelle diverse prove per i Restrittori nelle diverse Configurazioni	69
4.14	Figura: Portate vs. Delta P, per il Restrittore Lucido, R. Sopra	70
4.15	Figura: Portate vs. Delta P, per il Restrittore Lucido, R. Sotto	71
4.16	Figura: Portate vs. Delta P, per il Restrittore Grezzo: a) R. Sopra, b) R. Sotto	72
4.17	Figura: Coefficiente di Flusso vs. Delta P, per tutti i Restrittori	73

4.18	Figura: Valvola Piatta Studiata	74
4.19	Figura: Sezione Trasversale della Valvola Piatta	74
4.20	Figura: Coefficiente di Flusso vs Apertura, Valvola Piatta	75
5.1	Figura: Simbolo di SolidWorks	76
5.2	Figura: Simbolo di COSMOSFloWorks	78
5.3	Figura: Computational Domain	79
5.4	Figura: Project Wizard	80
5.5	Figura: Global Goals	80
5.6	Figura: a) Sezione Valvola Piatta, b) Sezione Complessivo R. Lucido, c) Sezione Complessivo R. Grezzo	81
5.7	Figura: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa R. Lucido con R. Sopra	83
5.8	Figura: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Lucido con R. Sopra	83
5.9	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per R. Lucido con R. Sopra	84
5.10	Figura: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Lucido con R. Sotto	86
5.11	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per R. Lucido con R. Sopra	86
5.12	Figura: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa R. Grezzo con R. Sopra	88
5.13	Figura: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Grezzo con R. Sopra	88
5.14	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per R. Grezzo con R. Sopra	89
5.15	Figura: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Grezzo con R. Sotto	91
5.16	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per R. Grezzo con R. Sotto	91
5.17	Figura: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Grezzo con R. Sotto e un ΔP di 41 inH ₂ O	93
5.18	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per R. Grezzo con R. Sotto	94
5.19	Figura: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso la Valvola Piatta con apertura di 2mm	95
5.20	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 2 mm	96
5.21	Figura: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa la Valvola Piatta con Apertura di 2mm	97
5.22	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 5 mm	99
5.23	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 7 mm	101

5.24	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 10 mm	103
5.25	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 13,5 mm	105
5.26	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 17 mm	107
5.27	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 23 mm	109
5.28	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 32 mm	111
5.29	Figura: Grafico Portata vs. Apertura della Valvola Piatta	112
5.30	Figura: Grafico C. Flussaggio vs. Apertura della Valvola Piatta	112
5.31	Figura: Risultati 2D delle simulazioni per l'Approssimazione del Restrittore SC07	114
5.32	Figura: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa l'Approssimazione del Restrittore della SC07	114

INTRODUZIONE

Le case costruttrici d'autoveicoli e motoveicoli, ed i centri di ricerca impegnati nella progettazione di motori alternativi, si affidano in modo crescente alla simulazione numerica. La disponibilità di mezzi di calcolo di potenzialità crescenti permette oggi di utilizzare questi strumenti anche per la progettazione e sviluppo di componenti quali gli impianti d'aspirazione e scarico, il cui progetto era affidato in precedenza all'esperienza ed a metodi semiempirici. Tuttavia, le simulazioni virtuali o numeriche, non possono prescindere dai test di laboratorio in quanto molti parametri e coefficienti, su cui si basano i codici di calcolo, vanno determinati nelle prove sperimentali.

Nel campo motoristico, tra gli strumenti di prova di laboratorio, assumono particolare importanza i banchi di flussaggio che permettono uno studio accurato della fluidodinamica degli apparati d'aspirazione e scarico.

L'obiettivo di questo lavoro è stato quello di fare delle prove ad elementi dell'aspirazione (restrittori, valvola piatta, testata di CBR-600) di un "Formula Student" (veicolo di competizione a livello universitario) sul banco di flussaggio "Superflow SF-600E", presente nel laboratorio di motori termici del Dipartimento d'Energetica, e con i dati ricavati, consentire all'intera squadra poter progettare la vettura del 2007.

Parallelamente alle prove sul banco prova sono state realizzate delle simulazioni numeriche (per gli stessi componenti) con il programma SolidWorks, e la sua ramificazione per simulare Flussi (COSMOS FloWorks), per effettuare un confronto tra i risultati previsti con il calcolo e quelli ottenuti sperimentalmente.

CAPITOLO I

Concetti Teorici sugli Apparati d'Aspirazione e Scarico

1.1 Introduzione

Le prestazioni dei motori a combustione interna, essendo macchine a ciclo aperto, sono strettamente legate al processo di ricambio del fluido, ossia aspirazione aria, mescolamento della carica ed espulsione dei prodotti di combustione. La potenza utile⁽¹⁾ erogata da un motore è, infatti, legata alla portata di aria aspirata dal motore. Diventa, dunque, fondamentale un attento studio della fluidodinamica degli apparati d'aspirazione e scarico.

L'importanza del processo di ricambio del fluido appare evidente se consideriamo il ciclo di funzionamento di un motore a combustione interna (figura 1.1). Si vede, infatti, che il ciclo di sostituzione del fluido motore dà un contributo negativo al lavoro indicato ed appare evidente come, una riduzione dell'area di questo ciclo, significhi un aumento sia della potenza disponibile sia del rendimento. Bisogna premettere che, il processo di sostituzione della carica, presenta caratteristiche diverse nel caso del motore a quattro tempi, rispetto al due tempi. Nel primo caso, si ottiene un buon ricambio del fluido di lavoro durante ogni ciclo, ciò perchè a questo processo è dedicato più di metà del ciclo ed, inoltre, dopo una prima fase di scarico spontaneo, i gas combusti sono espulsi dal cilindro dall'azione del pistone durante l'intera corsa di scarico, mentre nella fase successiva la carica fresca è aspirata. Nel caso del motore a due tempi, allo scarico spontaneo segue l'espulsione dei gas combusti a causa della carica fresca, che è forzata ad entrare nel cilindro da una pompa ausiliaria che fornisce l'energia necessaria, mentre il moto del pistone non gioca un ruolo importante nel processo.

(1) La potenza utile può essere espressa infatti come: $P_u = \eta_u \frac{\dot{m}_a}{\alpha} H_i i_{tot}$; dove appare chiara la dipendenza dalla portata di aria aspirata

$\dot{m}_a$ · dove:

η_u : rendimento utile

α : dosatura, cioè il rapporto tra la portata d'aria aspirata e la portata di combustibile $\dot{m}_b$

H_i : Potere calorifico inferiore

i_{tot} : numero di cilindri

Ad esso è dedicata una frazione inferiore alla metà del ciclo ed il ricambio della carica è, generalmente, meno buono che nel quattro tempi.

Al di là del tipo di motore, diversi sono i fattori che influenzano, limitandola, la quantità di fluido che un motore è in grado di elaborare.

Prevalentemente vi è l'effetto delle resistenze fluidodinamiche che riducono la quantità di carica fresca ammessa nel cilindro, riducendone la densità e aumentando la densità dei gas residui.

La carica di fluido attraversa diversi componenti (filtro aria, valvola a farfalla, tratto di condotto, restrittore, sede e valvola a fungo, marmitta catalitica, ecc.) quindi, si hanno sia perdite di carico distribuite sia concentrate, che generano caduta di pressione e, quindi, riduzione della quantità di aria aspirata e scaricata.

Gli scambi di calore con le pareti in cui si muove il fluido, generano un'influenza negativa sul riempimento; le pareti infatti, essendo a temperature più alte rispetto alla carica, la riscaldano e quindi ne riducono la densità, che va a discapito di un buon riempimento.

Se osserviamo il ciclo di ricambio del fluido (figura 1.1), vediamo che i gas combusti che riempiono lo spazio morto, alla fine della fase di scarico, si trovano ad una pressione $p_r > p_{amb}$, perciò all'inizio della fase di aspirazione si espandono, occupando un volume superiore a quello dello spazio morto, ciò riduce la quantità di aria aspirabile. Inoltre, la pressione all'interno del cilindro a fine corsa d'aspirazione p_1 (p.to1 figura 1.1) è inferiore alla pressione ambiente, perchè si deve spendere un certo lavoro per vincere le resistenze fluidodinamiche e per accelerare il gas che entra attraverso le luci di aspirazione, mentre l'energia cinetica da esso acquistata, viene in buona parte dissipata, anche quest'effetto provoca una riduzione della densità della carica.

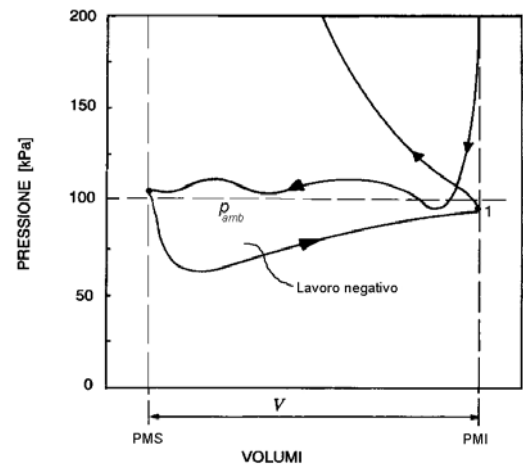


Figura 1.1: Andamento delle pressioni dentro il cilindro di un motore a quattro tempi, durante il processo di sostituzione della carica (1)

Vi sono inoltre fenomeni di inerzia della corrente fluida e fenomeni di propagazione di onde di pressione, che possono favorire o meno la quantità di aria aspirata o scaricata.

Risulta difficile determinare empiricamente l'andamento delle pressioni all'interno del cilindro di un motore a quattro tempi, durante il processo di sostituzione della carica, pertanto, l'intero processo è sintetizzato con un solo indice, ossia il coefficiente di riempimento λ_v .

Il coefficiente di riempimento è dato dal rapporto tra la massa d'aria che entra effettivamente nel cilindro per ogni ciclo m_a e la massa m_t che teoricamente potrebbe riempire un volume pari alla cilindrata V :

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_t};$$

Dà, dunque, un'indicazione del grado di efficienza con cui si riesce a realizzare la sostituzione della carica alla fine di ogni ciclo. Bisogna, tuttavia, precisare le condizioni di riferimento per la definizione della massa m_t , perchè ciò comporta una diversa interpretazione e, ovviamente, diversi valori per il coefficiente di riempimento; si può infatti assumere che le condizioni di riferimento siano quelle esistenti nel condotto di aspirazione nella zona immediatamente a monte della valvola o della luce di ammissione, oppure quelle dell'ambiente esterno da cui il motore si alimenta. Nel primo caso, il coefficiente di riempimento dà una misura delle prestazioni fluidodinamiche del solo gruppo cilindro-valvola, nel secondo caso, si tiene conto, invece, delle perdite globali che si verificano in tutto il sistema di alimentazione aria. In genere ci si riferisce a tutto il sistema e, quindi, le condizioni per m_t considerate sono quelle esterne, che permettono di attribuire a λ_v una maggiore utilità pratica.

1.2 Condizioni di efflusso attraverso valvole e condotti

Il coefficiente di riempimento dà una valutazione globale dell'apparato di aspirazione e scarico considerando sia le condizioni di funzionamento che i parametri geometrici del sistema. Si è visto, tuttavia, che le laminazioni all'aspirazione e allo scarico sono le più influenti sul riempimento, pertanto è molto utile condurre uno studio specifico sul gruppo valvola-condotto.

Nella realtà il flusso di gas viene creato per la differenza di pressione che genera lo stantuffo durante il suo moto; queste differenze di pressione con l'ambiente esterno come abbiamo visto in figura 1.1 variano continuamente, risulta pertanto difficile nelle effettive condizioni di funzionamento fare delle misure o dei calcoli che permettano di studiare nel dettaglio le condizioni di moto dei fluidi. Tuttavia le effettive portate di fluido elaborate da un motore funzionante possono essere calcolate, con buona precisione, sotto l'ipotesi di flusso stazionario. Si ha infatti che in ciascun istante (o posizione angolare della manovella) la portata di fluido effettivo sia uguale a quella misurata in condizioni di flusso stazionario, attraverso la stessa area di passaggio e sotto lo stesso salto di pressione, ciò purché il passo di discretizzazione degli intervalli di tempo (o posizione angolare della manovella) siano sufficientemente piccoli. In ogni caso anche se risultano differenze sui valori assoluti trovati per l'influenza di effetti dinamici, le modifiche capaci di migliorare il flusso nel caso stazionario risultano vantaggiosi anche nelle effettive condizioni di funzionamento. Questi studi di moto stazionario sono attuati con i banchi di flussaggio (figura 1.2) dove viene montata la testa motore con il cilindro (nel nostro caso la testata di un Honda CBR-600), viene aspirata o soffiata aria dal lato cilindro fino a creare a cavallo della valvola un salto di pressione simile a quello medio presente nei motori o comunque tale da generare condizioni di moto turbolento; anche si sono effettuate le prove con un ΔP più basso per vedere e fare evidenti le differenze tra flusso turbolento e laminare. In questo modo è possibile misurare la portata d'aria effettiva $\dot{m}_a$ che passa attraverso il gruppo in condizioni stazionarie con valvola mantenuta fissa ad una determinata alzata h . Applicando un determinato salto di pressione a cavallo della valvola e variando gradualmente l'alzata h della valvola si ottengono parecchie informazioni sul moto dell'aria attraverso valvola e condotti.

In linea generale si deve ricordare che quando si attua uno sviluppo della fluidodinamica della testa volto a farla attraversare dalla massima portata di fluido possibile si dovrebbero tenere a mente i seguenti punti:

- Cambiamenti bruschi nella direzione del flusso portano ad elevate perdite di energia cinetica della corrente, si ha quindi un decremento di velocità nel flusso.
- Nelle parti curve dei condotti, se si deve asportare del materiale, per diminuire le perdite, occorre prima scartare del materiale dalla parte concava del condotto e successivamente, se necessario, dalla parte convessa. Ciò comporta un aumento del raggio di curvatura e scongiora possibili distacchi di vena nella corrente.
- La lunghezza del condotto e la sua finitura superficiale (in prima approssimazione) non sono importanti per quanto riguarda la perdite.
- Il grosso delle perdite fluidodinamiche si ha nell'espansione che si ha a valle della sezione ristretta tra valvola e sede valvola. Più precisamente, il tratto di condotto interessato dal grosso delle perdite è quello che va approssimativamente da 15 mm sopra il piattello valvola a 15 mm sotto.
- Infine, la forma delle sedi valvola ha un effetto consistente in termini di perdite fluidodinamiche.

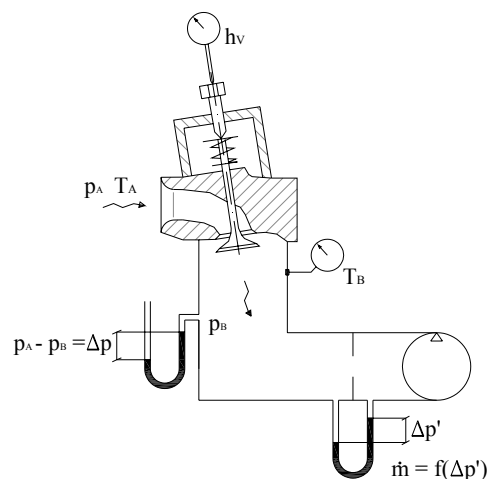


Figura 1.2: Schema semplificato del banco di flussaggio in configurazione di flusso in ammissione (1).

1.3 Apparato di aspirazione

1.3.1 Premessa

Compito del sistema di aspirazione del motore a combustione interna utilizzato (in blu figura 1.3) è di convogliare l'aria dall'ambiente esterno verso il cilindro. Come possiamo vedere l'aria prima di raggiungere il cilindro attraversa diversi organi, che generano delle perdite di carico alla corrente fluida che è bene, come sottolineato nei paragrafi precedenti, ridurre il più possibile. L'ottimizzazione della fluidodinamica di questi organi viene fatta sulla base di test al banco di flussaggio che permette di calcolare dei parametri indicativi dell'efficienza del sistema.

I test di flussaggio possono riguardare l'intero sistema di aspirazione oppure i singoli componenti il sistema, ma, come ho anticipato nel precedente paragrafo, molta importanza assume il flussaggio delle valvole in quanto è la zona in cui le perdite fluidodinamiche sono più accentuate.

Il flussaggio dei vari componenti il sistema di aspirazione (Restrittore, Valvola Farfalla, Collettori, ecc), avviene applicando un salto di pressione Δp variabile ai capi del componente e nel misurare la corrispondente portata d'aria $\dot{m}$. In tal modo si costruisce una curva $\Delta p - \dot{m}$ caratteristica del componente flussato dove appare evidente la resistenza che oppone al passaggio dell'aria. Nel caso, invece, del flussaggio del gruppo valvola – condotti, si calcola un parametro, il coefficiente d'efflusso, che dà utili indicazioni in fase di progetto e ottimizzazione dell'insieme valvole – condotti.

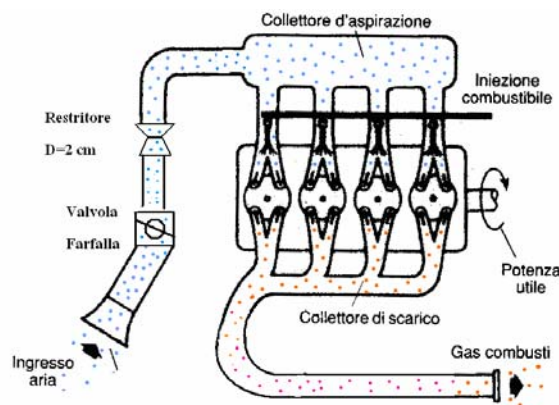


Figura 1.3: Sistema di aspirazione (in blu) e scarico (in rosso) del Formula Student (1).

1.3.2 Coefficienti di efflusso

Per studiare le condizioni di efflusso è stato elaborato un metodo che permette di sganciare i dati sperimentali dalle caratteristiche specifiche delle prove stesse e dare così loro un significato più generale.

Si studia il fenomeno del flussaggio confrontando le condizioni ideali di flusso con le condizioni reali e calcolando un indice (coefficiente di efflusso C_f) che dà idea del grado di efficienza del gruppo condotti – valvole. La conoscenza dei valori del coefficiente di efflusso, del gruppo condotto – valvola, costituisce, all’atto della progettazione, una preziosa fonte di informazioni sul possibile andamento del processo di ricambio del fluido, infatti permette di:

- Determinare il rapporto $h_{\max}/D$, ossia l’alzata massima della valvola.
- Valutare la bontà della geometria del gruppo condotto – valvola.
- Prevedere l’influenza di un dato diagramma della distribuzione.

Il coefficiente di efflusso C_f è definito dal rapporto tra la portata effettiva d’aria $\dot{m}_a$ misurata con vari metodi sperimentali (diaframmi tarati, misuratori a filo caldo, flussometri) e la portata teorica che passerebbe in condizioni di flusso ideale $\dot{m}_{is}$:

$$C_f = \dot{m}_a / \dot{m}_{is}$$

Vediamo in riferimento alla figura 1.4 come vengono calcolati i vari termini.

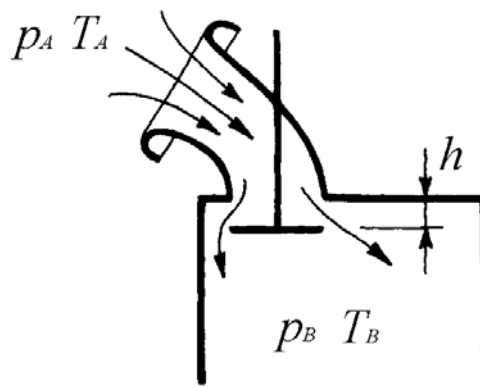


Figura 1.4: Flusso d’aria in aspirazione (3).

La portata ideale è calcolata considerando le condizioni di flusso isoentropico in aspirazione ed è quindi data da :

$$\dot{m}_{is} = \rho_{is} \cdot c_{is} \cdot A_{rif}$$

Con :

$$\rho_{is} = \rho_A \cdot \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{densità isoentropica})$$

Dove ρ_A è ricavabile dalla equazione di stato dei gas perfetti:

$$\rho_A = \frac{p_A}{R \cdot T_A}$$

Per determinare infine la portata ideale $\dot{m}_{is}$ è necessario calcolare la velocità isoentropica, data da:

$$c_{is} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_A \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

con:

- k Rapporto tra i calori specifici del fluido, pari a 1,4 per l'aria in condizioni ambiente standard;
- R Costante elastica del gas pari a 287,2 [J/(Kg K)] per l'aria
- T_A Temperatura dell'ambiente esterno
- p_A Pressione dell'ambiente esterno
- p_B Pressione nel cilindro

Per quanto riguarda l'area di riferimento A_{rif} bisogna tener presente che varia continuamente con legge relativamente complessa, per cui, si possono semplificare i calcoli riferendoci ad una sezione costante o variabile secondo certi parametri. Infatti, quale che sia, la definizione adottata per A_{rif} , la portata reale che, per un dato salto di pressione ed una data alzata attraversa la valvola è evidentemente sempre la stessa.

La grandezza finale che conta è l'area effettiva di passaggio data dal prodotto tra il coefficiente di efflusso C_f e l'area di riferimento usata ($A_{eff} = C_e \cdot A_{rif}$) ed ha un andamento unico in funzione dell'alzata. Tuttavia il valore dell'area di riferimento viene definito in diversi modi a seconda delle esigenze dello sperimentatore. In base alla definizione dell'area di riferimento A_{rif} si possono definire tre diversi coefficienti di efflusso istantanei:

o **C_f (Flow coefficient):** considera un'area di riferimento costante e pari a quella della sede valvola. In questo modo si riesce ad evidenziare una maggiore o minore efficienza del progetto confrontando soluzioni con diametri diversi.

$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{is} \cdot c_{is} \cdot \left(\frac{\pi}{4} d_v^2 \right)}$$

o **C_d (discharge coefficient):** considera un'area di riferimento variabile con l'alzata ($\pi \cdot d_v \cdot h$). Questa soluzione permette di evidenziare meglio la variazione della struttura del flusso che si realizza in corrispondenza di differenti valori dell'alzata delle valvole.

$$C_d = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{is} \cdot c_{is} \cdot (\pi \cdot d_v \cdot h)}$$

Il calcolo dell'area geometrica viene fatta secondo il seguente procedimento riferito alla figura 1.5

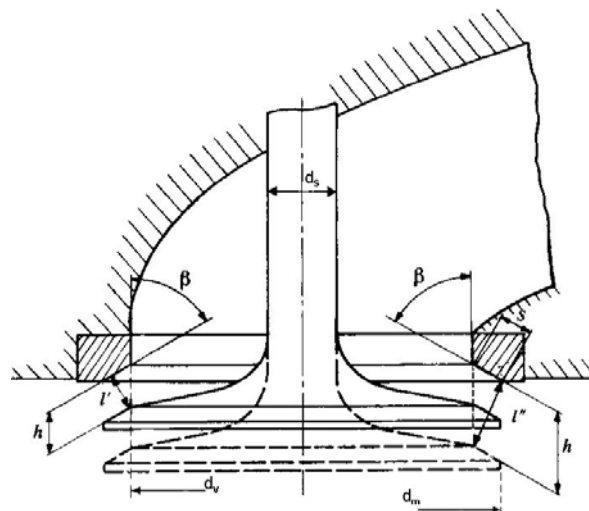


Figura 1.5: Geometria e dimensione significative di valvola e sede valvola (2).

$$\text{- per } 0 < h < \frac{s}{\cos \beta} ; \Rightarrow A_{geom} = \frac{\pi}{2} (2d_v + h \sin 2\beta) h \sin \beta$$

La minima sezione di passaggio, è rappresentata dalla superficie laterale di un tronco di cono circolare retto avente: diametro di base minore d_v generatrice perpendicolare alla sede valvola e perciò di lunghezza:

$$l' = h \sin \beta$$

$$\text{Diametro della base maggiore: } d_v + 2l' \cos \beta = d_v + h \sin 2\beta$$

$$\text{In definitiva si ha che } A_{geom} = \frac{\pi}{2} (2d_v + h \sin 2\beta) h \sin \beta$$

Se consideriamo che le sedi valvole vengono realizzate con angoli di 60° o 45° l'area geometrica è data da:

$$\beta = 60^\circ \Rightarrow A_{geom} = 2.72d_v h - 1.18h^2$$

$$\beta = 45^\circ \Rightarrow A_{geom} = 2.22d_v h - 1.11h^2$$

$$\text{- per } \frac{s}{\cos \beta} < h < \frac{(d_v^2 - d_s^2)}{4d_v} \Rightarrow A_{geom} = \frac{\pi}{2} (d_v + d_M) \sqrt{h^2 + s^2 - 2s \cdot h \cos \beta}$$

L'area minima è ancora rappresentata dalla superficie laterale di un tronco di cono circolare retto, il cui angolo di base aumenta dal valore β fino a 90° (diventando così un tronco di cilindro). Il diametro della base minore è ancora d_v , la lunghezza della generatrice:

$$l'' = \sqrt{h^2 + s^2 - 2s \cdot h \cos \beta}$$

Il diametro della base maggiore d_M (diametro massimo del fungo), perciò si avrà:

$$A_{geom} = \frac{\pi}{2} (d_v + d_M) \sqrt{h^2 + s^2 - 2s \cdot h \cos \beta}$$

Considerando angoli di 60° o 45° l'area geometrica diventa:

$$\beta = 60^\circ \Rightarrow A_{geom} = 2.72d_v h - 1.18h^2$$

$$\beta = 45^\circ \Rightarrow A_{geom} = 2.22d_v h - 1.11h^2$$

$$\text{- per } h > \frac{(d_v^2 - d_s^2)}{4d_v} \Rightarrow A_{geom} = \frac{\pi}{4}(d_v^2 - d_s^2)$$

In questo caso la sezione minima di passaggio è data dalla sezione trasversale minima della sede valvola diminuita dell'ingombro dello stelo.

Dato che il rilievo di $\dot{m}_a$ viene fatto a valori di Δp tali che il moto sia turbolento, possiamo esprimere C_f in funzione di h/d_v . Conoscendo la funzione $h(\theta)$ e visto che $C = f(h/d_v)$ riusciamo ad ottenere una funzione $C = C(\theta)$.

Vediamo adesso come dal rilievo del coefficiente d'efflusso si possono estrarre utili informazioni per la scelta di:

- Alzata massima valvola
- Diametro sede valvola
- Parametri geometrici di condotti e sede valvola.
- Influenza di un dato diagramma della distribuzione.

1.3.3 Alzata valvola

Una delle principali esigenze che, devono essere soddisfatte, per stabilire la legge del moto della valvola è quella di avere un buon riempimento del motore, esigenza che impone la scelta degli anticipi all'apertura e alla chiusura ed il valore dell'alzata massima. Osservando la figura 1.6 si vede come il coefficiente d'efflusso costituisce un'ottima guida per la scelta del valore dell'alzata massima.

In figura 1.6 vi è un coefficiente Γ che approssima la variazione dell'area di passaggio attraverso la valvola, al crescere dell'alzata. Quest'ultimo viene definito come rapporto tra la superficie laterale del cilindro avente diametro di base d_v ed altezza h e la sezione trasversale della sede valvola:

$$\Gamma = \frac{\pi d_v h}{\left(\frac{\pi d_v^2}{4}\right)} = \frac{4h}{d_v}$$

Per valori di $h/d_v = 0.25$ Γ raggiunge il valore 1, ossia la superficie laterale è uguale alla sezione trasversale della sede valvola, ovviamente andare oltre questi valori non ha senso (poiché la sezione trasversale della sede diventa la sezione minima di controllo del flusso) dunque Γ è considerato come valore limite raggiungibile. Dalla figura 1.6 si vede che $h_{\max}$ deve essere tale che $h/d_v < 0.25$. Per poter determinare con precisione il valore di h basta osservare il punto di massimo della curva C_f , questo ci dà il valore che ottimizza le condizioni d'efflusso del sistema che sono sotto esame. In figura 1.6 ad esempio si vede che in questo caso le condizioni migliori d'efflusso si hanno per valori di $h/d_v = 0,23$.

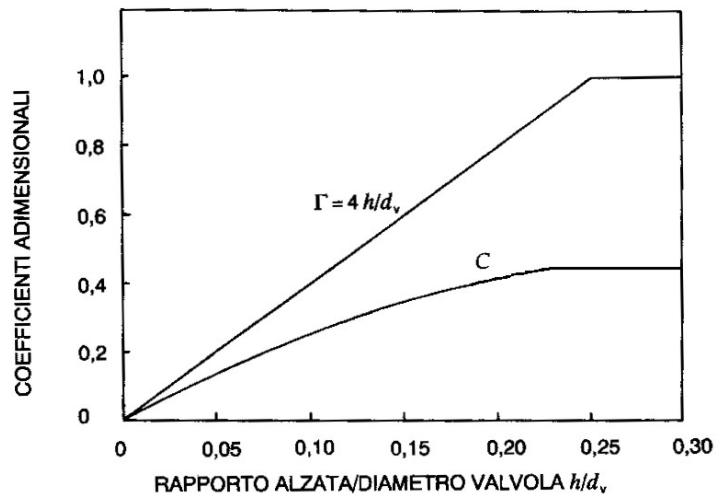


Figura 1.6: Coefficiente d'efflusso C_f in funzione di h/d_v (1)

1.3.4 Diametro sede valvola

La definizione del diametro della valvola è di notevole importanza in quanto, se il diametro della valvola non è sufficientemente ampio, quando la portata di fluido che l'attraversa è elevata, il flusso può arrivare alla condizione di blocco sonico. In tal caso, si raggiunge, la velocità del suono nella sezione minima di passaggio della valvola, e la portata di fluido non può più aumentare. Questa situazione è molto critica ai fini del riempimento. Il valore del diametro della valvola, viene fissato per evitare questa condizione critica. Attraverso uno studio accurato si è arrivati a definire una relazione che permette, misurati i valori del coefficiente d'efflusso, di determinare il valore del diametro della valvola d'aspirazione necessario. Questa relazione è quella che definisce il cosiddetto indice di Mach che può fornire importanti indicazioni sulle prestazioni fluidodinamiche del sistema condotto – valvole attraverso la conoscenza del coefficiente d'efflusso. L'indice di Mach è definito dal rapporto tra la velocità media del gas nel condotto e quella del suono. La formula finale assume la seguente espressione:

$$Z = \frac{\bar{u}_p}{c_s} \frac{1}{C_m} \left(\frac{D}{d_{va}} \right)^2$$

con:

$\bar{u}_p$: Velocità media del pistone

c_s : Velocità del suono

C_m : Coefficiente d'efflusso medio nella fase d'aspirazione

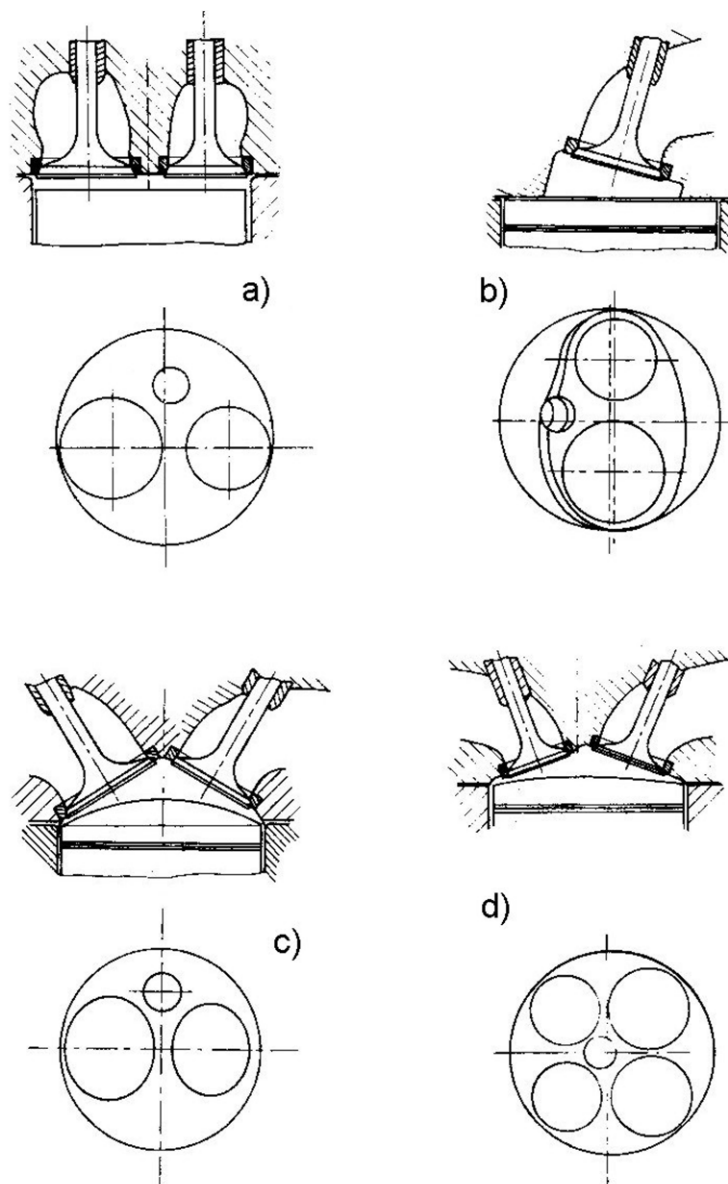
D : Diametro del pistone

d_{va} : Diametro della valvola d'aspirazione

Innumerevoli esperienze sui più diversi motori hanno evidenziato che, il massimo del rendimento volumetrico, si ha in corrispondenza di valori dell'indice di Mach inferiori a 0,5-0,6. Pertanto, assegnato all'indice di Mach, valore inferiore a 0,6, si può calcolare, in fase di progetto, il diametro da assegnare alla valvola, oppure in fase di verifica di un dato apparato d'alimentazione si può capire se il sistema rispetta l'indice di Mach e se c'è un margine di miglioramento.

E' da evidenziare che nella realtà per la valvola d'aspirazione si adotta un diametro un po' più grande di quello di scarico ($d_{va} \sim 1,1 d_{vsc}$), per la maggiore influenza che hanno le perdite di carico in aspirazione sul processo di riempimento ed il maggior pericolo d'insufficiente refrigerazione per le valvole di scarico. In figura 1.7, si hanno, per i quattro tipi di camera di combustione, i valori tipici dei diametri delle valvole d'aspirazione e scarico. Si vede che la camera emisferica sia la più avvantaggiata, pur essendo difficile anche per essa superare il valore $d_{va} / D = 0,48$.

La situazione migliora se si utilizzano più valvole, in modo da sfruttare meglio lo spazio disponibile sulla testa (quattro valvole) figura 1.7.



Tipo di testa	Diametro minimo valvola d' aspirazione	Diametro minimo valvola di scarico
a) Testa piana	$(0,38 \div 0,40)D$	$(0,35 \div 0,36)D$
b) Camera triangolare	$(0,40 \div 0,42)D$	$(0,36 \div 0,38)D$
c) Camera emisferica	$(0,45 \div 0,48)D$	$(0,40 \div 0,42)D$
d) Quattro valvole	$(0,32 \div 0,34)D$	$(0,28 \div 0,30)D$

Figura 1.7: Valori tipici dei diametri delle valvole di aspirazione e scarico per le diverse camere di combustione in rapporto all'alesaggio D (1).

1.3.5 Particolari geometrici

Vediamo adesso come, con l'ausilio d'alcuni diagrammi, la misura del coefficiente d'efflusso C_f può aiutarci, nella scelta d'alcuni parametri geometrici.

In figura 1.8, vediamo l'influenza, esercitata sul coefficiente d'efflusso C_f , di una valvola isolata a spigoli vivi su alcuni parametri geometrici caratteristici del sistema d'alimentazione.

Nella figura 1.9.a), viene evidenziata, l'influenza della geometria del condotto sulle perdite fluidodinamiche, attraverso il gruppo d'ammissione. In figura 1.9.b) infine vediamo l'influenza della geometria del condotto, sulle perdite fluidodinamiche attraverso il gruppo di scarico.

Questi sono solo alcuni esempi di come il coefficiente d'efflusso può guidarci nella scelta d'alcuni particolari geometrici, in effetti ogni modifica che viene fatta sul gruppo d'alimentazione e scarico ha delle ricadute sul valore del coefficiente C_d , pertanto, in tal modo è possibile vedere di volta in volta come le modifiche migliorano o peggiorano il comportamento del sistema d'alimentazione in esame.

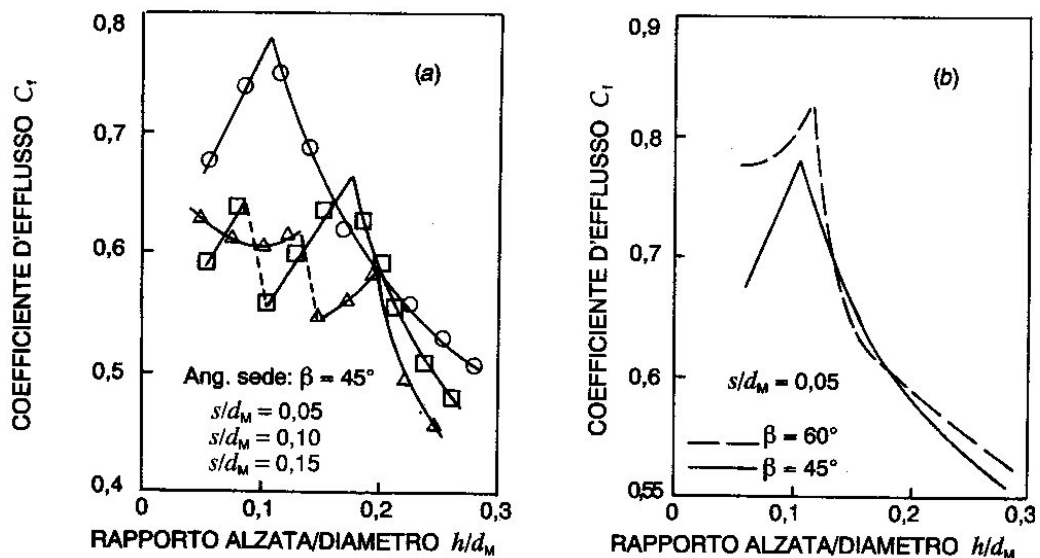


Figura 1.8 : Influenza esercitata sul coefficiente d'efflusso C_d di una valvola isolata a spigoli vivi: a) da una variazione della larghezza di sede s , ad angolo costante ($\beta = 45^\circ$) b) da una variazione dell'angolo di sede (β), a larghezza costante ($s/d_M = 0.05$) (1).

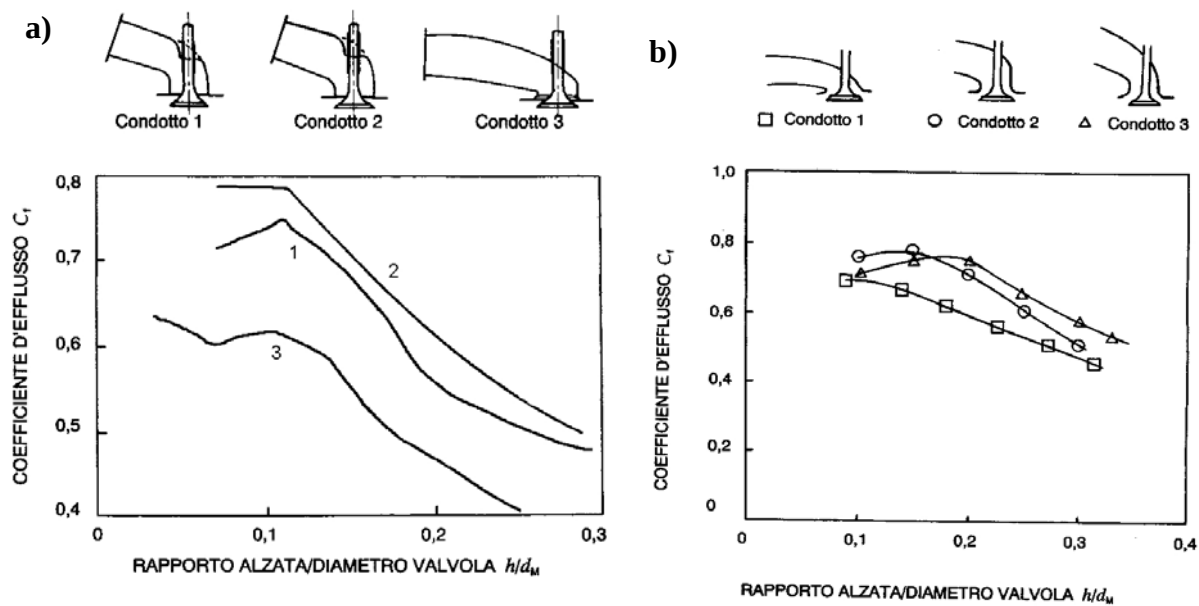


Figura 1.9 : Influenza della geometria del condotto sulle perdite fluidodinamiche attraverso il gruppo di
a) - ammissione b) – scarico (4)

1.4 Apparato di scarico

1.4.1 Premessa

Il sistema di scarico (in rosso figura 1.3) ha il compito di espellere i prodotti della combustione e mantenerli isolati dall'abitacolo (nel caso della vettura Formula Student questo richiede l'aiuto d'isolanti perché gli scarichi si trovano a pochi centimetri della schiena del pilota). E' costituito dalle valvole di scarico, un collettore con o senza turbina, un convertitore catalitico (questi ultimi 2, non presenti nella nostra macchina) per il controllo delle emissioni inquinanti e da un silenziatore per abbattere il rumore gasdinamico.

Nel caso dell'apparato di scarico, oltre al gruppo valvola – sede valvola, un contributo importante alle perdite fluidodinamiche proviene anche dagli altri organi componenti il sistema (condotti, catalizzatore, silenziatore). Le condizioni di funzionamento del motore impongono un Δp limite allo scarico che deve essere rispettato per non comprometterne il funzionamento stesso. In tabella 1.10 sono indicati i valori tipici di sovrappressione allo scarico per i diversi motori.

Tipo di motore	Contropressione [KPa]
Piccoli motori benzina < 1.4 l	20 ÷ 35
Medi motori benzina < 2.5 l	20 ÷ 40
Grandi motori a benzina > 2.5 l	30 ÷ 60
Piccoli motori turbodiesel < 2.0 l	15 ÷ 30
Grandi motori turbodiesel > 2.0 l	25 ÷ 40

Tabella 1.10: Contropressioni tipiche per motori destinati ad applicazioni autoveicolistiche

Lo studio del gruppo valvola di scarico – sede valvola viene fatto con il calcolo del coefficiente d'efflusso in maniera del tutto uguale a quanto visto per l'aspirazione con l'unica differenza che adesso l'aria viene flussata in senso inverso (soffiata) dal cilindro al collettore.

1.4.2 Coefficienti d'efflusso

In questo caso il banco di flussaggio soffia sulla testa motore mettendo in pressione il cilindro in modo da simulare gli effetti della fase di scarico di un motore. La procedura per la definizione del coefficiente d'efflusso è del tutto simile a quella vista per le valvole d'aspirazione; si hanno delle differenze, solo nel definire i valori isoentropici delle formule viste al paragrafo 1.3.2, vediamo quali come riferimento alla figura 1.11.

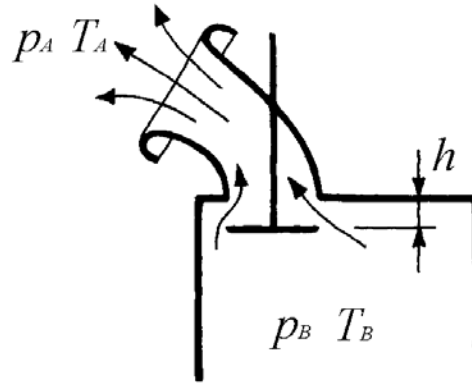


Figura 1.11: Flusso d'aria in scarico (3)

La densità isoentropica è data da:

$$\rho_{is} = \rho_B \cdot \left(\frac{p_A}{p_B} \right)^{\frac{1}{k}}$$

con

$$\rho_B = \frac{p_B}{R \cdot T_B}$$

La velocità isoentropica:

$$c_{is} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_B \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

calcolando infine portata ideale e coefficiente d'efflusso:

$$\dot{m}_{is} = \rho_{is} \cdot c_{is} \cdot A_{rif}$$

$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}}$$

Anche in questo caso si possono usare le diverse definizioni per l'area di riferimento A_{rif} viste al paragrafo 1.3.2 definendo anche per la valvola di scarico i diversi coefficienti d'efflusso (C_f , C_d , C_a).

Come per la valvola d'aspirazione anche per la valvola di scarico i valori dei coefficienti d'efflusso vengono utilizzati per determinare :

- Alzata valvola.
- Diametro sede valvola.
- Particolari geometrici di condotti e sede valvola.
- Influenza di un dato diagramma della distribuzione.

Essendo la trattazione esattamente uguale non è ripetuta.

1.4.3 *Correlazione tra misure di flusso a freddo e a caldo.*

Per le prove sull'apparato di scarico può essere utile determinare le condizioni di flusso a caldo in modo da avere una chiara visione del comportamento reale del sistema. Vediamo adesso come dalle prove di flussaggio a “freddo” si può risalire alle reali condizioni di pressione e portata a caldo. Questo viene fatto considerando la similitudine fluidodinamica basata sull'uguaglianza del numero di Reynolds.

Il numero di Reynolds definisce il tipo di moto di un fluido, fornendo il rapporto tra le forze fluidodinamiche ρu^2 e quelle dovute all'attrito viscoso $\mu u/D$:

$$Re = \frac{\rho \cdot u^2}{\frac{\mu \cdot u}{D}} = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu}$$

dove:

ρ : Densità del fluido

u : Velocità media locale del fluido

D : Dimensione caratteristica del condotto

μ : Viscosità dinamica del fluido

Il numero di Reynolds, permette di capire se, il moto di un fluido in un condotto, è di tipo laminare o turbolento oppure, se siamo in una condizione di transizione. Due sistemi che si trovano in condizioni fisiche e geometriche differenti possono essere comparati se presentano lo stesso numero di Reynolds; questa è una condizione cosiddetta di similitudine fluidodinamica usata spesso nella tecnica. Nel nostro caso ci troviamo a correlare le misure fatte al banco di flussaggio con le reali condizioni di funzionamento del sistema di scarico, quindi manteniamo costante la geometria del sistema e correliamo tramite la similitudine le condizioni fisiche di funzionamento.

Sappiamo che la portata volumetrica in un condotto è data da:

$$Q = u \cdot A$$

Dato che:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \Rightarrow u = \frac{\text{Re} \cdot \mu}{\rho \cdot D}$$

Quindi:

$$Q = \frac{\text{Re} \cdot \mu}{\rho \cdot D} \cdot A$$

Mantenendo costante il numero di Reynolds, risulta che:

$$Q \propto \frac{\mu}{\rho}$$

Pertanto se indichiamo con il pedice “f” le condizioni fisiche a freddo, con “c” le condizioni fisiche a caldo del sistema e considerando che i parametri geometrici sono uguali nelle due condizioni che si ha :

$$\frac{Q_f}{Q_c} = \frac{\mu_f}{\mu_c} \frac{\rho_c}{\rho_f} \Rightarrow Q_c = Q_f \cdot \frac{\mu_c \rho_f}{\mu_f \rho_c}$$

Dove Q_c e Q_f sono portate volumetriche. Dato che in genere si vuole conoscere la portata massica a caldo $\dot{m}_c$ si ha che:

$$\dot{m}_c = \rho_c \cdot Q_c = \rho_c \cdot Q_f \frac{\mu_c \rho_f}{\mu_f \rho_c}$$

Semplificando:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_f \frac{\mu_c}{\mu_f}$$

La viscosità μ è data da :

$$\mu = \frac{3.3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.7}}{1 + 0.027(F / A)}$$

Dove F/A è il rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria.

Per quanto riguarda invece la correlazione, tra la contropressione applicata a freddo e l'equivalente, applicata a caldo, si ha che in generale:

$$\Delta p = \frac{\mu^2}{\rho} C$$

Applicando questa formula alle condizioni del fluido, a freddo e a caldo, e facendone il rapporto otteniamo la seguente:

$$\frac{\Delta p_f}{\Delta p_C} = \frac{\mu_f^2}{\mu_C^2} \frac{\rho_C}{\rho_f} \Rightarrow \Delta p_C = \Delta p_f \frac{\mu_C^2 \rho_f}{\mu_f^2 \rho_C}$$

Dalla quale si vede che Δp_C è funzione di ρ_C che è anch'essa un'incognita in quanto dipende dalla pressione assoluta p_C che non conosciamo e che è data da $p_{amb} + \Delta p_C$.

Utilizzando quest'ultima equazione per calcolare la densità ρ_C secondo la legge di stato dei gas perfetti:

$$\rho_C = \frac{(p_{amb} + \Delta p_C)}{R \cdot T_C}$$

riusciamo a determinare il Δp_C come incognita di un'equazione di secondo grado:

$$\Delta p_C = \Delta p_f \frac{\mu_C^2 \rho_f}{\mu_f^2 \frac{(\Delta p_C + p_{amb})}{R \cdot T_C}} \Rightarrow \Delta p_C^2 + p_{amb} \Delta p_C - \Delta p_f \frac{\mu_C^2 \rho_f}{\mu_f^2} R \cdot T_C = 0$$

con:

$$\Delta p_C = \frac{-p_{amb} + \sqrt{p_{amb}^2 + 4 \Delta p_f \frac{\mu_C^2 \rho_f}{\mu_f^2} R \cdot T_C}}{2}$$

Dato che nelle prove è prassi riferirsi sempre alle condizioni ambiente standard, in questo caso P_{amb} è considerata appunto quella standard di 1013 HPa.

Grazie alle due relazioni trovate, siamo in grado, con le prove di flussaggio a freddo di risalire alle reali condizioni a caldo di funzionamento del sistema.

CAPITOLO II

Banco di Flussaggio “*Superflow SF – 600E*”

2.1 Principio di funzionamento

I banchi di flussaggio vengono usati per la misura delle resistenze fluidodinamiche, e quindi per la misura dell'efficienza degli apparati d'aspirazione e scarico dei motori a combustione interna.

Il banco di flussaggio è costituito da due elementi fondamentali: un misuratore della portata d'aria ed un ventilatore; quest'ultimo genera la depressione o la sovrappressione simulando in tal modo l'effetto prodotto dal moto del pistone, in aspirazione o scarico. E' possibile, inoltre, con la regolazione del ventilatore, impostare un dato valore al salto di pressione tra ambiente esterno e cilindro. La misurazione viene fatta in condizione di flusso stazionario, che si è visto essere in buona relazione con il flusso effettivamente elaborato da un motore funzionante. Con l'ausilio di una vite micrometrica si fissa un valore dell'alzata valvola e si misura la portata d'aria aspirata o soffiata dal ventilatore; questa, messa in relazione con la portata che teoricamente dovrebbe essere elaborata, permette di determinare le resistenze fluidodinamiche dei condotti d'aspirazione o scarico.

Schematicamente il “Superflow SF-600E”, in configurazione di flusso in aspirazione, è rappresentato in Figura 2.1. Per misurare la portata d'aria in ammissione, questa viene aspirata dal ventilatore (blower), che si trova alla base del banco; esso genera una depressione che si propaga fino alla testa motore. Tra la testa motore ed il ventilatore vi è un foro tarato, che funge da diaframma (orifice plate), utile per la misurazione della portata d'aria, e una valvola di regolazione della portata (flow control knob), che permette anche di regolare la differenza di pressione tra ambiente esterno e cilindro. Per la misurazione della portata d'aria in scarico s'inverte la direzione del flusso.

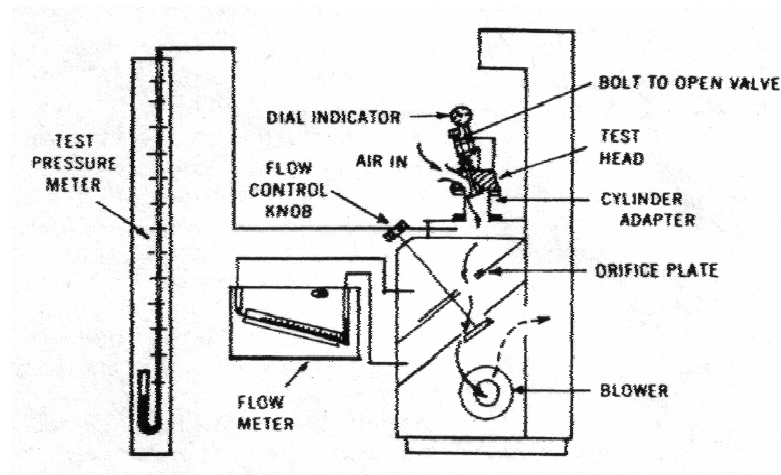


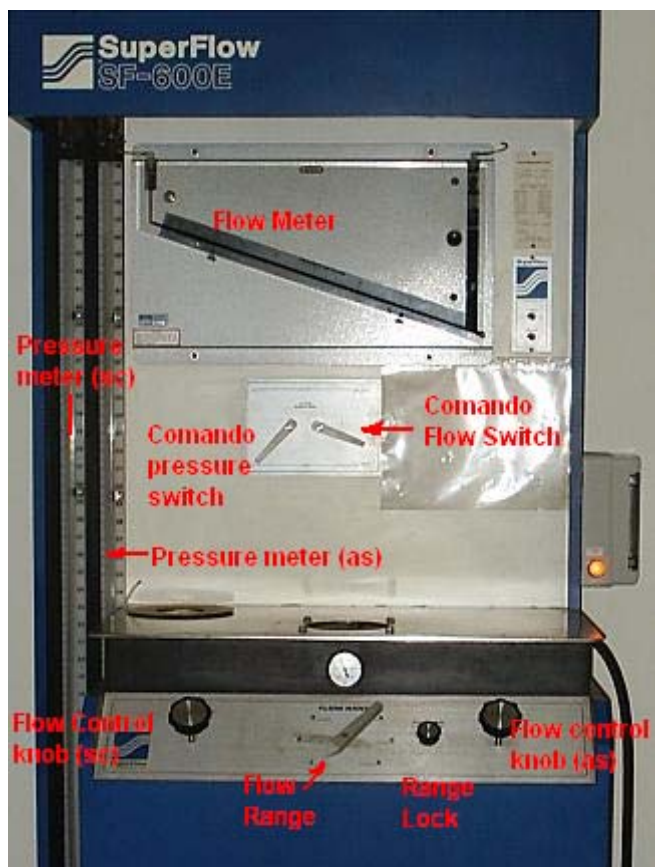
Figura 2.1: Schema “Superflow SF-600E” in configurazione di flusso in aspirazione (10).

2.2 Analisi costruttiva e funzionale

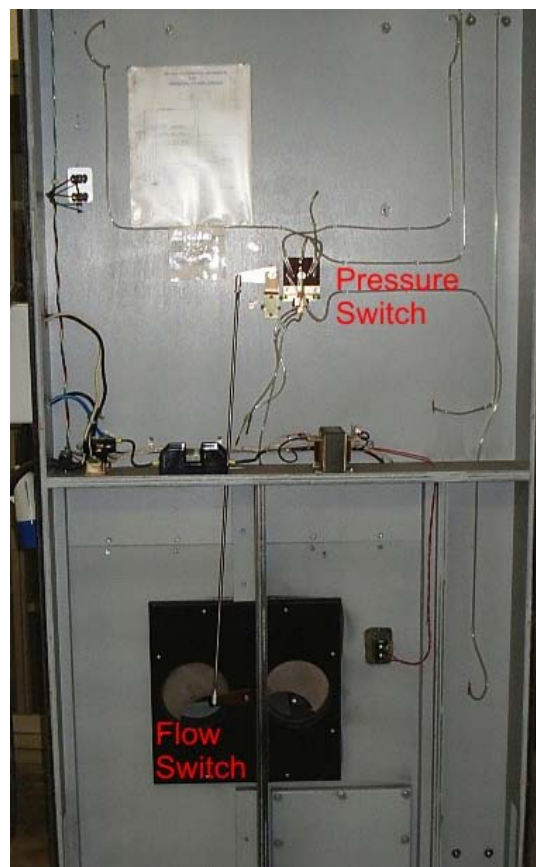
Vediamo adesso come realmente è il banco prova “Superflow SF-600E” (figura 2.2).

Esso è costituito da quattro elementi fondamentali:

- Elementi di potenza (gruppo motore – ventilatore).
- Elementi di regolazione e controllo (Orifice plate, pressure switch, flow control knob, flow switch).
- Elementi di misura (test pressure, flow meter, thermometer).
- Elementi accessori (Falso Cilindro, manometro per la pressione ambiente, termometro per la temperatura ambiente, vite micrometrica per misurare l'alzata valvola).



Fronte



Retro

Figura 2.2: Banco prova Superflow SF- 600E

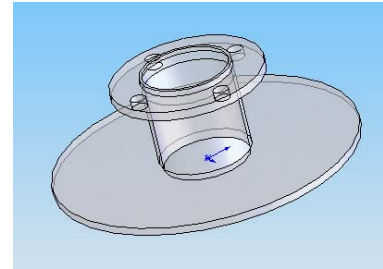
Lo schema funzionale effettivo del banco nelle configurazioni d'aspirazione e scarico è rappresentato nella figura seguente (fig. 2.3).

Analizziamo adesso i componenti che costituiscono il banco prova seguendo lo schema di figura 2.3. Gli strumenti di misura verranno descritti accuratamente nel prossimo paragrafo.

2.2.1 Falso Cilindro

Il cylinder adapter è un falso cilindro che riproduce fedelmente il cilindro del motore in esame quello del CBR-600 (figura 2.4). Presenta due flange di fissaggio, una per il fissaggio alla testata motore, l'altra per il fissaggio al banco prova. Questo avviene tramite viti e con delle guarnizioni di tenuta che limitano il più possibile le fughe d'aria durante le prove.

Superficie fissata alla testata motore



Superficie fissata al banco

Figura 2.4: Falso Cilindro

2.2.2 Orifice Plate (Flow Range)

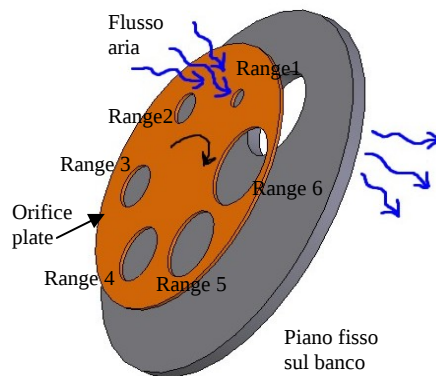


Figura 2.5: L'Orifice Plate, ruotando rispetto al piano fisso, permette di cambiare il range di portata.

L'orifice plate è costituito da una piastra sottile forata (figura 2.5) che funge da diaframma, pertanto è l'elemento che provoca lo strozzamento della corrente fluida e permette di determinarne la portata. Il "SF-600E" ha un orifice plate con 6 fori; loro costituiscono i diversi range di portata della macchina, selezionabili tramite una leva di collegamento (leva "flow range"). Ruotando questa piastra forata viene, di volta in volta, presentato un foro diverso alla corrente fluida, di conseguenza si avrà una maggiore o minore portata d'aria.

2.2.3 *Pressure Switch*

Serve a commutare i diversi segnali di pressione che arrivano dai vari punti del banco prova (figure 2.6). Nella Superflow SF-600E si hanno 3 prese di pressione (p.ti 4, 6, 7 figura 2.3).

Una di queste è collocata a valle della testata motore (p.to 4 figura 2.3). Se consideriamo una prova in aspirazione (monte per le prove di scarico), questa presa di pressione, collegata ad un manometro che misura le pressioni relative, permette di misurare il salto di pressione a cavallo della testata motore.

Per misurare la pressione relativa in questo punto, vengono usati due manometri a liquido, uno per le prove d'aspirazione ($P_r\text{ asp}$), in cui si ha una depressione rispetto alla pressione ambiente, l'altro manometro ($P_r\text{ sc}$), per misurare la sovrappressione rispetto alla pressione ambiente che si ha nelle prove di scarico. Pertanto, dato che il punto di presa pressione è sempre lo stesso (punto 4 figura 2.3), il pressure switch invia di volta in volta il segnale al manometro addetto.

Gli altri due punti di pressione si trovano a cavallo dell'orifice plate (punti 6 -7 figura 2.3), permettendo di misurare la caduta di pressione generata dal diaframma (orifice plate) e, quindi, di risalire alla portata d'aria che sta attraversando il banco prova.

Il manometro che misura questo Δp di pressione è un manometro a liquido inclinato che ha i punti di presa pressione, massima e minima, fissi (connettore di pressione massima punto 8 figura 2.3 e connettore di pressione minima punto 9). Il pressure switch mette sempre in comunicazione il punto di pressione massima (punto 6 in configurazione intake, 7 in exhaust) con il punto di presa di pressione massima del manometro inclinato (punto 8) ed il punto di presa di pressione minima (punto 7 in configurazione intake, 6 in exhaust) con il punto di presa della pressione massima (punto 9).

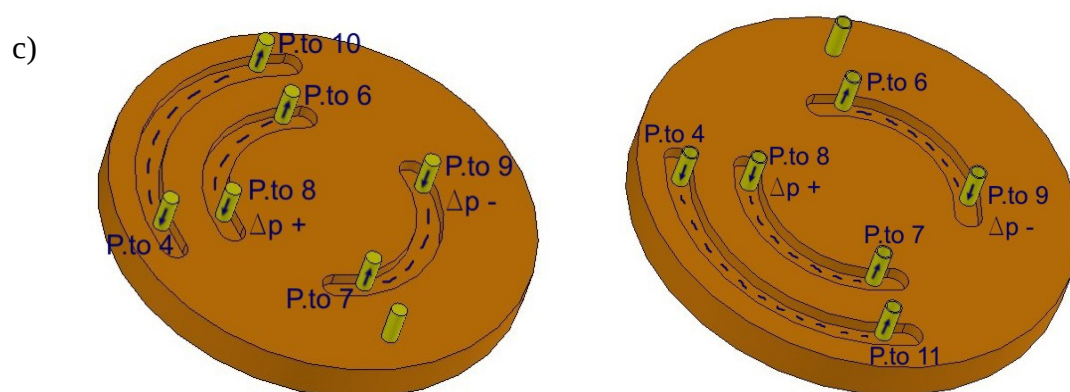
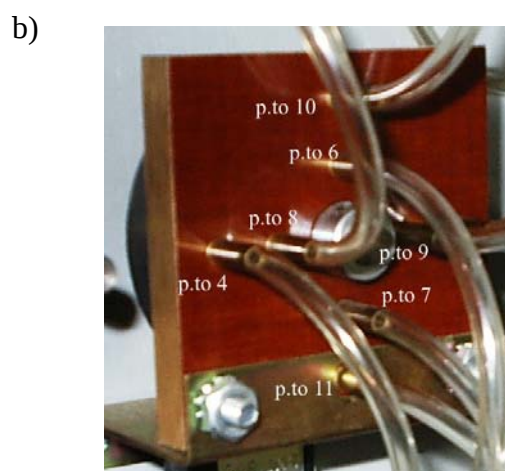
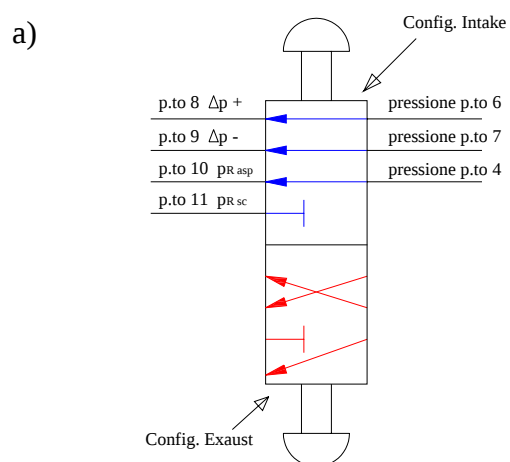


Figura 2.6: a) Schema funzionale Pressure Switch, b) Foto Pressure Switch, c) Piastra di commutazione dei segnali del Pressure Switch

2.2.4 Flow Control Knob

Le valvole flow control knob sono delle valvole ad otturatore (figura 2.7) che permettono di regolare la portata d'aria elaborata dal motore. Nel banco prova sono presenti due flow control knob, una delle quali è usata con flusso in aspirazione mentre l'altra con flusso in scarico.

Quando si usa la valvola con flusso in aspirazione, si ha una regolazione per “laminazione all'ammissione”, del ventilatore, che in tutte le condizioni di prova ruota a velocità costante. Quando, invece, viene usata la flow control knob di scarico, si effettua una regolazione per “laminazione alla mandata” del ventilatore. Quando viene usata una valvola, l'altra deve essere perfettamente chiusa per limitare al massimo le fughe d'aria che comprometterebbero i risultati delle prove. Lo schema di figura 2.7 mostra il perchè si abbia la necessità di avere due flow control knob, ed anche perchè il ventilatore è regolato diversamente a seconda di quale valvola viene usata.

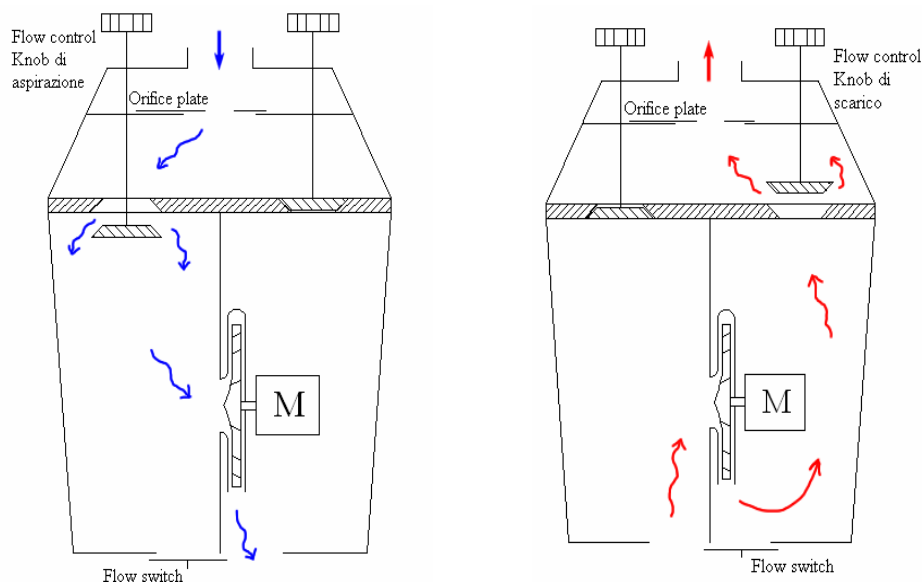


Figura 2.7: Valvole flow control knob (10)

2.2.5 Flow Switch

Il flow switch si rende utile in quanto, il gruppo motore – ventilatore, ruota sempre nello stesso verso oltre a ruotare a velocità costante. Pertanto, il flusso viene invertito tramite delle paratie che mettono in comunicazione l’aspirazione del ventilatore con la testata, nelle prove in aspirazione e con l’ambiente esterno nelle prove di scarico. Allo stesso tempo, mette in comunicazione la mandata del ventilatore con l’ambiente esterno nelle prove in aspirazione e con la testata motore nelle prove in scarico.

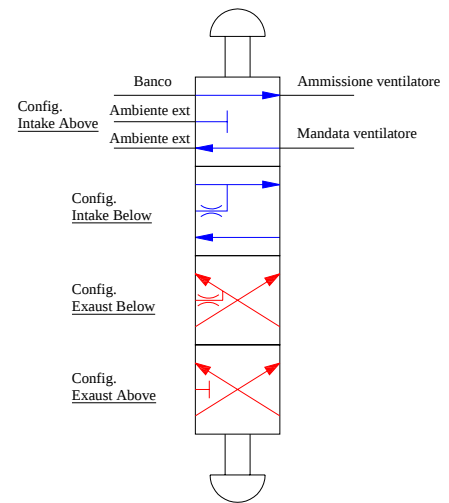


Figura 2.8 : schema funzionale flow switch

La regolazione, inoltre, non è netta tra una configurazione e l’altra, vi sono, infatti, delle configurazioni intermedie indicate con “below 150” che permettono, ad esempio, in configurazione intake, al ventilatore di aspirare in parte dalla testa in parte dall’ambiente esterno, ciò perchè alle basse portate d’aria ossia sotto i 70 dm³/sec (below 150 cfm), quando l’alzata valvola è piccola o addirittura la valvola è chiusa, il gruppo ventilatore – motore si troverebbe ad aspirare da una camera chiusa. Stesso discorso vale nelle prove in exhaust.

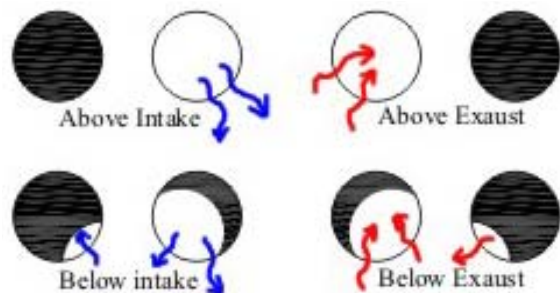
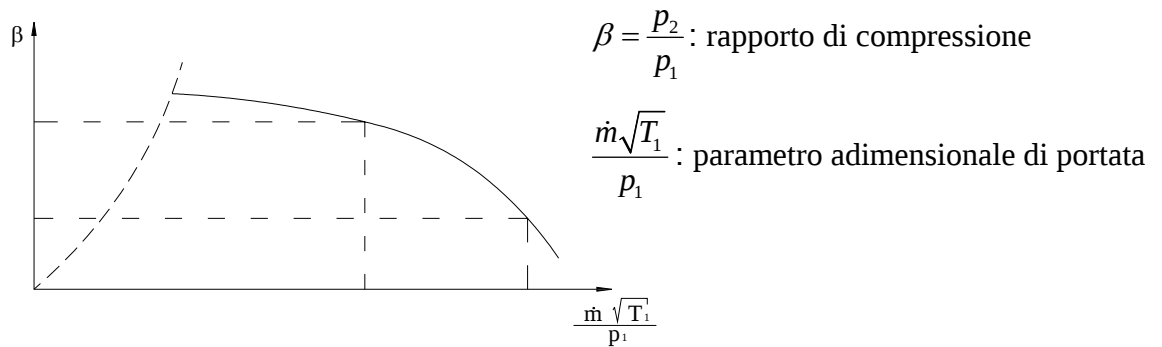


Figura 2.9: Flow switch

2.2.6 Gruppo Motore Ventilatore

Il gruppo motore – ventilatore è costituito da 6 piccoli gruppi motori – ventilatori in cui i ventilatori sono di tipo radiale. Questa scelta è stata fatta per poter avere una buona curva caratteristica, che in questo caso è una curva poco inclinata e, quindi, che permetta di spazzolare ampi campi di portata pur mantenendo un valore del rapporto β tra le pressioni piuttosto costante. Un esempio è visibile in figura 2.10. I ventilatori ruotano a velocità costante e la regolazione avviene per laminazione all'ammissione nel caso di prove di flussaggio di aspirazione e con regolazione per laminazione alla mandata nel caso di prove di flussaggio in modalità exhaust.

Figura 2.10: Curva caratteristica data dalla somma di tutti i ventilatori. (10)



2.2 Strumenti di misura

Il banco SF- 600E è dotato di quattro strumenti di misura (figure 2.2 - 2.3).

Due manometri verticali per la misura della pressione relativa, un termometro per la misura della temperatura del flusso e un manometro differenziale per la misura indiretta della portata d'aria. A questi vi si aggiungono: un termometro per la misura della temperatura ambiente e un manometro per la misura della pressione ambiente; in questo caso vengono analizzati i soli strumenti del banco di flussaggio.

Per maggior chiarezza, nello schema seguente si possono vedere dove sono disposti i vari strumenti di misura:

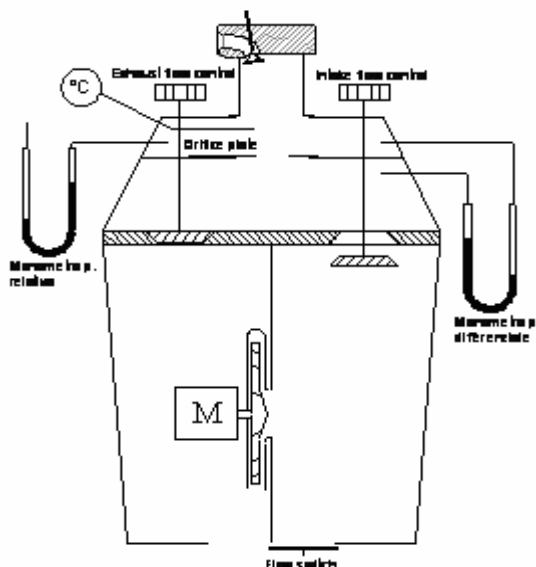


Figura 2.11: Schema di disposizione dei diversi strumenti di misura (10).

2.3.1 Manometri verticali

Sono due manometri a liquido verticali (figura 2.12). Questi danno una misura della pressione relativa in pollici di H_2O , sono perfettamente identici. Uno serve per misurare la depressione che si genera a valle della testata motore, nelle simulazioni di aspirazione (manometro $p_{r\text{ asp}}$ figura 2.3). L'altro manometro (manometro $p_{r\text{ sc}}$ figura 2.3) misura la sovrappressione che si genera nelle simulazioni di scarico a monte della testata motore. Questi manometri non usano acqua, al loro interno, bensì un particolare olio che si è trovato avere una densità pari a $0,9186 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$.

Nella tabella seguente sono descritte le caratteristiche fornite dal costruttore:

Manometro a colonna di liquido	
Campo di misura	$0 - \pm 48'' H_2O$ ($0 - \pm 120 \text{ mbar}$)
Lettura	$0,1'' H_2O$ ($\sim 0,25 \text{ mbar}$)
Accuratezza	$\pm 0,5 \% \text{ F.S.}$
Note:	Contiene un olio con densità di $0,9186 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$.



Figura 2.12: Manometro a colonna

2.3.2 Manometro differenziale (Flow Meter).

Il manometro differenziale, è un manometro a liquido inclinato (figura 2.13) che dà il valore della portata come percentuale della massima portata che attraversa il banco in una certa configurazione.

Il sistema usato è quello a contrazione della vena che mette in relazione la caduta di pressione generata da una particolare strozzatura (orifice plate) con la portata di fluido che lo attraversa. Questo manometro, al suo interno, ha un olio con densità di $1,901 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$.

Manometro differenziale inclinato (flow meter)	
Campo di misura	0 – 13,5" H ₂ O (0 – 34 mbar)
Lettura	0,012" H ₂ O * (~0,030 mbar)
Accuratezza	±0,5 % F.S.
Note:	Contiene un olio con densità di $1,901 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$

Nella tabella seguente sono descritte le caratteristiche fornite dal costruttore:

* valore non dichiarato dal costruttore ma calcolato in funzione della sensibilità sul valore della portata e dal legame che quest'ultima ha con il salto di pressione misurato. Questo dato vale per valori della portata a partire dal 40% F.S



Figura 2.13: Manometro differenziale inclinato (flow meter)

2.3.3 Termometro a quadrante

Misura la temperatura del flusso dell'aria (T_f figura 2.3). Le caratteristiche dichiarate dal costruttore per questo strumento sono:

Termometro a quadrante	
Campo di misura	0 – 60 °C
Lettura	1 °C
Accuratezza	N.D.



Figura 2.14: Termometro a quadrante

2.4 Metodi di esecuzione delle prove

Il test di flussaggio consiste, essenzialmente, di due tipi diversi di prove: nel primo (per il restrittore) si fissa la differenza di pressione tra monte e valle e si fa passare il flusso di aria senza ulteriori regolazioni; nel secondo, si fissa attraverso una testa motore o attraverso una valvola in genere un salto di pressione costante tra ambiente esterno e ambiente a valle della testa, e dopo si regola con la variazione dell'area di passaggio.

Il valore di portata d'aria, che attraversa l'apparato, viene letto sull'apposito misuratore (flow meter) per una serie di prove, per diversi valori di alzata valvola. I valori di alzata vengono letti su di un comparatore micrometrico. La portata d'aria in volume nella prova, misurata in unità anglosassoni (piedi cubici al minuto), viene determinata moltiplicando la percentuale letta sul misuratore di portata inclinato per il valore del range di portata scelto nella prova. Dalla misura della portata di aria, dell'alzata valvola e della pressione a cavallo della valvola si ricavano poi con l'elaborazione dei dati, utili informazioni sull'efficienza dell'intero apparato di aspirazione e scarico di un dato motore.

Si possono apportare per esempio delle modifiche agli elementi misurati, e successivamente effettuare un altro ciclo di test per attuare un confronto tra gli effetti che hanno avuto le modifiche stesse, se si riscontrassero dopo tali modifiche dei valori di portata superiori a quelli di partenza allora le modifiche apportate alla testa sono vantaggiose. Lo scopo è quello di ridurre al minimo possibile le resistenze fluidodinamiche, in quanto i miglioramenti sulla fluidodinamica degli apparati di alimentazione e scarico comportano come abbiamo visto al capitolo I un deciso aumento delle prestazioni globali del propulsore.

2.4.1 Operazioni preliminari

Prima d'ogni serie di test deve essere verificato il buon funzionamento del banco. Ossia sono fatte delle misurazioni standard volte a capire se il banco esegue misure attendibili. Se queste prove danno delle approssimazioni coerenti, allora, vuol dire che possiamo fidarci della calibratura del banco. Se il banco è ben calibrato, si smonta lo “standard orifice plate” e si monta l'elemento da flussare. Se l'esito di queste prove è negativo, ossia si hanno differenze marcate sulle portate misurate dal banco rispetto a quelle che ci si attendeva, allora si deve verificare attentamente l'azzeramento di tutti i manometri ed inoltre che lo “standard orifice plate” sia montato correttamente curando le guarnizioni usate per il montaggio, onde evitare fughe eccessive.

2.4.2 Modalità di esecuzione di un test di flussaggio per la testata del CBR

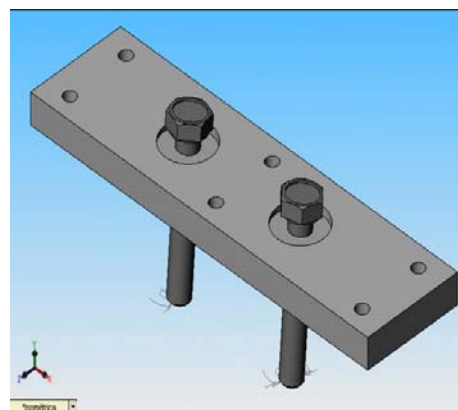
Prima di cominciare a misurare, bisogna sapere che tutte le misurazioni vengono riportate su diversi file Excel in cui si faranno direttamente i calcoli dei coefficienti.

Nel caso di flussaggio della testata o della valvola, prima di iniziare le sperimentazioni occorre riportare i dati costruttivi (diametro delle sedi e degli steli valvola, angolo delle sedi, diametro de valvola, ecc.); nel caso dei restrittore sono importanti il diametro interno del restrittore (per tutti i casi fissato sui 20 mm), e il diametro del condotto a cui si attacca il restrittore.

Vediamo dunque passo a passo come si esegue una prova:

1. Preparazione e montaggio testa motore. Le teste motore vengono montate sul banco di flussaggio per mezzo del “falso cilindro”, come visto al paragrafo 2.2.1, tuttavia, la testa motore, deve essere prima preparata, montando su di essa, un dispositivo che permetta l'apertura delle valvole e che consenta di misurare i valori di alzata della valvola; il grado di apertura o *step* sarà scelto opportunamente dallo sperimentatore per effettuare i test.

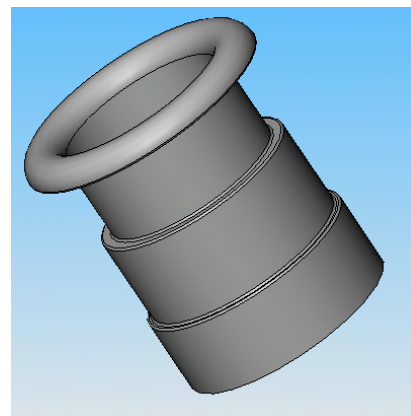
Figura 2.15: Sistema di montaggio delle vite per l'apertura valvole.



Sulla testa è montata una staffa (figura 2.15), questa presenta due fori filettati, i quali ospitano le viti che provvederanno l'interfaccia con le parti superiori dello stelo valvola permettendone così un valore di alzata fissato. Dato a che il passo delle viti è conosciuto ($1^{\text{mm}}/\text{giro}$) si può sapere quanto è l'apertura della valvola in funzione di quanto essa è stata girata; nella zona di bassa apertura della valvola, è stata realizzata la prova con 0,25mm di differenza tra sue misurazioni; nella zona di elevata apertura, data la diminuzione della sensibilità dell'esperimento è stata aumentata a 0,5mm tra misura e misura. Anche se in lavori precedenti è stato consigliato il cambio della Molla per la riduzione della rigidità, in queste prove non è stato realizzato perché la testata doveva essere montata dopo un'altra volta sul motore (e perciò non si volevano altre complicazioni) e perché la rigidità del complesso delle 2 molle del motore CBR-600 non è elevata e non produce problemi.

Figura 2.16: Trombetta Troncoconica

Oltre al montaggio di questo sistema, per alcune prove è stato montato nel lato dell'aspirazione della testa un condotto che dalla parte opposta sia dotato di trombetta troncoconica (Fig 2.16) o comunque sia dotato di opportuna raccordatura (ampia) allo scopo di ridurre, al minimo possibile, le perdite d'imbocco e guidare, il più possibile, il flusso d'aria verso la testa.



Anche negli analisi dei risultati sarà studiata l'efficienza o meno di questo sistema che in teoria, si presenta molto effettivo. Chiaramente al posto di un condotto di guida come detto in precedenza, si possono montare sulla testa i condotti reali del motore in esame, ciò se si desidera effettuare dei test sull'apparato nel suo insieme.

Per quanto riguarda lo scarico si può far scaricare il flusso d'aria direttamente nell'atmosfera, senza la guida di un condotto ausiliario o di quelli reali: questo poiché, come noto, la fluidodinamica dello scarico è fortemente influenzata dal primo tratto di condotto ricavato direttamente nella testa e dell'insieme valvola-sede valvola, piuttosto che da parti più lontane dallo scarico stesso.

2. Si azzerano il manometro verticale ed il misuratore di portata inclinato (quest'ultimo va anche livellato). Si chiudono con molta attenzione i rubinetti regolatori di flusso (flow control knob) in aspirazione e in soffiaggio contro le loro sedi evitando di forzarli in quanto si potrebbero danneggiare irrimediabilmente. Si seleziona la direzione del flusso in aspirazione o scarico e s'impone un valore di portata volumetrica inferiore a 150 cfm ($70,79 \text{ dm}^3/\text{sec}$) (flow switch posizionato su below 150) e range di portata # 1.
3. Vengono letti e riportati sul "test data sheet" i valori di pressione e temperatura ambiente.
4. Si avvia il motore elettrico che trascina il ventilatore e si regola la portata d'aria con la valvola regolatrice di flusso in aspirazione o scarico, secondo il tipo di prova che si sta eseguendo, (flow control knob) fino a leggere sul manometro verticale il valore di pressione di 25,0" di colonna d'acqua (62,286 mbar). Si determinano le fughe di portata tramite la lettura sul misuratore di portata (flow meter). Siccome alla lettura sul misuratore di portata pari a 100% corrisponde un valore di portata trafilata di 35,6 cfm ($16,80 \text{ dm}^3/\text{sec}$), ad una lettura di 10% in fase di rilevazione delle fughe deve corrispondere una perdita di $0,10 \times 35,6 \text{ cfm} = 3,56 \text{ cfm}$ ($1,68 \text{ dm}^3/\text{sec}$). Le perdite che si riscontreranno normalmente nelle prove andranno da 1 ($0,472 \text{ dm}^3/\text{sec}$) a 10 cfm ($4,72 \text{ dm}^3/\text{sec}$). Le fughe non influenzeranno il risultato del test purché se ne tenga conto effettuando opportune correzioni sui dati rilevati in fase di misura.
5. A questo punto si spegne la macchina. Si apre la valvola d'aspirazione al primo step d'alzata e si riporta il valore. Si accende la macchina e si apre il rubinetto regolatore di flusso in aspirazione (flow control knob) sino a portare la pressione di test al valore desiderato (generalmente di 25" H_2O). Se il misuratore di portata leggesse oltre 100% prima di raggiungere il valore di pressione di 25" di colonna d'acqua (62,286 mbar), si spegne la macchina e si seleziona un range di portata superiore al precedente. Si riaccende la macchina di flussaggio, si aggiusta il regolatore di flusso fino a leggere sul manometro il solito valore 25" di colonna d'acqua (62,286 mbar) di pressione di test, e si legge il valore percentuale indicato sul misuratore di portata inclinato.

Si spegne la macchina e si registra il valore letto, si riporta il risultato della lettura in forma decimale.

6. Si riporta il valore del range di portata utilizzato. Viene riportato per ogni misura il valore della temperatura del flusso leggibile sul “thermometer” posto sul lato frontale del banco prova.

Si continua la sperimentazione fino a compiere le prove per tutti i valori d'alzata scelti.

Il misuratore di portata è stato progettato per effettuare le misure in modo accurato sia con range di portata piccoli sia grandi. Per maggiore accuratezza conviene utilizzare un setto tarato che dia un range di portata che produca letture sul misuratore al di sopra del 40%, questo perché l'errore assoluto associato alla misura rimane costante per lo strumento in questione, ed è espresso come percentuale del fondo scala (valore di portata massima corrispondente al setto calibrato montato), mentre, l'errore relativo per portate maggiori risulta chiaramente minore. Range di portate più alti possono essere scelti nel caso che, in una prova, si superasse il 100% di lettura sullo strumento, in questo caso si spegne la macchina e si commuta verso il range di portata superiore. La commutazione tra un range ed un altro di portata deve sempre avvenire facendo attenzione che la macchina sia spenta.

Per effettuare test in modalità di flusso soffiato, occorre ruotare la leva di direzione del flusso verso la scritta “*Exhaust*” e chiudere la valvola d'aspirazione sulla testa in prova. Successivamente si deve trasferire lo staffaggio d'apertura della valvola montandolo sulle valvole di scarico e ripetere tutte le procedure viste dettagliatamente in precedenza. Questo completa il test.

Nel caso ipotetico che si vorrebbero realizzare i test sui condotti, per esempio quelli d'aspirazione del motore, si ripetono i test con flusso in aspirazione e si confrontano i risultati di questa modalità di prova con il caso di presenza dei condotti di guida; ciò permette di valutare le resistenze fluidodinamiche dell'insieme testa-condotti d'aspirazione.

2.4.3 Modalità d'esecuzione di un test di flussaggio per i Restrittori.

Per le prove con i restrittori, la procedura è la stessa fino al punto 4, dove si avvia il motore; pero, siccome i Restrittori non possono essere regolati, quello che si fa è lo studio dei 2 restrittori nelle 2 posizioni possibili, ci risultano un totale di 4 combinazioni, e a tutto ciò si aggiungono studi a diverse pressioni per vedere il comportamento nel cambio di flusso lineare a turbolento. Secondo il tipo di prova che si sta eseguendo (flow control knob), la lettura sul manometro verticale può variare nei valori di pressione tra 10,0" e 42,0" di colonna d'acqua (24,884 mbar e 104,513 mbar). In queste prove non si considerano fughe dovuto al fatto che il flusso dell'aria attraverso l'apertura del restrittore sarebbe nettamente maggiore a quello che si può filtrare attraverso il montaggio.

Si continua la sperimentazione fino ad effettuare le prove per tutti i valori di pressione scelti e le diverse configurazioni.

Per effettuare test in modalità di flusso soffiato, occorre ruotare la leva di direzione del flusso verso la scritta "*Exhaust*" e chiudere la valvola d'aspirazione sulla testa in prova. Successivamente si deve trasferire la staffaggio d'apertura della valvola montandolo sulle valvole di scarico e ripetere tutte le procedure viste dettagliatamente in precedenza. Questo completa il test.

Tabella 2.18: Foglio Excel per i Calcoli del Restrittore Grezzo.

2.4.4 Errori che si possono presentare nei test

Ciascun test che si effettua coinvolge un considerevole sforzo da parte dell'operatore, ma questo sforzo potrebbe essere completamente vanificato se lo sperimentatore non tenesse in conto di alcune insidie nascoste nella procedura dei test. Come guida, si riporta una serie di punti chiave da seguire, i quali riducono al minimo la possibilità di commettere degli errori.

- Occorre sempre azzerare e livellare i misuratori di pressione e di portata prima di ciascun test.
- Tenere al minimo possibile le perdite, “*Fughe*”, realizzando una buona planarità dell'adattatore e montando delle guarnizioni di tenuta del flusso, includendo come fattore di perdita anche i trafilamenti esistenti a valvole chiuse.
- Usare sempre lo stesso setto calibrato (stesso range di portata) allo stesso punto del test.
- Usare sempre lo stesso tubo con trombetta o lo stesso raccordo per ridurre al minimo possibile le perdite d'imbocco e usare sempre lo stesso cilindro adattatore.
- Cercare di effettuare i test in giornate o in momenti d'assenza di sbalzi di tensione della rete. Gli sbalzi non influiscono sui risultati delle prove, ma compromettono l'integrità dei componenti della macchina e la sua stabilità. Per quanto possibile, condurre le prove con la stessa attrezzatura, usata sempre nello stesso modo. Condurre le prove alla stessa temperatura.
- Nel caso in cui si faccia il cambio per una molla di bassa rigidità sul sistema di punteria allo scopo di facilitare le misure, assicurarsi che la valvola non si apra spontaneamente vincendo la resistenza della molla per effetto della depressione creata dal ventilatore in fase di test in aspirazione.
- In caso di dubbio ripetere il test. Se si ottengono risultati diversi, ricominciare da capo.

2.4.5 Elaborazione dei dati

Vediamo adesso come dai dati riportati sui “fogli Excel” ricaviamo i nostri parametri indicativi.

1. Con le formule viste ai paragrafi 1.3.2, 1.4.2 calcoliamo il valore della velocità isoentropica, che nel caso di prova con flusso aspirato è:

$$c_{is} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_A \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

con:

- k Rapporto tra i calori specifici del fluido, pari a 1,4 per l'aria in condizioni ambiente standard;
- R Costante elastica del gas pari a 287,2 [J/(Kg K)] per l'aria.
- T_A Temperatura dell'ambiente esterno
- p_A Pressione dell'ambiente esterno
- p_B Pressione nel cilindro

In questo caso la pressione p_B è data dalla differenza tra la pressione ambiente e il salto di pressione a cavallo della valvola (pressione di test) che si è deciso di imporre:

$$p_B = |p_A - \Delta p|;$$

Nel caso invece di flusso soffiato abbiamo:

$$c_{is} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_B \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$

dove T_B e p_B sono rispettivamente la temperatura e la pressione nel cilindro:

$$p_B = |\Delta p + p_{amb}|;$$

2. Si calcolano i valori della densità reale ed isoentropica:

$$\rho_A = \frac{p_A}{R \cdot T_A};$$

$$\rho_{is} = \rho_A \cdot \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{1}{k}};$$

3. Passiamo al calcolo della portata misurata dal banco prova Q_{mis} . Questo valore si ottiene dal prodotto del valore percentuale dato dal flow meter per la portata max corrispondente al range di portata usato, i valori sono dati nella tabella seguente e riportati sul banco prova nella targhetta denominata “calibration data card”, tabella 2.19. E’ da ricordare che i range di portata impostabili sul banco prova sono basati su di un salto di pressione di 25” di colonna d’acqua (62,286 mbar). Se si desiderasse effettuare dei test con diverso valore del salto di pressione, i valori letti sul “*Calibration Data Card*” dovrebbero essere moltiplicati per i fattori di correzione riportati nella tabella 2.18, pertanto :

$$Q_{mis} = \frac{\% flow}{100} \cdot Q_{range} \cdot f_C$$

dove:

$\% flow$: è la percentuale letta.

Q_{range} : questo valore si ricava dalla seguente tabella 2.19 che dà il valore di portata corrispondente ad ogni range di portata usato.

f_C : Fattore correttivo della portata in funzione della pressione di prova (tabella 2.20).

Flowscale value				
Range di portata	Portata max corrispondente			
	INTAKE		EXHAUST	
	[dm³/s]	[cfm]	[dm³/s]	[cfm]
# 1	16,80	35,6	19,02	40,3
# 2	33,84	71,7	37,28	79,0
# 3	70,79	150	75,04	159
# 4	140,64	298	150,55	319
# 5	212,85	451	227,95	483
# 6	284,58	603	303,46	643

Tabella 2.19: Calibration data card

Pressione di test (Δp)		INTAKE*	EXHAUST*
[in_{H2O}]	[mbar]		
45	112,11	0,980	1,016
40	99,66	0,985	1,012
35	87,20	0,990	1,008
30	74,74	0,995	1,004
28	69,76	0,997	1,003
25	62,29	1,000	1,000
20	49,83	1,005	0,996
15	37,37	1,010	0,992
10	24,91	1,014	0,988
5	12,46	1,019	0,984

*Questa tabella è fornita dal costruttore del banco. Vedremo, più avanti, che con le prove di taratura questi fattori vanno corretti lievemente e pertanto si deve usare la tabella 3.12 del capitolo III

Tabella 2.20 : Fattori di correzione f_c per prove di flussaggio a diversi valori di Δp

4. Il calcolo della portata reale Q si ottiene per semplice sottrazione delle fughe dalla portata misurata:

$$Q^* = Q_{mis} - Fughe$$

A questo punto però c'è da fare una considerazione: vale a dire che il banco è stato tarato alle condizioni ambiente standard, quindi i valori di portata volumetrica da esso misurati vanno corretti in relazione alle reali condizioni ambiente del giorno di prova. Questa correzione va fatta con la seguente formula:

$$Q = Q^* \sqrt{\frac{\rho_{amb.st}}{\rho_A}};$$

dove:

$\rho_{amb.st}$: E' la densità dell'aria nelle condizioni ambiente standard pari a 1.22556[Kg/m³]

ρ_A : E' la densità dell'aria nelle condizioni ambiente del giorno di prova

5. Veniamo dunque al calcolo dei coefficienti d'efflusso e delle relative aree di riferimento. Il *Flow coefficient* C_f (da riportare al rigo 7), come sappiamo, ha come area di riferimento un'area costante pari a quella della sede valvola:

$$A_f = \frac{\pi}{4} d_v^2;$$

E quindi:

$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}} = \frac{\rho_a \cdot Q}{\rho_{is} \cdot c_{is} \cdot A_f};$$

Per quanto riguarda il calcolo del *discharge coefficient* C_d avremo :

$$A_D = \pi d_v h;$$

quindi:

$$C_d = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{is}} = \frac{\rho_a \cdot Q}{\rho_{is} \cdot c_{is} \cdot A_D}$$

6. Nel caso della testata del motore, e data la geometria delle valvole, si calcola il rapporto h/d_v tra alzata e diametro valvola. I coefficienti d'efflusso che si ricavano saranno poi diagrammati rispetto al suddetto rapporto.

Possono così essere comparati dati relativi a teste diverse senza tener conto delle dimensioni effettive delle alzate e delle sedi valvola, che sono invece specifiche del particolare apparato sotto test, cioè, si ottiene un diagramma adimensionalizzato che permette un rapido confronto tra diversi apparati d'aspirazione e scarico senza bisogno di specificare le dimensioni caratteristiche del particolare sistema valvola – sede valvola. Ci svincoliamo così dal tipo di motore, ottenendo dei risultati validi, entro certi limiti, per motori simili.

Ottenuto il grafico del coefficiente d'efflusso, si possono ottenere da questo i valori d'alzata valvola corrispondenti a qualsiasi punto della curva, semplicemente moltiplicando le ascisse per il diametro valvola della testata specifica.

A questo punto, reiterando la procedura per ogni step d'alzata si diagrammano i coefficienti d'efflusso in funzione della configurazione (per i restrittori) e del rapporto h/d_v (per la testata del Motore) .

CAPITOLO III

Formula Student-SAE

In questo Capitolo si spiega la Natura della gara (inclusi frammenti delle Regole) e da qua l'importanza di tutte le prove fatte per il miglioramento della Performance della Macchina, incluse tutte le prove fisiche e simulate sull'aspirazione del motore.



Figura 3.1 : Simbolo Formula-SAE (12)

3.1 Cos'è Formula Student-SAE?

Formula SAE è una competizione di progettazione per studenti patrocinata dalla Società degli Ingegneri Automobilistici. La competizione fu cominciata nel 1978 e fu chiamata originalmente SAE Indy Mini.

Il concetto, dietro la Formula SAE, è che una società manifatturiera ha patrocinato una gara fra squadre studentesche per sviluppare piccole macchine da corsa di stile Formula. I prototipi di macchine da corsa sono poi valutati come un articolo di produzione. Ogni squadra studentesca progetta, costruisce e prova un prototipo seguendo su una serie di regole, il cui scopo è mantenere un elevato livello di sicurezza (le macchine sono guidate dagli studenti stessi) e promuovendo soluzioni intelligenti ai problemi. Di tutte le competizioni d'ingegneria, Formula SAE è di gran lunga la più grande e più competitiva.

3.2 Com'è Organizzata la Gara.

Il prototipo di macchina di corsa è giudicato in gran un numero di prove diversi. La scheda di valutazione per quanto riguarda il punteggio è la seguente:

Design Event	150
Cost & Manufacturing Analysis Event	100
Presentation Event	75
Acceleration Event	75
Skidpad Event	50
Autocross Event	150
Fuel Economy Event	50
Endurance Event	350
Total Points Possible	1,000

I vari finanziatori della competizione offrono premi per completamento di progetti superiori. Per esempio, miglior uso dell'etanolo E-85, uso innovativo dell'elettronica, recyclability, prove d'impatto, ed approccio analitico per progettare sono alcuni dei premi disponibili. All'inizio della competizione, il veicolo è controllato affinché sia conforme alle regole, questo si fa durante l'ispezione tecnica. La sua capacità di frenatura, la stabilità e livelli di rumore si controllano prima che al veicolo sia permesso di competere negli eventi dinamici (Skidpad, Autocross, Acceleration, Endurance e Fuel Economy).

3.3 Storia della Formula SAE.

Grandi società, come General Motors, Ford e Chrysler vedono quest'evento come possibile fonte di nuovi ingegneri particolarmente preparati e interessati. Per più di tre giorni, il loro personale può interagire con più di 1000 futuri ingegneri. Lavorando in squadra, questi studenti devono superare la prova di essere capaci di produrre prototipo funzionante.

L'industria automobilistica si è avvicinata molto alla Formula SAE. I volontari per i giudici del Design Event includono alcuni degli ingegneri più prominenti dell'industria incluso il defunto Smith di Carroll, Bill Mitchell, Jack Auld, John LePlante, e Bryan Kubala. Il coinvolgimento in Formula SAE intende l'opportunità di lavoro.

Oggi, la competizione si è espansa ed ora ha incluso un numero d'eventi secondari, oltre alla Formula principale (la competizione SAE a Detroit). Formula Student (FSUK) è un evento SAE simile nel Regno Unito, così come la Formula SAE Australasia che avviene in Australia e in Giappone. Data la popolarità crescente dell'evento Nord-Americano, una Formula SAE dell'ovest sta avendo luogo in California dal 2006.

3.4 Formula SAE Competition Objective (stralcio).

The Formula SAE® Series competitions challenge teams of university undergraduate and graduate students to conceive, design, fabricate and compete with small, formula style, autocross racing cars. To give teams the maximum design flexibility and the freedom to express their creativity and imaginations there are very few restrictions on the overall vehicle design. Teams typically spend eight to twelve months designing, building, testing and preparing their vehicles before a competition. The competitions themselves give teams the chance to demonstrate and prove both their creation and their engineering skills in comparison to teams from other universities around the world.

3.5 Vehicle Design Objectives (stralcio).

For the purpose of this competition, the students are to assume that a manufacturing firm has engaged them to design, fabricate and demonstrate a prototype car for a evaluations as a production item. The intended sales market is the nonprofessional weekend autocross racer. Therefore, the car must have very high performance in terms of its accelerations, braking, and handling qualities. The car must be low in cost, easy to maintain, and reliable. In additions, the cars marketability enhanced by other factors such as aesthetics, comfort and use of common parts. The manufacturing is planning to produce four (4) cars per day for a limited production run and the prototype vehicles should actually cost below \$25,000.

The challenge to the design teams is to develop a prototype car that best meets these goals and intents. Each design will be compared and judged with other competing designs to determine the best overall car.

3.6 Powertrain (stralcio).

3.6.1 Engine Limitations

The engine(s) used to power the car must be four-stroke piston engine(s) with a displacement not exceeding 610 cc per cycle. The engine can be modified within the restrictions of the roles. If more than one engine is used, the total displacement can not exceed 610 cc and the air all engines must pass through a single air intake restrictor (“Intake System Restrictor”).

Hybrid powertrains utilizing on-board energy storage are not allowed.

3.6.2 Engine Inspections

The organizer will measure or tear down a substantial number of engines to confirm conformance to the rules. The initial measurement will be made externally with a measurement accuracy of one (1) percent. When installed to and coaxially with spark plug hole, the measurement tool has dimensions of 381 mm (15 inches) long and 30 mm (1.2 inches) diameter. Teams may choose to design in access space for this tool above each spark plug hole to reduce time should their vehicle be inspected.

3.6.3 Intake System Restrictor.

In order to limit the power capability from the engine, a single circular restrictor must be placed in the intake system between the throttle and the engine and all engine airflow must pass through the restrictor. Any device that has the ability to throttle the engine downstream of the restrictor is prohibited.

The maximum restrictor diameters are:

Gasoline fueled cars- 20.0 mm (0.7874 inch)

E-85 Fueled Cars- 19.0 mm (0.7480 inch)

The restrictor must be located to facilitate measurement during the inspections process. The circular restricting cross section may NOT be movable or flexible in any way, e.g. the restricting may not be part of the movable portion of a barrel throttle body.

If more than one engine is used, the intake air for all engines must pass through the one restrictor.

3.7 Squadra Corse del Politecnico di Torino

La Squadra del Politecnico è nata nel 2004 con il principale obiettivo di produrre la vettura SC05 per le 2 gare di Formula Student (Londra) e Formula SAE (Italia). Questa piccola squadra composta da 10 studenti dell'Ingegneria dell'Autoveicolo è riuscita a realizzare questo progetto e a raggiungere notevoli risultati.

Figura 3.2 : Vettura SC05



Formula Student 2005

Design Event: Sono riusciti a raggiungere 112 punti su 150 disponibili. Si sono classificati diciassettesimi su 57 università partecipanti in Classe 1.

Endurance Event: la monoposto ha percorso i 22 km previsti senza subire rotture e senza terminare il carburante (nessun'altra tra le italiane).

Formula SAE Italy 2005

Design Event: hanno ottenuto 120 punti su 150 disponibili. Si sono classificati al quarto posto su 12 università partecipanti in Classe 1 (cioè con la vettura realizzata)

Presentation Event: hanno ottenuto 72 punti su 75 disponibili. Si sono classificati al secondo posto, primi tra gli italiani

Cost Event: hanno ottenuto 91.5 punti su 100, vincendo questa prova.

Prove Statiche complessive: hanno ottenuto il secondo posto (primi fra gli italiani)

Premio Tiberina Group per il Miglior Autotelaio.

Figura 3.3 : Vettura SC06

Alla fine del 2005 dopo una crescita del numero dei componenti fino a 20 studenti, ci si è prefissi di costruire la SC06 come l'anno precedente con l'obiettivo di partecipare nelle gare dei 2 paesi.



I risultati raggiunti sono stati:

Formula Student 2006

Nel complessivo della gara di Londra, la Squadra si è classificata 43°.

Formula SAE Italy 2006

Cost Event: Nella sua seconda opportunità la Squadra ha raggiunto 74,3 punti su 100 disponibili classificandosi al 7mo posto.

Endurance & Fuel Economy: La squadra nel complessivo è arrivata 8° dove solo 12 squadre hanno fatto punti.

Per il 2007 dopo essere cresciuta un'altra volta, la squadra ha fissato come obiettivo quello di portare 2 macchine alla gara di Londra, e per la prima volta ha partecipato in 3 gare con l'inclusione della Formula SAE-Germany. Le 2 macchine saranno la SC07 e la SC06 evoluta.



Figura 3.4 : Vetture SC06 Evoluta (Sinistra) e SC07 (Destra)

I risultati raggiunti sono stati:

Formula Student 2007

Cost Event: Con un totale di 81 punti su 100 disponibili. La squadra raggiunge il 6to posto, miglior risultato raggiunto fin'ora.

Acceleration: Con 54,4 punti su 75 disponibili. La squadra raggiunge il 17mo posto.

Endurance Event: Con 181,5 punti su 350 disponibili. Rimanendo nell'onorevole gruppo delle squadre che riescono a puntare nell'Endurance.

Complessivo: Nel complessivo la squadra ha raccolto 503,5 punti. Con questo risultato la squadra è entrata nel Top 20 della gara per la prima volta nella sua storia.

Formula SAE-Germany 2007

Presentation Event: Con 64,5 punti su 75, ha raggiunto l'11mo posto.

SkidPad Event: Con 35,1 punti su 50 ha raggiunto il 15mo posto.

Acceleration Event: Con un Tempo di 4,37 s, e 60,40 punti si raggiunge il 13mo posto.

Oltre a queste 2 gare i risultati della Formula ATA-Italia saranno disponibili dopo la seconda metà del mese di settembre.

CAPITOLO IV

Flussaggi nel Banco Prove

4.1 Motore CBR-600

Questo motore è un 4 cilindri (599 cm^3) ad alte prestazioni: per ogni cilindro ha 4 valvole, due d'aspirazione e due di scarico. I diametri delle valvole sono:

Aspirazione: 26 mm

Scarico: 21 mm

I dati dichiarati secondo il magazzino "Motoreport" sono:

- Coppia Max. Motore:
6,86 kgm / 10.200 r.p.m.
- Potenza Máx. Motore:
110,46 HP / 12.500 r.p.m.



Condizioni sotto le quali è stata realizzata la prova:

- Pressione:
758 hPa.
- Umidità:
78%
- Temperatura:
15°



Figura 4.1: 4 Fotografie del Motore CBR-600 nello stato originale (14)

4.2 Prove sulla testa motore.

Sul banco di flussaggio è stata montata una testa motore come in figura 4.1 e si è eseguito un test volto a determinare i coefficienti d'efflusso di aspirazione e di scarico. La prova è stata fatta seguendo le procedure precedentemente descritte.

Prima si sono, naturalmente, misurate tutte le dimensioni caratteristiche del gruppo valvola - sede valvola e le condizioni di temperatura e pressione ambiente. Successivamente è stato eseguito il test variando l'alzata valvola dal valore nullo al valore massimo di 8,00 mm per lo scarico e 8,20 mm per l'aspirazione, ed a diversi regime di ΔP , nell'ipotetico cambio di regime laminare a turbolento.



Figura 4.2 : Banco di flussaggio con testa motore

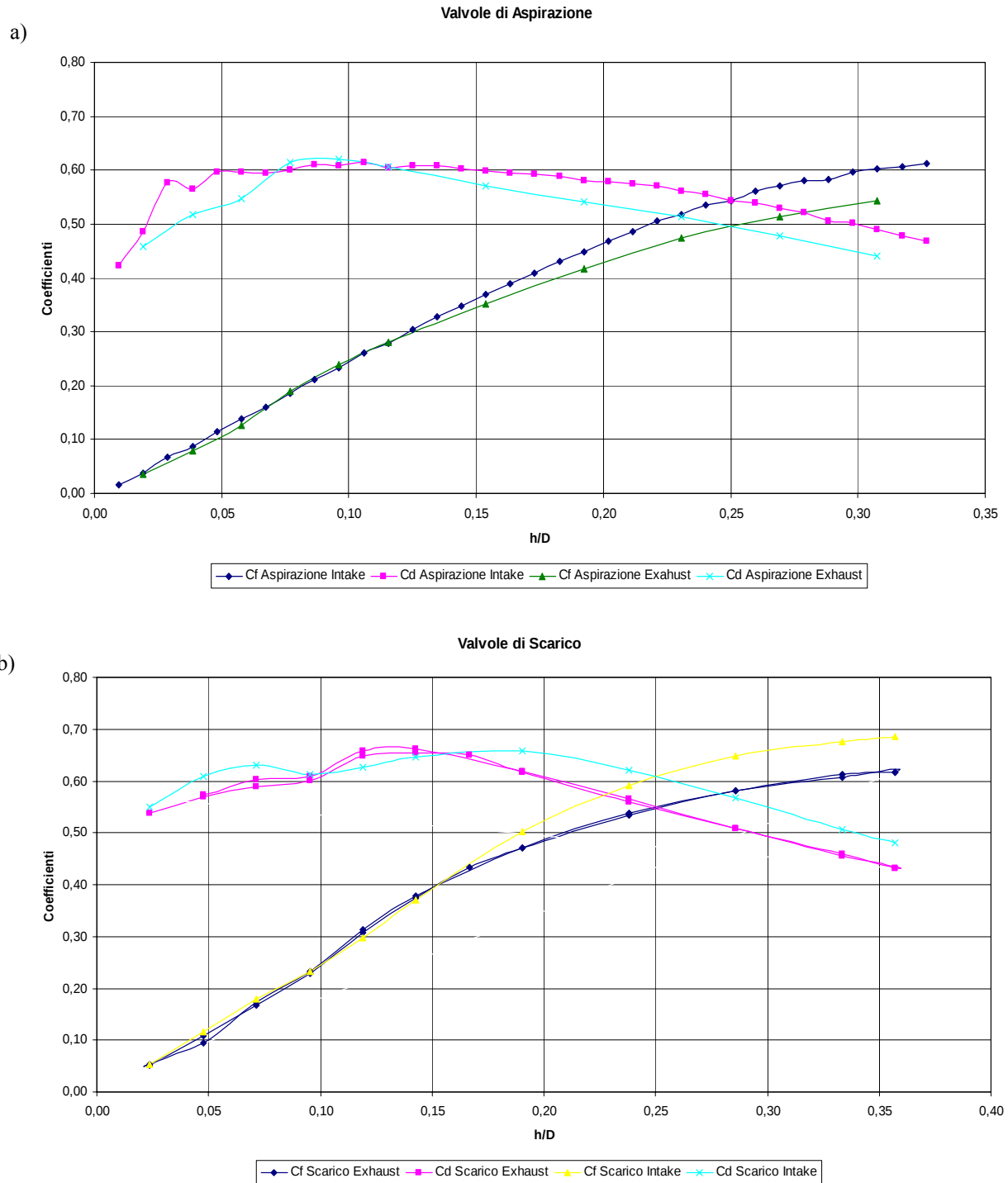
Le prove sulla testata sono state divise principalmente in 3 gruppi:

- Prove ad un $\Delta P=25$ in H_2O .
- Prove a $\Delta P=30$ e $\Delta P=41$ in H_2O .
- Prove a $\Delta P=41$ in H_2O con trombette.

I risultati di ognuna di queste parti sono sviluppati in modo separato.

4.2.1 Prove a $\Delta P = 25$ in H_2O .

Le prime 78 prove sono state fatte con un $\Delta P = 25$ in H_2O con la testata direttamente aperta contro l'aria senza condotti di flusso.



Si può vedere come per valori di h/D inferiori o uguali a 0,1, il Coefficiente di flussaggio tanto per l'aspirazione che per lo scarico, e in tutti due i sensi di flussaggio, è caratterizzato da una forte irregolarità nel flusso. Questo è dovuto al fatto che, a così basse aperture della valvola, il flusso d'aria diventa laminare, dopo questo valore d'apertura, diventa turbolento e per questo si stabilizza il sistema.

Un altro fattore che merita di essere evidenziato è che il Coefficiente di Flussaggio, sia per le valvole di scarico sia per le valvole di aspirazione, presenta valori maggiori nelle prove Intake rispetto alle prove Exhaust: questa differenza comincia ad essere evidente nel caso della valvola di aspirazione per valori di h/D di circa 0,125; invece per le valvole di scarico questo valore di separazione sale a 0,17 circa.

E' anche evidente il fatto che si raggiungono a parità di h/D , valori più elevati di Coefficienti di Flusso e di Discarica nelle valvole di Scarico: questo probabilmente è dovuto alla notevole differenza delle dimensioni delle valvole; perciò nelle valvole di scarico il flusso si vede più accelerato.

4.2.2 Prove a $\Delta P = 35$ in H_2O e $\Delta P = 41$ in H_2O

Le seguenti 282 prove sono state compiute a valori di $\Delta P=30$ e $\Delta P=41$: questi due regimi sono stati valutati per paragonare rispetto a $\Delta P = 25$ in H_2O il comportamento a diversi valori di Reynolds.

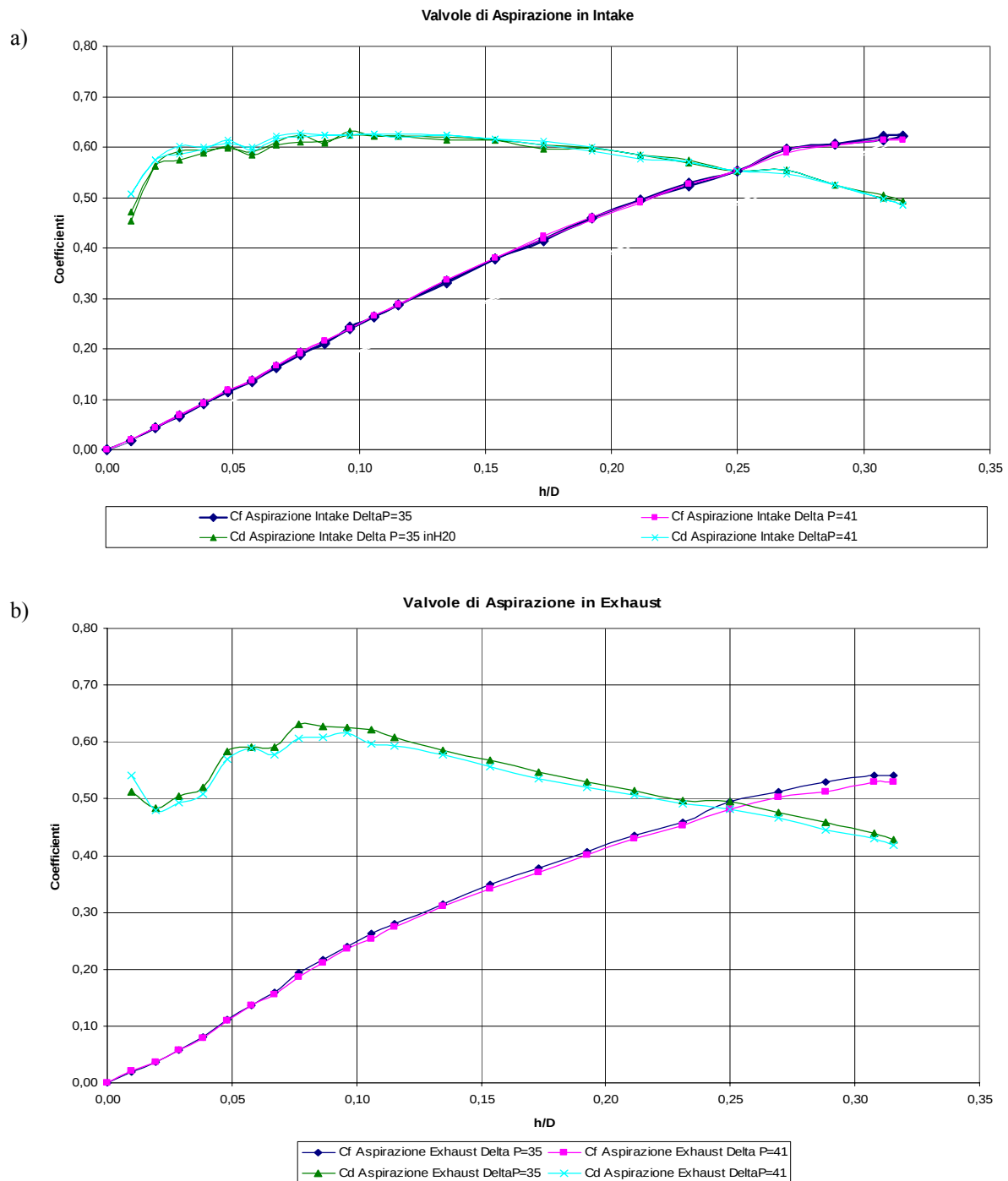


Figura 4.4: Risultati delle *Prove a $\Delta P = 35$ in H_2O e $\Delta P = 41$ in H_2O* :
a) Valvole di Aspirazione in Exhaust b) Valvole di Aspirazione in Intake

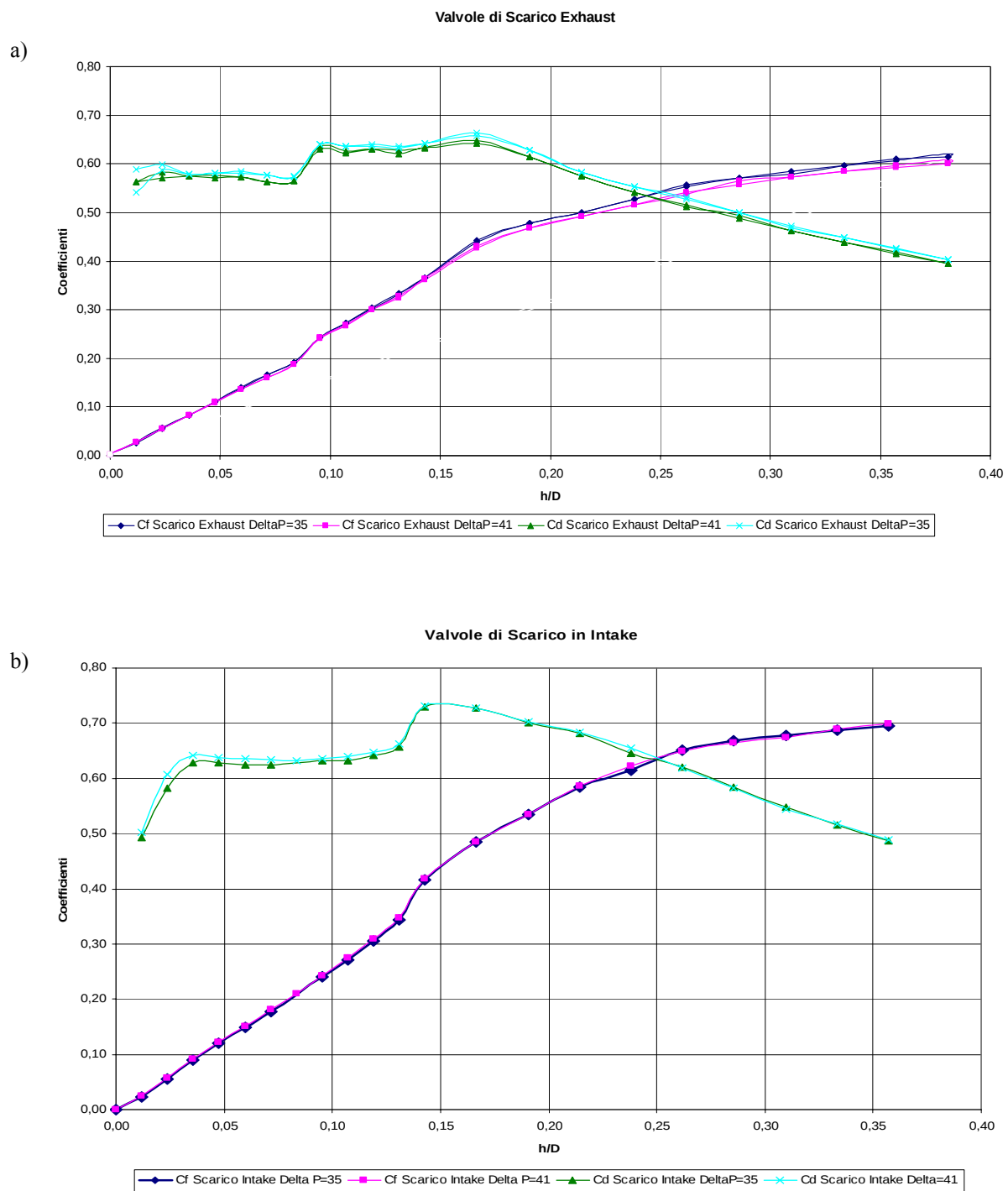


Figura 4.5: Risultati delle *Prove a $\Delta P = 35$ in H_2O e $\Delta P = 41$ in H_2O :*

a) Valvole di Scarico in Exhaust b) Valvole di Scarico in Intake

La prima cosa evidente nell'osservare i grafici delle Prove a 35 e 41 in H_2O è la somiglianza: quasi tutti i grafici sono sovrapposti uno all'altro; o al massimo le differenze si presentano per le basse aperture, nei valori inferiore a $h/D = 0,1$ o addirittura $h/D = 0,05$.

Se invece si fa un confronto di queste due prove rispetto alla prova di 25 in H₂O, per le curve del Coefficiente di flussaggio non ci sono differenze evidenti: quindi, questo salto di pressione non è molto influente. Però, per il Coefficiente di Scarico, soprattutto ad alzata inferiori a $h/D = 0,1$ si vede una piccola differenza dovuta al fatto che nelle prove a 35 e 41 in H₂O il flusso rimane turbolento invece di rimanere laminare come accadeva a 25 in H₂O.

Da studi precedenti si sa che, il numero di Reynolds dovrebbe essere maggiore di $60 \cdot 10^3$ per $h/D < 0,1$ e maggiore di $90 \cdot 10^3$ per $0,1 < h/D < 0,25$ per essere sicuri di essere in regime turbolento. La prima condizione è sicuramente la più restrittiva, essendo la zona di base alzata quella dove è più facile che s'instauri un moto laminare, vista la piccola area di passaggio.

Ripresentando questi risultati in un grafico sperimentale (di seguito rappresentato), si mette in relazione il salto di pressione tra valle e monte valvola con il diametro della sede, per ottenere un numero di Reynolds maggiore di $60 \cdot 10^3$ e quindi un flusso turbolento.

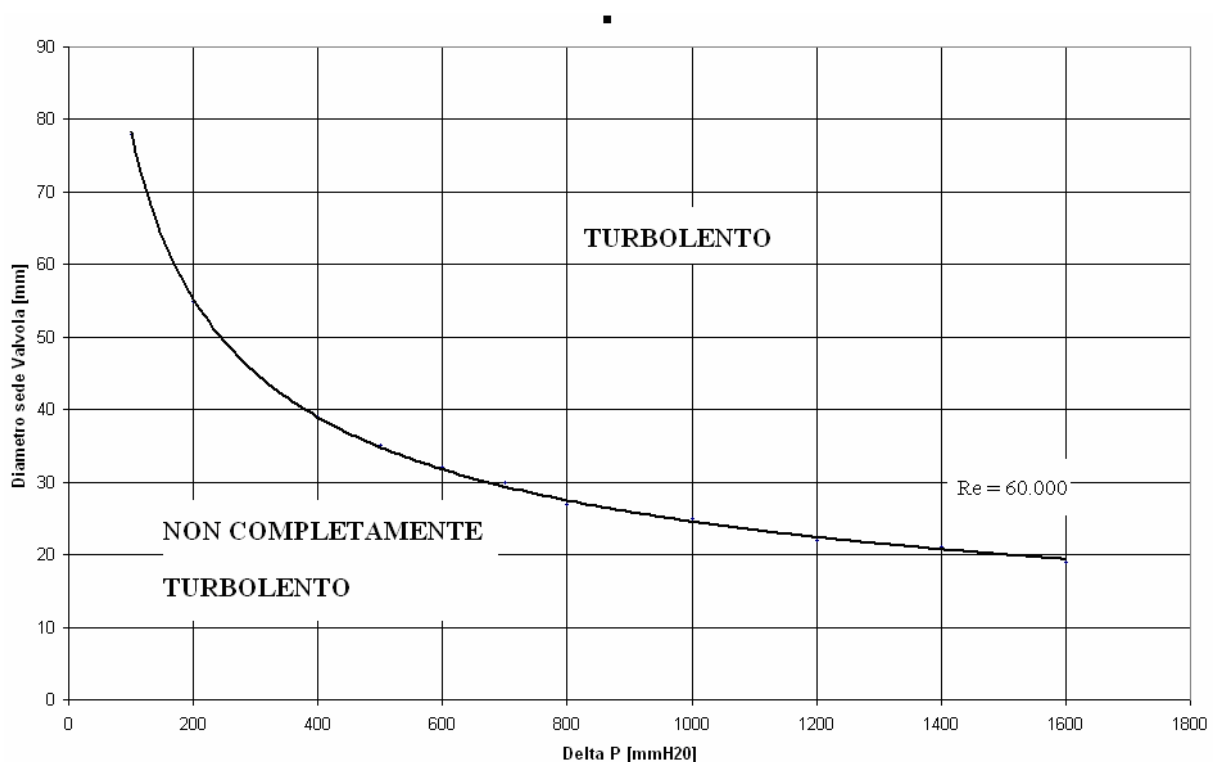


Figura 4.6 : Grafico che rappresenta la turbolenza nel passaggio di valvola (5)

4.2.3 Prove a $\Delta P = 41$ in H_2O , con l'utilizzo delle trombette.

Per ultimo sono state fatte 43 prove con delle trombette nell'aspirazione e nello scarico dato che c'era il timore che nelle prove precedenti si fosse formato un importante distacco di vena di fluido nelle pareti nell'effettuare i flussaggi (soprattutto in aspirazione).

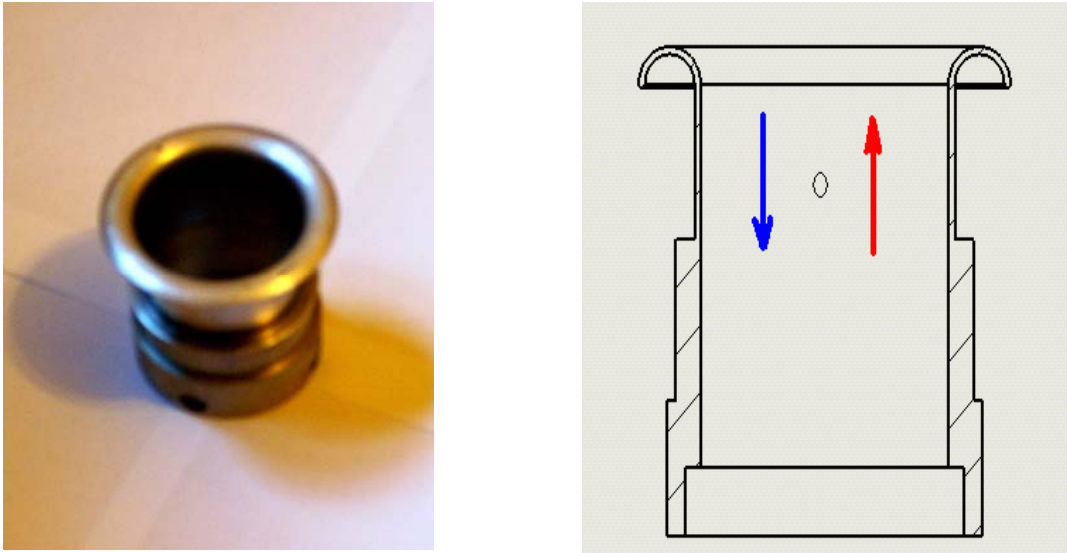
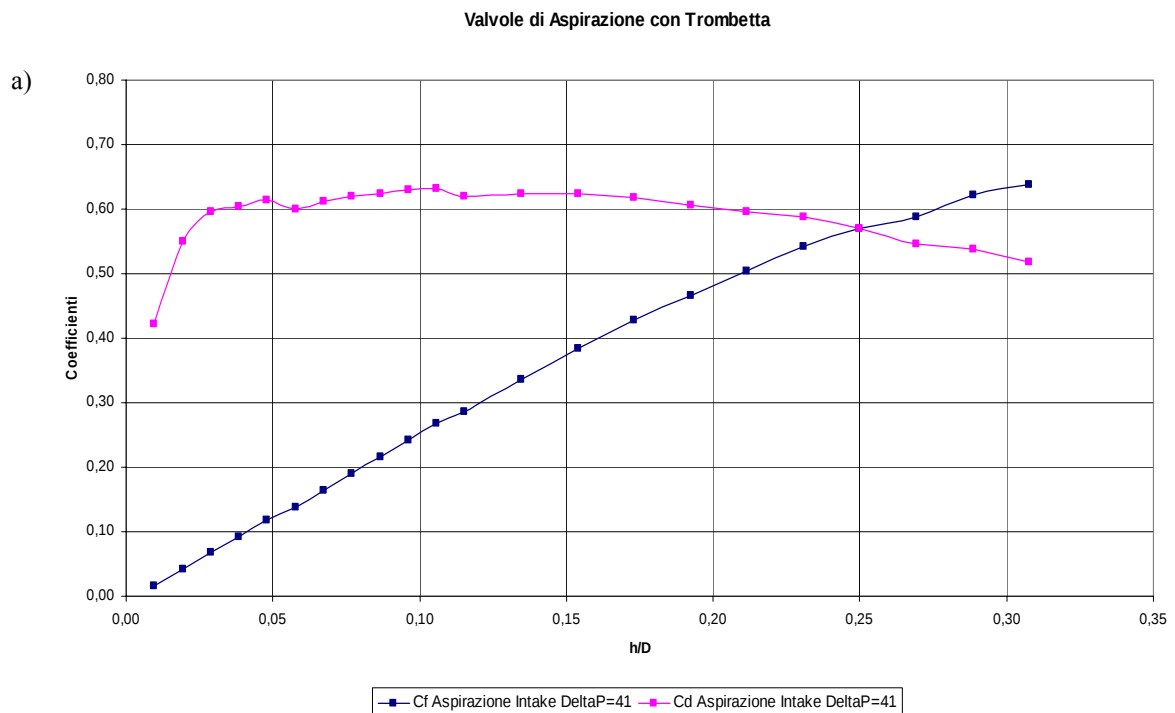


Figura 4.7 : Trombette di Flussaggio dell'aspirazione



b)

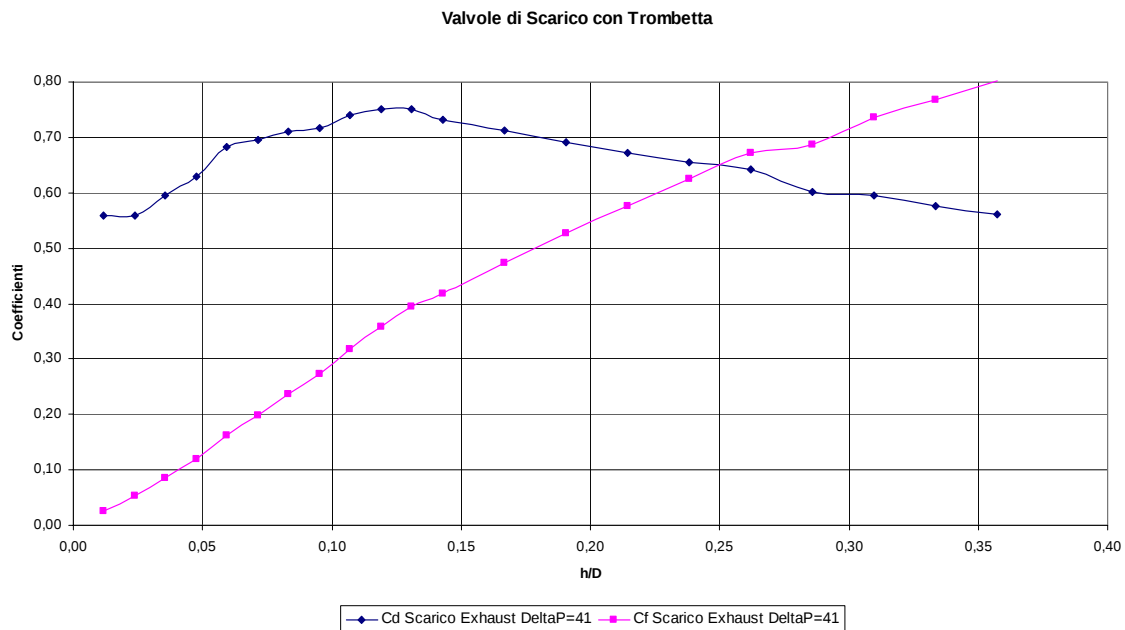


Figura 4.8: Risultati delle *Prove a $\Delta P = 41$ in H_2O , con l'utilizzo delle trombette:*
a) Valvole di Aspirazione b) Valvole di Scarico

E' da vedere come in tutte le prove fatte sull'aspirazione non ci sono importanti variazioni. Questo può significare due cose:

- La prima è che senza trombetta non si produce un distacco di vena importante, perciò il fatto di aggiungere questa struttura non genera successivi miglioramenti;
- L'altra possibilità, è invece, che si siano presentati i distacchi, e allora la presenza della trombetta non è efficace per minimizzarli.

Però è da notare come nello scarico la presenza della trombetta aumenta notevolmente i valori del coefficiente di flusso e del coefficiente di scarico. Questo sicuramente dovuto alla combinazione di 2 fattori, il primo e più importante è la diminuzione delle perdite alla uscita del condotto il secondo è che la lunghezza ideale degli scarichi è certamente maggiore della sola lunghezza del condotto integro alla testata, per cui, questo elemento aggiuntivo, ci avvicina di più a questa lunghezza ideale.

Oltre a tutto il lavoro fatto al flussaggio della testata, è da aggiungere un importante numero di prove fatte su 2 elementi di grossa importanza per questa gara (i restrittori dell'aspirazione delle macchine SC05 e SC06) e le prove fatte ad una valvola piatta (configurazione di carburatore motociclistico). Questo lavoro finale nasce dall'ipotesi di realizzare l'aspirazione con una valvola piatta invece di una valvola a farfalla come fanno altre squadre d'importante reputazione nella gara di Formula SAE.

4.3 Restrittori dell'alimentazione del Motore.

Le 73 prove sono state realizzate su i 2 restrittori delle vetture scorse: per ogni restrittore sono stati valutati le 2 posizioni possibili per il flusso d'aria, al fine di scoprire quanto sia influente la lunghezza e geometria del convergente e del divergente.

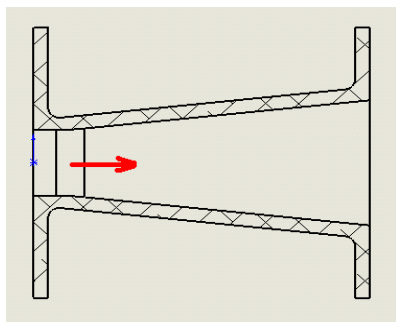
I restrittori:



Figura 4.9 : Restrittore Grezzo della vettura SC05 (Destra) e Lucido della SC06 (Sinistra)

Configurazione dei Restrittori:

Restrittori Grezzo Restrizione Sopra



Restrittori Grezzo Restrizione Sotto

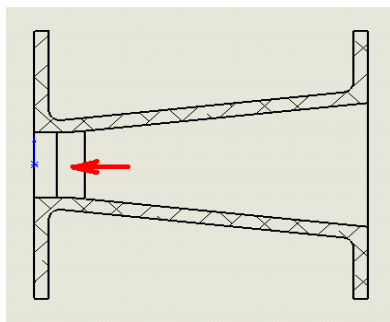
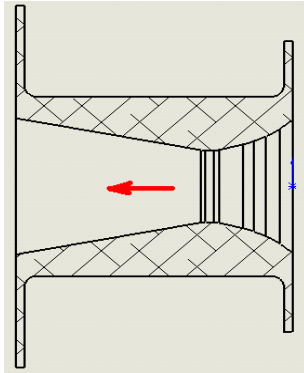


Figura 4.10 : Configurazioni possibili per il Restrittore della SC05

Restrittori Lucido Restrizione Sopra



Restrittori Lucido Restrizione Sotto

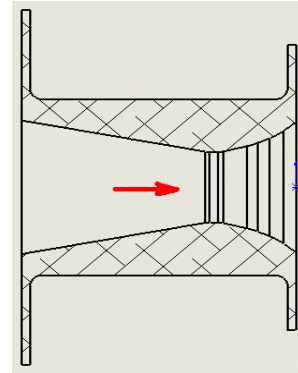


Figura 4.11: Configurazioni possibili per il Restrittore della SC06

Tutte le prove su i Restrittori sono stati fatte in Aspirazione, ma in una serie di dati ricavati si è valutato il comportamento a diversi ΔP , che possono essere molto utili nell'analisi del comportamento a diverse aperture di farfalla.

Per il calcolo del C_f nei restrittori c'è una modifica nel calcolo dell'area A_f , dovuta al fatto che il diametro non sarà più il diametro della sezione ristretta, ma sarà il diametro della sezione a contatto con la pressione P_b all'interno del banco, ossia del tubo che simula una parte del condotto.

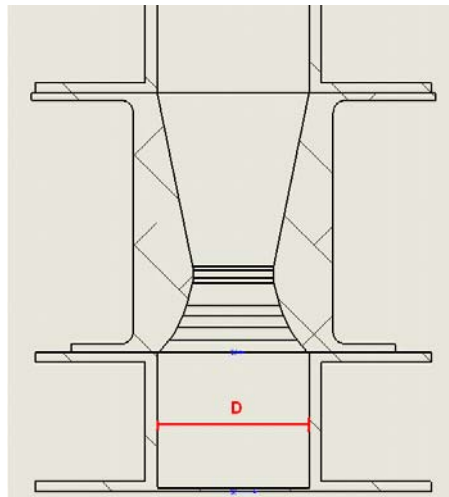


Figura 4.12: Complessivo Restrittore lucido e 2 tratti di condotto.

I grafici ricavati in funzione di questi restrittori sono:

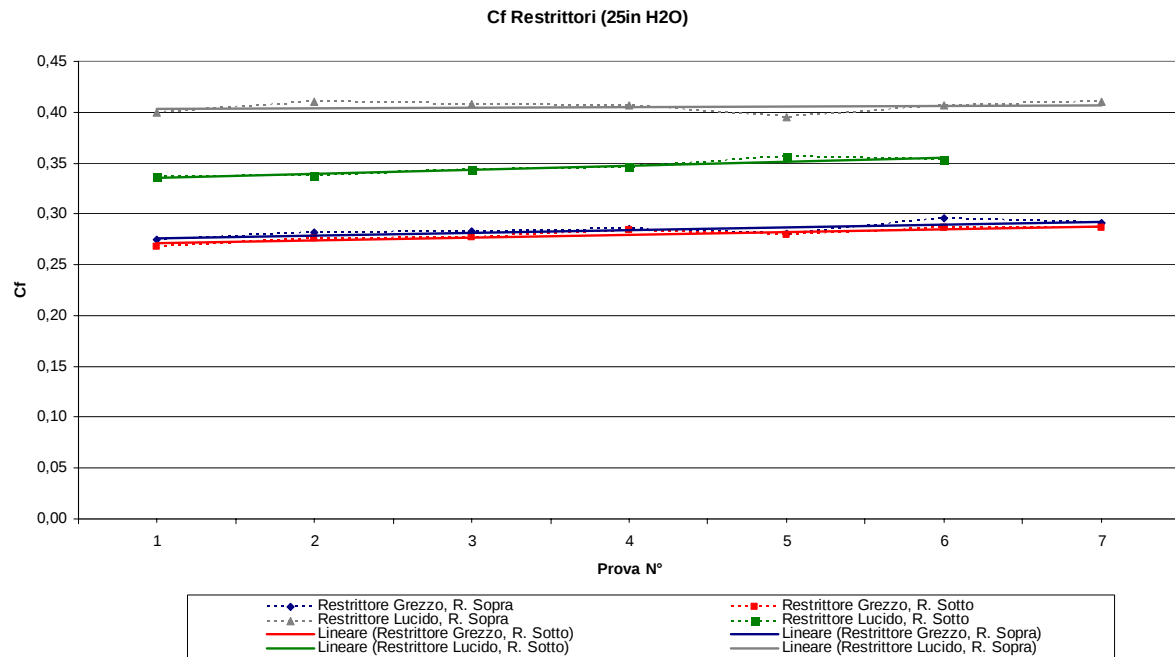


Figura 4.13: Coefficienti nelle diverse prove per i restrittori nelle diverse configurazioni.

È ovvio come il restrittore lucido con la restrizione sopra risulta molto più efficiente; questo è dovuto, oltre al fatto di una migliore finitura superficiale (rispetto al restrittore grezzo), al discorso che in questa configurazione si ha un divergente più lungo (rispetto all'altra configurazione di questo stesso restrittore). Ancora rispetto all'altro restrittore entra in gioco il effetto della copia convergente-divergente, che produce un passaggio più accurato nella zona del restrittore.

Per il restrittore grezzo, risulta molto intrigante. Il fatto che non ci siano miglioramenti sostanziali fra una configurazione e l'altra; questo può voler dire (nel caso della restrizione sopra) che con l'introduzione di un divergente dopo la restrizione, non si ha un sostanziale miglioramento rispetto ad aggiungere un convergente e dopo lasciare un gradino. Questo in tutti 2 i casi si produce un distacco di vena che restringe la sezione di passaggio in maniera immediata.

Rimane come prova molto interessante da fare, quella di trovare come sarebbe il comportamento di una sezione di 2mm senza convergente né divergente, così da confermare in modo definitivo l'utilità di aggiungere questi 2 elementi.

Dato a che nelle diverse prove i valori del Coefficiente di Flussaggio hanno avuto leggere variazioni, si è trovato C_f (Medio) e la sua varianza quadratica.

$$\overline{C_f} = \frac{\sum_{i=1}^7 C_{f_i}}{7}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^7 (\overline{C_f} - C_{f_i})^2}{7}}$$

I valori Ritrovati finalmente sono:

Configurazione	C_f (Media)	C_f (Varianza)	C_f (%Varianza)
R.G.R. Sopra	0,2845	0,0175	6,15
R.G.R. Sotto	0,2794	0,0266	5,95
R.L.R. Sopra	0,4053	0,0145	3,59
R.L.R. Sotto	0,3457	0,0171	4,96

Questi valori ci permettono di quantificare la maggiorazione del C_f corrispondente alla R.L.R. Sopra, che risulta essere del 145% superiore rispetto al del R.G.R. Sotto. Si può così finalmente osservare un miglioramento del 142% nel coefficiente di flussaggio del restrittore fra la macchina del 2005 e quella del 2006.

Grafici delle Portate in funzione del ΔP :



Figura 4.14: Portate vs. Delta P, per il Restrittore Lucido, R. Sopra

In questo primo grafico riferito al restrittore della SC06, si osserva come in 2 studi a diversi Range di Portate il comportamento sia lo stesso; caratteristica che si ripeterà anche nei grafici successivi per altre configurazioni dei restrittori.

La caratteristica principale di questo grafico è il cambio di pendenza che accade a $\Delta P = 20 \text{ inH}_2\text{O}$. Ritenendo ancora valido il discorso fatto prima rispetto alla turbolenza nelle valvole, possiamo considerare che questo cambio sia dovuto al discorso che il flusso diventa totalmente turbolento per un ΔP superiore a 20 in H_2O .



Figura 4.15: Portate vs. Delta P, per il Restrittore Lucido, R. Sotto

Per il secondo grafico riguardante il Restrittore della SC06, si osserva come sparisca il gradino corrispondente al cambio a regime turbolento. Analizzando questo congiuntamente nel 2 grafici per il restrittore della SC05 (subito dopo rappresentati), nasce come prima ipotesi il fatto che si produce il distacco di vena, e perciò il regime anche a basse ΔP è sempre turbolento. Questo distacco di vena spiega il perché del calo di prestazione nel restrittore lucido fra una configurazione e l'altra.

Passando ora al restrittore grezzo vengo fuori questi 2 grafici:

a)



b)

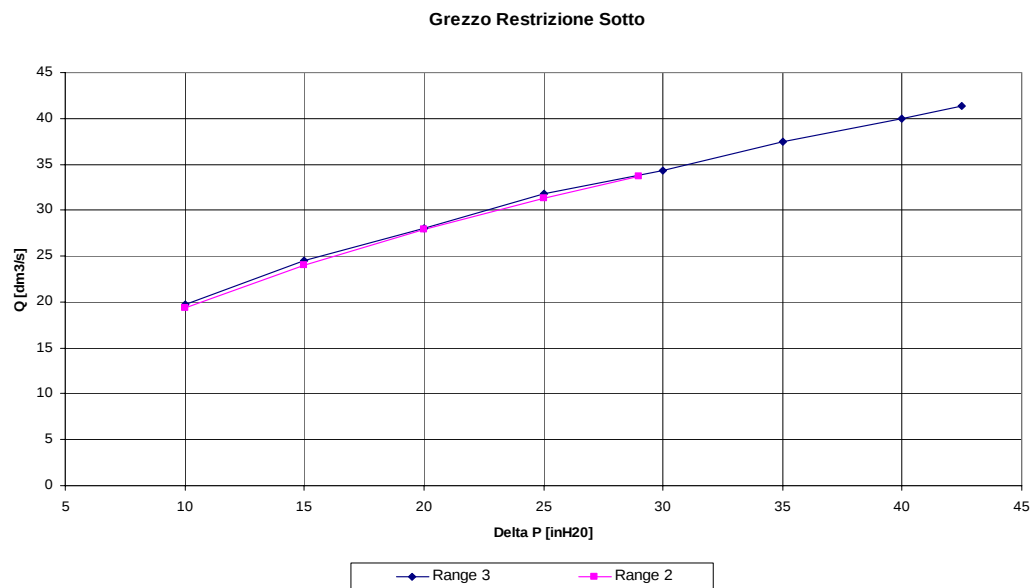


Figura 4.16: Portate vs. Delta P, per il Restrittore Grezzo: a)R. Sopra, b) R. Sotto

Chiama molto l'attenzione avere 2 comportamenti che sembrano essere in sostanza la copia l'uno dell'altro anche se in teoria dovrebbero cambiare in qualche forma. Le 2 configurazioni raggiungono una portata di $40 \text{ dm}^3/\text{s}$ essendo sottoposte allo stesso $\Delta P = 40$ in H_2O . Tutto questo è dovuto sicuramente dovuto al distacco di vena come già detto in precedenza, che finalmente annulla l'influenza del convergente o del divergente, questo accade già da salti di pressione abbastanza contenuti come è il valore di 10 in H_2O

In fine con i risultati qui precedentemente mostrati e le formule descritte, si è arriva al Grafico di confronto Cf vs ΔP .

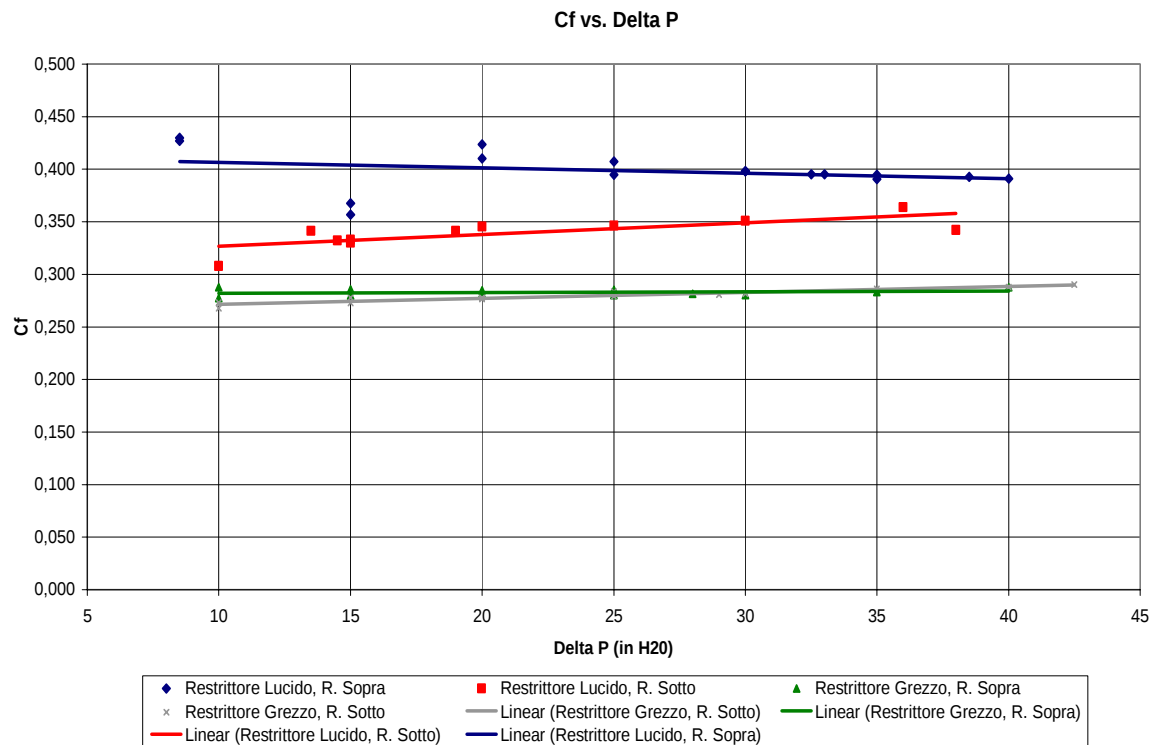


Figura 4.17: Coefficiente di Flusso vs. Delta P, per tutti i Restrittori.

Tenendo in conto la variabilità delle prove fra giorni diversi, la precisione degli strumenti utilizzati, gli errori umani nella lettura dei valori, e tenendo conto delle piccole variazioni fra un salto di pressione e un altro, si raggiungono nei peggiori dei casi un errore solo del 5%.

Possiamo affermare che il Cf rimane costante a diversi regimi di studio, conclusione che è perfettamente coerente con la teoria, dato che non si è prodotto nessun cambio nella geometria dei restrittori.

4.4 Valvola Piatta o Valvola “Amal”.

Sono state realizzate solo 6 prove su questa valvola, che è stata come detto prima un’idea per regolazione dell’aspirazione. Successivamente è stata abbandonata ma in ogni caso è rimasto il suo studio, anche in simulazioni.

Come si vede nello schema di seguito questa valvola strozza il passaggio d’aria interponendo un corpo (abbastanza rettangolare) nella sezione di passaggio.

Immagine della valvola Studiata



Schema di Flussaggio

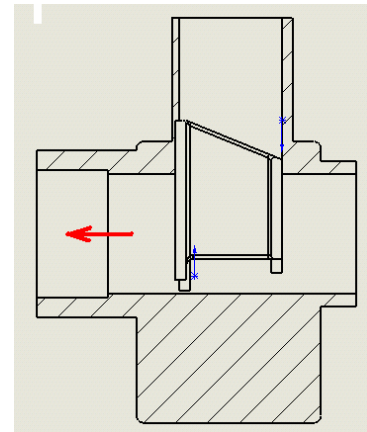


Figura 4.18 : Valvola Piatta Studiata

Applicando un calcolo in Excel, ed una nuova definizione dell’area di passaggio, che consiste nel definire che quest’ultima è una sezione secante di un cerchio che cresce in forma non lineare rispetto alla alzata (la rappresentazione e la seguente), si sono realizzati i calcoli per questa valvola.

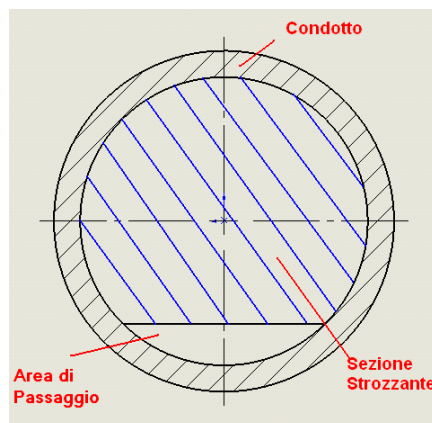


Figura 4.19: Sezione Trasversale della Valvola Piatta

Tutte le prove , sono state fatte ad un $\Delta P=25$ in H_2O , che è stato ritenuto come in precedenza un valore che garantisce la presenza del regime turbolento anche a basse aperture.

I risultati ottenuti sono:

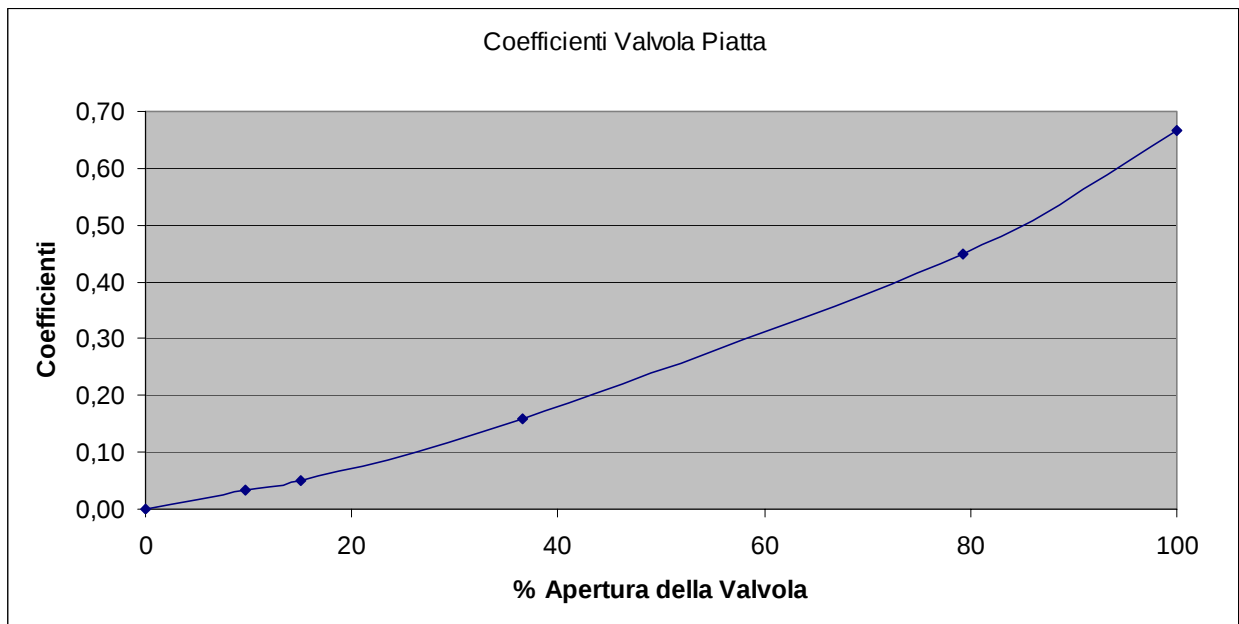


Figura 4.20: Coefficiente di Flusso vs Apertura, Valvola Piatta

Si può vedere come è critica la zona inferiore al 50% d'apertura della valvola, dato che non si raggiunge neanche un terzo della capacità di flusso. Questo può portare allora un vantaggio nella regolazione di carichi parziali nel motore, perché si ha un ampio percorso dell'acceleratore per piccole aperture; però, al contrario, presenta un basso coefficiente massimo dovuto alle perdite.

CAPITOLO V

Approccio SolidWorks-COSMOSFloWorks

5.1 Introduzione a SolidWorks.

Figura 5.1: Simbolo di SolidWorks (13)

SolidWorks è un CAD 3D (CAD: disegno assistito da computer), che lavora su Microsoft Windows ed è stato sviluppato da SolidWorks Corporation (ora una sussidiaria di Dassault Systèmes, S.A).



SolidWorks fu presentato nel 1993 come un concorrente dei programmi CAD come Pro/ENGINEER, SDRC I-DEAS (ora Unigraphics NX), e Autodesk Mechanical Desktop (ora Autodesk Inventor), molto impiegato nel mercato CAD di "Rango Medio".

SolidWorks assume un approccio parametrico, basato nel creare modelli ed assemblarli. I Parametri si riferiscono a restrizioni o a condizioni che determinano la taglia, forma, caratteristiche, e comportamento del modello. I parametri possono essere numerici (come esempio, la misura del diametro di un cerchio o la lunghezza di una linea), o geometrici (come condizioni di tangenza, concentricità, coincidenza, parallelismo, orizzontalità). Parametri numerici come dimensioni possono essere riferiti facilmente uno all'altro attraverso equazioni per catturare anche l'intenzione di disegno più complicata.

Le operazioni si riferiscono al "Block di Costruzione" della parte. Quest'ultimo aggrega le forme e le operazioni che costruiscono la parte. Le operazioni di forma includono fessure, fori e ulteriori attività che consentono di aggiungere o rimuovere materiale dalla parte. Le forme si rappresentano tipicamente come un 2D o uno 3D schizzo. Ci sono delle operazioni che non hanno generalmente schizzi (ad esempio le operazioni come filettare, bisellature o applicazioni di un cambio ad una parte).

Per costruire un modello in SolidWorks di solito si comincia con un 2D o con uno 3D schizzo. Lo schizzo rappresenta la geometria, come linee, archi e angoli. Le dimensioni sono aggiunte allo schizzo per definire la taglia ed ubicazione della geometria. Le relazioni sono usate per definire attributi come tangenza, parallelismo, perpendicolarità, concentricità. La natura parametrica di SolidWorks significa che le dimensioni e relazioni guidano la geometria, non c'è un'altra forma. Le dimensioni nello schizzo possono essere indipendenti, o legate da relazioni agli altri parametri fuori dello schizzo. Per esempio, si può disegnare un rettangolo dimensionando la sua altezza ed ampiezza, in seguito si estrudere il rettangolo per creare un prisma rettangolare, poi si può riferire la lunghezza dell'estrusione all'altezza del rettangolo; così se si cambia la lunghezza, automaticamente sarà modificata l'altezza del prisma. Inoltre, si può aggiungere un buco di fronte al prisma e si può creare un'altra relazione, così che il diametro del buco che è stato creato dopo regola l'ampiezza del prisma. Se il buco deve crescere, le dimensioni del prisma aumenterebbero nella stessa proporzione.

Un altro aspetto della natura di SolidWorks è che si può ritornare nella "storia" della Parte per fare cambi; si possono aggiungere caratteristiche supplementari, o si può cambiare la sequenza nella quale sono state compiute le operazioni.

In un assemblaggio, i singoli elementi disegnati si possono relazionare fra loro. Questi elementi si relazionano con condizioni di accoppiamento come tangenza, parallelismo, e concentricità riguardo alla geometria delle parti. Questo vuole dire che si possono assemblare facilmente le parti con lo stesso ragionamento con cui si è fatta la modellistica. Oltre le semplici operazioni s'includono anche trasmissione, camma e altre operazioni avanzate.

Altri programmi che appaiono nel pacco SolidWorks sono:

COSMOSXpress

È un programma per compiere una serie molto limitata d'analisi statica e lineare della geometria di una parte. La geometria è limitata ad un solo corpo solido, e le scelte per creare le condizioni al contorno sono estremamente limitanti, fatto che può inficiare l'attendibilità dei risultati. I risultati sono limitati ad una rappresentazione grafica di Von Mises. Per calcoli complessi COSMOSXpress è sostituito da COSMOSWorks.

COSMOSMotion:

E' un modulo di SolidWorks per simulazioni cinematiche di meccanismi multicorpo. Può occuparsi della congruenza fra elementi complessi, accetta formule per leggi di moto e valori di reazione che comunica a COSMOSWorks per il successivo analisi di FEA.

COSMOSWorks

È un modulo che offre un set ricco d'attrezzi per FEA statico e lineare. Il disegnatore di COSMOSWorks può trattare con parti che usano solido, guscio ed elementi di raggio (cominciando dal 2007).

Offre un ambiente completamente associativo per compiere gli studi di FEA in SolidWorks, con molte caratteristiche per pretrattamento così come per post-trattamento, ed un set molto ricco di connettori e confine.

COSMOSFloWorks

COSMOSFloWorks è un CFD(Computational Fluid Dynamics). È incluso in SolidWorks e può calcolare il flusso di fluidi e l'analisi di trasferimento di calore per tutti i tipi di fluidi (liquidi, gas, liquidi non newtoniani, liquidi comprimibili).

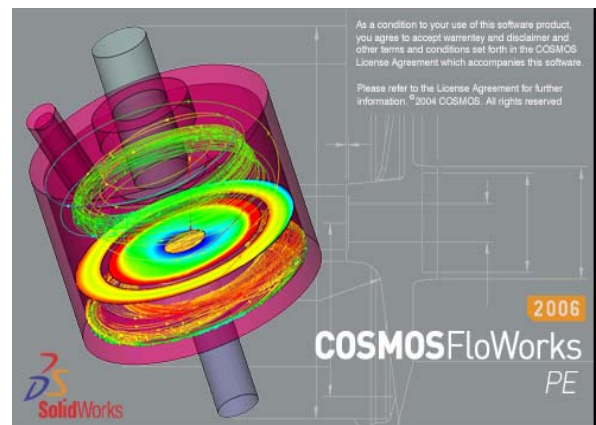
5.2 Approccio COSMOSFloWorks

Figura 5.2: Simbolo di COSMOSFloWorks (9)

5.2.1 Come Funziona

Questo CFD proposto permette di analizzare una lunga serie di flussi complessi con le seguenti caratteristiche:

- Analisi a 2 e 3 dimensioni.
- Flussi esterni ed interni.
- Stato stazionario e flussi transitori.
- Liquido incompressibile e flussi di gas comprimibili inclusi regimi subsonico, transonico e supersonici.
- Vapore d'acqua (surriscaldato) e condensazione.
- Liquidi non Newtoniani (laminare solamente).



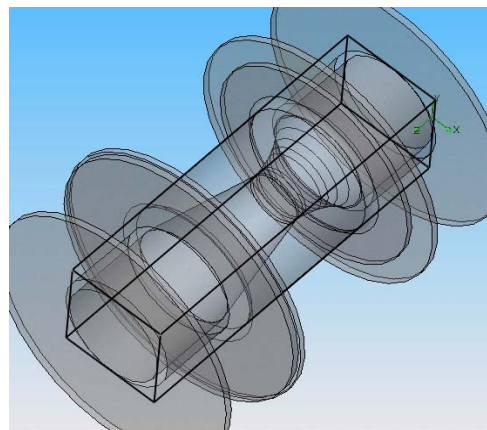
- Liquidi comprimibili (la densità liquida è dipendente dalla pressione).
- Flussi laminari, turbolenti, e di transizione.
- Flussi in Turbine e Ventilatori.
- Flussi di Multispecie.
- Flussi con trasferimento di calore fra fluidi e solidi.
- Trasferimento di calore in solidi solamente (nessun fluido esiste nell'analisi).
- Resistenza termica di contatto.
- Radiazione di superficie a superficie.
- Flussi con effetti Gravitazionali (anche noto come effetti di galleggiabilità).
- Corpi porosi.
- Flussi di fluidi con goccioline liquide o particelle solide.
- Muri con ruvidità.
- Moto tangenziale di muri (traslazione e rotazione).
- Flussi in un'apparecchiatura che ruota (cornice che ruota rispetto alla referenza globale) o in regioni locali di rotazione.

5.2.2 *Informazione di Base:*

Goals (Obiettivi).

COSMOSFloWorks inizialmente considera gli stati di flusso come problemi dipendenti dal tempo. Il modulo risolutore itera su un passo di tempo internamente determinato per cercare un campo di stato stazionario, perciò è necessario avere un criterio per determinare che si è raggiunto tale stato e così fermare i calcoli.

Figura 5.3: Computational Domain



COSMOSFloWorks contiene un criterio incorporato per fermare il processo di soluzione, ma è preferibile utilizzare un criterio proprio chiamato "Goals". Si specifica il Goal come un o più parametri fisici d'interesse nel progetto, così la loro convergenza può essere considerata come l'ottenimento di una soluzione in campo stazionario dal punto di vista ingegneristico. È da notare che la convergenza delle Goals è una delle condizioni per finire il calcolo.

Computational Domain (Dominio Computazionale).

Il flusso ed i calcoli di trasferimento di energia termica sono compiuti nel Computational Domain. Quando si crea automaticamente un progetto nuovo attraverso il Wizard COSMOSFloWorks crea il Computational Domain che include il modello.

Il Computational Domain è un prisma rettangolare per l'analisi 2D e 3D. Il 2D analizza il flusso sulla condizione di confine di simmetria su due piani opposti nel Computational Domain, che è la cella di maglia tra i piani. I confini del Computational Domain sono paralleli ai piani di Sistema di Coordinate Globali.

Initial Mesh (Maglia Iniziale).

La scatola di dialogo Initial Mesh permette di cambiare i parametri che governano la procedura automatica di COSMOSFloWorks per costruire la maglia di calcoli iniziali. La maglia costruita è chiamata Iniziale perché è costruita prima del calcolo e può essere ulteriormente raffinata.

Figura 5.4: Project Wizard

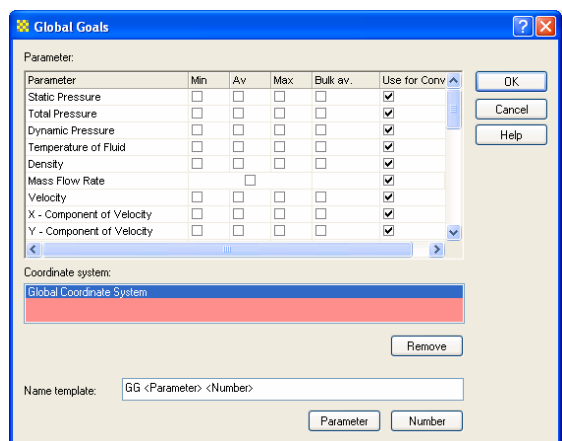
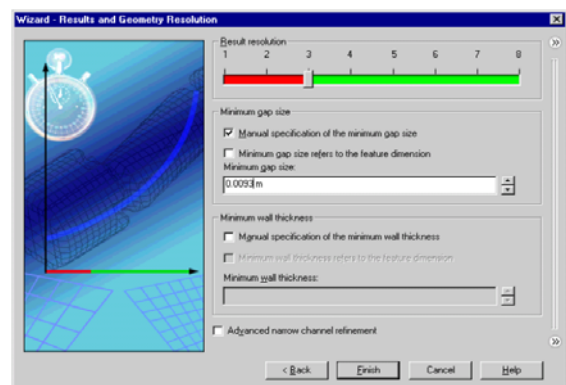
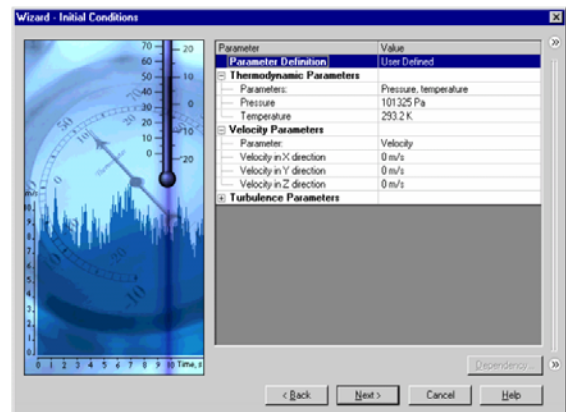


Figura 5.5: Global Goals

Solution-Adaptive Meshing (Cattura Soluzione Accettabile)

La Solution-Adaptive Meshing è una procedura per adattare la rete di calcolo alla soluzione durante il calcolo. Sembra dividere le celle di maglia in regioni di flusso d'alto gradiente, che non possono essere risolte prima del calcolo o durante la precedente raffinatura della maglia. COSMOSFloWorks permette di cambiare i valori dei parametri che governano le procedure che catturano la soluzione.

5.3 Simulazioni COSMOSFloWorks:

Per poter avere la massima fiducia nei risultati delle simulazioni è necessario tenere conto di tutti i valori esterni che si sono presentati all'ora di realizzare le prove fisiche, e per questo tutte le simulazioni (nel caso dell'unica prova fatto a ΔP diverso sarà specificato) sono state realizzate sotto gli stessi parametri, essi sono:

Ta	Pa	Pb
293 K	100258,4 Pa 402,9 in H2O	94036,636 Pa 377,9 in H2O

Per i restrittori e la valvola piatta si è misurata la rugosità degli elementi reali in concordanza con il principio detto prima di avvicinarsi il più possibile alla realtà.

Le geometrie studiate sono disegnate nell'**Allegato 1**, pero approssimativamente sono:

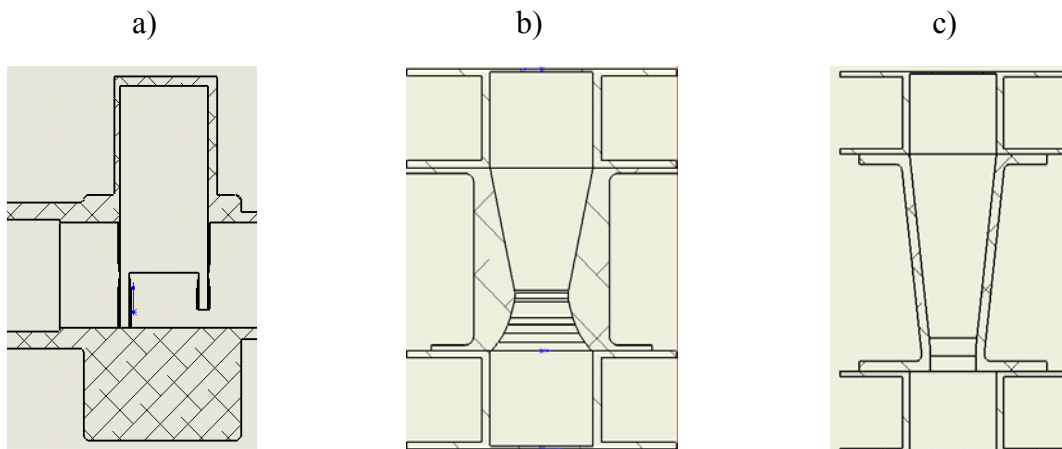


Figura 5.6: a) Sezione Valvola Piatta, b) Sezione Complessivo R. Lucido, c) Sezione Complessivo R. Grezzo

5.4 Risultati delle Simulazione.

Data la gran quantità di grafici risultanti alla fine di tutte le prove, è stato scelto di analizzare in forma completa una delle prove per ogni elemento (4 prove in totale). Le altre prove sono compresse alla loro parte essenziale.

Per tutte le prove, i risultati trovati sono stati:

- Grafico 3D, con le linee di flusso e calcolo della velocità.
- 6 grafici 2D (in una sezione a metà del restrittore) che possono essere su: Velocità, Vettore Velocità, Pressione, Temperatura, Densità, Numero di Mach.
- Grafico rappresentativo delle iterazioni, per il calcolo della massa che attraversa il restrittore (in alcune prove anche la portata volumetrica).

5.4.1 *Prima Simulazione: Restrittore Lucido (Restrizione Sopra).*

Prima di realizzare questa simulazione, è stata misurata la rugosità del componente nei 2 assi di un piano tangente alla superficie, e si è raggiunto un valore medio di 1,5 micrometri; un altro parametro importante che COSMOSFlow richiede per effettuare le prove e sapere se nel flusso viene, o no, raggiunto un valore elevato del Numero di Mach, l'ipotesi scelta è stata "No High Mach Number Flow" ipotesi che è posteriormente confermata dal grafico di numero di Mach.

Dopo aver confermato tutti i parametri necessari, bisogna controllare le condizioni al contorno e la continuità del dominio. I risultati raggiunti (tramite i grafici) sono stati:

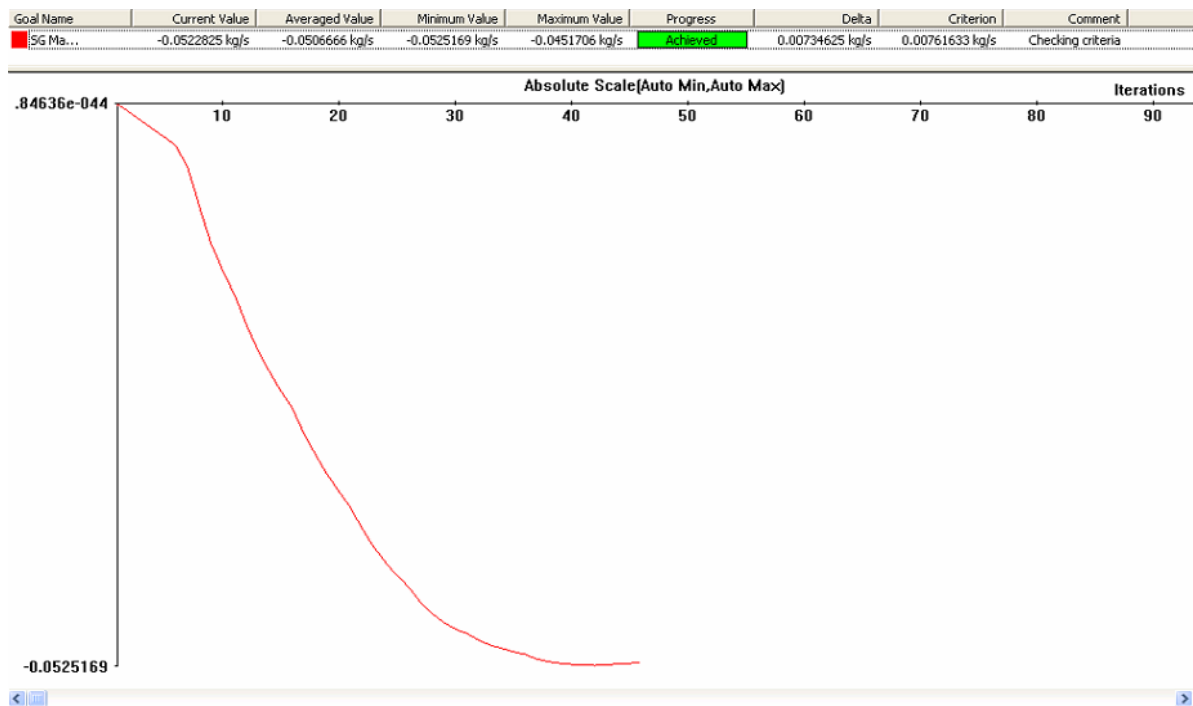


Figura 5.7: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa R. Lucido con R. Sopra

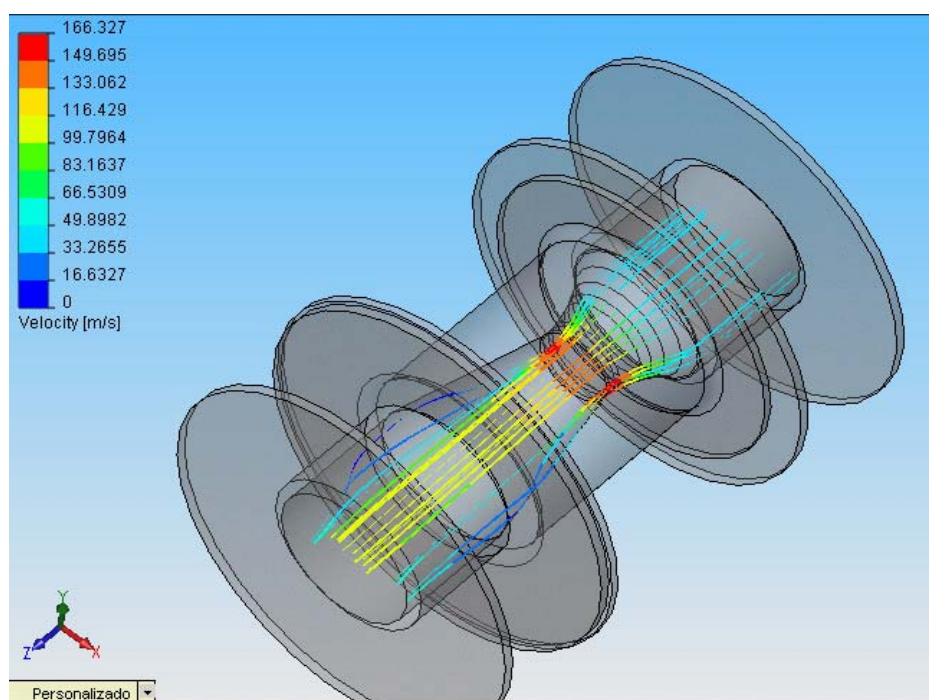


Figura 5.8: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Lucido con R. Sopra.

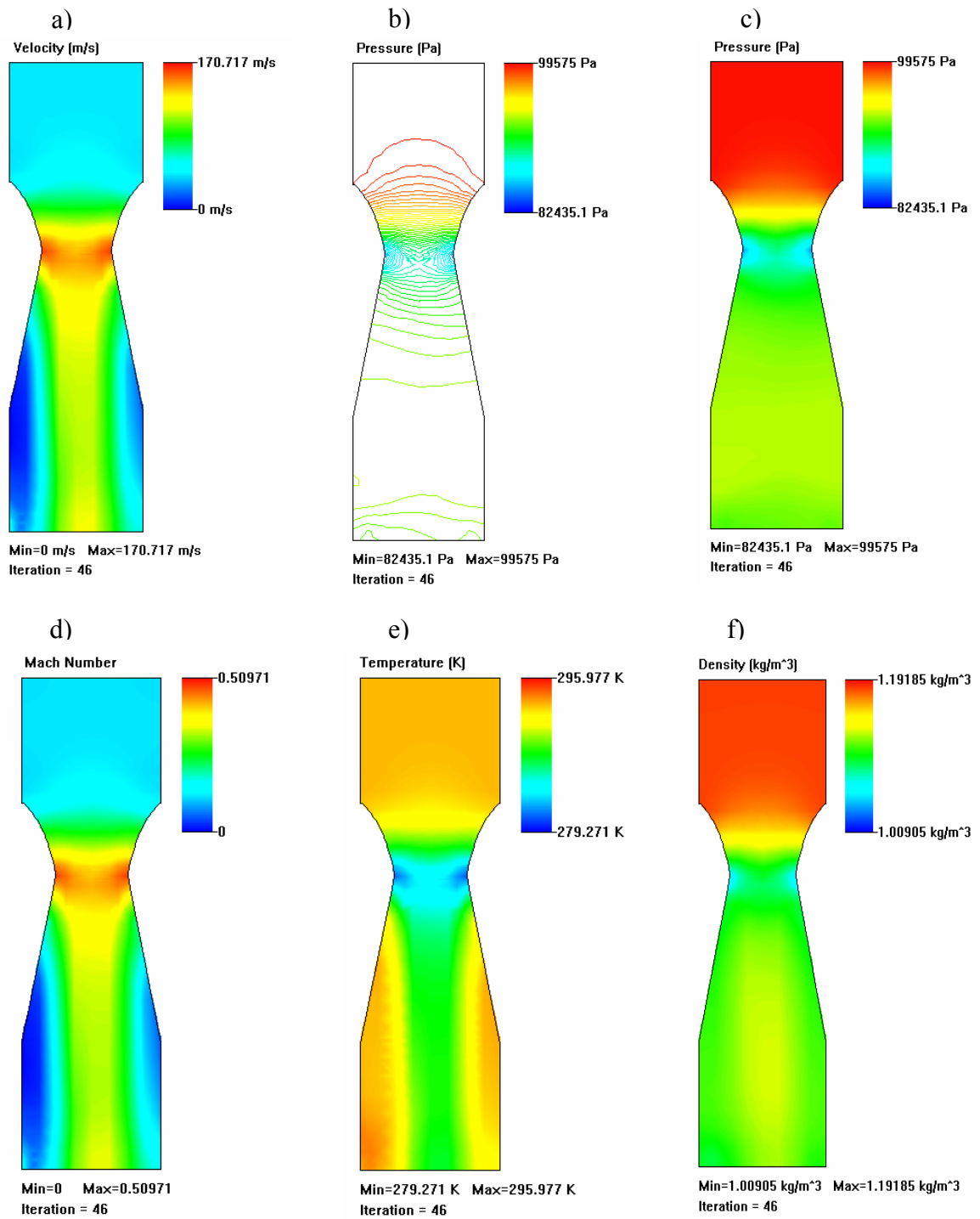


Figura 5.9: Risultati 2D delle simulazioni per R. Lucido con R. Sopra

Primo punto da confermare è l'ipotesi di basso numero di Mach, confermata nella Figura 5.9.d), dove il valore massimo raggiunto è stato $\approx 0,51$ concentrato nel punto di restrizione.

Nella Figura 5.8 si vede come se il flusso realizzasse un vortice all'uscita del restrittore, quest'effetto grafico è dovuto al fatto che COSMOS per risparmiare passi di calcolo considera che il flusso che esce, rientra alla zona di pressione molto bassa.

Da notare nella Figura 5.9.b) il fatto che le linee di pressione siano tutte abbastanza uniformi, non ci siano violenti salti di pressione né zone di discontinuità, elementi che danno buone indicazioni circa la fluidodinamica di questo restrittore in questa configurazione.

Purtroppo nella Figura 5.9.a), si conferma il grosso distacco di vena fluido che si temeva nelle prove sul banco prova, risulta evidente come a causa dell'angolo del divergente, già prima della metà della lunghezza nel divergente, il flusso si stacca dalla parete producendo un'importante caduta nella portata che attraversa il restrittore.

Gli altri 2 grafici di Figura 5.9.e) e f), fanno vedere l'interessante comportamento della temperatura che è in pratica il negativo della velocità, perché non risente tanto l'influenza della pressione. Nel grafico riguardante la densità, come previsto il risultato è una combinazione del grafico di temperatura e pressione, raggiungendo i punti di minima densità, nella restrizione dove si raggiunge la minima temperatura e la minima pressione.

Finalmente nella Figura 5.7 si riporta il comportamento iterativo intorno al risultato finale della simulazione, il quale ci dice che la massa che attraversa il restrittore in queste condizioni è $\approx 0,051 \text{ kg/s.}$

5.4.2 Seconda Simulazione: Restrittore Lucido (Restrizione Sotto).

Questa simulazione si realizza sullo stesso restrittore della precedente simulazione. Viene cambiata la sua configurazione ma non viene rimisurata la sua rugosità. Inoltre è stato scelto lo stesso parametro di "No High Mach Number Flow" considerando che le 2 simulazioni sono relativamente simili.

Dopo di aver confermato tutti i parametri necessari, bisogna controllare le condizioni al contorno e la continuità del dominio; i risultati raggiunti (non tutti i grafici sono presenti) sono stati:

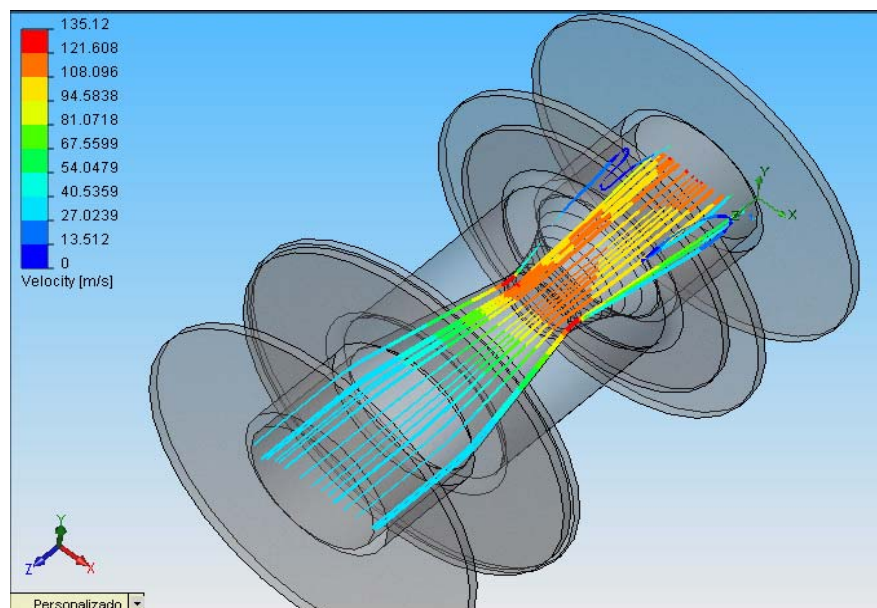


Figura 5.10: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Lucido con R. Sotto.

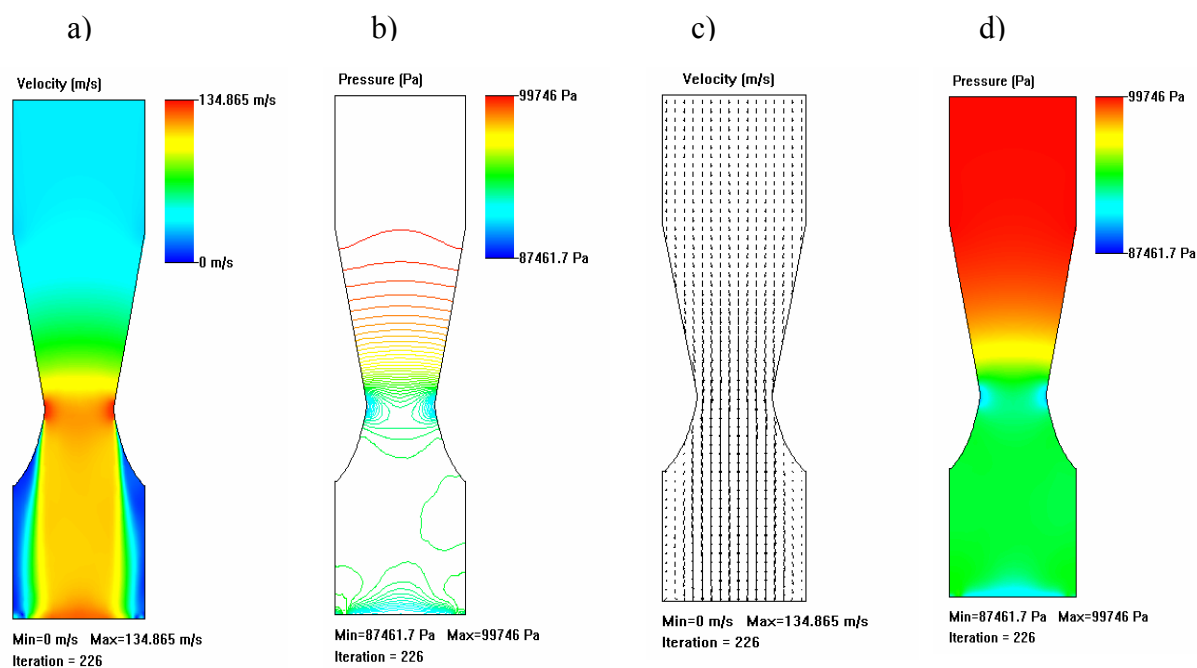


Figura 5.11: Risultati 2D delle simulazioni per R. Lucido con R. Sopra

In questa simulazione è stato confermato un basso numero di Mach con un valore massimo di $\approx 0,40$ concentrato nel punto di restrizione.

In questa simulazione nella Figura 5.10 si vede ancora più evidentemente l'effetto del vortice all'uscita del restrittore, che, come nel caso precedente, non modifica i nostri risultati e risparmia tempo di calcolo.

Dato che qua il divergente è più corto del convergente, comincia a creare dei problemi fluidodinamici; questo si vede nella Figura 5.11.b) dove, a differenza della simulazione precedente, la distribuzione della pressione non è più uniforme. Si osserva la formazione d'aree chiuse di bassa pressione, elementi che non danno buoni indizi riguardo la fluido-dinamica del restrittore in questa configurazione.

Nella Figura 5.11.a), si conferma un maggiore distacco di vena fluida, come si temeva nelle prove sul banco prova e che è responsabile dei problemi nella distribuzione della pressione. È evidente come a causa dell'angolo del divergente e alla sua mancanza di lunghezza, appena il fluido supera la sezione di restrizione si stacca dalla parete producendo un'importante caduta nella portata che attraversa il restrittore.

In questa simulazione a differenza della precedente il comportamento della densità non raggiunge il suo minimo nella restrizione, ma lo raggiunge all'uscita del restrittore. Un effetto simile a quello della velocità; questo probabilmente è dovuto alla condizione di bordo imposta all'uscita del restrittore che come risultato accelera il fluido e simultaneamente fa diminuire la densità.

Per concludere in questa simulazione la massa che attraversa il restrittore è $\approx 0,042 \text{ kg/s}$; risultato minore rispetto alle precedenti alle prove, che non sorprende a causa dei problemi fluido dinamici già discussi.

5.4.3 Terza Simulazione: Restrittore Grezzo (Restrizione Sopra).

Dato il cambio di restrittore, è stata misurata la rugosità del nuovo componente, e si è trovato un valore medio di 5 micrometri, considerevolmente maggiore rispetto al restrittore precedente. Questo cambio di rugosità è dovuto semplicemente ad un tipo diverso di processo di produzione; come nelle 2 prove precedenti viene scelto un "No High Mach Number Flow".

Dopo aver confermato tutti i parametri necessari, bisogna controllare le condizioni al contorno e la continuità del dominio. I risultati raggiunti (tramite i grafici) sono stati:

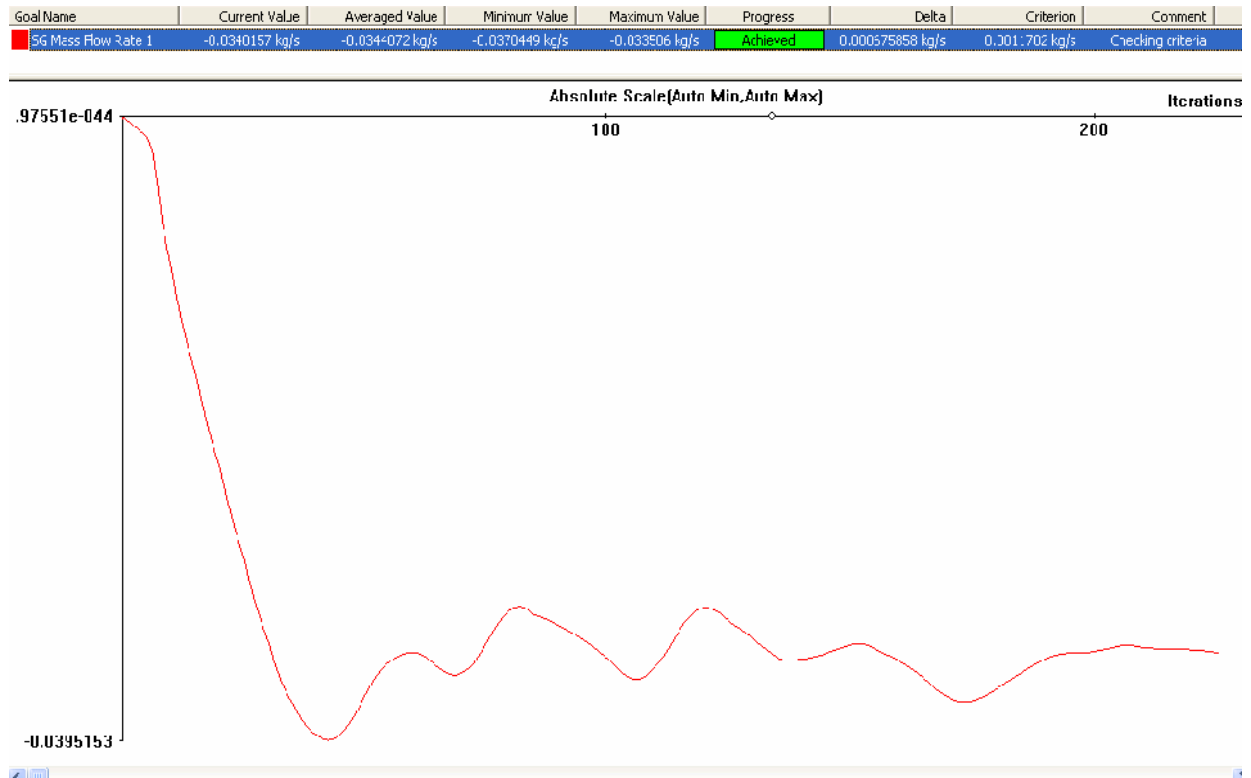


Figura 5.12: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa R. Grezzo con R. Sopra

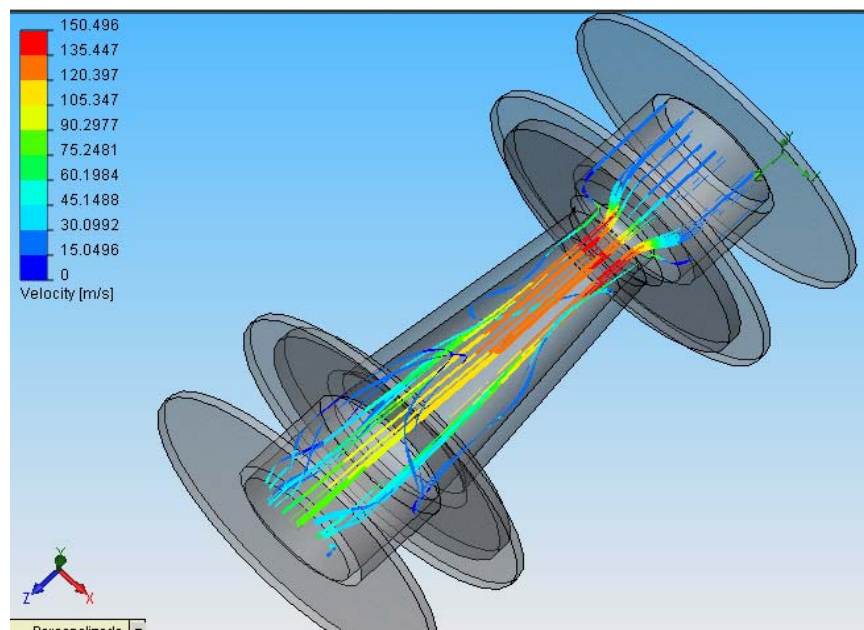


Figura 5.13: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Grezzo con R. Sopra.

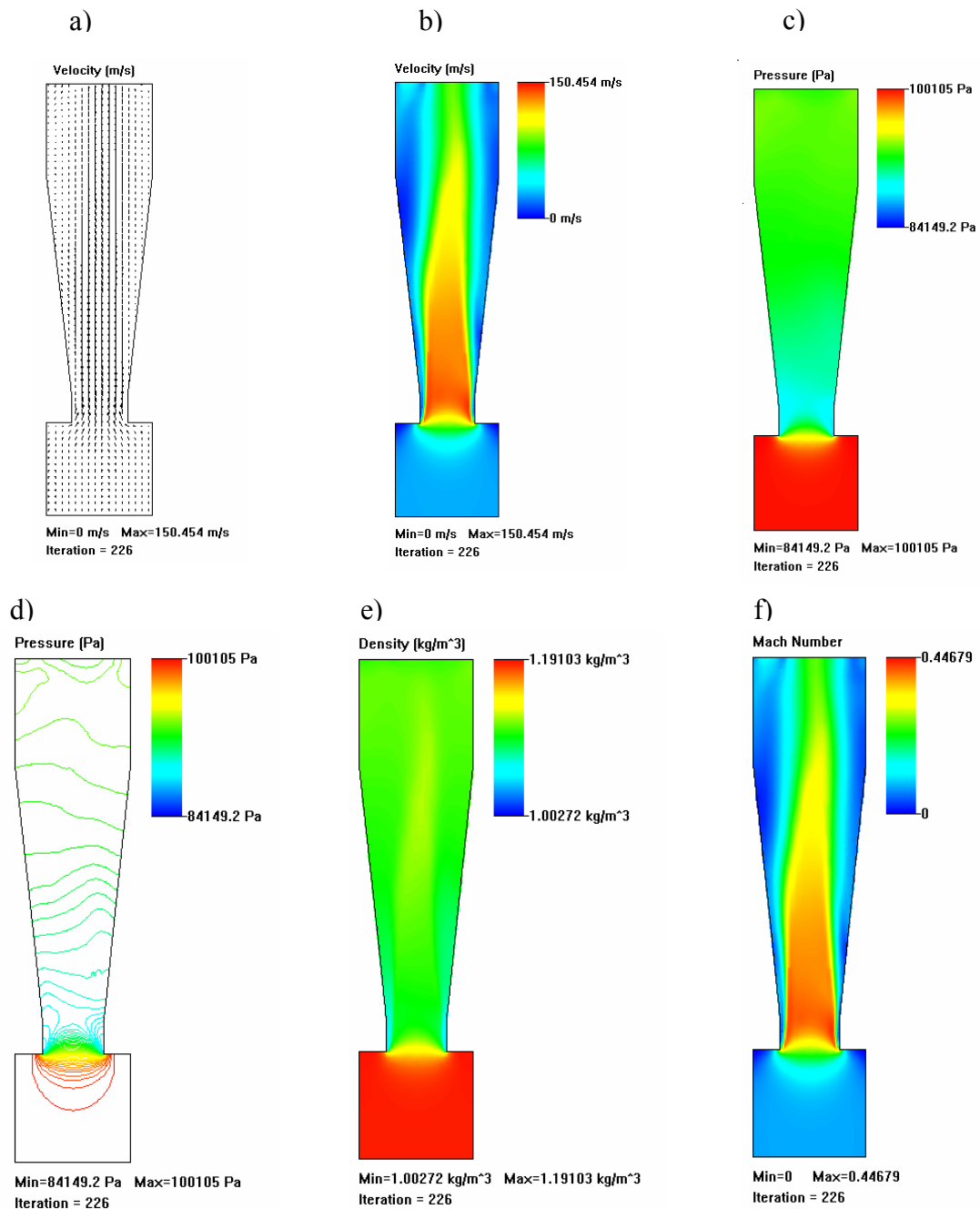


Figura 5.14: Risultati 2D delle simulazioni per R. Grezzo con R. Sopra

Realizzando uno studio equivalente alla prima simulazione, si arriva a:

Tramite la Figura 5.14.f) si conferma che non si raggiunge un elevato numero di Mach, con un valore massimo raggiunto pari a $\approx 0,447$. A differenza delle simulazioni precedenti, non si concentra nel punto di restrizione, ma è spalmato su un arco (da punta a punta della sezione del restrittore) subito dopo la restrizione.

Nella Figura 5.13 si ripete il fenomeno del vortice nel divergente, e come prima, quest'effetto grafico è dovuto al fatto che COSMOS per risparmiare passi di calcolo considera che il flusso che esce, rientra alla zona di pressione molto bassa.

Nella Figura 5.14.d) accade un fenomeno misto fra la simulazione **5.4.1** e **5.4.2**; le linee di pressione prima del restrittore sono tutte abbastanza uniformi, ma subito dopo il passo del restrittore si vedono dei bruschi cambi di pressione e zone di discontinuità; questo è dovuto al fatto che il flusso trova un forte gradino prima d'entrare nel restrittore ed anche se ha un divergente abbastanza lungo, già in questo gradino, il flusso è separato dalla parete.

Si conferma nella Figura 5.14.a) e 5.14.b) il grosso distacco di vena fluido che ci si aspettava. In questo caso risulta impressionante come nella “figura a)” i vettori di velocità ai lati della fine del restrittore sono praticamente nulli, invece i vettori che passano nella zona centrale non soffrono quasi nessuna alterazione.

Rispetto al discorso della densità rappresentata in Figura 5.14.e), come nel caso precedente, la situazione risulta come una combinazione del grafico di velocità (segue lo stesso comportamento della temperatura) e pressione, raggiungendo i punti di minimo subito dopo la restrizione nei bordi.

Nella Figura 5.12 si riporta il comportamento iterativo intorno al risultato finale (questa volta l'iterazione risulta abbastanza più instabile) della simulazione, il quale ci dice che la massa che attraversa il restrittore in queste condizioni è $\approx 0,034 \text{ kg/s}$: un importantissimo calo di prestazione rispetto all'altro restrittore.

5.4.4 Quarta Simulazione: Restrittore Grezzo (Restrizione Sotto).

Questa simulazione si realizza sullo stesso restrittore della precedente simulazione. Viene cambiata la sua configurazione, ma non viene rimisurata la sua rugosità inoltre è stato scelto lo stesso parametro di “No High Mach Number Flow” considerando che le 2 simulazioni sono relativamente simili.

Dopo aver confermato tutti i parametri necessari, bisogna controllare le condizioni al contorno e la continuità del dominio. I risultati raggiunti (non tutti i suoi grafici sono presenti) sono stati:

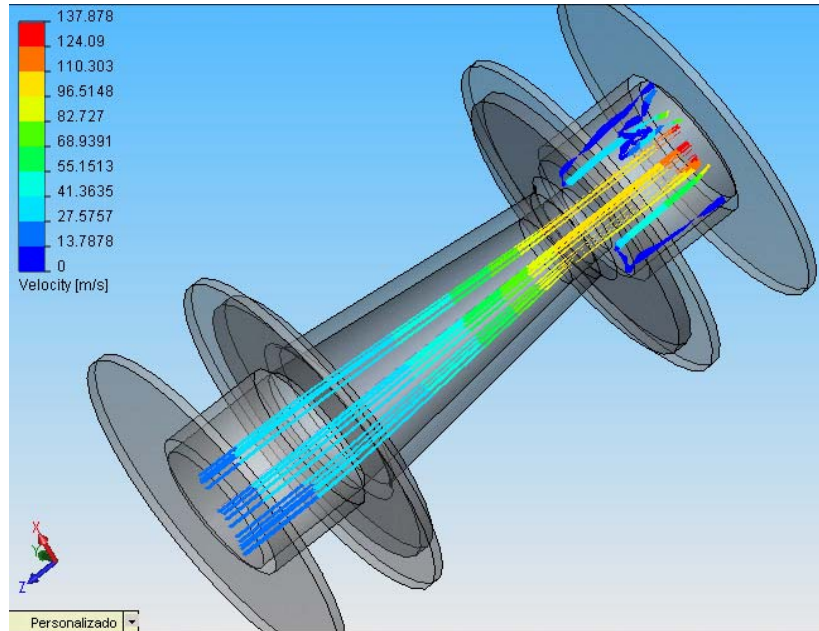


Figura 5.15: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Grezzo con R. Sotto.

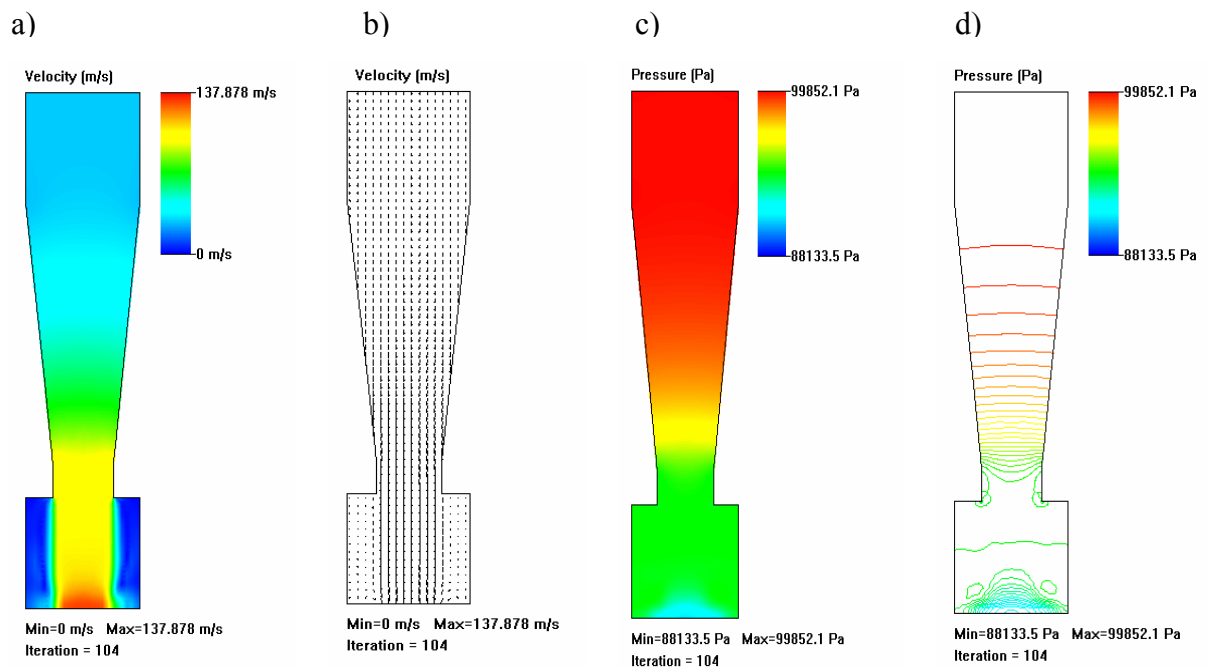


Figura 5.16: Risultati 2D delle simulazioni per R. Grezzo con R. Sotto

Anche in questa simulazione è stato confermato un basso numero di Mach con un valore massimo $\approx 0,41$, però per la prima volta non è raggiunto in vicinanza della restrizione ma nella zona di condizione esterna. Questo può essere sicuramente dovuto alla mancanza di un divergente che rallenterebbe il fluido (per il conseguente guadagno di pressione), e alla vicinanza del restrittore con la condizione di bordo che nella simulazione ha continuato ad accelerare il fluido data la bassa pressione.

In questa simulazione, nella Figura 5.15 si vede l'effetto del vortice all'uscita del restrittore, che come in tutti i casi anteriori non modifica i risultati.

Rispetto al comportamento delle pressioni, come nella precedente simulazione, si distinguono 2 zone: quella prima della restrizione e quella dopo. Nella prima zona si vede una diminuzione della pressione quasi perfetta senza nessun tipo di disturbo: questo ci fa capire che questa è approssimativamente la geometria ideale per il convergente. Subito dopo, data la totale mancanza di un divergente si raggiunge il massimo valore di stacco di vena fluida. (Figura 5.16.d).

Nella Figura 5.16.a), si vede il comportamento del fluido abbastanza uniforme fino a che raggiunge il restrittore, comportamento che conferma l'idealità di questa geometria del convergente. Si può anche osservare come il fluido laterale subito dopo la restrizione è totalmente fermo, in sostanza quel fluido fa da condotto per la sezione centrale.

In questa simulazione a differenza di tutte le precedenti, il comportamento della densità raggiunge il suo minimo nella zona di flusso fermo subito dopo la restrizione: questo non è molto chiaro dato a che una velocità vicina allo 0 non raffredda tanto la carica, e con una pressione abbastanza uniforme in quell'area non si dovrebbe avere quel calo di densità.

La massa che attraversa il restrittore in questa configurazione è $\approx 0,037 \text{ kg/s}$, risultato inaspettato in quanto maggiore rispetto a quello della prova precedente. Data la mancanza di divergente e il violento distacco di vena, questo risultato non è coerente con la realtà.

5.4.5 Quinta Simulazione: Restrittore Grezzo (Restrizione Sotto $\Delta P = 41$ in H_2O).

Prima d'analizzare questa simulazione, è da notare che è l'unica fatta con un ΔP diverso (cioè 41 in H_2O invece di 25 in H_2O), per tutti gli altri fattori è esattamente uguale alle prove precedenti, certamente la stessa rugosità e la stessa scelta di "No High Mach Number Flow".

Questo cambio di pressione è stato fatto per collaudare il comportamento del simulatore ad alti salti di pressione e vedere se si riusciva a raggiungere valori di velocità vicini a quella del suono. I valori delle condizioni esterne per questa prova sono:

Ta	Pa	Pb
293 K	100258,4 Pa 402,9 in H_2O	90056 Pa 361,9 in H_2O

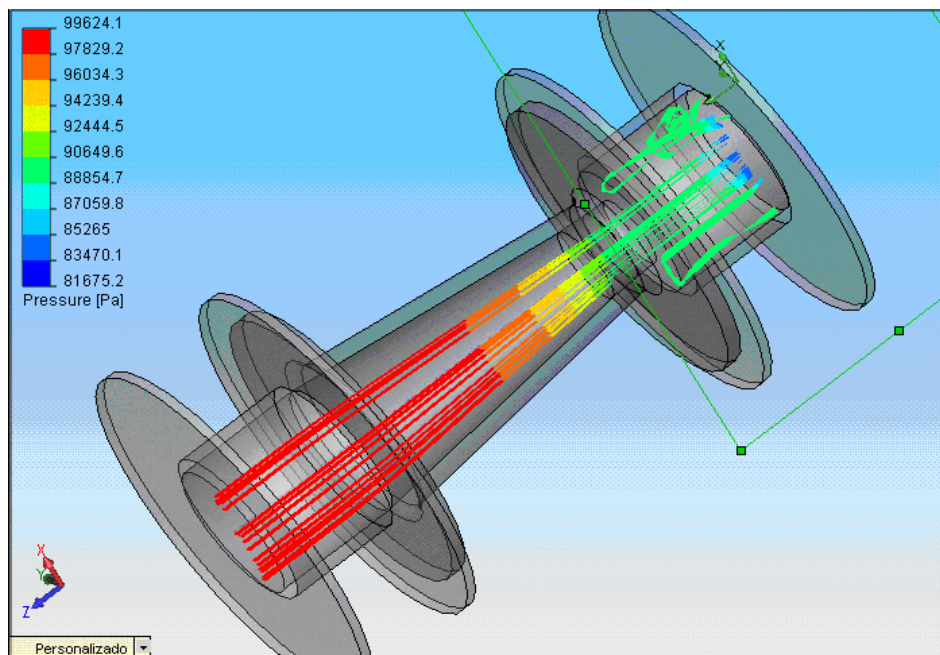


Figura 5.17: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso R. Grezzo con R. Sotto e un ΔP di 41 in H_2O

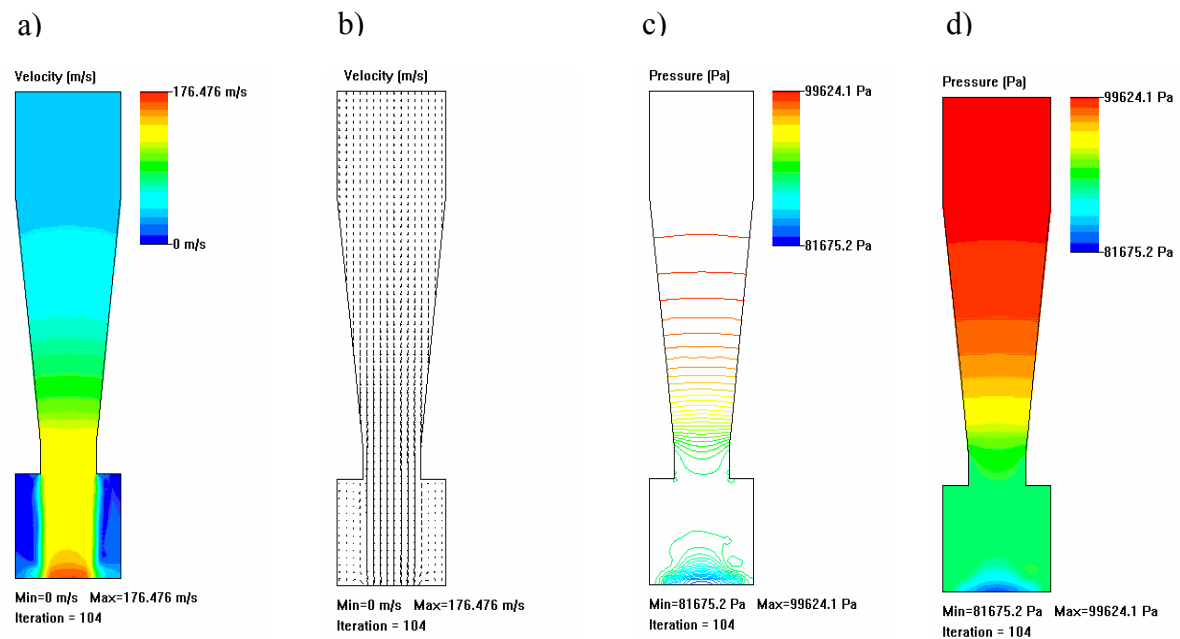


Figura 5.18: Risultati 2D delle simulazioni per R. Grezzo con R. Sotto

La ipotesi esposta ha presentato una risposta contundente, dovuta al fatto che il numero di Mach si è incrementato solo da 0,413 a 0,535: un valore molto simile a quello registrato per la prima simulazione ma con un salto di pressione quasi della metà. Questo è dovuto al fatto che per una maggiore velocità, il fluido esercita maggiore attriti viscosi, per cui si richiede un ΔP molto maggiore del doppio per raddoppiare la velocità.

Rispetto al comportamento delle pressioni è esattamente uguale alla precedente simulazione dove si osservano 2 zone: quella prima della restrizione e quella dopo. Nella prima zona si vede un comportamento di diminuzione della pressione quasi perfetto senza nessun tipo di disturbo: questo ci fa capire che questa è approssimativamente la geometria ideale per il convergente. Subito dopo, data la totale mancanza di un divergente, si raggiunge il massimo valore di stacco di vena fluida. Figura 5.18.c) e d).

In questa simulazione la massa che attraversa il restrittore in questa configurazione è $\approx 0,046 \text{ kg/s}$, contro i $0,037 \text{ kg/s}$ di prima, questo va in perfetta armonia con il valore del numero di Mach e con il comportamento della velocità.

5.4.6 Sesta Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 2mm).

Un'altra volta, dato il cambio d'elemento, si devono osservare tutti i risultati per questa simulazione. Con questa valvola si sono realizzate 9 simulazioni per poter realizzare lo studio del comportamento a differenti aperture com'è stato realizzato sul banco prova. Data la complessità di questa geometria nella realtà, nel modello 3D si sono trascurati alcuni dettagli (che possono migliorare i risultati) come il getto di spruzzo benzina del carburatore. Ritornando al discorso tradizionale, su questa valvola è stata misurata la rugosità dell'elemento, con un valore medio di 8 micrometri, considerevolmente più alto che per i restrittori, ma è da considerare che questa valvola è stata prodotta per una moto commerciale, invece i restrittori puntano su un livello di gara. Come in tutte le altre simulazione l'ipotesi scelta è stata “No High Mach Number Flow”, che viene successivamente confermata dal grafico di numero di Mach.

Dopo aver confermato tutti i parametri necessari, bisogna controllare le condizioni al contorno e la continuità del dominio. I risultati raggiunti (tramite i grafici) sono stati:

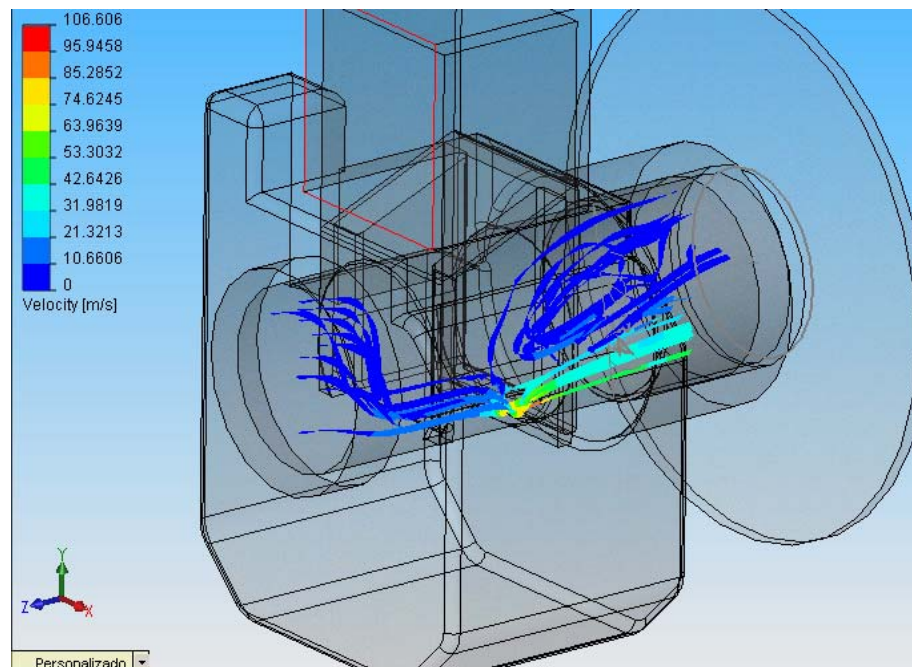


Figura 5.19: Immagine 3D, delle linee di flusso e la velocità del flusso attraverso la Valvola Piatta con apertura di 2mm.

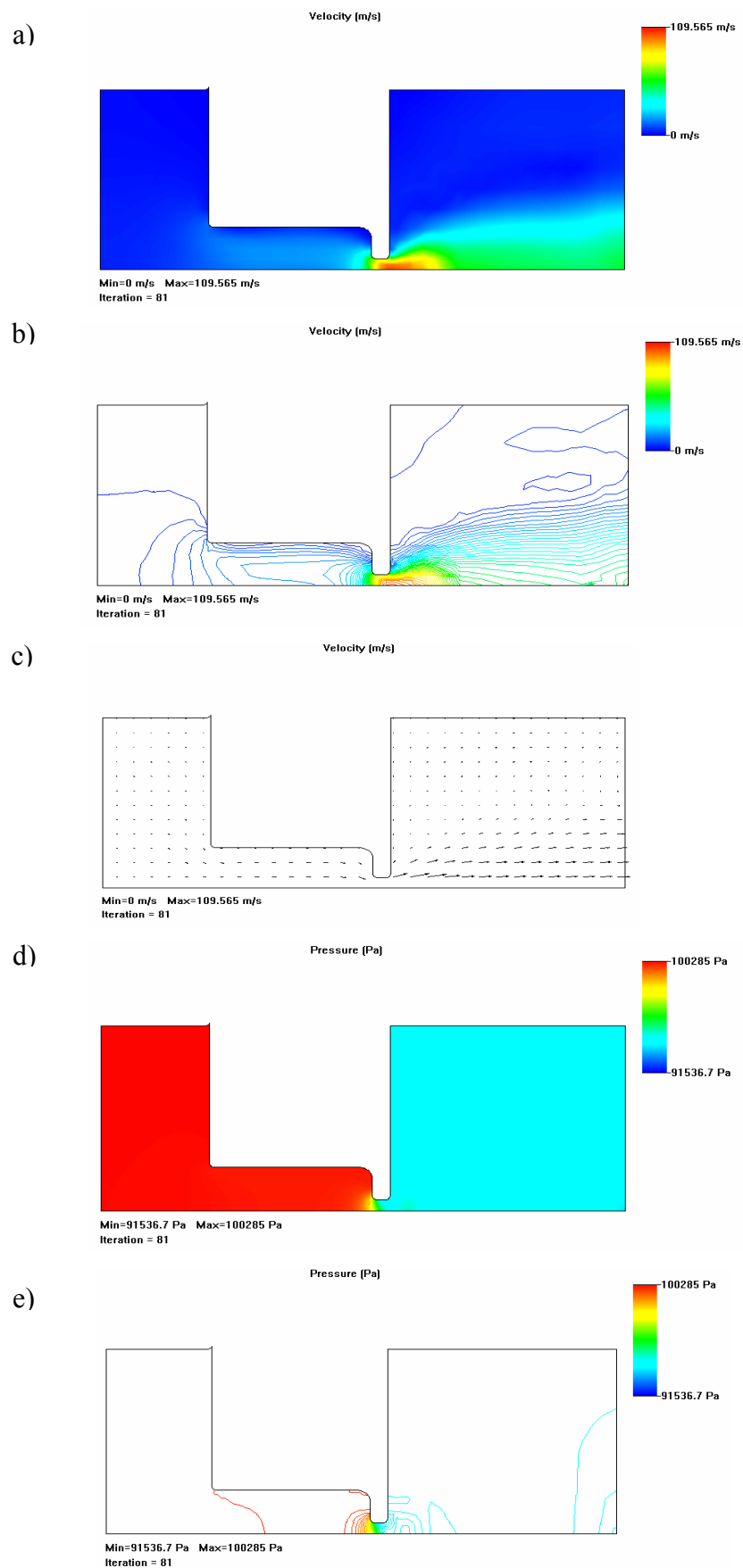


Figura 5.20: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 2 mm

Nella Figura 5.19 si può apprezzare la linearità del flusso prima del passaggio sotto la valvola: Questo è dovuto principalmente alla bassa velocità registrata (in tutta la zona inferiore ai 20 m/s). L'area d'apertura (2mm), anche se si trova in un estremo, riesce a prendere aria da tutta la zona precedente. Subito dopo la restrizione, il fluido decelera senza mai fermarsi nella zona inferiore, invece nella zona superiore il fluido rimane fermo per i vortici dovuti alla bassa pressione.

Nella Figura 5.20.d) si vede che, grazie alla piccola sezione di passaggio, tutto il sistema è in sostanza diviso in due aree con un salto di pressione di 25 in H_2O , con solo un gradiente nella zona della restrizione. In realtà si vede molto meglio in figura 5.20.e) che le linee di pressione sono anche distribuite sia a sinistra ma soprattutto a destra della restrizione, con gradienti abbastanza bassi.

Si conferma nella Figura 5.20.a), che si forma una vena fluido dopo la restrizione che in sostanza è quella dove passa tutta la portata registrata. Nella 5.20b) si vede anche che nel primo gradino che incontra il fluido (a destra della restrizione) coincidono una serie di linee di velocità che accelerano progressivamente, per cui le particelle che passano per quest'area patiscono un'accelerazione abbastanza più ripida di quelle che passano nella zona inferiore. Nella 5.20.c) si osservano i vettori velocità in forma schematica

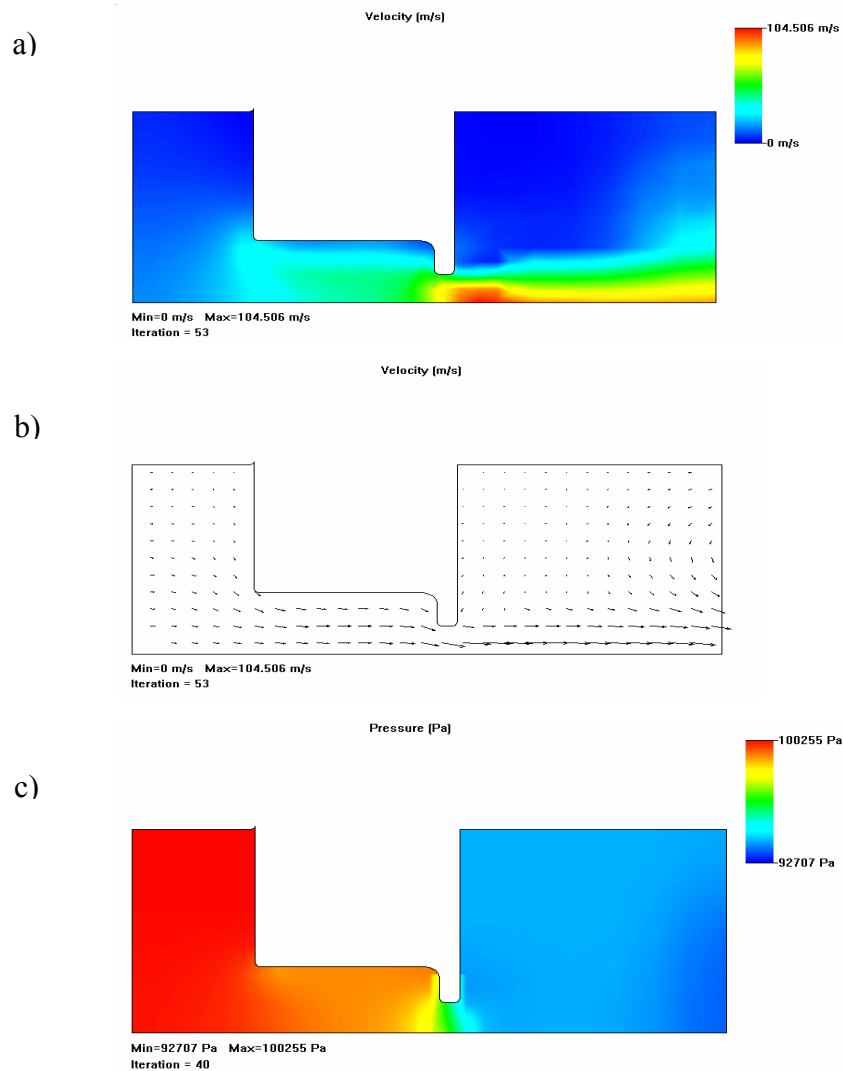


Figura 5.21: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa la Valvola Piatta con Apertura di 2mm

Nella Figura 5.21 si riporta il comportamento iterativo della simulazione; è da notare come anche se si sono fatte più di 80 iterazioni, dopo 20, il risultato già era una buona approssimazione, a testimonianza della stabilità di questo sistema, il quale è stato attraversato da una portata $\approx 0,0023 \text{ kg/s}$, non tanto basso tenendo conto della piccola apertura.

5.4.7 Settima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 5mm).

Da questa simulazione in avanti è soppresso il grafico in 3D del flusso per la valvola data la grossa somiglianza fra tutte le diverse aperture. Come per tutte le altre simulazioni, la rugosità considerata è 8 micrometri e un “No High Mach Number Flow”.



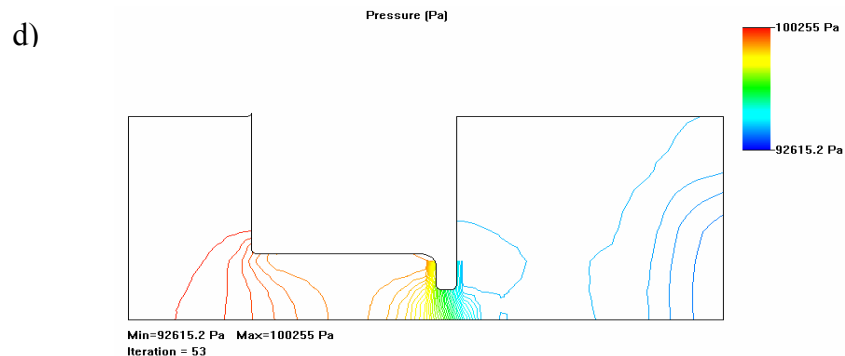


Figura 5.22: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 5 mm

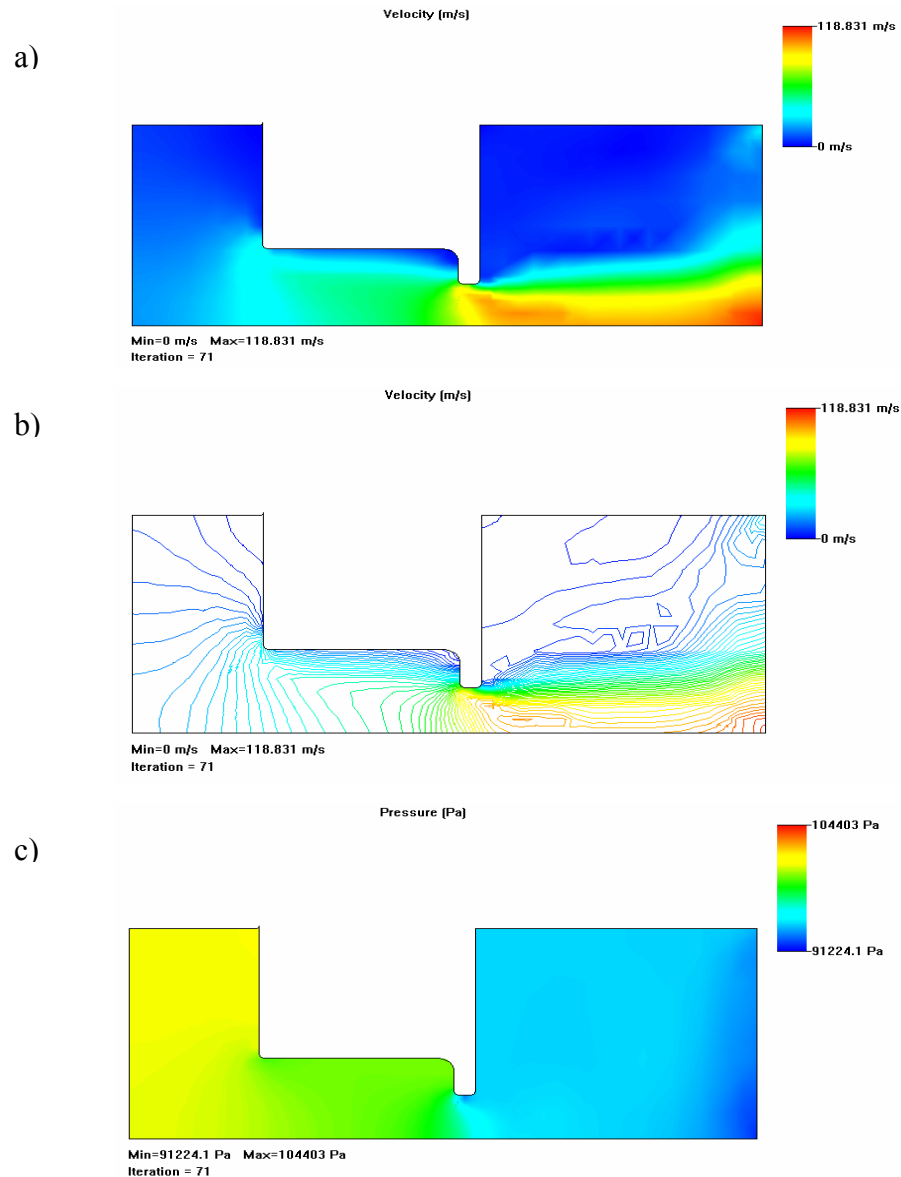
Nella Figura 5.22.a) si vede lo stesso effetto di formazione di una vena fluida, però questa volta parte prima della restrizione: il fluido accelera in 2 zone facilmente identificabili, la prima è il primo gradino della restrizione e la seconda è la zona più ristretta. Successivamente il fluido soffre una decelerazione continua, però rimane sempre l'area superiore a velocità quasi nulla e la zona inferiore (che urta con la parete) ad alta velocità, aumentando gli attriti e le perdite. Nella Figura 5.22.b) si osservano i vettori velocità in forma schematica.

In questo caso non si genera la divisione di 2 aree di pressione dato l'aumento della sezione ristretta; si vede invece (in Figura 5.22.c) una continuità più marcata con grosse aree di pressione intermedia (sotto la valvola). Poi in Figura 5.22.d) si vedono le linee di pressione del sistema, concentrate in 3 aree: la prima nel vertice che accelera il fluido prima della restrizione; la seconda sotto la restrizione, dove si forma ancora un grosso salto di pressione in un'area stretta e infine la pressione diminuisce un'altra volta prima di arrivare alla condizione di bordo.

Finendo l'analisi di questa configurazione d'apertura di valvola, la portata che l'attraversa è $\approx 0,0094 \text{ kg/s}$, molto maggiore a quella della precedente configurazione pari a $\approx 0,0023 \text{ kg/s}$. La massa si è quasi quadruplicata nonostante l'alzata si sia solamente triplicata.

5.4.8 Ottava Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 7mm).

Continuando con la serie di simulazioni della valvola, qua si rappresentano i risultati delle prove a 7 mm in cui comincia ad osservare una significativa alzata della valvola. I parametri di rugosità e Numero di Mach sono un'altra volta gli stessi.



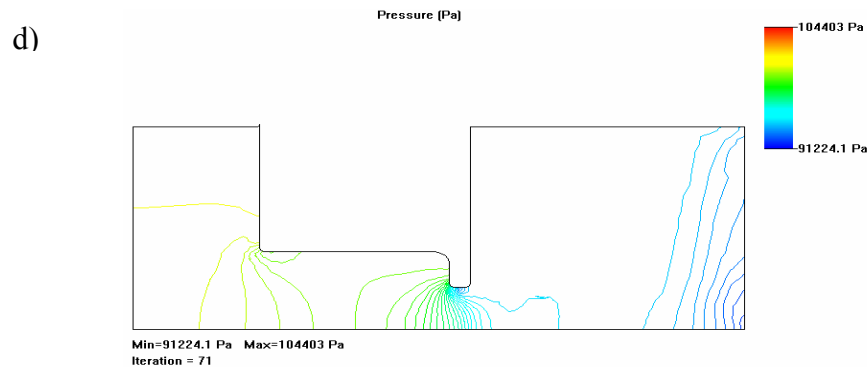


Figura 5.23: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 7 mm

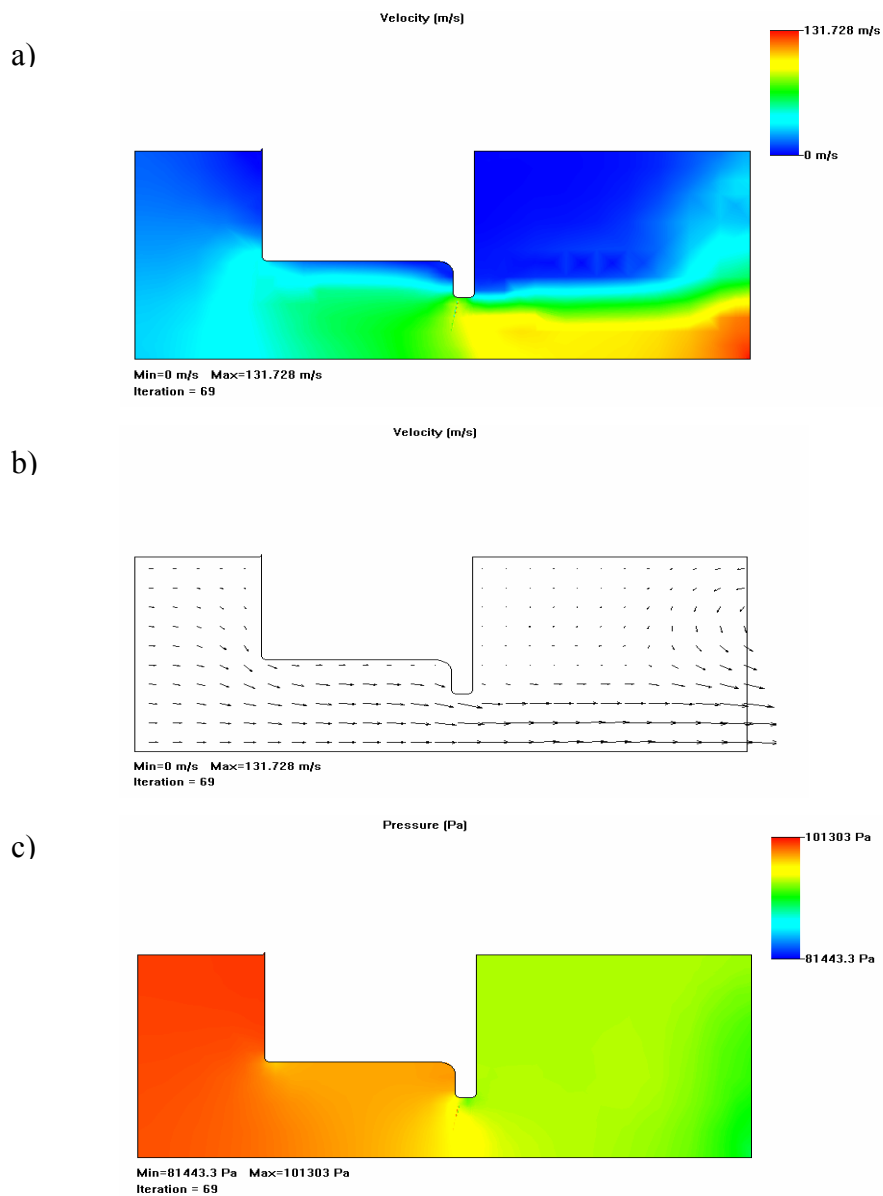
Nella Figura 5.23.a) si vede, una grossa area dove si raggiunge il massimo della velocità (quasi 120 m/s): questa concentrazione di velocità rispetto a tutto il resto del fluido che si trova abbastanza fermo, produce delle perdite molto localizzate in questa area. Questo effetto se ripeterà sicuramente in tutte le prove dato il gradino che genera la valvola. Nella Figura 5.23.b) si osservano tutte le linee isovelocità del fluido che questa volta sono cresciute e si possono osservare delle aree chiuse dove si raggiungono massimo e minimo di tutto il sistema.

Uguualmente a prima, non si forma la divisione in 2 aree di pressione, si vede invece (in Figura 5.23.c) una continuità più marcata con grosse aree di pressione intermedia (sotto la valvola), si può osservare anche la quasi scomparsa della zona a 91000 Pa, che rimane ancora come una leggera ombra nella zona di contorno. Poi in Figura 5.23.d) si vedono le linee di pressione del sistema, concentrate in 3 aree, la prima nel vertice che accelera il fluido prima della restrizione; la seconda sotto la restrizione, dove si forma ancora un grosso salto di pressione in un area stretta e infine la terza in cui la pressione diminuisce un'altra volta prima di arrivare alla condizione di bordo.

Finendo l'analisi di questa configurazione d'apertura di valvola la portata che la attraversa è $\approx 0,0134 \text{ kg/s}$, maggiore che nella configurazione precedente di $\approx 0,0094 \text{ kg/s}$.

5.4.9 Nona Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 10mm).

In questa simulazione a 10 mm d'alzata si è appena superato il 25 percento d'apertura della valvola, per cui con questi risultati si può conoscere già a priori in maniera abbastanza consistente il comportamento a basse aperture della valvola (che è quello più critico). Per questa simulazione i parametri di rugosità e Numero di Mach continuano ad essere 8 micrometri e No High Mach Number Flow.



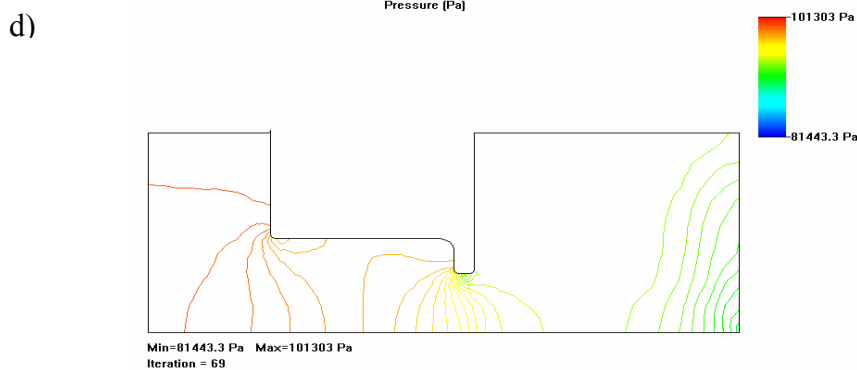


Figura 5.24: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 10 mm

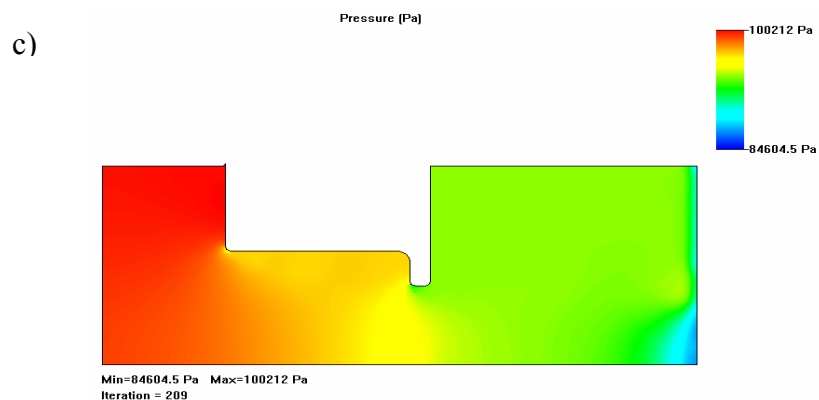
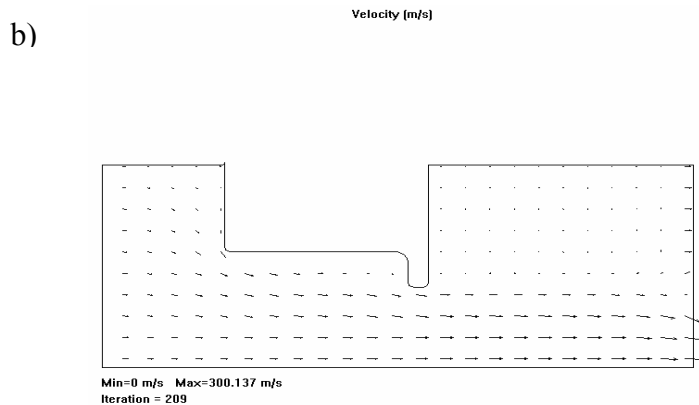
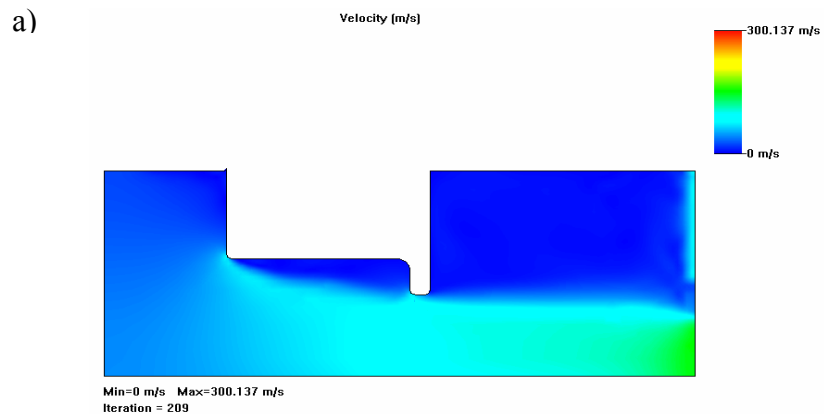
Nella Figura 5.24.a) si raggiunge il massimo di velocità (superiore ai 131 m/s) finora raggiunto: questo succede nelle vicinanze della zona di bordo, e accade grazie al fatto che in questa simulazione il fluido non decelera mai, ma continua ad accelerare anche dopo la restrizione (probabilmente questo è dovuto al continuo cambio di pressione, senza bruschi salti). Anche se si forma la vena fluida, questa non raggiunge il suo massimo nelle vicinanze della restrizione come accadeva nelle prove precedenti. Nella Figura 5.24.b) si osservano i vettori velocità in forma schematica.

In questo caso si assiste ad una continuità molto marcata nell'evoluzione della pressione all'interno della sezione (in Figura 5.24.c). È da evidenziare il fatto che si presenta una diminuzione della pressione nell'interno della sezione (sotto i 90000 Pa) questo sicuramente è causato dall'accelerazione che porta a una diminuzione della pressione al di sotto del valore imposta nella simulazione. In Figura 5.24.d), si vedono le linee di pressione del sistema, ancora concentrate in 3 aree (questa volta più distanziate l'una dall'altra): la prima nel vertice che accelera il fluido prima della restrizione; la seconda dopo sotto la restrizione, dove si forma ancora un grosso salto di pressione in un'area stretta e finalmente la pressione diminuisce un'altra volta prima di arrivare alla condizione di bordo.

Finendo l'analisi di questa configurazione d'apertura di valvola, si ha che la portata che la attraversa è $\approx 0,0222 \text{ kg/s}$, in aumento rispetto alla simulazione passata.

5.4.10 Decima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal” (Apertura 13,5 mm).

Questa simulazione rappresenta un’apertura di quasi il 40% dell’apertura totale della valvola, continuando con la serie di simulazioni, si ragiona sempre con i parametri di rugosità e Numero di Mach già determinati.



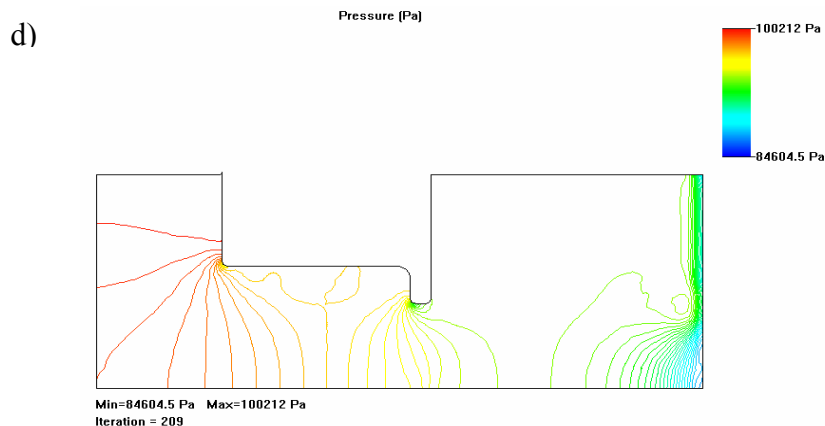


Figura 5.25: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 13,5 mm

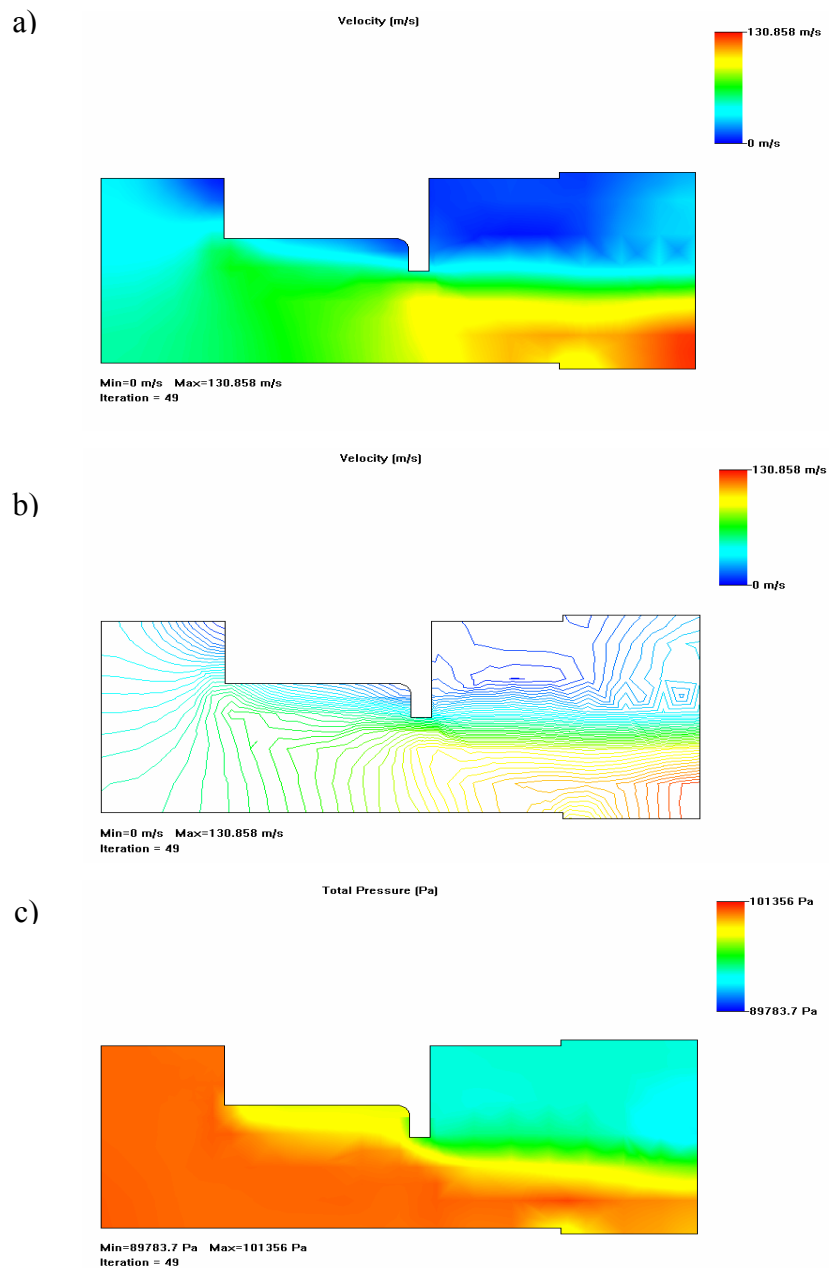
Nella Figura 5.25.a) per la prima volta succede che in un errore iterativo della simulazione la scala è aumentata molto di più fino a 300 m/s ma comunque il valore massimo raggiunto è inferiore ai 150 m/s (velocità leggermente superiore a quella raggiunta in tutte le altre simulazione). Ancora rimane un'area dietro la valvola dove la velocità è nulla, invece prima della valvola tutto il fluido già risente del movimento dovuto al cambio di pressione. Nella Figura 5.25.b) si osservano i vettori velocità in forma schematica.

Nella parte finale della sezione (Figura 5.25.c) diventa molto evidente un successivo crollo della pressione fino a quasi 84.000 Pa, dovuto all'accelerazione del fluido. È da evidenziare che la pressione riesca a scendere di 5000 Pa sotto il valore di minimo prefissato per la simulazione, grazie a quest'effetto d'accelerazione del fluido. In Figura 5.25.d) si vedono le linee di pressione del sistema, non più concentrate in 3 aree: la prima zona si unisce alla seconda con la formazione di un vortice, e nella zona finale si è anche aggiunto un altro vortice ma quest'area rimane come sezione separata.

Finendo l'analisi di questa configurazione d'apertura di valvola, la portata che l'attraversa è $\approx 0,0343 \text{ kg/s}$, una portata molto maggiore a quella della configurazione scorsa di $\approx 0,022 \text{ kg/s}$, con un aumento del 150 %. Per la prima volta in questa simulazione si è anche misurato il volume che attraversa la valvola in queste condizioni che è $\approx 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$ valore che fornisce una densità complessiva nel sistema di 1.183 kg/m^3 .

5.4.11 Undicesima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal”(Metta Apertura 17mm).

Finalmente raggiunta la metà alzata della valvola e di conseguenza la metà apertura, si comincia ad avere un'idea abbastanza precisa del comportamento generale della valvola, che tramite i 2 gradini continua a mantenere un'area di fluido fermo dietro e prima della valvola. Un'altra volta i parametri di rugosità e Numero di Mach sono 8 micrometri e “No High Mach Number Flow”



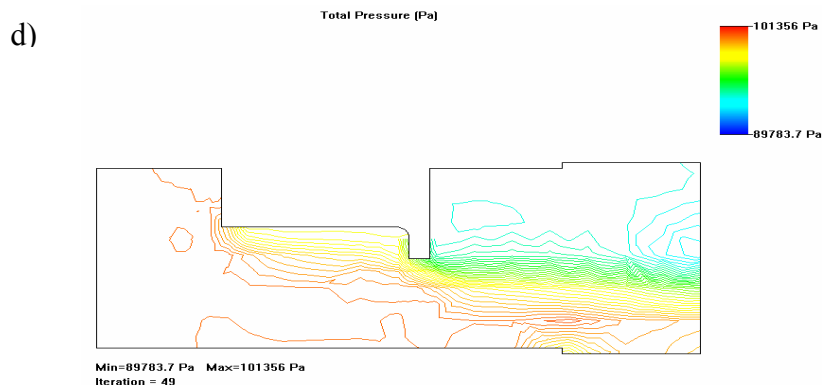


Figura 5.26: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 17 mm

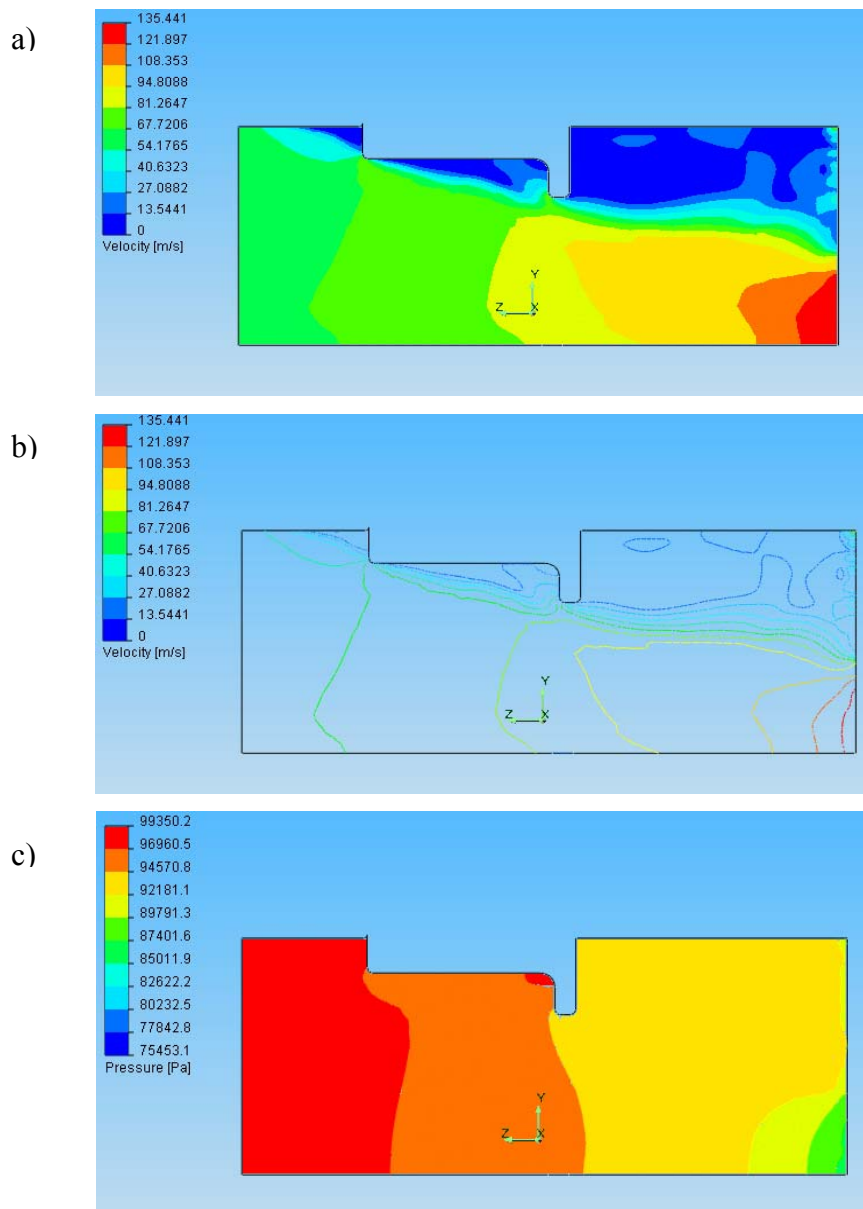
Nella Figura 5.26.a) si vede lo stesso effetto di formazione di una vena fluida di tutte le prove, e come nelle ultime, la velocità massima è stata raggiunta nelle vicinanze della condizione di bordo finale con un valore massimo di 130 m/s . Nella Figura 5.26.b) si osservano le linee isovelocità che rappresentano in forma molto schematica la forte accelerazione del fluido prima e sotto la sezione restrittiva e le turbolenze e vortici dopo la valvola.

In quest'occasione (Figura 5.26.c) a differenza di tutte le precedenti si fa uno studio della pressione totale ed per questo che il valore non diminuisce a valori sotto i 90000 Pa . Nella zona dove la velocità è elevata non si produce un crollo della pressione, anzi si verifica l'esatto opposto: cioè un aumento dovuto al componente che la velocità aggiunge alla pressione totale; questo spiega perchè nella parte finale si evidenziano 2 zone (una parallela a l'altra) dove le pressioni sono tanto diverse. In una zona il componente aggiuntivo della velocità è molto elevato invece nell'altra la velocità è molto bassa. In Figura 5.26.d) che tratta ancora della pressione totale, si osserva la piccola variazione di valore assoluto fra la zona iniziale ad alta pressione e la zona ad alta velocità, comportamento che evidenzia l'utilizzo di tutta l'energia del salto di pressione per il cambio di velocità.

Finendo l'analisi di questa configurazione d'apertura di valvola la portata che l'attraversa è $\approx 0,0444 \text{ kg/s}$, un altro aumento del 150% rispetto all'ultima configurazione.

5.4.12 Dodicesima Prova: Valvola Piatta o "Amal" (Apertura 23mm).

Questa dodicesima simulazione è stata fatta con dei display diversi, ma che contengono esattamente la stessa informazione di tutte le altre simulazioni. In questa nuova presentazione, i grafici a colori si possono differenziare in zone più o meno chiare, ma per i grafici a isolinee si presenta una leggera difficoltà nelle linee azzurre dovuto al colore di fondo. I parametri di rugosità e Numero di Mach sono un'altra volta gli stessi.



d)

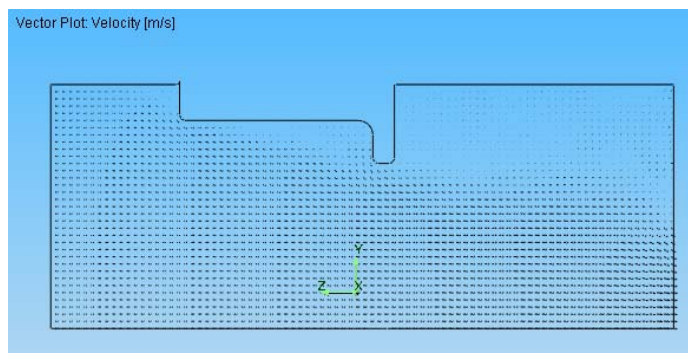


Figura 5.27: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 23 mm

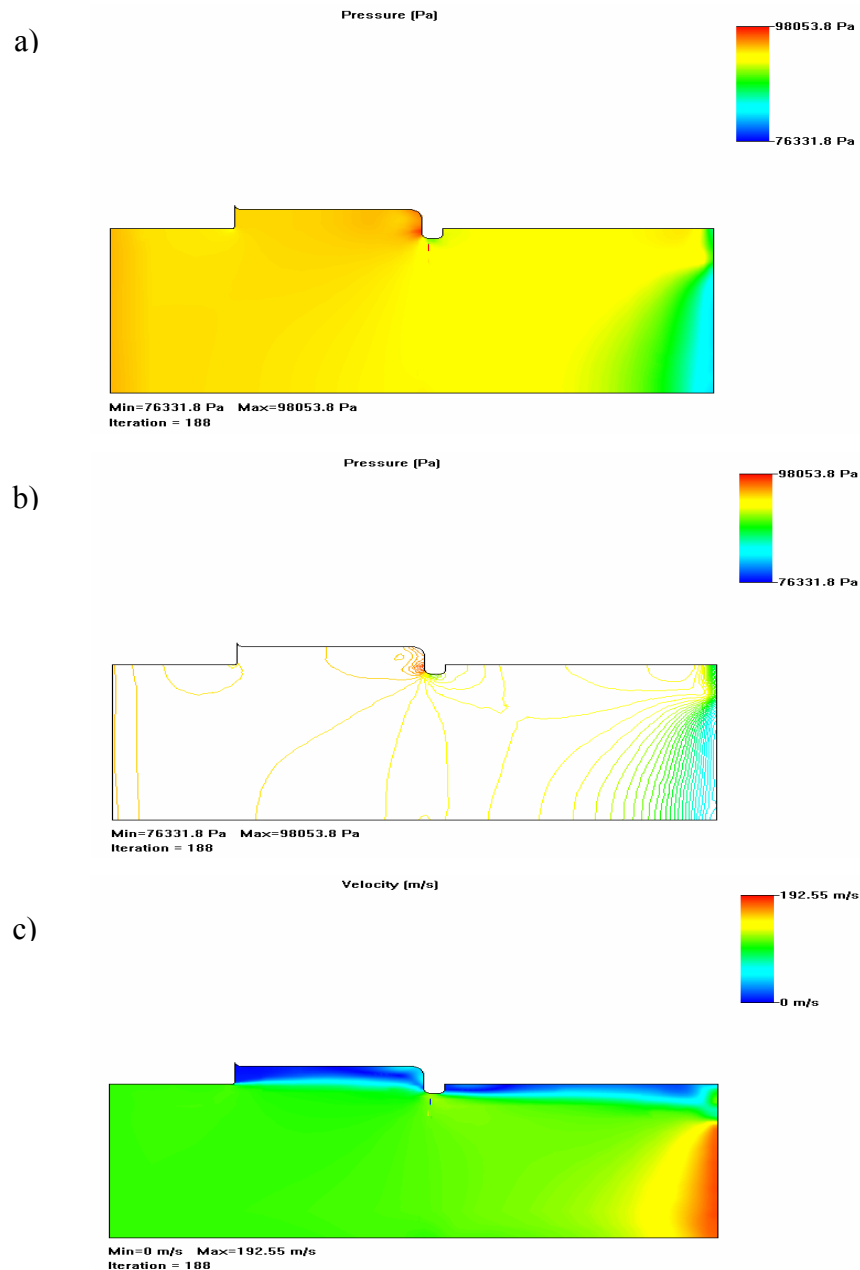
Nella Figura 5.27.a) si vede un effetto diverso a quello della formazione di una vena fluida. In fluido continua ad accelerare in un continua riduzione della sua area trasversale con effetto molto simile a un imbuto che è continuo dall'inizio alla sezione finale di bordo. Nella Figura 5.27.b) si osservano, anche se non in modo molto chiaro, le linee isovelocità che combinate con i vettori di velocità (Nella Figura 5.27.d) offrono un risultato abbastanza completo della situazione nella sezione.

In quest'occasione si vede una divisione abbastanza marcata di 4 aree di diversa pressione dove il minimo raggiunge valori vicini a 85000 Pa; questa divisione è dovuta alla perdita di sensibilità in questa prova con una scala con minore numero di punti medi fra i due estremi della scala (in Figura 5.27.c).

Finendo l'analisi di questa simulazione la portata che attraversa la valvola è $\approx 0,0652 \text{ kg/s}$, una portata molto maggiore rispetto a quella della configurazione precedente di $\approx 0,0444 \text{ kg/s}$, con un aumento del 150 %. Per la seconda volta in questa simulazione si è anche misurato il volume che attraversa la valvola in queste condizioni, che è $\approx 0,0566 \text{ m}^3/\text{s}$ valore che fornisce una densità complessiva nel sistema di 1.15 kg/m^3 , che diminuisce significativamente la densità complessiva rispetto alla precedente prova.

5.4.13 Tredicesima Simulazione: Valvola Piatta o “Amal”(Apertura 32mm).

Con questa, sono finalmente completate tutte le simulazioni per la valvola piatta, con 32 mm e quasi il 95% di apertura. Si raggiunge il massimo, dato la situazione sarà uguale a quella della prova a 100% di apertura. In questa simulazione si è deciso di tornare un'altra volta ai vecchi display. Anche per l'ultima prova i parametri di rugosità e Numero di Mach sono 8 micrometri e No High Mach Number Flow.



d)

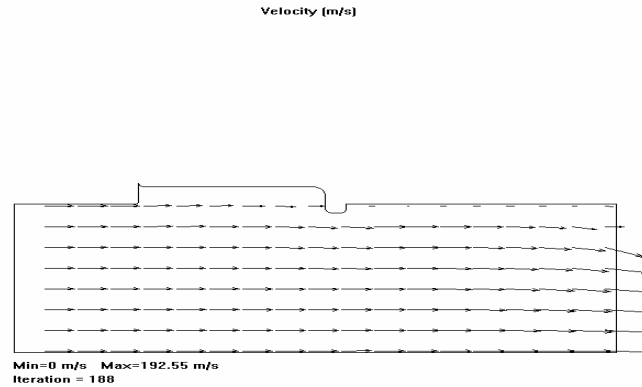


Figura 5.28: Risultati 2D delle simulazioni per la Valvola Piatta con Apertura di 32 mm

Nella Figura 5.28.c), in configurazione di valvola quasi totalmente aperta, il valore di velocità massima è di quasi 190 m/s , è molto evidente come il flusso si mantiene quasi indisturbato fino alla parte finale dove si vede deviato verso la parte inferiore come congiunzione dei disturbi aerodinamici creati dalla valvola e dalla diminuzione della pressione. Nella Figura 5.28.d) si osservano i vettori velocità in forma schematica, che rappresentano la deviazione dei vettori nella parte finale.

In questo caso, si presenta un'unica sezione di pressione dove il valore della pressione è approssimativamente 90000 Pa (in Figura 5.28.a); solo nella zona finale si produce una diminuzione in corrispondenza all'accelerazione del fluido. Nella figura 5.28.b) l'accumulo di linee di pressione è concentrato nella zona finale.

La portata capace di attraversare la valvola alla massima apertura è $\approx 0,1049 \text{ kg/s}$, essa è aumentata di tanto probabilmente a causa della diminuzione di disturbi prodotti dalla valvola che si trova totalmente detratta. La portata volumetrica in queste condizioni è $\approx 0,0935 \text{ m}^3/\text{s}$; risultato che ci porta ad una densità di 1.12 kg/m^3 in concordanza con le altre prove che fanno diminuire la densità a maggiore apertura della valvola.

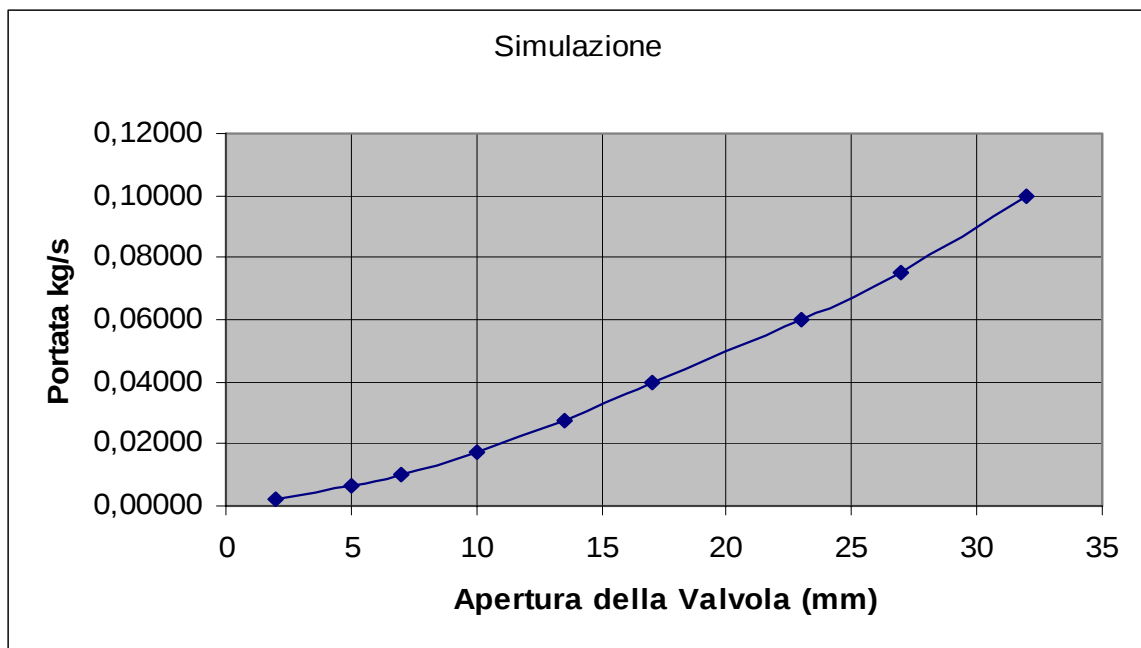


Figura 5.29: Grafico Portata vs. Apertura della Valvola Piatta

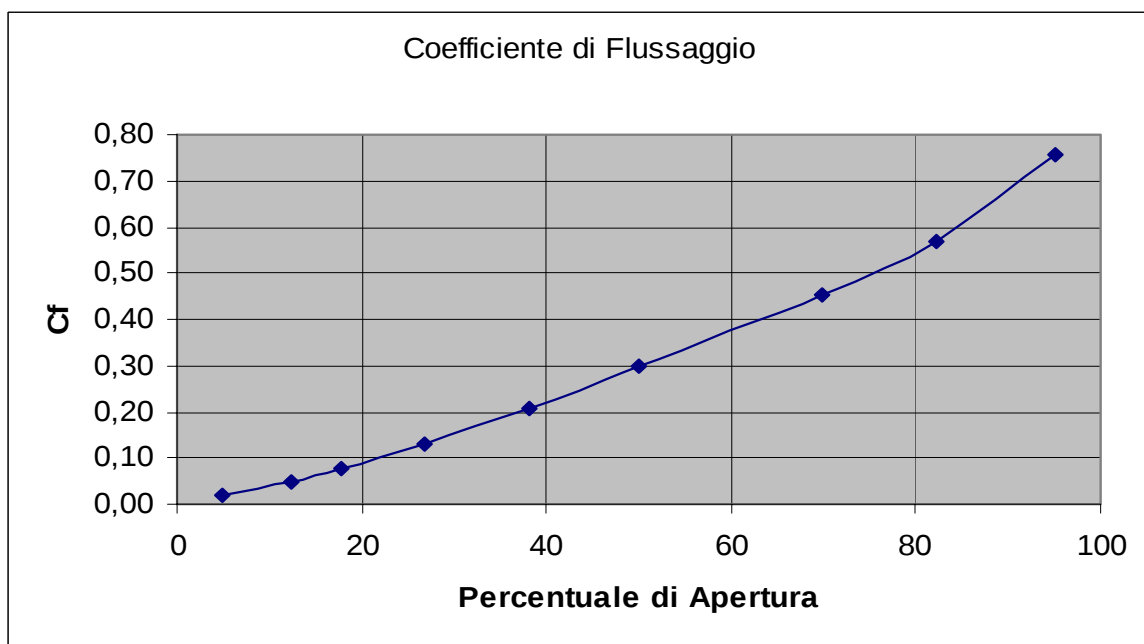
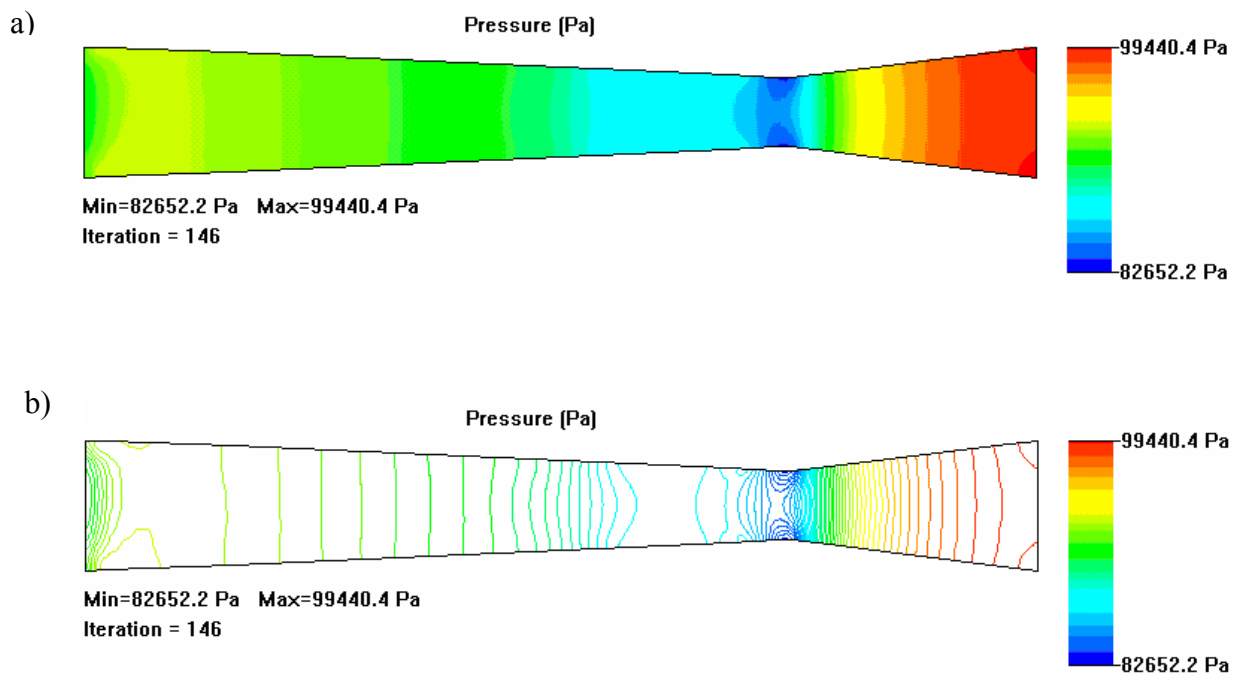


Figura 5.30: Grafico C. Flussaggio vs. Apertura della Valvola Piatta

5.4.14 Quattordicesima Simulazione: Approssimazione Restrittore SC07 (R. Sopra).

Questo nuovo elemento non è stato sottoposto alla prova di flussaggio in banco prova, dato che nel periodo in cui sono stati effettuati flussaggi ancora non era stato prodotto (fra l'altro il lavoro di sviluppo di questo restrittore è stato realizzato da un'altra persona). In questa sezione è stata realizzata la simulazione di un restrittore non esattamente uguale a quello utilizzato nella vettura, ma che si avvicina molto e che mantiene le sue principali caratteristiche (ALLEGATO 1); angoli di restrittore e convergenti sotto i 10° e un divergente più lungo del convergente (con la geometria rappresentata nell'allegato). Ritornando al discorso tradizionale, su questo restrittore è stata misurata la rugosità, con un valore medio di 1,5 micrometri (e considerata uguale a quella del restrittore più lucido dato che si dispone della tecnologia per produrlo), e, come in tutte le altre simulazione l'ipotesi scelta è stata "No High Mach Number Flow" che viene successivamente confermata dal grafico di numero di Mach.

Dopo aver confermato tutti i parametri necessari, bisogna controllare le condizioni al contorno e la continuità del dominio. I risultati raggiunti (tramite i grafici) sono stati:



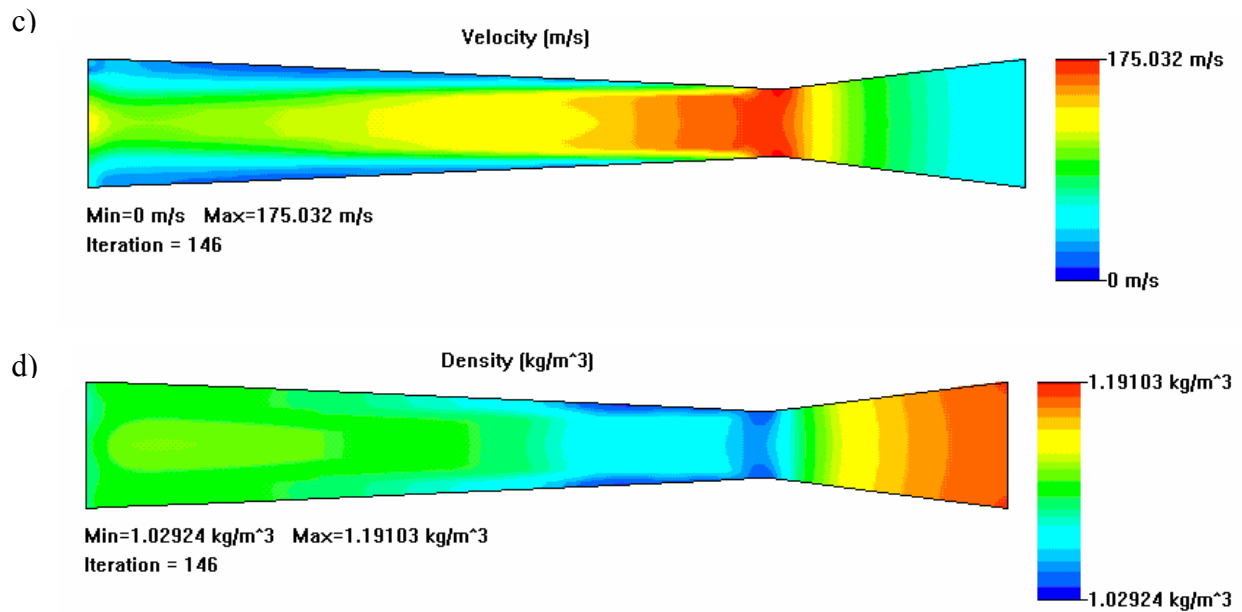


Figura 5.31: Risultati 2D delle simulazioni per l'Approssimazione del Restrittore SC07

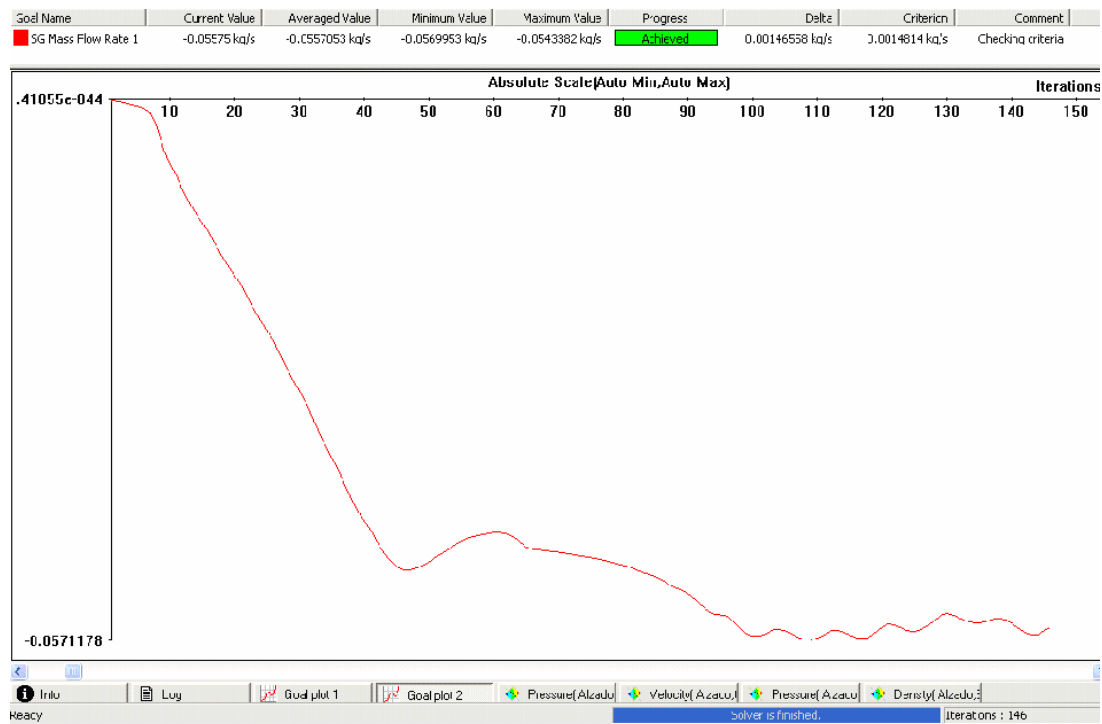


Figura 5.32: Andamento Iterativo del calcolo della portata che attraversa l'Approssimazione del Restrittore della SC07

Se per questa geometria facciamo uno studio simile a quello realizzato per gli altri restrittori si conclude:

Nella Figura 5.31.a) si vede come tanto per il divergente come per il convergente si produce un'evoluzione nella pressione abbastanza graduale (ad eccezione d'alcuni punti restrittore dove si raggiunge subito un forte minimo dovuto alla massima velocità registrata). In Figura 5.31.b) le linee di isopressione, abbastanza distanziate l'una dall'altra, mostrano per la prima volta, una progressione della pressione che permette un buon passaggio del fluido attraverso la geometria.

In Figura 5.31.c) si presenta un distacco di vena fluida molto minore a qualsiasi altro registrato per le altre simulazioni. Nella parte del convergente, l'accelerazione che compie il fluido è quasi perfetta, non ci sono né distacchi, né vortici, com'era da aspettarsi dovuto allo studio fatto nel “paragrafo 5.4.4”; nella zona del divergente il fluido decelera continuamente soprattutto nella zona più centrale dove aveva raggiunto delle velocità più elevate. Da notare come quasi alla fine del divergente, data la diminuzione della velocità, il fluido un'altra volta si avvicina alla parete, ponendo fine alla piccola vena fluida formata dopo il restrittore.

Rispetto al discorso della densità rappresentata in Figura 5.31.d), come in casi precedenti è confermata la nostra premessa teorica; è una combinazione del grafico di velocità (segue lo stesso comportamento della temperatura) e pressione, raggiungendo i punti di minimo subito dopo la restrizione nei bordi; però per la prima volta si vede un'area molto uniforme in densità alla fine del restrittore. Questo aspetto permette al motore di respirare in tutta la sezione in modo uniforme.

In fine nella Figura 5.32, si riporta il comportamento iterativo intorno al risultato della simulazione, la quale ci afferma che la massa che attraversa il restrittore in queste condizioni è $\approx 0,0557 \text{ kg/s}$, migliore di un 10% della migliore configurazione finora registrata al Paragrafo 5.4.1. Come informazione aggiuntiva, ugualmente alle ultime simulazioni, conoscendo la portata che attraversa il restrittore in queste condizioni ($0,0508 \text{ m}^3/\text{s}$), si calcola una densità complessiva di 1.096 kg/m^3 , che è la minore finora registrata.

ALLEGATI

CONCLUSIONI

Sono state realizzate delle prove fluidodinamiche nel banco prova “Superflow SF-600E”, per elementi dell’aspirazione di un Motore motociclistico “Honda CBR-600” destinato alla gara di Formula Student. I componenti studiati sono: Restrittori (modelli precedenti), Valvola Piatta e Testata (sia in aspirazione sia in scarico). Questi test hanno permesso di conoscere il comportamento di questi elementi anche a salti di pressione diversi, come succede nell’interno del sistema d’aspirazione in un motore funzionante.

Parallelamente all’attività suddetta si è inoltre proceduto alla modellazione degli elementi con il programma per simulazioni fluidodinamiche “SolidWorks-COSMOS FloWORKS”, il cui studio ci permette di sapere quanto sono vicini i risultati di queste simulazioni ai risultati reali ottenuti al banco prova; questo ci permette di aprire la strada dello sviluppo di progetti con i programmi sapendo quanto sono vicini alla realtà.

Questo lavoro (realizzato insieme ad altri colleghi) apre le porte alla possibilità di realizzare altri studi sui “Formula Student”, anno dopo anno. I consigli che umilmente posso lasciare alle generazioni di studenti che si avvicineranno a lavori come questo, sul motore della macchina, sono:

- Per il miglioramento di tutti i coefficienti si può optare per realizzare dei lavori di lucidatura dei condotti con la carta di vetro o con la fresa manuale. Nel caso ci siano forti cambi di sezione, si può anche fare la saldatura di cordone d’alluminio che sarà lucidato e portato al livello voluto. Ancora, per portare i coefficienti a valore elevato, si possono pulire gli appoggi tra valvola e testata, in maniera tale da assicurare una chiusura totale delle valvole e un flusso più pulito a basse aperture.*

- Una delle prove che si possono fare per continuare questi studi è quella di aggiungere i condotti di scarico ed aspirazione, e vedere il comportamento di tutto il sistema ai diversi valori d’alzata.*

BIBLIOGRAFIA

Libri:

- (1) **G. Ferrari**, “Motori a combustione Interna”,
Il Capitolo, (1992)
- (2) **John B. Heywood**, “Internal combustion engine Fundamentals”,
McGraw Hill Internacional Editions, (1988)
- (3) **U. R. Vercelli**, “Motori ad alta potenza specifica”
Giorgio Nada Editore (2003)
- (4) **A. E. Catania**, “Complementi di macchine”
Levrotto e Bella - Torino (1979)
- (5) **Ricardo Eng.** “Experimental Procedures”
(1997)

Pubblicazioni:

- (6) 2007 Formula SAE @Rules
- (7) Introducing COSMOSFloWorks 2006
- (8) COSMOSFloWorks Fundamentals 2006
- (9) COSMOSFloWorks Tutorial 2006

Tesi di Laurea:

- (10) **G. Inghilterra**, “Messa a punto e ottimizzazione del banco di flussaggio per teste motore “Superflow SF-600E”
- (11) **M. Caporaso**, “Indagine Teorico-Sperimentale sulle prestazioni di un Motore motociclistico ad alta potenza specifica”

Siti in Internet:

- (12) <http://www.formulastudent.com>
- (13) <http://en.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>
- (14) <http://www.motoreport.com/test/hondacbr600s.htm>